

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Департамент научно-технологической политики и образования
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Волгоградский государственный аграрный университет»

**В.В. Дяшкин-Титов, Н.С. Воробьева, И.А. Несмиянов,
А.В. Дяшкин, В.П. Хавронин**

П Р И К Л А Д Н А Я М Е Х А Н И К А

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Волгоград
Волгоградский ГАУ
2017

УДК 621.3:531

ББК 30.12

М 55

Рецензент:

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Детали машин и ПТУ»
ФГБОУ «ВолгГТУ» А.В. Попов.

М 55 Дяшкин-Титов Виктор Владимирович, Воробьева Наталья Сергеевна, Несмиянов Иван Алексеевич, Дяшкин Андрей Владимирович, Хавронин Виктор Петрович.

Механика: Учебно-методическое пособие/ В.В. Дяшкин-Титов, Н.С. Воробьева, И.А. Несмиянов, А.В. Дяшкин, В.П. Хавронин Волгоград: ФГБОУ ВО Волгоградский ГАУ, 2017.- 96с.

Учебно-методическое пособие составлено для проведения практических занятий и самостоятельного выполнения контрольной работы по дисциплине «Прикладная механика» согласно Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению подготовки бакалавров 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Изучение дисциплины «Прикладная механика» направлено на формирование общепрофессиональных компетенций: ОПК-2– способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования при решении профессиональных задач.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен:

Знать: методы расчета на прочность, жесткость и устойчивость отдельных элементов конструкций при различных видах нагружения; основные виды передач, классификацию, их функциональные возможности и области применения; методы и нормы расчета передач (ременных, цепных, зубчатых), валов и осей, подшипников, муфт, неразъемных и разъемных соединений.

Уметь: выполнять расчеты на прочность, жесткость и устойчивость отдельных элементов конструкций при различных видах нагружения; осуществлять рациональный выбор стандартных изделий; выбирать и анализировать исходные данные для расчета и проектирования деталей и механизмов; рассчитывать соединения, типы приводов и механические

передачи; оформлять графическую и техническую документации на проектируемые детали и механизмы.

Владеть: использовать справочную литературу и нормативно-техническую документацию для решения инженерных задач; использовать компьютерное моделирование для расчета и проектирования механических передач, узлов и деталей.

Содержатся варианты заданий и исходные данные для выполнения контрольной работы. Приведены примеры расчетов и оформления графической части. В приложении содержится необходимый справочный материал.

УДК 621.3:531
ББК 30.12

ФГБОУ ВО Волгоградский
государственный аграрный
университет, 2017

Контрольная работа состоит из пяти расчетно – графических работ (РГР):

РГР №1. Расчет на прочность и жесткость статически определимого стержня при растяжении – сжатии.

РГР №2. Расчет статически определимой балки на прочность.

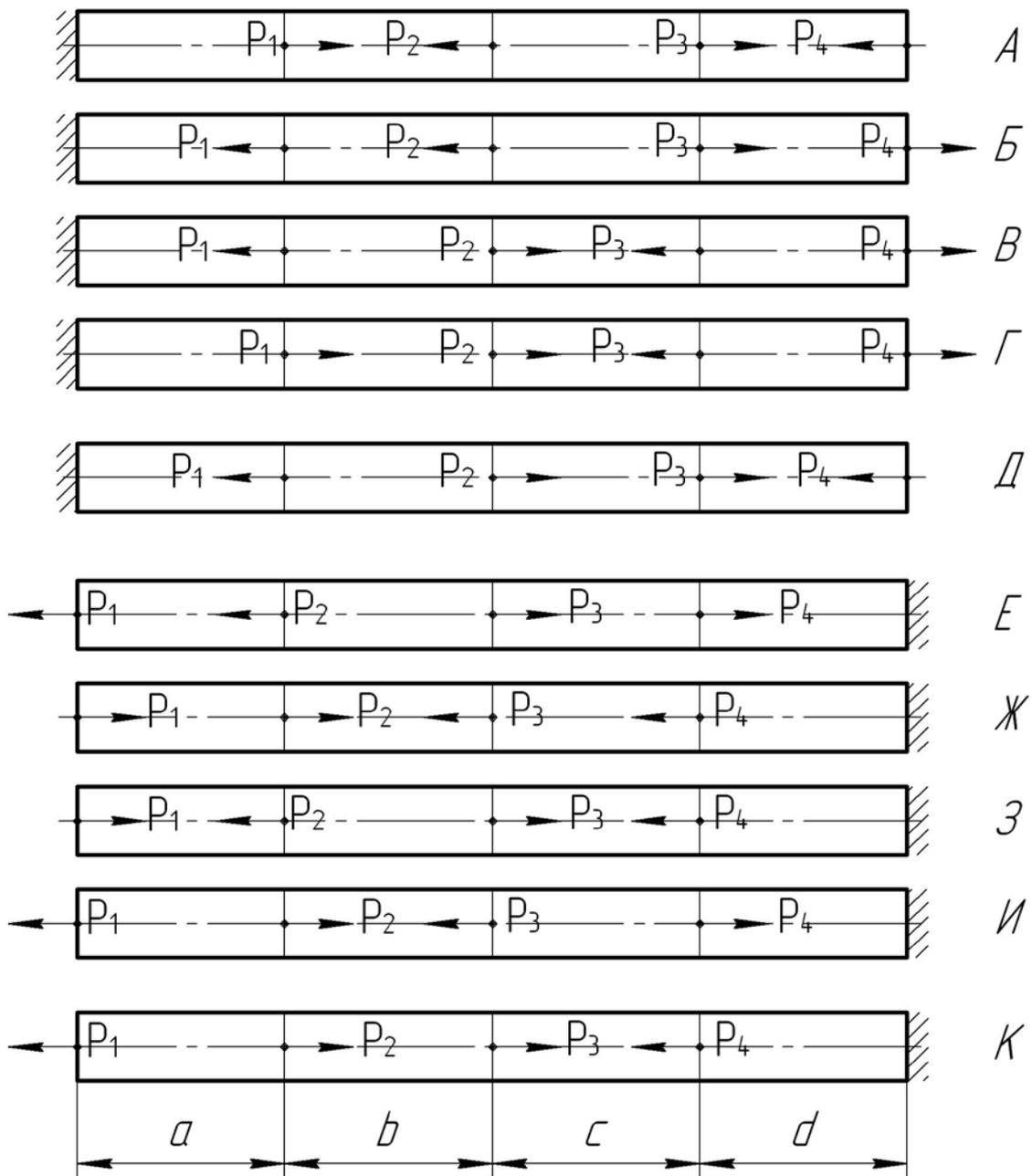
РГР №3. Кинематический расчет привода.

РГР №4. Расчет зубчатой передачи.

РГР №5. Расчет открытой (ременной или цепной) передачи.

В графическую часть входят: эпюры, кинематическая схема привода со спецификацией, рабочие чертежи зубчатого колеса, шкива ременной или звездочки цепной передач. Формат схемы и чертежей А3 (297×420).

РГР 1
Расчет на прочность и жесткость статически определимого
стержня
при растяжении-сжатии



N	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄
	кН			
1	10	15	20	25
2	15	20	25	30
3	20	25	30	35
4	25	30	35	40
5	30	35	40	45
6	35	40	45	50
7	40	45	50	55
8	45	50	55	60
9	50	55	60	65
0	55	60	65	70

N	a	b	c	d	[σ] _p	[σ] _{сж}
	см				МПа	
1	30	25	20	15	30	120
2	25	20	15	10	35	125
3	20	15	10	8	40	130
4	15	10	8	6	45	135
5	10	8	6	12	50	140
6	8	6	12	14	55	145
7	6	12	14	16	60	150
8	12	14	16	18	65	155
9	14	16	18	20	70	160
0	16	18	20	25	75	165

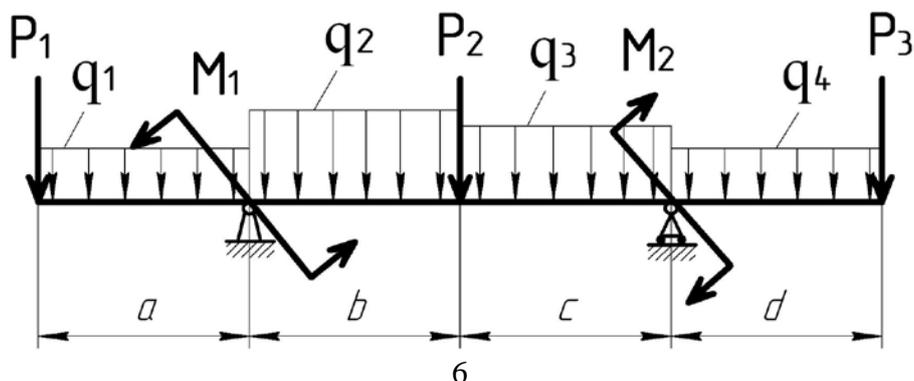
Чугунный стержень, закрепленный с одной стороны, загружен силами P_1, P_2, P_3, P_4 .

Требуется определить:

- 1) Из условия прочности диаметры поперечных сечений на каждом участке стержня;
- 2) Из условия прочности диаметр круглого, постоянного по всей длине стержня и сравнить массу полученного стержня с массой стержня, полученного в п.1;
- 3) Деформацию ступенчатого стержня, если $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа.
- 4) Деформацию круглого, постоянного по всей длине стержня, и сравнить ее с полученной в п.3.

РГР 2

Расчет статически определимой балки на прочность



№	a	b	c	d
	м			
А	1,8	2,2	0,5	0,5
Б	0,5	1,6	2,2	1,0
В	0,5	2,2	1,8	0,5
Г	0,4	2,4	1,6	0,4
Д	0,6	1,0	3,0	0,8
Е	0,8	3,0	1,0	0,6
Ж	1,2	2,5	1,5	1,2
З	1,2	3,0	1,0	1,5
И	1,0	1,0	3,0	2,0
К	1,6	2,0	2,0	1,4

№	P ₁	P ₂	P ₃	M ₁	M ₂
	кН			кН м	
1	0	40	20	10	0
2	10	60	0	0	10
3	20	0	30	4	0
4	40	80	0	0	4
5	32	0	20	8	0
6	0	100	40	0	8
7	20	80	0	0	12
8	80	120	0	12	0
9	60	0	60	1	0
0	0	100	10	0	16

№	q ₁	q ₂	q ₃	q ₄
	кН/м			
1	5	5	0	0
2	0	10	10	0
3	0	0	20	20
4	0	20	20	0
5	10	10	0	0
6	6	0	6	0
7	0	0	8	8
8	0	12	12	0
9	0	0	15	15
0	0	18	18	0

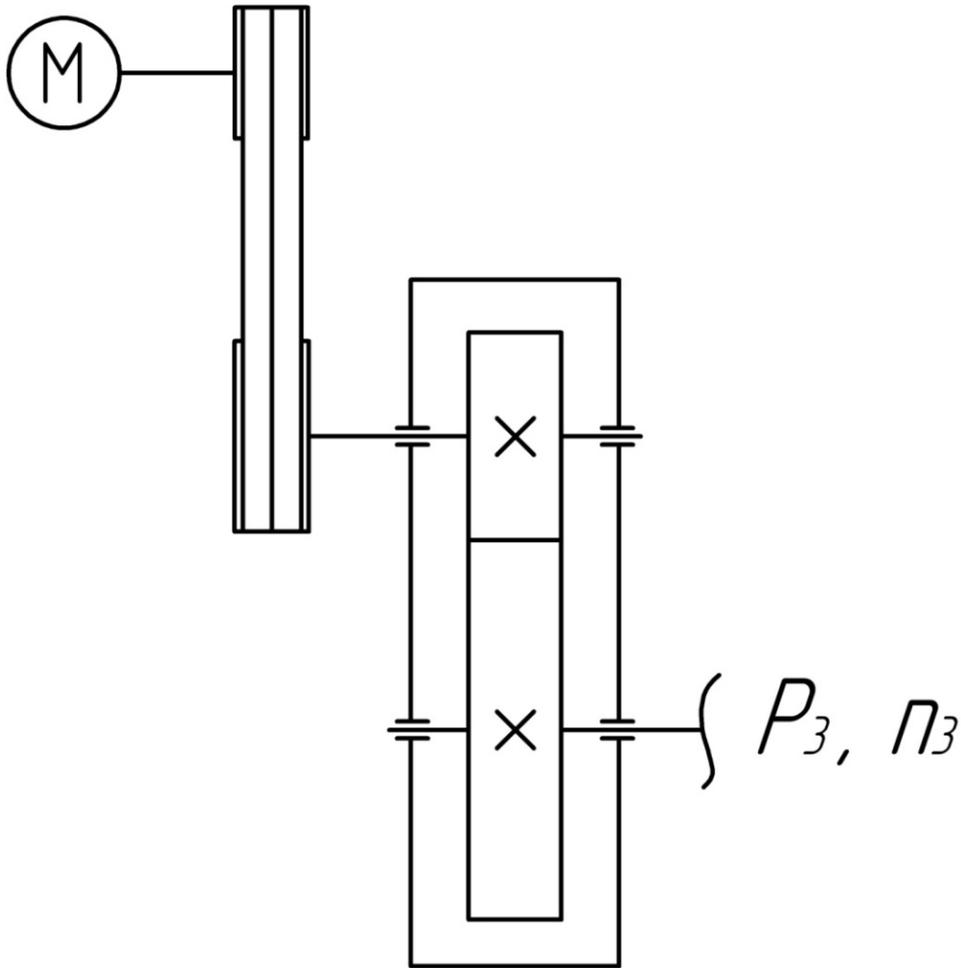
Для балки, изображенной на рисунке, требуется:

- 1) Начертить ее в масштабе по данным своего шифра;
- 2) Определить реакции опор;
- 3) Построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил;
- 4) Из условия прочности по нормальным напряжениям $[\sigma] = 160$ МПа определить размеры круглого и двутаврового сечений;
- 5) Сравнить массы полученных балок и выбрать вариант с наименьшей материалоемкостью;
- 6) Проверить выбранное сечение на касательные напряжения.

Номера заданий, вариантов и исходных данных для РГР 3, 4, 5

Задание 1

Спроектировать привод к конвейеру по заданной схеме. Открытая передача клиноременная, редуктор цилиндрический прямозубый, срок службы привода $t = 25000$ ч, нагрузка спокойная.

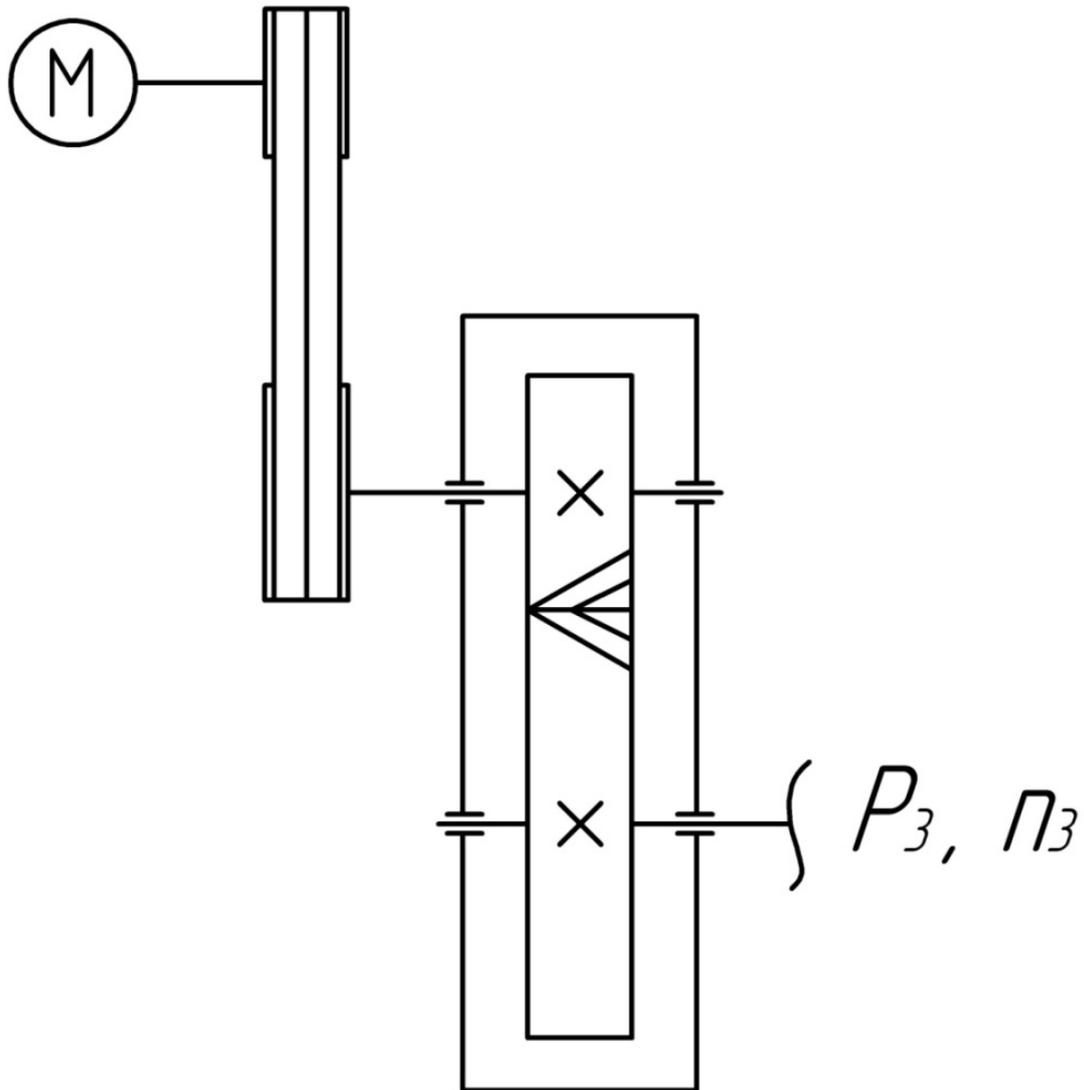


Исходные данные

Величина	Варианты											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$P_3, \text{кВт}$	1,5	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5	12	13,5	15	16,5	19
$n_3, \text{мин}^{-1}$	90	80	70	120	110	100	90	80	70	60	50	40

Задание 4

Спроектировать привод к конвейеру по заданной схеме. Открытая передача клиноременная, редуктор цилиндрический косозубый, срок службы привода $t = 25000$ ч, работа двухсменная, нагрузка спокойная.

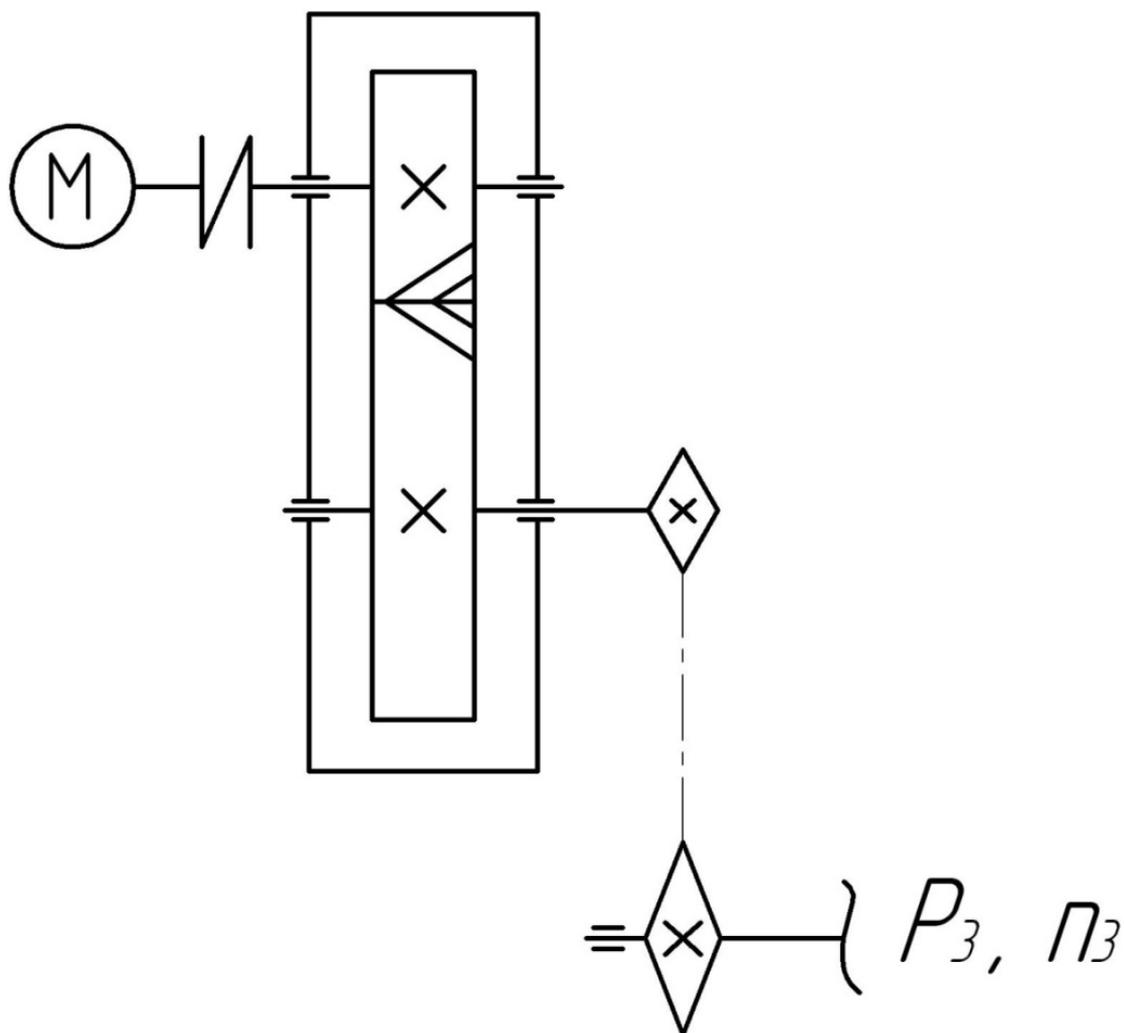


Исходные данные

Величина	Варианты											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$P_3, \text{кВт}$	1,5	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5	12	13,5	15	16,5	19
$n_3, \text{мин}^{-1}$	130	110	90	70	50	40	50	50	75	65	45	35

Задание 5

Спроектировать привод к конвейеру по заданной схеме. Открытая передача цепная, редуктор цилиндрический косозубый, срок службы привода $t = 25000$ ч, работа двухсменная, нагрузка спокойная.

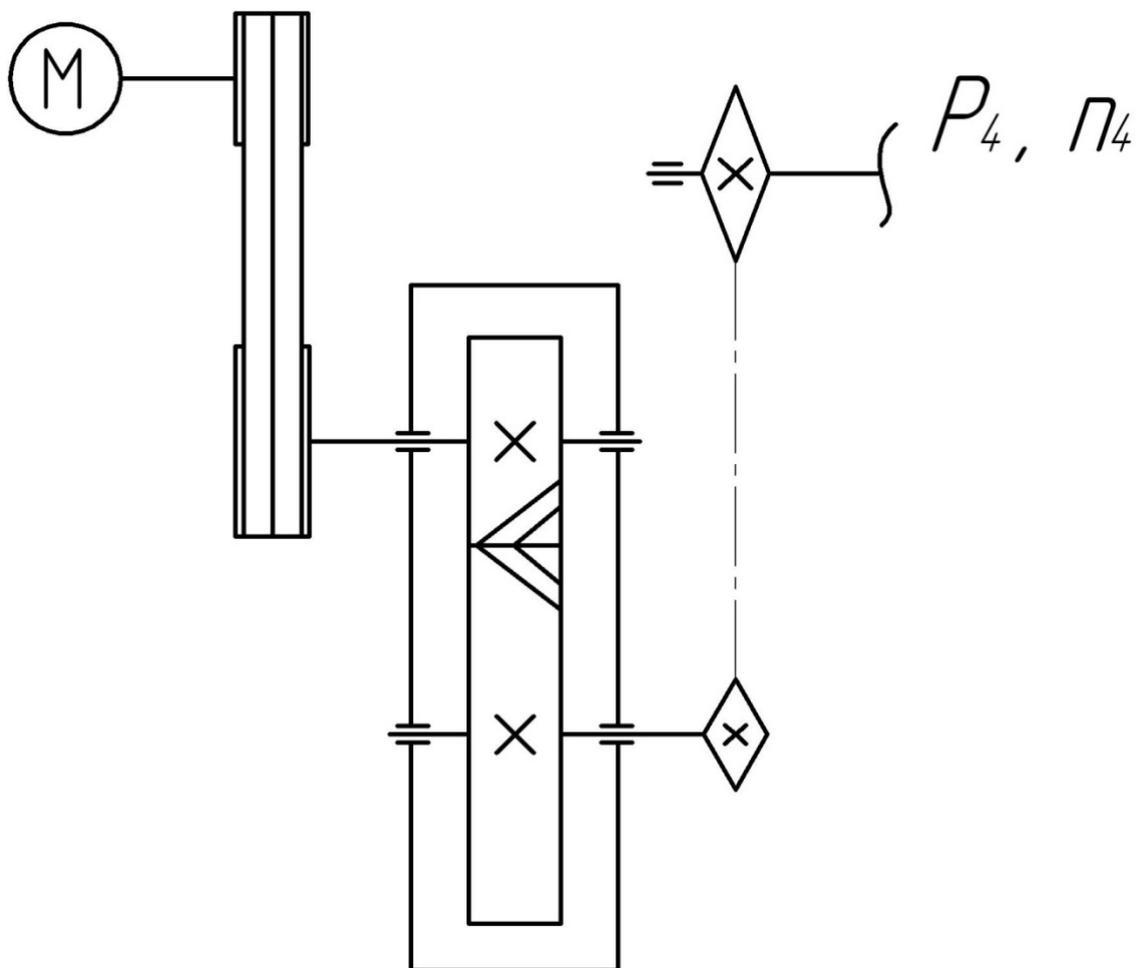


Исходные данные

Величина	Варианты											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$P_3, \text{ кВт}$	2,5	4,5	6,5	8,5	10,5	12,5	14,5	16,5	18,5	20,5	22,5	25,5
$n_3, \text{ мин}^{-1}$	90	80	70	120	110	90	80	70	100	60	50	40

Задание 6

Спроектировать привод к конвейеру по заданной схеме. Открытая быстроходная передача клиноременная, открытая тихоходная - цепная, редуктор цилиндрический косозубый, срок службы привода $t=15000$ ч, работа двухсменная, нагрузка спокойная.

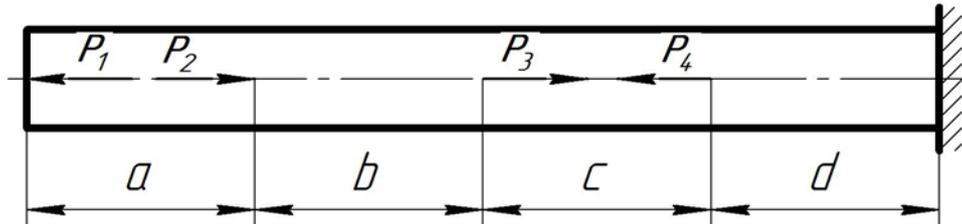


Исходные данные

Величина	Варианты											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P_4 , кВт	3,5	5,5	7,5	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	10,5	8,5	6,5
n_4 , мин ⁻¹	65	30	40	55	35	45	25	40	60	30	35	55

Пример расчета РГР 1

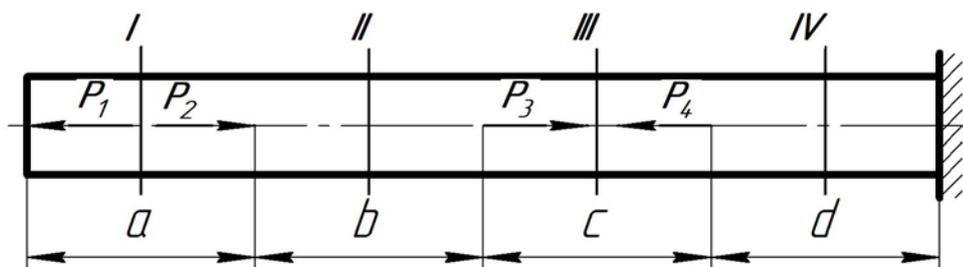
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМОГО СТЕРЖНЯ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ - СЖАТИИ



Чугунный стержень, закрепленный с одной стороны, загружен силами $P_1 = 40$ кН, $P_2 = 70$ кН, $P_3 = 30$ кН, $P_4 = 110$ кН. Продольные размеры стержня: $a = 1$ м, $b = 1,2$ м, $c = 2$ м, $d = 0,8$ м. Допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma_p] = 50$ МПа, допускаемые напряжения на сжатие $[\sigma_{сж}] = 200$ МПа. Модуль нормальной упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

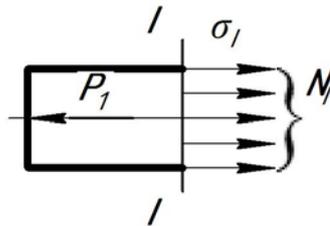
Требуется определить:

- 1) Из условия прочности диаметры поперечных сечений на каждом участке стержня;
- 2) Из условия прочности диаметр круглого, постоянного по всей длине стержня и сравнить массу полученного стержня с массой стержня, полученного в п.1;
- 3) Деформацию ступенчатого стержня.
- 4) Деформацию круглого, постоянного по всей длине стержня, и сравнить ее с полученной в п.3.



Под действием внешних нагрузок (P_1, P_2, P_3, P_4) в теле стержня возникают внутренние усилия - напряжения σ , величина которых определяется методом сечений. По этому методу в том месте, где определяются напряжения проводится сечение и рассматривается равновесие одной части стержня под действием внешних сил действующих на эту часть и внутренних усилий действующих в сделанном сечении.

Рассмотрим часть стержня левее сечения $I-I$. На рассматриваемую часть действует внешняя сила P_1 . По сечению $I-I$ действуют внутренние усилия - напряжения σ_I , равнодействующая которых - N_I .



Рассматриваем равновесие этой части стержня:

$$\Sigma F_x = N_I - P_1 = 0;$$

$$N_I = P_1 = 40 \text{ кН}$$

Из условия прочности необходимая величина площади поперечного сечения этой части стержня A_I определится:

$$A_I = \frac{N_I}{[\sigma_p]} = \frac{40 \cdot 10^3}{50 \cdot 10^6} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 8 \text{ см}^2.$$

Диаметр первой части стержня определится:

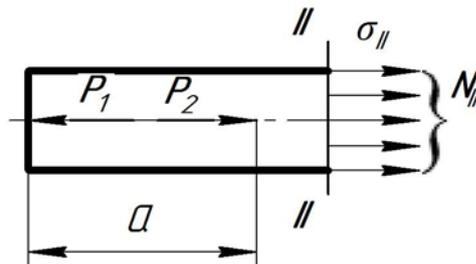
$$d_I = \sqrt{\frac{4A_I}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8}{3,14}} = 3,19 \text{ см}$$

Изменение длины участка «а»:

$$\Delta a = \frac{N_I \cdot a}{E \cdot A_I} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 8 \cdot 10^{-4}} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,25 \text{ мм}$$

Рассмотрим часть стержня левее сечения II-II. На рассматриваемую часть действуют внешние силы P_1 и P_2 .

По сечению II-II действуют внутренние усилия-напряжения σ_{II} , равнодействующая которых - N_{II} .



Рассматриваем равновесие этой части стержня:

$$\Sigma F_x = N_{II} - P_1 + P_2 = 0;$$

$$N_{II} = P_1 - P_2 = 40 - 70 = -30 \text{ кН}$$

Как видно, в уравнение N внешняя сила входит со знаком плюс если направлена от сечения (P_1) и со знаком минус, если направлен к сечению (P_2). Или же растягивающая сила со знаком плюс, сжимающая со знаком минус. И если в результате вычисления получаем N со знаком плюс это значит, что рассматриваемый участок растянут, а если со знаком минус - то сжат. Полученное значение $N_{II} = -30$ кН говорит о том, что второй участок сжат и при определении площади сечения необходимо брать допускаемое напряжения для сжатия $[\sigma_{сж}] = 200$ МПа.

Необходимая площадь поперечного сечения:

$$A_{II} = \frac{N_{II}}{[\sigma_{сж}]} = \frac{30 \cdot 10^3}{200 \cdot 10^6} = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 1,5 \text{ см}^2$$

Диаметр второй части стержня:

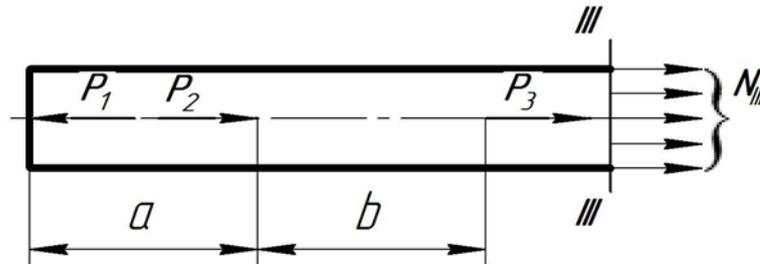
$$d_{II} = \sqrt{\frac{4A_{II}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5}{3,14}} = 1,38 \text{ см}$$

Изменение длины участка «b»:

$$\Delta b = \frac{N_{II} \cdot b}{E \cdot A_{II}} = \frac{-30 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 1,5 \cdot 10^{-4}} = -12 \cdot 10^{-4} \text{ м} = -1,2 \text{ мм}$$

Рассмотрим часть стержня левее сечения III-III. На рассматриваемую часть действуют внешние силы P_1 , P_2 и P_3 .

По сечению III-III действуют внутренние усилия - напряжения σ_{III} , равнодействующая которых - N_{III} .



Рассматриваем равновесие этой части стержня:

$$\Sigma F_x = N_{III} - P_1 + P_2 + P_3 = 0;$$

$$N_{III} = P_1 - P_2 - P_3 = 40 - 70 - 30 = -60 \text{ кН}$$

Необходимая площадь поперечного сечения A_{III} :

$$A_{III} = \frac{N_{III}}{[\sigma_{сж}]} = \frac{60 \cdot 10^3}{200 \cdot 10^6} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 3 \text{ см}^2$$

Диаметр третьей части стержня определится:

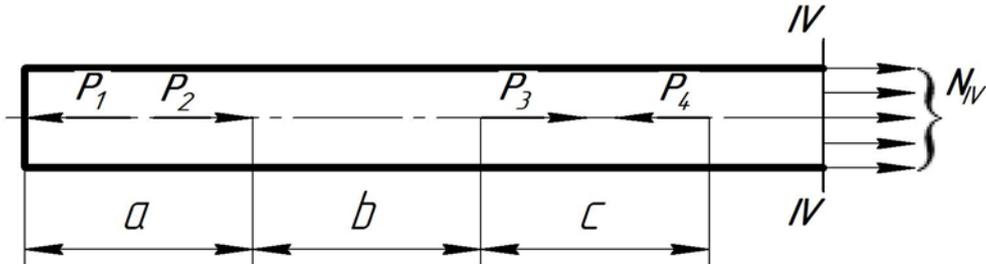
$$d_{III} = \sqrt{\frac{4A_{III}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3}{3,14}} = 1,95 \text{ см}$$

Изменение длины участка «c»:

$$\Delta c = \frac{N_{III} \cdot c}{E \cdot A_{III}} = \frac{-60 \cdot 10^3 \cdot 2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3 \cdot 10^{-4}} = -20 \cdot 10^{-4} \text{ м} = -2 \text{ мм}$$

Рассмотрим часть стержня левее сечения $IV-IV$. На рассматриваемую часть действуют внешние силы P_1, P_2, P_3 и P_4 .

По сечению $IV-IV$ действуют внутренние усилия - напряжения σ_{IV} , равнодействующая которых - N_{IV} .



Рассматриваем равновесие этой части стержня:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= N_{IV} - P_1 + P_2 + P_3 - P_4 = 0; \\ N_{IV} &= P_1 - P_2 - P_3 + P_4 = 50 \text{ кН}\end{aligned}$$

Необходимая площадь поперечного сечения A_{IV} :

$$A_{IV} = \frac{N_{IV}}{[\sigma_p]} = \frac{50 \cdot 10^3}{50 \cdot 10^6} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 10 \text{ см}^2$$

Диаметр четвертой части стержня определится

$$d_{IV} = \sqrt{\frac{4A_{IV}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10}{3,14}} = 3,56 \text{ см}$$

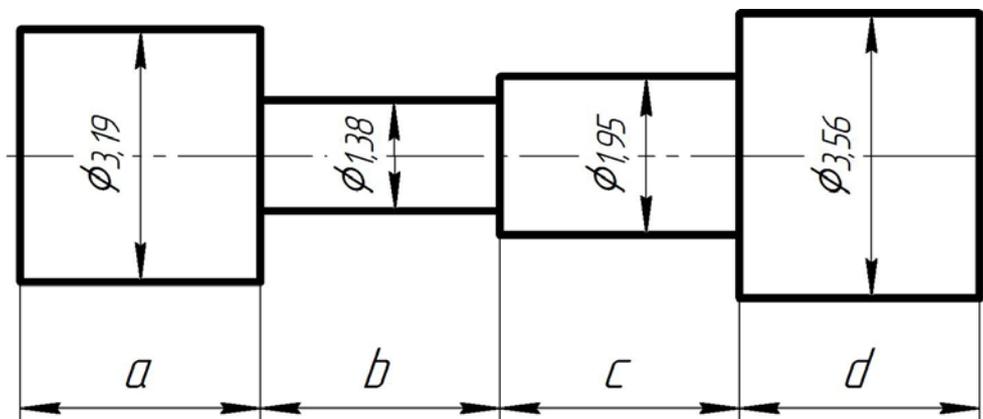
Изменение длины участка « d »:

$$\Delta d = \frac{N_{III} \cdot d}{E \cdot A_{IV}} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,8}{2 \cdot 10^{11} \cdot 10 \cdot 10^{-4}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,2 \text{ мм}$$

Суммарная деформация всего стержня Δl_I складывается из деформаций отдельных его частей:

$$\Delta l_I = \Delta a + \Delta b + \Delta c + \Delta d = 0,25 - 1,2 - 2 + 0,2 = -2,75 \text{ мм}$$

На основании результатов расчёта делается чертёж стержня. Диаметры частей указаны в сантиметрах. Все части стержня будут загружены на 100%.



Объём части стержня длиной «a»:

$$V_a = A_I \cdot a = 8 \cdot 100 = 800 \text{ см}^3$$

Объём части стержня длиной «b»:

$$V_b = A_{II} \cdot b = 1,5 \cdot 120 = 180 \text{ см}^3$$

Объём части стержня длиной «c»:

$$V_c = A_{III} \cdot c = 3 \cdot 200 = 600 \text{ см}^3$$

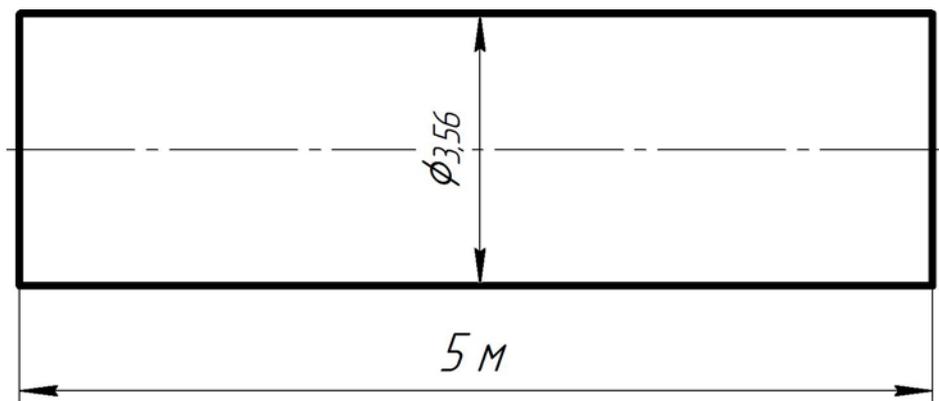
Объём части стержня длиной «d»:

$$V_d = A_{IV} \cdot d = 10 \cdot 80 = 800 \text{ см}^3$$

Полный объём всего стержня:

$$V_1 = V_a + V_b + V_c + V_d = 800 + 180 + 600 + 800 = 2380 \text{ см}^3$$

Если стержень изготавливать по всей длине одинакового диаметра, то он будет равен 3,56 см. В этом случае часть «d» будет загружена на 100%, а все остальные будут недогружены.



Объем стержня в этом случае будет:

$$V_2 = A_{max} \cdot (a + b + c + d) = 10 \cdot 500 = 5000 \text{ см}^3$$

Так как объем и масса прямо пропорциональны через плотность материала, то из соотношения объёмов и следовательно масс, будет:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{5000}{2380} = 2,2 \text{ раз}$$

Деформация стержня постоянного поперечного сечения по всей длине определится:

$$\begin{aligned} \Delta l_2 &= \frac{1}{E \cdot A_{max}} (N_I \cdot a + N_{II} \cdot b + N_{III} \cdot c + N_{IV} \cdot d) = \\ &= \frac{10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 10 \cdot 10^{-4}} (40 \cdot 1 + (-30) \cdot 1,2 + (-60) \cdot 2 + 50 \cdot 0,8) = \\ &= -3,8 \cdot 10^{-4} \text{ м} = -0,38 \text{ мм} \end{aligned}$$

Соотношение деформаций стержней по второму и первому варианту:

$$\frac{\Delta l_1}{\Delta l_2} = \frac{2,75}{0,38} = 7,23 \text{ раз}$$

Пример расчета РГР 2
РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМОЙ БАЛКИ
НА ПРОЧНОСТЬ

Для балки, изображённой на рис.1, нагруженной сосредоточенными силами $P_1=20\text{кН}$, $P_2=40\text{кН}$, равномерно распределённой нагрузкой $q=10\text{кН/м}$ и сосредоточенным моментом $M_0=30\text{кН}\cdot\text{м}$ требуется:

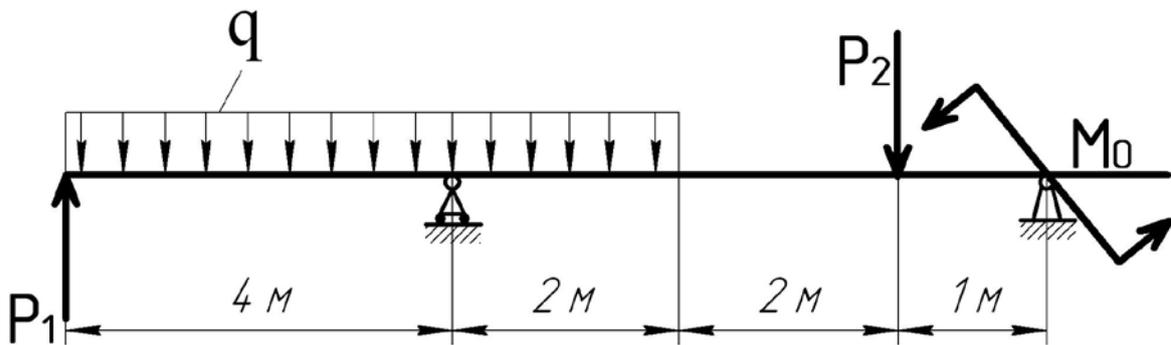


Рис. 1. Схема нагружения балки

1. Начертить ее в масштабе по данным своего шифра;
2. Определить реакции опор;
3. Построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил;
4. Из условия прочности по нормальным напряжениям $[\sigma] = 160$ МПа определить размеры круглого и двутаврового сечений.
5. Сравнить массы полученных балок и выбрать вариант с наименьшей материалоемкостью;
6. Проверить выбранное сечение на касательные напряжения;

Определение реакций опор.

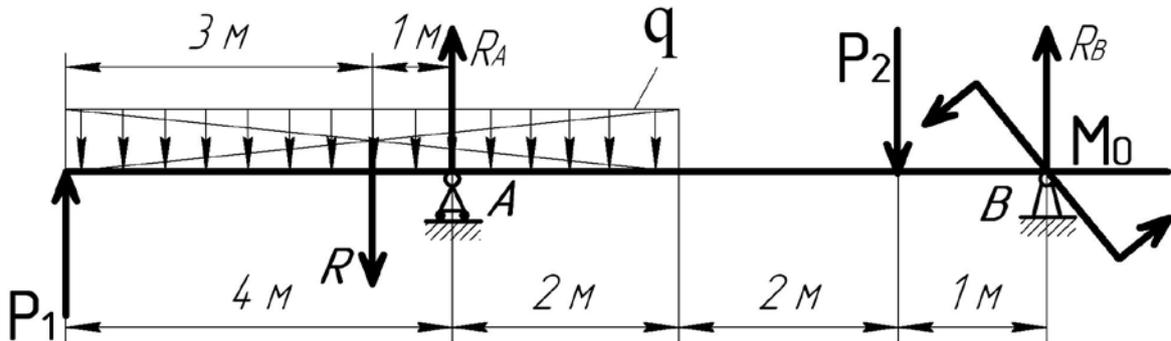


Рис. 2. Схема к определению опорных реакций.

В точках закрепления балки к основанию (точки А и В) прикладываем реакции опор R_A и R_B . Равнодействующая R равномерно распределённой нагрузки q (рис. 2.) определится:

$$R = q \cdot 6 = 10 \cdot 6 = 60 \text{ кН.}$$

Равнодействующая приложена в середине участка: т.е. в трёх метрах от левого края.

Определяем реакции R_A и R_B .

Составляем уравнения статики:

$$\sum M_{(B)} = 0; \quad -P_1 \cdot 9 - R_A \cdot 5 + P_2 \cdot 1 + R \cdot 6 + M_0 = 0$$

$$R_A = \frac{-P_1 \cdot 9 + P_2 \cdot 1 + R \cdot 6 + M_0}{5} = \frac{-20 \cdot 9 + 40 + 60 \cdot 6 + 30}{5} = 50 \text{ кН}$$

$$\sum M_{(A)} = 0; \quad -P_1 \cdot 4 + R \cdot 1 - P_2 \cdot 4 + R_B \cdot 5 + M_0 = 0$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot 4 - R \cdot 1 + P_2 \cdot 4 - M_0}{5} = \frac{20 \cdot 4 - 60 \cdot 1 + 40 \cdot 4 - 30}{5} = 30 \text{ кН}$$

Для проверки записываем уравнение:

$$\sum F_y = P_1 + R_A + R_B - P_2 - R = 20 + 50 + 30 - 40 - 60 = 0$$

Следовательно, реакции опор R_A и R_B найдены верно.

Построение эюр поперечной силы Q и изгибающего момента M .

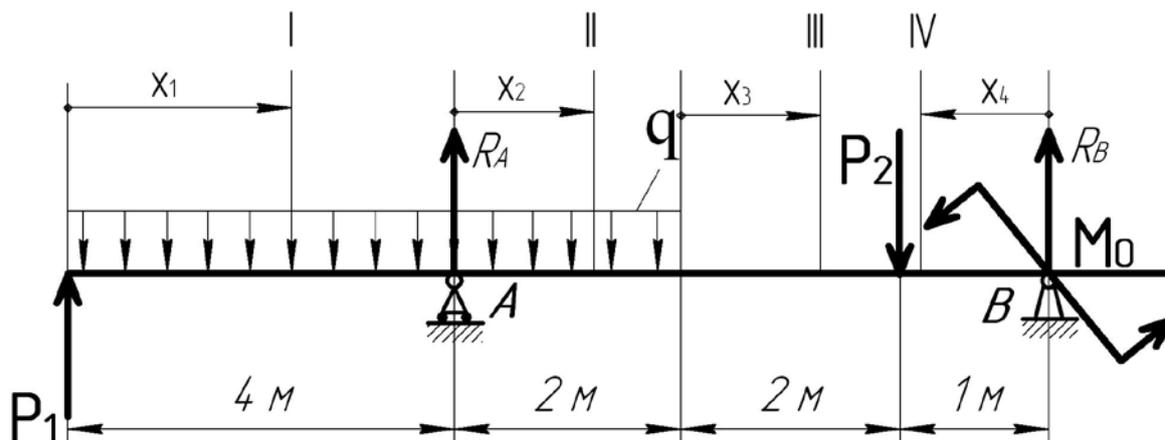
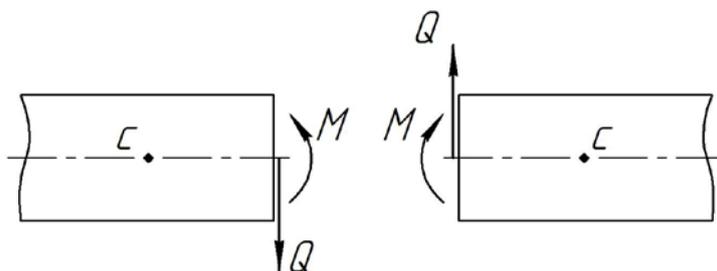


Рис.3. Схема к построению эюр Q и M

Разбиваем балку на участки, для чего проводим границы участков через точку приложения сосредоточенной силы, сосредоточенного момента, через начало и конец распределённой нагрузки. Таких границ оказывается пять, между ними расположено 4 участка.

Чтобы получать для изгибающего момента и поперечной силы одни и те же значения не только по величине, но и по знаку, условимся считать положительными: M - по часовой стрелке и Q - вверх, если при вычислениях рассматривается левая часть балки; M - против часовой стрелке и Q - вниз, если при вычислениях рассматривается правая часть балки.

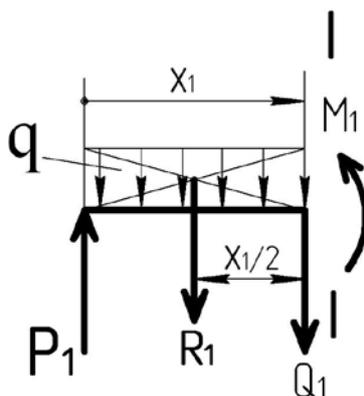


Делаем сечение I-I и рассматриваем равновесие части балки длиной « X_1 » левее этого сечения. К этой части приложена сосредото-

ченая сила P_1 и часть распределенной нагрузки q лежащая на длине « X_1 » метров.

Первый участок

Длина участка $0 \leq x_1 \leq 4,0$ м



По сделанному сечению будут действовать внутренние силы, создающую поперечную (срезающую) силу Q_1 и изгибающий момент M_1 . Составим уравнение статики для рассматриваемого участка.

Вместо равномерно распределенной нагрузки можно приложить в середине участка ее равнодействующую R_1 равную произведению нагрузки приходящейся на 1 погонный метр (q) на длину участка на которой она приложена (X_1) - $R_1 = q \cdot x_1$.

$$Q_1 = P_1 - R_1 = 20 - 10x_1$$

Из полученного уравнения можно сделать вывод, что **поперечная сила Q_1 численно равна алгебраической сумме внешних поперечных нагрузок (P_1 и R_1) лежащих по одну сторону от сечения I-I. Внешние поперечные нагрузки направленные вверх (P_1) входят в уравнение Q_1 со знаком плюс, а вниз (R_1) – со знаком минус.**

Полученное уравнение для Q_1 является прямолинейной зависимостью. Прямую строят по двум точкам. Значение X_1 задаём в начале $x_1 = 0$ и в конце участка $x_1 = 4$ м.

$$\text{При } x_1 = 0; \quad Q_1 = 20 - 10 \cdot 0 = 20 \text{ кН}$$

$$\text{При } x_1 = 4 \text{ м}; \quad Q_1 = 20 - 10 \cdot 4 = -20 \text{ кН}$$

Для определения изгибающего момента в первом сечении M_1 составляем уравнение статики – сумму моментов относительно центра тяжести первого сечения.

$$M_1 = P_1 \cdot x_1 - R_1 \cdot \frac{x_1}{2}$$

Из полученного уравнения можно сделать вывод, что **изгибающий момент M численно равен алгебраической сумме моментов от всех внешних нагрузок (P_1 и R_1) лежащих по одну сторону от сечения (I-I). Моменты берутся относительно центра тяжести проведённого сечения. Внешние нагрузки действующие относительно центра тяжести проведённого сечения по часовой стрелке входят в уравнение M со знаком плюс, а против часовой стрелки со знаком минус.**

После подстановки значений P_1 и q получим:

$$M_1 = 20 \cdot x_1 - 5 \cdot x_1^2 - \text{уравнение параболы.}$$

$$\text{При } x_1 = 0 \quad M_1 = 0;$$

$$\text{При } x_1 = 4 \text{ м} \quad M_1 = 20 \cdot 4 - 5 \cdot 4^2 = 0.$$

Анализируем выражение изгибающего момента на экстремум

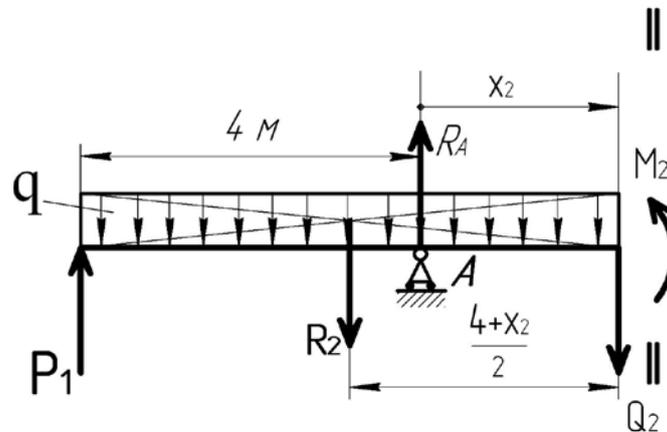
$$\frac{dM}{dx} = 20 - 10x = 0; \quad x = \frac{20}{10} = 2 \text{ м.}$$

Вычисляем значения момента в сечении при $x_1 = 2$ м.

$$M_1 = 20 \cdot 2 - 5 \cdot 2^2 = 20 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Второй участок.

Длина участка $0 \leq x_2 \leq 2,0$ м



Рассмотрим часть балки левее сечения II-II.

Величина равнодействующей R_2 распределённой нагрузки q будет равна:

$$R_2 = q \cdot (4 + x_2).$$

Расстояние от вектора R_2 до центра тяжести проведённого сечения равно $(4 + x_2)/2$.

$$Q_2 = P_1 + R_A - R_2 = 20 + 50 - 10 \cdot (4 + x_2) = 30 - 10 \cdot x_2 - \text{прямая линия}$$

$$\text{При } x_2 = 0; \quad Q_2 = 30 \text{ кН.}$$

$$\text{При } x_2 = 2 \text{ м; } \quad Q_2 = 30 - 10 \cdot 2 = 10 \text{ кН.}$$

$$\begin{aligned} M_2 &= P_1 \cdot (4 + x_2) + R_A \cdot x_2 - R_2 \cdot \frac{4 + x_2}{2} = \\ &= 20 \cdot (4 + x_2) + 50 \cdot x_2 - 10 \cdot (4 + x_2) \cdot \frac{(4 + x_2)}{2} = \\ &= 80 + 20 \cdot x_2 + 50 \cdot x_2 - 80 - 40 \cdot x_2 - 5 \cdot x_2^2 = 30 \cdot x_2 - 5 \cdot x_2^2 \end{aligned}$$

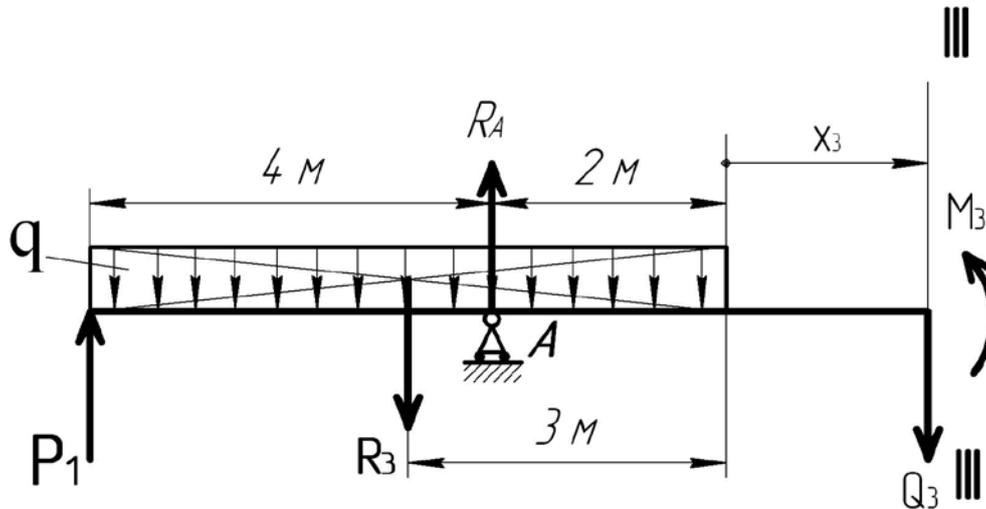
$$\text{При } x_2 = 0; \quad M_2 = 0.$$

$$\text{При } x_2 = 2 \text{ м; } \quad M_2 = 30 \cdot 2 - 5 \cdot 2^2 = 40 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Третий участок

Длина участка $0 \leq x_3 \leq 2,0$ м

Рассмотрим часть балки левее третьего сечения III-III.



Левее сечения III-III лежит вся распределённая нагрузка, равнодействующая которой $R_3 = q \cdot 6$. Расстояние от равнодействующей R_3 до сечения III-III будет равно $3 + x_3$.

$$Q_3 = P_1 + R_A - R_3 = 20 + 50 - 60 = 10 \text{ кН}$$

$$M_3 = P_1 \cdot (4+2+x_3) + R_A \cdot (2+x_3) - R \cdot (3+x_3) =$$

$$= 120 + 20 \cdot x_3 + 100 + 50 \cdot x_3 - 180 - 60 \cdot x_3 = 40 + 10 \cdot x_3 - \text{прямая линия}$$

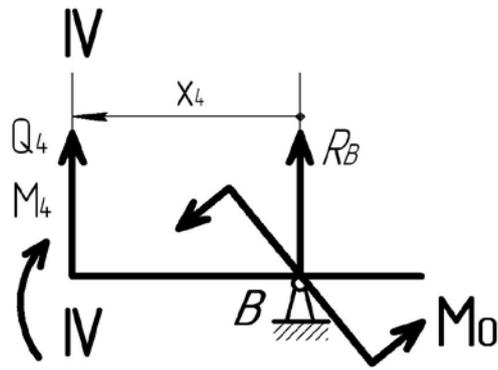
При $x_3 = 0$; $M_3 = 40 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

При $x_3 = 2 \text{ м}$; $M_3 = 40 + 10 \cdot 2 = 60 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Четвертый участок

Длина участка $0 \leq x_4 \leq 1,0 \text{ м}$

Рассмотрим часть балки правее сечения IV-IV. В этом случае правило знаков при составлении уравнений для Q и M меняется на противоположное.



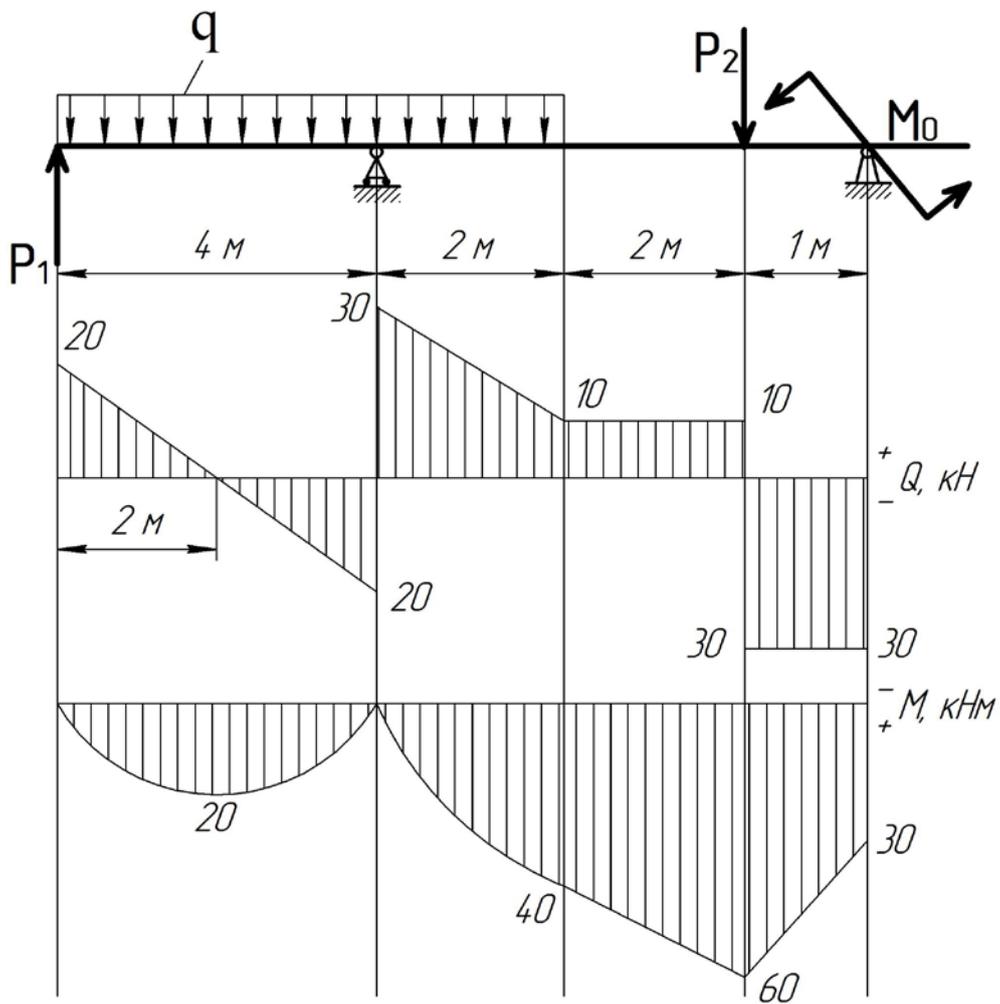
$$Q_4 = -R_B = -30 \text{ кН}$$

$$M_4 = -M_0 + R_B \cdot x_4 = 30 + 30 \cdot x_4 - \text{прямая линия.}$$

При $x_4 = 0$; $M_4 = 30 \text{ кН}\cdot\text{м.}$

При $x_4 = 1\text{м}$; $M_4 = 30 + 30 \cdot 1 = 60 \text{ кН}\cdot\text{м.}$

Строим эпюры поперечных сил Q и изгибающего момента M .



Подбор размеров поперечного сечения.

Находим на эпюре моментов наибольшее значение изгибающего момента $|M_{\max}| = 60 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Исходя из условия прочности по нормальным напряжениям, находим необходимое значение осевого момента сопротивления.

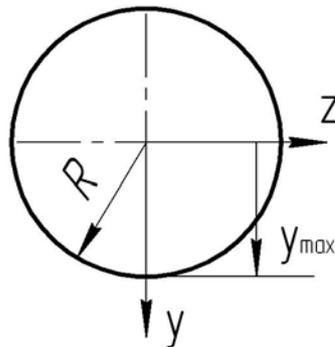
$$W_z = \frac{|M_{\max}|}{[\sigma]} = \frac{60 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^6} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 400 \text{ см}^3$$

Подбор номера двутавра.

По справочной таблице подбираем № профиля двутавра, имеющего близкое значение осевого момента сопротивления к 400 см^3 .

Соответствует №27а, у которого $W_x = 407 \text{ см}^3$.

Площадь $A_d = 43,2 \text{ см}^2$



Подбор диаметра круглого сечения.

Осей момент инерции круга $J_z = \frac{\pi R^4}{4}$.

Осей момент сопротивления

$$W_z = \frac{J_z}{y_{\max}}, \text{ где } y_{\max} = R; W_z = \frac{\pi \cdot R^4}{4 \cdot R} = \frac{\pi \cdot R^3}{4}$$

Приравняв $\frac{\pi \cdot R^3}{4} = 400$, определим радиус $R \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 400}{3,14}} = 8 \text{ см}$

Диаметр круга $D = 2 \cdot R = 16 \text{ см}$, тогда площадь круга

$$A_k = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} = 201,06 \text{ см}^2$$

Соотношение масс балок:

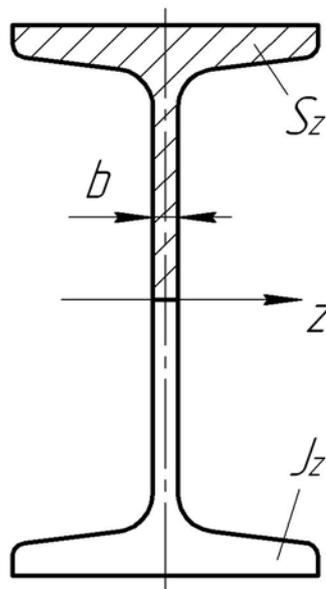
$$\frac{m_k}{m_\partial} = \frac{A_k}{A_\partial} = \frac{201,06}{43,2} = 4,67 \text{ раз} .$$

Проверка прочности балки по максимальным касательным напряжениям.

Проверку проводим балки с двутавровым поперечным сечением. Наибольшее напряжение определяются по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{|Q_{\max}|}{J_z} \cdot \left(\frac{S_z}{b} \right)_{\max}$$

Максимальные напряжения по высоте двутавровой балки будут действовать в волокне расположенном по оси Z.



В этой формуле $|Q_{\max}| = 30 \text{ кН}$ - наибольшая по длине балки поперечная сила. Берется с эпюры $|Q_{\max}| = 30 \text{ кН}$.

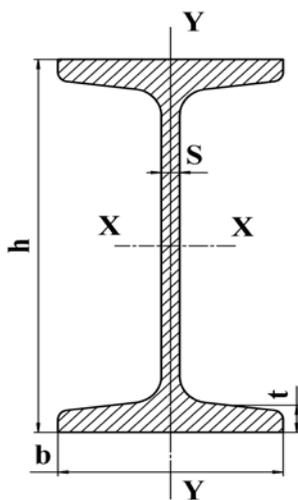
J_z – осевой момент инерции выбранного поперечного сечения ($J_z = 5500 \text{ см}^4$). S_z – статический момент части двутавра относительно оси z (берем со справочника для двутавра №27а), $S_z = 229 \text{ см}^3$.

b – ширина волокна в котором ищется напряжение, $b = 6 \text{ мм}$.

$$\tau = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 229 \cdot 10^{-6}}{5500 \cdot 10^{-8} \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 20,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 20,8 \text{ МПа}$$

Действующее напряжение ($\tau = 20,8 \text{ МПа}$) меньше допускаемого ($[\tau] = [\sigma]/2 = 80 \text{ МПа}$), следовательно, двутавр №27а по наибольшим касательным напряжениям подходит.

Двутавры



Номер балки	h, мм	b, мм	s, мм	t, мм	Площадь, см ²	Масса I м, кг	Справочные величины для осей						
							x-x				y-y		
							J _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	S _x , см ³	J _y , см ⁴	W _y , см ³	I _y , см
10	100	55	4,5	7,2	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
18a	180	100	5,1	8,3	25,4	19,90	1430	159,0	7,51	89,8	114,0	22,80	2,12
20	200	100	5,2	8,4	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
20a	200	110	5,2	8,6	28,9	22,70	2030	203,0	8,37	114,0	155,0	28,20	2,32
22	220	110	5,4	8,7	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
22a	220	120	5,4	8,9	32,6	25,80	2790	254,0	9,22	143,0	206,0	34,30	2,50
24	240	115	5,6	9,5	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
24a	240	125	5,6	9,8	37,5	29,40	3800	317,0	10,10	178,0	260,0	41,60	2,63
27	270	125	6,0	9,8	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
27a	270	135	6,0	10,2	43,2	33,90	5500	407,0	11,30	229,0	337,0	50,00	2,80
30	300	135	6,5	10,2	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
30a	300	145	6,5	10,7	49,9	39,20	7780	518,0	12,50	292,0	436,0	60,10	2,95
33	330	140	7,0	11,2	53,8	42,20	9841	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	84,7	66,50	27696	1231	18,10	708,0	808,0	101,0	3,09
50	500	170	10,0	15,2	100,0	78,50	39727	1589	19,90	919,0	1043	123,0	3,23
55	550	180	11,0	16,5	118,0	92,60	55962	2035	21,80	1181	1356	151,0	3,39
60	600	190	12,0	17,8	138,0	108,0	76806	2560	23,60	1491	1752	182,0	3,54

Пример расчета РГР 3

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Определяются КПД привода, необходимая мощность и примерная частота вращения электродвигателя; выбирается электродвигатель, приводится его характеристика; определяется общее передаточное отношение привода, осуществляется разбивка общего передаточного отношения по ступеням с учетом требований ГОСТов на отдельные виды передач; определяются частоты вращения и вращающие (крутящие) моменты для всех валов привода.

На входе (на валу 1 – валу двигателя) и на выходе (например, на валу 4) привод (передача) имеет параметры: P_1 и P_4 – мощность, кВт; n_1 и n_4 – частота вращения, об/мин. Потери в приводе характеризуются коэффициентом полезного действия (КПД) η , а преобразование параметров – передаточным отношением i или передаточным числом u .

Связь между параметрами передачи выражается как

$$P_4 = P_1 / \eta; \quad \eta = P_4 / P_1;$$
$$i = n_1 / n_4 = \omega_1 / \omega_4; \quad T = P / \omega.$$

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n,$$

где $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots \eta_n$ – КПД отдельных передач, входящих в привод.

Сводные данные по КПД некоторых передач сведены в таблицу.

Вид передачи	КПД
Цилиндрическая зубчатая пара:	
закрытая с жидкой смазкой	0,97-0,99
Клиноременная передача	0,96
Плоскорременная передача	0,97
Цепная передача	0,96-0,98
Пара подшипников качения	0,99
Муфты всех типов	0,99

Рекомендуемые значения передаточных чисел для различных понижающих передач приведены в нижеследующей таблице.

Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение
Зубчатая передача редуктора с цилиндрическими колесами:		
прямозубыми	3...4	12,5
косозубыми	3...5	12,5
Цепная	3...4	6
Ременная:		
плоскоременная	2...4	6
клиноременная	2...4	6

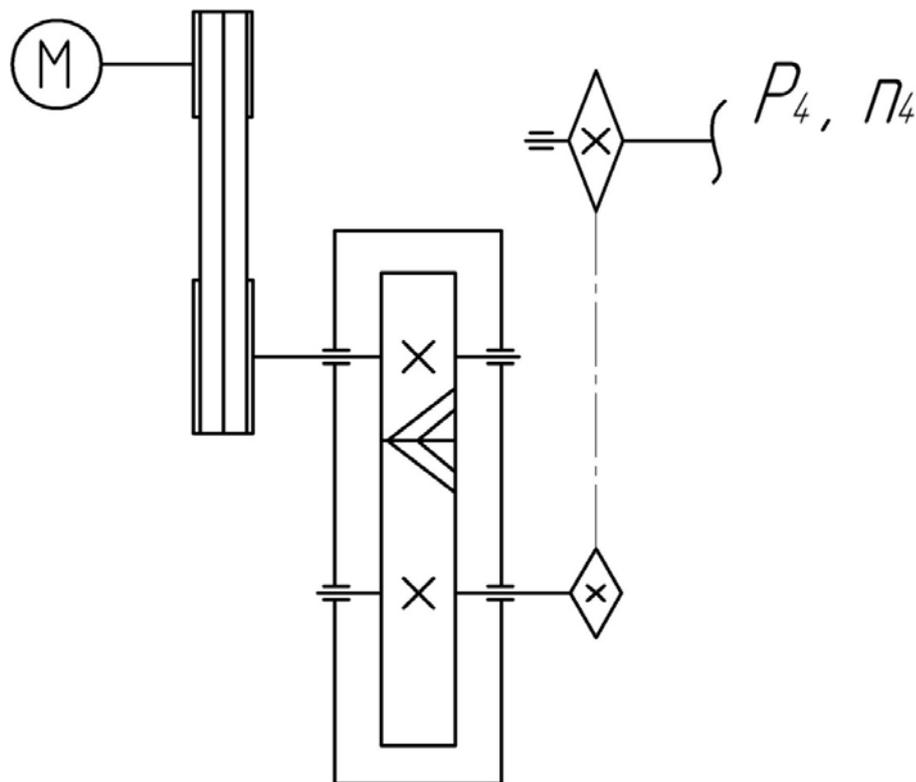
Закрытые обдуваемые двигатели серии 4А (по ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин (мин ⁻¹)							
	3000		1500		1000		750	
	Типоразмер	S,	Типоразмер	S,	Типоразмер	S,	Типоразмер	S,
0,55	4АА63В2У3	8,5	4А71А4У3	7,3	4А71В6У3	10	4А80В8У3	9,0
0,75	4А71А2У3	5,9	4А71В4У3	7,5	4А80А6У3	8,4	4А90ЛА8У3	6,0
1,1	4А71В2У3	6,3	4А80А4У3	5,4	4А80В6У3	8,0	4А90ЛВ8У3	7,0
1,5	4А80А2У3	4,2	4А80В4У3	5,8	4А90Л6У3	6,4	4А100Л8У3	7,0
2,2	4А80В2У3	4,3	4А90Л4У3	5,1	4А100Л6У3	5,1	4А112МА8У3	6,0
3,0	4А90Л2У3	4,3	4А100С4У3	4,4	4А112МА6У3	4,7	4А112МВ8У3	5,8
4,0	4А100С2У3	3,3	4А100Л4У3	4,7	4А112МВ6У3	5,1	4А132С8У3	4,1
5,5	4А100Л2У3	3,4	4А112М4У3	3,7	4А132С6У3	3,3	4А132М8У3	4,1
7,5	4А112М2У3	2,5	4А132С4У3	3,0	4А132М6У3	3,2	4А160С8У3	2,5
11,0	4А132М2У3	2,3	4А132М4У3	2,8	4А160С6У3	2,7	4А160М8У3	2,5
15,0	4А160С2У3	2,1	4А160С4У3	2,3	4А160М6У3	2,6	4А180М8У3	2,5
18,5	4А160М2У3	2,1	4А160М4У3	2,2	4А180М6У3	2,7	4А200М8У3	2,3
22	4А180С2У3	2,0	4А180С4У3	2,0	4А200М6У3	2,8	4А200Л8У3	2,7
30	4А180М2У3	1,9	4А180М4У3	1,9	4А200Л6У3	2,1	4А225М8У3	1,8

37	4A200M2Y3	1,9	4A200M4Y3	1,7	4A225M6Y3	1,8	4A250S8Y3	1,6
45	4A200L2Y3	1,8	4A200L4Y3	1,6	4A250S6Y3	1,4	4A250M8Y3	1,4
55	4A225M2Y3	1,8	4A225M4Y3	1,4	4A250M6Y3	1,3	4A280S8Y3	2,2
75	4A250S2Y3	1,4	4A250S4Y3	1,2	4A280S6Y3	2,0	4A280M8Y3	2,2
90	4A250M2Y3	1,4	4A250M4Y3	1,3	4A280M6Y3	2,0	4A315S8Y3	2,0
110	4A280S2Y3	2,0	4A280S4Y3	2,3	4A315S6Y3	2,0	4A315M8Y3	2,0

Пример. Спроектировать привод к конвейеру по заданной схеме. Открытая быстроходная передача клиноременная, открытая тихоходная – цепная, редуктор цилиндрический косозубый, срок службы привода $t = 15000$ ч, работа двухсменная, нагрузка спокойная.

Мощность на выходном валу $P_4 = 5$ кВт, частота вращения выходного вала $n_4 = 50$ об/мин. Требуется определить общий КПД привода, выбрать электродвигатель. Определить передаточные числа составляющих привода, крутящие моменты и угловые скорости на валах.



Расчетная формула для определения общего КПД привода:

$$\eta = \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{цп}},$$

где КПД $\eta_{\text{рп}}$ – ременной передачи (0,96); $\eta_{\text{р}}$ – цилиндрического редуктора (принимаем 0,98); $\eta_{\text{п}}$ – пары подшипников качения (0,99); $\eta_{\text{цп}}$ – цепной передачи (0,97).

$$\eta = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97 \approx 0,894.$$

Потребную мощность двигателя определяем по формуле

$$P_{\text{дв}} = P_1 = P_4 / \eta = 5 / 0,894 = 5,59 \text{ кВт}.$$

Далее по каталогам и справочникам выбираем электродвигатель, например, двигатель наиболее распространенной серии 4А из таблицы. При этом принимаем, как правило, ближайшее большее значение мощности двигателя, в нашем случае – 7,5 кВт. Одновременно с этим по тем же данным выбираем синхронную частоту вращения двигателя $n_c = 750, 1000, 1500$ или 3000 мин^{-1} (об/мин), находим относительное скольжение S в двигателе. Выбор оптимальной частоты вращения n_c возможен путем экономического просчета различных вариантов. В расчетно-графической работе оптимальное значение n_c подбирается при определении общего передаточного отношения привода и его разбивке по отдельным передачам (ступеням).

По таблице выбираем двигатель с синхронной частотой вращения $n_c = 1000$ об/мин, серии 4А 132 М 6 У3 общего назначения, мощность которого $P_{\text{сч}} = 7,5$ кВт, скольжение двигателя $S = 3,2 \%$.

4А 132 М 6 У3: 4 – порядковый номер серии,

А – род двигателя – асинхронный,

станина и щиты чугунные или стальные, высота от оси вращения – 132 мм; буква М указывает установочный размер по длине станины, буква А отмечает длину сердечника статора;

цифра 6 – число полюсов; УЗ – указывает на то, что двигатель предназначен для работы в зонах с умеренным климатом.

Частоту вращения двигателя под нагрузкой (n) определяем с помощью формулы

$$n_1 = n_c - (n_c \cdot S/100\%) = 1000 - (1000 \cdot 3,2/100) = 968 \text{ мин}^{-1},$$

после чего находим угловую скорость вала двигателя $\omega_{\text{дв}} = \omega_1$.

$$\omega_{\text{дв}} = \omega_1 = \pi \cdot n_1/30 = 3,14 \cdot 968/30 = 101,31 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем общее передаточное отношение (i) привода

$$i = n_1/n_4 = \omega_1/\omega_4 = 968/50 = 19,36.$$

Определив общее передаточное отношение привода i , разбиваем его между редуктором и открытой передачей (ременной, цепной):

$$i = i_p \cdot i_{\text{оп}},$$

где i_p – передаточные отношения соответственно редуктора, $i_{\text{оп}} = u_{\text{цп}} \cdot u_{\text{рп}}$ – передаточные отношения открытой передачи (в нашем случае их две), $u_{\text{цп}}$ и $u_{\text{рп}}$ – передаточные отношения соответственно цепной и ременной передач.

Рекомендуемый диапазон передаточных отношений для ременной и цепной передач от 1 – 4, но не более 6.

Передаточное отношение редуктора i_p является произведением передаточных чисел входящих в него передач:

для двухступенчатого редуктора

$$i_p = u_6 \cdot u_7,$$

где u_6 , u_7 – передаточные числа быстроходной и тихоходной передачи редуктора;

для одноступенчатого редуктора

$$i_p = u.$$

Передаточные отношения одноступенчатого цилиндрического редуктора выбирают из нормального ряда следующих значений: 2,0;

2,24; 2,5: 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1.

Предварительно принимаем передаточное отношение редуктора $i_p = u = 4,0$. Тогда передаточное отношение открытой передачи

$$i_{оп} = i / i_p = 19,36/4 = 4,84.$$

Так как у нас имеются две открытые передачи: цепная и клиноременная, то: $u_{цп} = u_{рп} = \sqrt{4,84} = 2,2$.

Определяем крутящие моменты и угловые скорости на валах.

Крутящий момент T_4 на выходном валу привода определяется через мощность P_4 на этом валу:

$$T_4 = P_4 / \omega_4,$$

где ω_4 – угловая скорость выходного вала.

$$\omega_4 = \pi \cdot n_4 / 30 = 3,14 \cdot 50 / 30 \approx 5,23 \text{ с}^{-1}.$$

$$T_4 = P_4 / \omega_4 = 5 / 5,23 \approx 0,956 \text{ кН} \cdot \text{м} \approx 956 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на тихоходном валу редуктора (колесе).

$$T_3 = T_4 / (i_{цп} \cdot \eta_{цп}) = 956 / (2,2 \cdot 0,97) \approx 448 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на быстроходном валу редуктора (шестерне).

$$T_2 = T_3 / (u \cdot \eta_p \cdot \eta_n^2) = 448 / (4,0 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2) \approx 116,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Момент на электродвигателе.

$$T_1 = T_{дв} = T_2 / (i_{рп} \cdot \eta_{рп}) = 116,6 / (2,2 \cdot 0,96) \approx 55,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{или } T_1 = T_4 / i \cdot \eta = 956 / (19,36 \cdot 0,894) \approx 55,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Последние два выражения также подтверждают правильность проведенных расчетов.

Угловую скорость на тихоходном валу определим по следующей зависимости:

$$\omega_3 = \omega_4 \cdot u_{цп} = 5,23 \cdot 2,2 = 11,5 \text{ с}^{-1}$$

Угловую скорость на быстроходном валу определяется:

$$\omega_2 = \omega_3 \cdot u = 11,5 \cdot 4 = 46 \text{ с}^{-1}.$$

Пример расчета РГР 4 РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбор материала для зубчатой передачи редуктора.

По табл. 1 приложения определяем марку стали:

для шестерни – 40 X, твердость ≥ 45 HRC,

для колеса – 40 X, твердость ≤ 350 HB.

Разность средних твердостей $HB_1 - HB_2 \geq 70$.

Сталь – основной материал для изготовления зубчатых колес.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости, твердость шестерни HB_1 назначается больше твердости колеса HB_2 . В зубчатых передачах марки сталей шестерни и колеса выбираются одинаковыми. При этом для передач, к размерам которых не предъявляются высокие требования применяют дешевые марки сталей типа 40; 40 X.

По табл. 2 определяем механические характеристики выбранной стали 40X: для шестерни твердость 45...50 HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, для колеса твердость 269...302 HB, термообработка – улучшение.

Определим среднюю твердость зубьев шестерни и колеса:

$$HRC_{1cp} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5; HB_{2cp} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5.$$

По рис.1 , графику соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC, находим $HB_{1cp} = 457$.

Разность средних твердостей

$$HB_{1cp} - HB_{2cp} = 457 - 285,5 = 171,5 > 70.$$

**Определение допускаемых контактных напряжений для
зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$, и колеса $[\sigma]_{H2}$:**

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot \sigma_{HO} / S_H,$$

где S_H – коэффициент безопасности (коэффициент запаса прочности) при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев $S_H = 1,1$; при поверхностной закалке, цементации и азотировании $S_H = 1,2$; K_{HL} – коэффициент долговечности, который учитывает длительность работы передачи и характер изменения нагрузки; σ_{HO} – базовый предел контактной выносливости материала зубчатого колеса.

Рассчитаем коэффициент долговечности K_{HL} .

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}},$$

где N_{H0} – базовое число циклов напряжения, находим по графику рис.2; N_H – расчетное число циклов напряжений или наработка за весь срок службы.

$$N_H = 60 \cdot c \cdot n \cdot t,$$

где n – частота вращения зубчатого колеса; c – число вхождения в зацепления зубьев колеса за один оборот, в нашем случае $c = 1$; t – срок службы (задан по условию задачи).

По условию задачи нагрузка спокойная, тогда имеем:

для колеса – расчетное число циклов напряжений:

$$N_{H2} = 60 \cdot c \cdot n_3 \cdot t = 60 \cdot c \cdot \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot \frac{30 \cdot 11,5}{3,14} \cdot 15000 = 98,9 \cdot 10^6 \text{ цик-}$$

ЛОВ

N_{H02} – базовое число циклов напряжений по графику (рис.2):

$N_{H02} = 22,5 \cdot 10^6$ циклов, тогда коэффициент долговечности для колеса равен:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H02}}{N_{H2}}} = \sqrt[6]{\frac{22,5 \cdot 10^6}{98,9 \cdot 10^6}} = 1, \text{ т.к. } N_{H2} > N_{H02}, K_{HL2} \text{ округляем до } 1.$$

Для шестерни:

N_{H1} – расчетное число циклов напряжения по формуле:

$$N_{H1} = N_{H2} \cdot u = 98,9 \cdot 10^6 \cdot 4 = 395,6 \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

N_{H01} – базовое число циклов напряжения по графику (рис. 2):

$N_{H01} = 69,9 \cdot 10^6$ циклов, тогда коэффициент долговечности для

шестерни равен: $K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H01}}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{69,9 \cdot 10^6}{395,6 \cdot 10^6}} = 1, \text{ т.к. } N_{H1} > N_{H01}, \text{ значение } K_{HL1} \text{ принимаем равным единице.}$

По табл. 3, определяем допускаемое контактное напряжение σ_{HO} , соответствующее числу циклов перемены напряжений N_{HO} :

для шестерни: $\sigma_{HO1} = 17HRC_{cp.1} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1008 \text{ МПа}$

для колеса: $\sigma_{HO2} = 2HB_{cp.2} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа.}$

Определим допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot \sigma_{HO} / S_H.$$

Для шестерни: $[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot \sigma_{HO1} / S_H = 1 \cdot 1008 / 1,2 = 840 \text{ МПа.}$

для колеса: $[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot \sigma_{HO2} / S_H = 1 \cdot 641 / 1,1 = 583 \text{ МПа.}$

Так как $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 457 - 285,5 = 171,5 > 70$ и $HB_{2cp} = 285,5 < 350 \text{ HB}$ то косозубая передача рассчитывается на прочность по среднему допускаемому контактному напряжению:

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}).$$

$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(840 + 583) = 640 \text{ МПа}$, при этом соблюдается условие: $[\sigma]_H$ не должно превышать $1,23[\sigma]_{H2}$, в противном случае принимаем $[\sigma]_H = 1,23[\sigma]_{H2}$.

$$[\sigma]_H = 640 \text{ МПа} < 1,23[\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 583 = 717 \text{ МПа.}$$

Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$, и колеса $[\sigma]_{F2}$.

Определим допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot K_{FC} \cdot \sigma_{F0} / S_F,$$

где σ_{F0} – базовый предел выносливости зуба на изгиб; $S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (коэффициент запаса прочности); K_{FC} – коэффициент учитывающий эффект двухстороннего приложения нагрузки к зубу (для реверсивных передач $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$; для нереверсивных $K_{FC} = 1$); K_{FL} – коэффициент долговечности.

Формула для расчета K_{FL} аналогична формуле для определения K_{HL} , т.е.

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_F}},$$

где N_{F0} – базовое число циклов нагружения, которое равно $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей; $m = 6$ при $HB \leq 350$, а так же для колес со шлифованной переходной поверхностью; $m = 9$ при $HB > 350$ и для колес с нешлифованной переходной поверхностью.

При постоянном режиме нагружения $N_{F1} = N_{H1}$ и $N_{F2} = N_{H2}$. Так как N_{F1} и $N_{F2} > N_{F0}$, то K_{FL1} и K_{FL2} принимают равным 1.

По табл. 3 определяем допускаемое напряжение изгиба, соответствующее числу циклов перемены напряжений N_{F0} :

для шестерни $\sigma_{F01} = 550$ МПа, предполагая, что модуль $m < 3$ мм;

для колеса $\sigma_{F02} = 1,8 HB_{cp.2} = 1,8 \cdot 285,5 = 514$ МПа.

Найдем численное значение допускаемого напряжения изгиба для шестерни и для колеса, подставив известные величины:

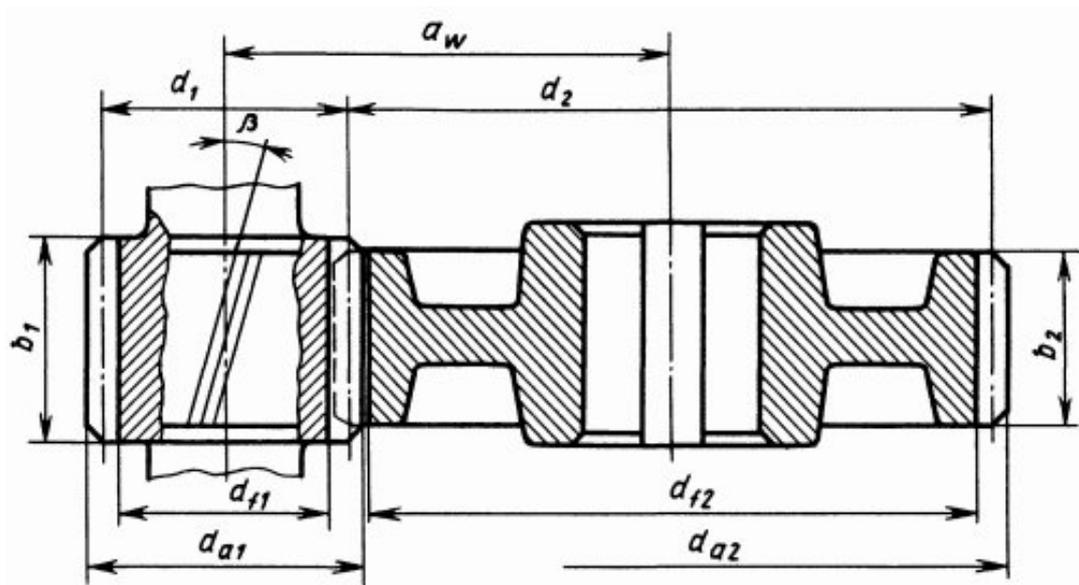
для шестерни:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot \sigma_{F01} / S_F = 1 \cdot 1 \cdot 550 / 1,75 = 314 \text{ МПа},$$

для колеса:

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot \sigma_{F02} / S_F = 1 \cdot 1 \cdot 514 / 1,75 = 294 \text{ МПа}.$$

Проектный расчет цилиндрической зубчатой передачи редуктора.



Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Определим главный параметр – межосевое расстояние

$$a_w = K_a \left[(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\Psi_a \cdot U^2} \frac{K_{HB}}{[\sigma]_H^2}} \right],$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач, $K_a = 43$, (для прямозубых – $K_a = 49,5$); $\Psi_a = b_2 / a_w$ – коэффициент ширины венца колеса, равный $0,28 \dots 0,36$, для шестерни, расположенной симметрично опор для рассматриваемого варианта; U – передаточное число редуктора, в нашем случае $U = 4$ (см. пример расчета РГР 3); T_2 – крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Нм,

для рассматриваемого варианта $T_2=T_3=448$ Нм (см. пример расчета РГР 3); $[\sigma]_H$ – допустимое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допустимое контактное напряжение, Н/мм², $[\sigma]_H = 640$ МПа (см. пример расчета РГР 4 «Определение допустимых контактных напряжений для зубьев шестерни и колеса»); $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зубьев.

Зная значение коэффициента ψ_a определяем значение коэффициента ψ_{bd} на зависимости: $\psi_{bd} = 0,5\psi_a (U \pm 1)$, а затем по графику рис. 3, в зависимости от расположения колес относительно опор и твердости поверхности зубьев выбираем значение коэффициента $K_{H\beta}$.

$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,3(4+1) = 0,75$, знак «+» берем в формуле, т.к. имеет место внешнее зацепление пар зубьев.

По рис. 3, принимаем $K_{H\beta} = 1$.

Подставим все известные величины в формулу и рассчитаем численное значение межосевое расстояние a_ω :

$$a_\omega = 43 \cdot \left[(4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{448 \cdot 10^3}{0,3 \cdot 4^2 \cdot 640^2}} \cdot 1 \right] = 131,3 \text{ мм.}$$

Полученное значение межосевое расстояние a_ω округляем до ближайшего стандартного:

стандартные межосевые расстояния:

1-й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400...

2-й ряд – 140, 180, 225, 280, 355, 450...

Получаем стандартное ближайшее значение межосевого расстояния $a_\omega = 140$ мм.

Определим модуль зацепления m , мм:

$$m = \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач, $K_m = 5,8$ (для прямозубых $K_m = 6,8$);

$$d_2 = 2 a_{\omega} \cdot U / (U \pm 1) \text{ – делительный диаметр колеса, мм.}$$

Подставив известные величины имеем, что:

$$d_2 = 2 a_{\omega} \cdot U / (U \pm 1) = 2 \cdot 140 \cdot 4 / (4+1) = 224 \text{ мм;}$$

$b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega}$ – ширина венца колеса, мм, подставив численные значения известных величин составляющих формулу получаем:

$$b_2 = 0,3 \cdot 140 = 42 \text{ мм;}$$

$[\sigma]_{F2}$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, МПа (см. раздел 2 п.3 «Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$);

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F2} = 294 \text{ МПа.}$$

T_2 – крутящий момент на тихоходном валу редуктора, Нм, для нашего случая: $T_2 = T_3 = 448$ Нм (см. раздел 1 «Кинематический расчет привода»).

Подставим известные величины и получим численное значение для модуля зацепления:

$$m = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 448 \cdot 10^3}{224 \cdot 42 \cdot 294} = 1,88 \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего стандартного в большую сторону из ряда чисел:

1-й ряд: 1,0 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10

2-й ряд: 1,25 ; 1,75 ; 2,25 ; 2,75 ; 3,5 ; 4,5 ; 5,5 ; 7 ; 9

Принимаем $m=2$ мм.

Определим угол наклона зубьев β_{\min} для косозубой передачи редуктора:

$$\sin \beta_{\min} = \frac{3,5m}{b_2},$$

где m – модуль зацепления; b_2 – ширина венца зубчатого колеса.

Подставив получим, что:

$$\sin \beta_{\min} = \frac{3,5 \cdot 2}{42} = 0,1666.$$

$$\beta_{\min} = 9,6^\circ.$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta = 8^\circ \dots 16^\circ$.

Определим суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = 2 a_{\omega} \cos \beta_{\min} / m.$$

Получаем:

$$Z_{\Sigma} = 2 \cdot 140 \cdot \cos 9,6^\circ / 2 = 138.$$

Полученное значение Z_{Σ} округляем в меньшую сторону до целого числа, имеем: $Z_{\Sigma} = 138$.

Уточним действительную величину угла наклона зубьев,

$$\cos \beta = (Z_{\Sigma} m / 2 a_{\omega}).$$

Получаем:

$$\beta = \arccos(138 \cdot 2 / (2 \cdot 140)) \approx 9,6^\circ.$$

Определим число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{1 + U}.$$

Подставив ранее величины получаем, что:

$$Z_1 = \frac{138}{1 + 4} = 27,6.$$

Округлим полученное значение до ближайшего целого имеем $Z_1=28$, что соответствует условию уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев $Z_1 \geq 18$.

Определим число зубьев колеса:

$$Z_2=Z_\Sigma - Z_1.$$

$$\text{Имеем: } Z_2 = 138 - 28 = 110.$$

Определим фактическое передаточное число U_ϕ и проверим его отклонение ΔU от заданного U (получено в разделе «Кинематический расчет привода»):

$$U_\phi = Z_2 / Z_1; \Delta U = \frac{U_\phi - U}{U} \cdot 100\% \leq 4\% .$$

Подставив известные значения числа зубьев шестерни и колеса имеем, что:

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{110}{28} = 3,93.$$

$$\Delta U = \frac{|U_\phi - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{|3,93 - 4|}{4} \cdot 100\% = 1,7\% < 4\% , \text{ условие выполняется.}$$

Определим фактическое межосевое расстояние:

$$a_\omega = (Z_1 + Z_2)m / (2 \cos \beta) = (28+110)2 / (2 \cos 9,6^\circ) = 140 \text{ мм.}$$

Определим основные геометрические параметры передачи:

а) Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_1 = mZ_1 / \cos \beta;$$

$$d_2 = m Z_2 / \cos \beta.$$

Подставив имеем:

$$d_1 = m Z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 28 / \cos 9,6^\circ = 56,79 \text{ мм};$$

$$d_2 = m Z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 110 / \cos 9,6^\circ = 223,12 \text{ мм.}$$

Определим диаметры вершин d_a и впадин d_f шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m.$$

Подставив известные величины в формулы получаем, что:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 56,79 + 2 \cdot 2 = 60,79 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 223,12 + 2 \cdot 2 = 227,12 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 56,79 - 2,4 \cdot 2 = 51,99 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 223,12 - 2,4 \cdot 2 = 218,32 \text{ мм}.$$

Проверочный расчет зубчатой передачи

Проверим межосевое расстояние:

$$a_\omega = (d_1 + d_2) / 2 = (56,79 + 223,12) / 2 = 140 \text{ мм}.$$

Проверим контактные напряжения σ_H , МПа:

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t (U_\phi + 1) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{d_2 b_2}} \leq [\sigma]_H,$$

где K – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K = 376$, а для прямозубых $K = 436$;

$F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$ – окружная сила в зацеплении, Н, для нашего случая, где $T_2 = T_3$ имеем,

$$F_t = 2T_3 \cdot 10^3 / d_2 = 2 \cdot 448 \cdot 10^3 / 223,12 = 4015,7 \text{ Н}.$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: определяем по графику (рис. 4) в зависимости от окружной скорости колес $v = \omega_3 d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с и степени точности передачи получаем 9 по (табл. 4):

$$v = 11,5 \cdot 223,12 / (2 \cdot 10^3) = 1,28 \text{ м/с}.$$

Принимаем по графику, $K_{H\alpha} = 1,11$.

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки определяем по табл. 5, в зависимости от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 4),

$$K_{Hv} = 1,01.$$

$K_{H\beta}$, U_{ϕ} , d_2 , b_2 – значения перечисленных величин определяли ранее.

Подставим полученные величины, имеем, что

$$\begin{aligned}\sigma_H &= K \cdot \sqrt{\frac{Ft(U_{\phi} + 1) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{d_2 b_2}} = \\ &= 376 \sqrt{\frac{4015,7 \cdot (3,93 + 1) \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1,01}{223,12 \cdot 42}} = 578,6 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Полученное значение контактного напряжения σ_H меньше допускаемого $[\sigma]_H = 640$ МПа.

Определим степень недогрузки по контактным напряжениям:

$$\Delta = \frac{|[\sigma_H] - \sigma_H|}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{|640 - 578,6|}{640} \cdot 100\% = 9,5\%.$$

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить межосевое расстояние a_{ω} , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передач.

Проверим напряжение изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , МПа:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{b_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2},$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где m – модуль зацепления, $m = 2$ мм; $b_2 = 42$ мм, ширина венца зубчатого колеса; $F_t = 4015,7$ Н, окружная сила в зацеплении; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависит для косозубых от степени точности передачи.

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Для прямозубых $K_{F\alpha} = 1$, задается.

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба, выбираем аналогично $K_{H\beta}$, $K_{F\beta} = 1$; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл. 5), $K_{Fv} = 1,05$; Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по табл. 6 в зависимости от числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 для прямозубых, а для косозубых – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса,

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta \text{ и колеса } Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta,$$

где β – угол наклона зубьев, определяемый ранее.

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 28 / \cos^3 9,6^\circ = 29.$$

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 110 / \cos^3 9,6^\circ = 115.$$

По табл.6 имеем: $Y_{F1} = 3,8$; $Y_{F2} = 3,6$.

$Y_{\beta} = 1 - \beta^\circ / 140^\circ$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба,

$$Y_{\beta} = 1 - 9,6^\circ / 140^\circ = 0,93.$$

$[\sigma]_{F1} = 314$ МПа и $[\sigma]_{F2} = 294$ МПа – допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса (определены ранее).

Подставим известные величины и определим:

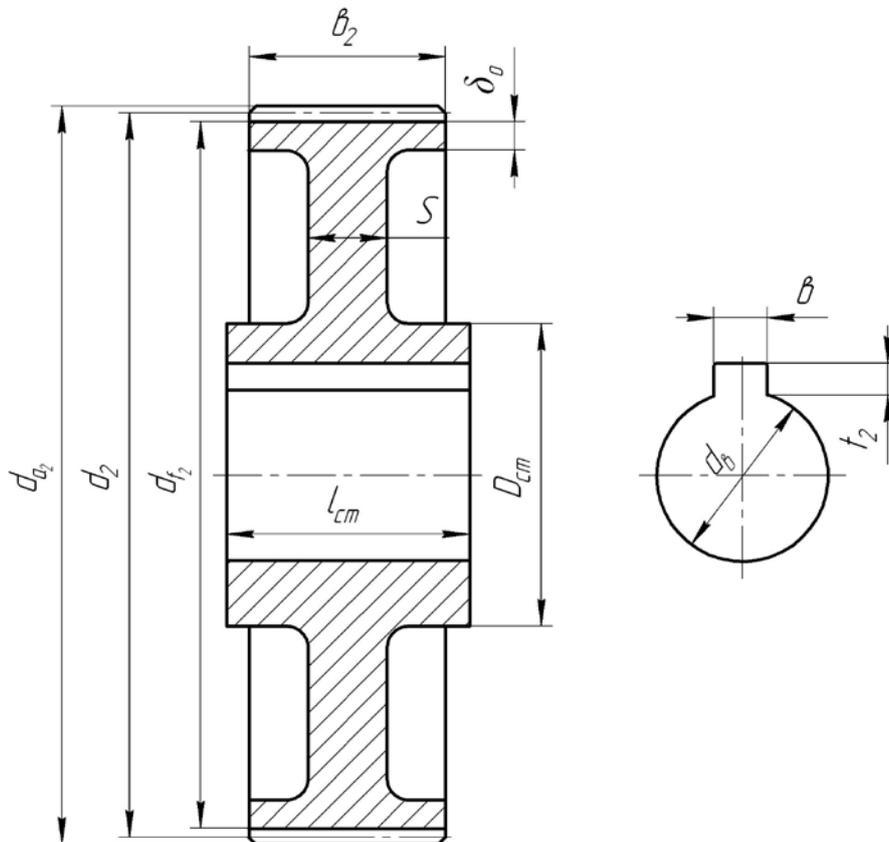
$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{Ft}{b_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 3,6 \cdot 0,93 \cdot \frac{4015,7}{42 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 168$$

МПа

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} = 168 \cdot 3,8 / 3,60 = 177,4 \text{ МПа.}$$

Проверочный расчет показал, что расчетные значения σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, это допустимо, т.к. нагрузочная способность большинства зубчатых передач и рассматриваемого примера в частности, ограничивается контактной прочностью. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

Определение конструктивных размеров зубчатого колеса



Диаметр вала колеса определяется из расчета на кручение по формуле:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_{кр}}} \quad (\text{мм}),$$

где T_2 – крутящий момент на валу зубчатого колеса, Нмм, определен в кинематическом расчете привода; $[\tau]_{кр} = (12 - 15)$ МПа – допускаемое напряжение кручения для редукторных валов.

Диаметр ступицы:

$$D_{ст} \approx 1,6 \cdot d_v.$$

Длина ступицы:

$$a) l_{cm} = b_2,$$

$$б) l_{cm} \approx (1,0 \dots 1,5) \cdot d_v.$$

Толщина обода колеса:

$$\delta_0 \approx 2,5 \cdot m_n.$$

где m_n – нормальный модуль зацепления (для косозубых колес) или m – модуль зацепления для прямозубых колес, определен в проектно-расчете зубчатой передачи.

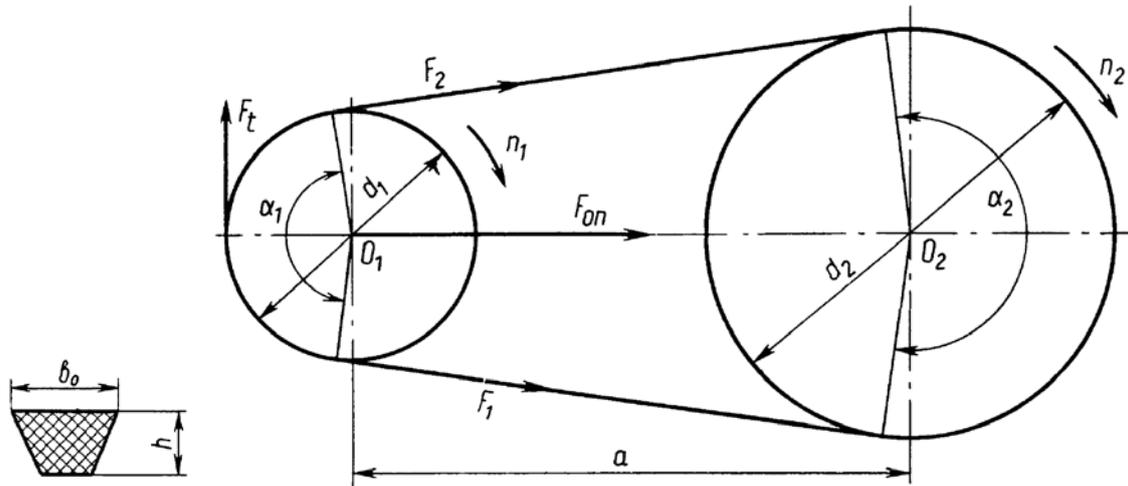
Ширина венца зубчатого колеса b_2 , диаметры делительной окружности d_2 , вершин зубьев d_{a2} , впадин d_{f2} определены там же.

Толщина диска зубчатого колеса:

$$S \approx 0,3 \cdot b_2.$$

Ширина шпоночного паза b и глубина паза втулки t_2 , берутся из таблицы 14.

Пример расчета РГР 5
РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



Расчет клиноременной передачи начинается с выбора типа сечения ремня, его можно определить следующими способами:

а) По табл. 7 с учетом полученного значения T_1 выбираем тип клинового ремня:

$T_1 = 55,2$ Нм (см. пример расчета РГР 3 «Кинематический расчет привода»). Согласно табл. 7 имеем тип клинового ремня В(Б) нормального сечения (ГОСТ 1284.1 – 89; ГОСТ 1284.2 – 89).

б) Либо по номограммам на рис. 5 и 6, 8 в зависимости от частоты вращения и мощности выбранного нами электродвигателя ($P_{дв} = 7,5$ кВт, $n = 1000$ об/мин). Тип сечения ремня Б.

1. Вычисляем диаметр ведущего шкива:

$$d_1 = (38...42) \sqrt[3]{T_1} = (38...42) \sqrt[3]{55,2} = 144,7 \dots 159,9 \text{ мм.}$$

Из ряда стандартных значений: 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 мм выбираем:

$$d_1 = 160 \text{ мм.}$$

2. Диаметр ведомого шкива определим по следующей зависимости:

$$d_2 = d_1 \cdot u (1 - \varepsilon),$$

где $u = 2,2$ – передаточное число ременной передачи, (см. пример расчета РГР 3 «Кинематический расчет привода»); ε – коэффициент скольжения $0,01 \dots 0,02$.

Подставив известные величины имеем, что:

$$d_2 = d_1 \cdot u (1 - \varepsilon) = 160 \cdot 2,2 \cdot (1 - 0,015) = 346,7 \approx 347 \text{ мм.}$$

Из ряда стандартных значений принимаем $d_2 = 355$ мм

3. Определяем межосевое расстояние:

$$a \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где h – высота ремня, мм (см. табл. 7), $h = 10,5$ мм.

Подставив численные значения указанных величин имеем:

$$a = 0,55 \cdot (160 + 355) + 10,5 = 293,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 294$ мм.

4. Определим длину ремня:

$$L = 2a + (\pi \cdot (d_1 + d_2) / 2) + ((d_2 - d_1)^2 / 4a).$$

Подставив в формулу известные величины получим:

$$L = 2a + (\pi (d_1 + d_2)/2) + ((d_2 - d_1)^2 / 4a) = 2 \cdot 294 + (3,14 \cdot (160 + 355) / 2) + ((355 - 160)^2 / 4 \cdot 294) = 1428,88 \text{ мм.}$$

Длину клинового ремня уточняем по стандартному ряду:

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 1950, 2000, 2240, 2500, 2800, 3120, 3150, 3200, 3255, 3285, 3325, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300 мм.

Принимаем $L = 1600$ мм.

5. Уточняем межосевое расстояние передачи:

$$a = \frac{1}{8} \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right].$$

Подставив известные величины получим:

$$a = \frac{1}{8} \left[2 \cdot 1600 - 3,14 \cdot (160 + 355) + \sqrt{(2 \cdot 1600 - 3,14(160 + 355))^2 - 8(355 - 160)^2} \right] =$$

$$= 383,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 383 \text{ мм}$.

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения, а на $0,01L$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения, а на $0,025L$.

6. Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (d_2 - d_1) / a \geq [\alpha],$$

где α_1 для нашего случая должно быть: $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Получаем:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (355 - 160) / 383 = 150,9^\circ.$$

7. Определим скорость ремня V , м/с:

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) \leq [V],$$

где d_1 , n_1 – соответственно диаметр ведущего шкива, мм и его частота вращения, об/мин.

$[V] = 25 \text{ м/с}$ – для клиновых ремней.

Получаем, что V равно:

$$V = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 160 \cdot 968 / (60 \cdot 10^3) = 8,1 \text{ м/с.}$$

8. Определим допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем $[P_n]$, кВт:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, выбирается по табл. 8, 19, в зависимости от типа ремня, его сечения, скорости v , м/с и диаметра ведущего шкива d_1 , мм; C – поправочные коэффициенты, выбираем по табл. 9.

Получаем: $[P_0] = 3,15$ кВт

$$C_p = 0,9,$$

$$C_\alpha = 0,92,$$

$$C_L = 0,92,$$

$$C_z = 0,95.$$

Подставим известные величины имеем:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z = 3,15 \cdot 0,9 \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,95 = 2,28 \text{ кВт.}$$

9. Определим количество клиновых ремней:

$$Z = \frac{P_{\text{ном}}}{[P_n]},$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт, согласно расчетам (раздел «Кинематический расчет привода») $P_{\text{ном}} = 7,5$ кВт.

$$\text{Получаем, что } Z = \frac{P_{\text{ном}}}{[P_n]} = \frac{7,5}{2,28} = 3,3.$$

Окончательно принимаем $Z = 3$.

10. Определим силу предварительного натяжения F_0 , Н:

$$F_0 = \frac{850 P_{\text{ном}} C_L}{Z V C_\alpha C_p},$$

где значение $P_{\text{ном}}$, C_L , Z , V , C_α и C_p определялись ранее.

Подставив численные значения известных величин получим:

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,92}{3 \cdot 8,1 \cdot 0,92 \cdot 0,9} = 291,5 \text{ Н.}$$

11. Определим окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней:

$$F_t = P_{\text{ном}} \cdot 10^3 / V,$$

где $P_{\text{ном}}$, кВт; v , м/с определялись ранее.

$$\text{Получаем, что } F_t = P_{\text{ном}} \cdot 10^3 / V = 7,5 \cdot 10^3 / 8,1 = 926 \text{ Н.}$$

12. Определим силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветви, Н:

$$F_1 = F_0 + F_t / 2 \cdot Z.$$

$$F_2 = F_0 - F_t / 2 \cdot Z.$$

Подставив значения имеем, что:

$$F_1 = F_0 + F_t / 2 \cdot Z = 291,5 + 926 / 2 \cdot 3 = 445,8 \text{ Н,}$$

$$F_2 = F_0 - F_t / 2 \cdot Z = 291,5 - 926 / 2 \cdot 3 = 137,2 \text{ Н.}$$

13. Определим силу давления на вал F_{0n} , Н:

$$F_{0n} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Подставив в выражение известные величины получаем, что:

$$F_{0n} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 291,5 \cdot 3 \cdot \sin \frac{150,9}{2} = 1692,9 \text{ Н.}$$

Чтобы проверить достоверность проведенных решений проверим прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , МПа.

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где σ_1 – напряжение растяжения, МПа.

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot Z \cdot A},$$

A – площадь поперечного сечения ремня, $A = 138$ (табл. 7).

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot Z \cdot A} = \frac{291,5}{138} + \frac{926}{2 \cdot 3 \cdot 138} = 3,23 \text{ МПа.}$$

σ_u – напряжение изгиба, МПа,

$$\sigma_u = E_u \frac{h}{d_1},$$

где $E_u = 80 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней; $h = 10,5 \text{ мм}$ – высота сечения клинового ремня.

$$\sigma_u = 90 \cdot \frac{10,5}{160} = 5,9 \text{ МПа.}$$

$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил, МПа.

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} = 1300 \cdot 8,1^2 \cdot 10^{-6} = 0,08 \text{ МПа,}$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м^3 , $\rho = 1250 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$; $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

$[\sigma]_p = 10 \text{ МПа}$ – для клиновых ремней.

Подставим известные величины, получим:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v = 3,23 + 5,9 + 0,08 = 9,21 < 10 \text{ МПа.}$$

Если получится $\sigma_{\max} \geq [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Определим шаг цепи p , мм:

$$P = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_3}{v \cdot Z_1 \cdot [P_y]}},$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, в нашем случае $T_1 = T_3 = 448 \text{ Нм}$; K_3 – коэффициент эксплуатации, представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи:

$K_3 = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_{\text{РЕГ}} \cdot K_p$ (см. табл.10), тогда

$$K_3 = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 2,34.$$

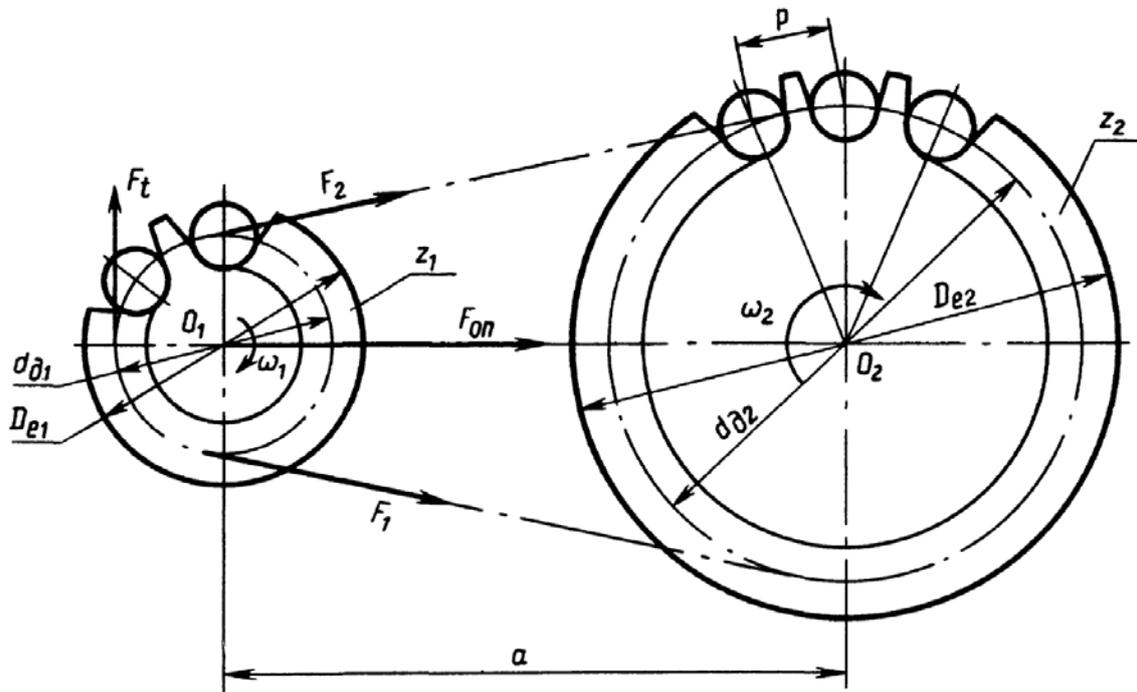
Z_1 – число зубьев ведущей звездочки:

$$Z_1 = 29 - 2 \cdot u,$$

где $u = 2,2$ (см. пример расчета РГР 3 «Кинематический расчет привода»), тогда:

$$Z_1 = 29 - 2 \cdot 2,2 = 24,6.$$

Принимаем $Z_1 = 25$.



Полученное значение Z_1 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев ведомой звездочки Z_2 и четным числом звеньев цепи L_p обеспечит более равномерное изнашивание зубьев.

v – число рядов цепи.

Выбираем однорядную цепь, тогда $v = 1$.

$[p_{ц}]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа (см. табл. 11), при

$$\omega_3 = 11,5 \text{ с}^{-1}, n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{3,14} = 109,8 \text{ мин}^{-1}, [p_{ц}] = 35 \text{ МПа}.$$

Определим шаг:

$$p = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3 \cdot K_3}{v \cdot Z_1 \cdot [p_4]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{448 \cdot 10^3 \cdot 2,34}{1 \cdot 25 \cdot 35}} = 29,7 \text{ мм.}$$

по табл. 12, принимаем $p = 38,1$ мм.

Выбираем цепь приводную роликовую нормальной серии одно-рядную типа ПР – 38,1 – 12700 (ГОСТ 13568-75).

2. Определим число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot u = 25 \cdot 2,2 = 55.$$

Полученное значение Z_2 округляем до целого нечетного числа

$$Z_2 = 55.$$

Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено: $Z_2 \leq 120$.

3. Определим фактическое передаточное число U_ϕ и проверим его отклонение и от заданного U :

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{55}{25} = 2,2; \quad \Delta U = \frac{|U_\phi - U|}{U} \cdot 100\% \leq 4\%$$

$$\Delta U = \frac{|2,2 - 2,2|}{2,2} \cdot 100\% = 0\% .$$

4. Определим оптимальное межосевое расстояние, мм.

Из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50)p,$$

где p – стандартный шаг цепи. Получаем тогда:

$$a_p = a / p = 30 \dots 50 \text{ – межосевое расстояние в шагах.}$$

5. Определим число звеньев цепи L_p , шт:

$$L_p = 2a_p + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{[(Z_2 - Z_1) / 2\pi]^2}{a_p} .$$

Получаем:

$$L_p = 2 \cdot 40 + \frac{(55 + 25)}{2} + \frac{[(55 - 25) / 2 \cdot 3,14]^2}{40} = 120,5.$$

Принимаем $L_p = 120$.

6. Уточним межосевое расстояние в шагах:

$$a_p = 0,25 \left[L_p - 0,5(Z_2 + Z_1) + \sqrt{(L_p - 0,5(Z_2 + Z_1))^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Получим численное значение a_p :

$$a_p = 0,25 \left[120 - 0,5 \cdot (55 + 25) + \sqrt{(120 - 0,5 \cdot (55 + 25))^2 - 8 \left(\frac{55 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 39,71.$$

Тогда фактическое межосевое расстояние:

$$a = a_p \cdot p = 39,71 \cdot 38,1 = 1512,95 \text{ мм.}$$

Монтажное межосевое расстояние:

$$a_m = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 1512,95 = 1505,38 \text{ мм.}$$

7. Определим длину цепи L , мм:

$$L = L_p \cdot p$$

$$L = L_p \cdot p = 120 \cdot 38,1 = 4572 \text{ мм}$$

8. Определим диаметр звездочек, мм:

Диаметр делительной окружности:

Ведущей звездочки:

$$d_{d1} = p / \sin \frac{180^\circ}{Z_1}.$$

Ведомой звездочки:

$$d_{d2} = p / \sin \frac{180^\circ}{Z_2}.$$

Получаем, что:

$$d_{\partial 1} = p / \sin \frac{180^\circ}{Z_1} = 38,1 / \sin \frac{180^\circ}{25} = 304,0 \text{ мм},$$

$$d_{\partial 2} = p / \sin \frac{180^\circ}{Z_2} = 38,1 / \sin \frac{180^\circ}{55} = 667,4 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности выступов:

ведущей звездочки:

$$D_{e1} = p \left(K + K_{Z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right)$$

ведомой звездочки

$$D_{e2} = p \left(K + K_{Z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

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

$$K_{Z1} = \text{ctg} (180^\circ/Z_1) = \text{ctg} (180^\circ / 25) = 7,92 \text{ – ведущей звездочки};$$

$$K_{Z2} = \text{ctg} (180^\circ/Z_2) = \text{ctg} (180^\circ/55) = 17,42 \text{ – ведомой звездочки};$$

$\lambda = p / d_1 = 38,1 / 11,1 = 3,43$ – геометрическая характеристика зацепления; в этом случае d_1 – диаметр ролика шарнира цепи (см. табл. 12), $d_1 = 11,1$ мм

Подставив получаем:

$$D_{e1} = p \cdot \left(K + K_{Z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 38,1 \cdot \left(0,7 + 7,9 - \frac{0,31}{3,43} \right) = 324,8 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = p \cdot \left(K + K_{Z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 38,1 \cdot \left(0,7 + 17,4 - \frac{0,31}{3,43} \right) = 689,5 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин:

ведущей звездочки:

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - (d_1 - 0,175 \cdot \sqrt{d_{\partial 1}})$$

ведомой звездочки:

$$D_{i2} = d_{\partial 2} - (d_1 - 0,175 \cdot \sqrt{d_{\partial 2}}).$$

Подставив известные величины определим:

$$D_{i1} = 304 - (11,1 - 0,175 \cdot \sqrt{304}) = 295,9 \text{ мм}$$

$$D_{i2} = 667,4 - (11,1 - 0,175 \cdot \sqrt{667,4}) = 660,8 \text{ мм.}$$

9. Проверим частоту вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин

$$n_1 \leq [n]_1,$$

где n_1 – частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин (на этом валу расположена меньшая звездочка).

$$n_1 = n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = \frac{30 \cdot 11,5}{3,14} = 109,8 \text{ мин}^{-1};$$

$[n]_1 = 15 \cdot 10^3 / p$ – допускаемая частота вращения.

$$[n]_1 = 15 \cdot 10^3 / 38,1 = 393,7 \text{ мин}^{-1}.$$

Получаем, что условие выполняется:

$$n_1 \leq [n]_1,$$

$$109,8 < 393,7.$$

10. Проверим число ударов цепи о зубья звездочек U , с^{-1}

$$U \leq [U],$$

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

$$U = 4 \cdot z_1 \cdot n_1 / (60 \cdot Lp) = 4 \cdot 25 \cdot 109,8 / (60 \cdot 120) \approx 1,53.$$

$[U] = 508 / p$ – допускаемое число ударов,

$$[U] = 508 / 38,1 = 13,33.$$

Проведем проверку условия:

$$1,53 \leq 13,33.$$

11. Определим фактическую скорость цепи.

$$V = z_1 \cdot p \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3),$$

где z_1 ; p ; $n_1 = n_3$ определяли ранее.

$$V = z_1 \cdot p \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) = 25 \cdot 38,1 \cdot 109,8 / (60 \cdot 10^3) = 1,74 \text{ м/с.}$$

12. Определяем окружную силу, передаваемую цепью F_t , Н:

$$F_t = P_1 \cdot 10^3 / V,$$

где P_1 – мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), кВт:

$$P_1 = P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = 448 \cdot 11,5 = 5,15 \text{ кВт.}$$

Определяем окружную силу:

$$F_t = P_3 \cdot 10^3 / V = 5,15 \cdot 10^3 / 1,74 = 2954,5 \text{ Н.}$$

13. Проверим давление в шарнирах цепи $P_{ц}$, МПа:

$$P_{ц} = F_t \cdot K_3 / A \leq [P_{ц}],$$

где A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм²;

$$A = d_1 \cdot b_3,$$

где d_1 и b_3 – соответственно диаметр валика длина и шарнира внутреннего звена цепи, мм (см. табл. 12).

$$A = d_1 \cdot b_3 = 11,1 \cdot 25,4 = 281,94 \text{ мм}^2.$$

$[P_{ц}] = 35$ МПа – допускаемое давление в шарнирах цепи.

Определим давление в шарнирах цепи:

$$P_{ц} = F_t \cdot K_3 / A = 2954,5 \cdot 2,34 / 281,94 = 24,56 \text{ МПа.}$$

Расчетное давление в шарнире цепи меньше допустимого $[P_{ц}] = 35$ МПа. Следовательно, износостойкость цепи при заданных нагрузках обеспечена.

14. Проверим прочность цепи S .

Прочность цепи удовлетворяется соотношением:

$$S \geq [S],$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых цепей (см. табл. 13) $[S] = 8$.

S – расчетный коэффициент запаса прочности;

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_\delta + F_o + F_v},$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, Н (зависит от шага цепи p и выбирается по табл. 12); $F_t = 2954,5$ Н – окружающая сила, передаваемая цепью; K_d – коэффициент, учитывающий характер нагрузки, равен 1; F_o – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести), Н;

$$F_o = K_f \cdot q \cdot a \cdot g,$$

где K_f – коэффициент провисания; $K_f = 6$ — для горизонтальных передач; $K_f = 3$ – для передач, наклонных к горизонту до 40° ; $K_f = 1$ – для вертикальных передач; q – масса 1 метра цепи, кг/м, $q = 5,5$ кг/м; $a = 1512,95$ мм = 1,51 м – межосевое расстояние; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Получаем, что:

$$F_o = K_f \cdot q \cdot a \cdot g = 1 \cdot 5,5 \cdot 1,51 \cdot 9,81 = 81,47 \text{ Н.}$$

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, Н;

$$F_v = q \cdot V^2,$$

где V , м/с – фактическая скорость цепи.

$$F_v = q \cdot V^2 = 5,5 \cdot 1,74^2 = 16,65 \text{ Н;}$$

Определим коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_g + F_o + F_v} = \frac{127000}{2954,5 \cdot 1 + 81,47 + 16,65} = 41,6.$$

$41,6 > 8$, условие прочности выполняется, так как полученное значение коэффициента запаса прочности больше допускаемого коэффициента запаса прочности.

15. Определим силу давления цепи на вал:

$$F_{оп} = K_v \cdot F_t + 2 \cdot F_o,$$

где K_v – коэффициент нагрузки вала (см. табл. 10).

$$F_{оп} = K_v \cdot F_t + 2 \cdot F_o = 1,15 \cdot 2954,5 + 2 \cdot 81,47 = 3560,5 \text{ Н.}$$

Список литературы.

1. Волкова А.Н. Сопротивление материалов: учебник. Для студентов вузов. - М.: Колос, 2004.- 286с.
2. Александров А.В и др. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 200.-396с.
3. Ицкович Г.М. и др. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов: Учебное пособие. – 3-е изд.-М.: Высшая школа, 2001.-592с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Учебник для студентов высших технических учеб. Заведений – М.: Высшая школа, 2002,-408с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп.– М.:Машиностроение,1989. – 496 с.: ил.
5. Колпаков А.П., Корнаухов И.Е. Проектирование и расчет механических передач. – М: Колос, 2000. - 328 с.: ил. – (Учебники и учебные пособия для высш. учеб. заведений).
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студ. техн. спец. вузов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 496 с.
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб и дополн. – Калининград: Янтар. сказ. 2002.– 454 с.: ил., черт. – Б. ц.
8. Ерохин М.Н., Карп А.В. Детали машин и основы конструирования. М – КолосС, 2005. – 462.:ил. (Учебники и учеб. пособия для студ. высш. учеб. заведений).

Приложения

Таблица 1.

Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ($P \leq 2$ кВт) и средней ($P \leq 7,5$ кВт) мощности;		Для передач с непрямыми зубьями при средней ($P \leq 7,5$ кВт)	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 40, 45, 40X, 40XH, 35XM		Стали 40X, 40XH, 35XM	
Термообработка	Нормализация Улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	≤ 350 HB $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20 \dots 50$		≥ 45 HRC, $HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 70$	≤ 350 HB
Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений N_{HO} ; N_{FO} , МПа	$[\sigma]_{HO}$	$1,8 HB_{cp} + 67$	$14 HRC_{эcp} + 170$	$1,8 HB_{cp} + 67$
	$[\sigma]_{FO}$	$1,03 HB_{cp}$	370 при $m \geq 3$ мм 310 при $m < 3$ мм	$1,03 HB_{cp}$

Примечания: 1. В зубчатых передачах марки сталей шестерни и колеса выбрать одинаковыми. При этом для передач, к размерам которых не предъявляют высоких требований, следует применять дешевые марки сталей типа 40, 40X. 2. Для колес открытых передач большого диаметра ($D \geq 500$ мм) применить стальное литье (35Л, 40Л, 45Л, 40ГЛ, термообработка – нормализация, улучшение) в паре с кованной шестерней из стали соответствующей марки.

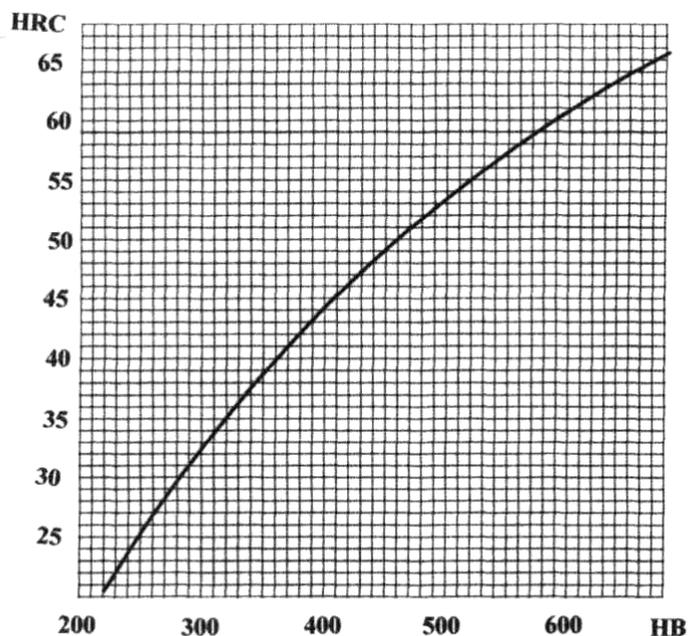


Рис.1. График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC.

Таблица 2

Механические характеристики некоторых марок сталей для изготовления зубчатых колес и других деталей

Марка стали	Вид заготовки	Заготовка шестерни $D_{шест}$, мм	Заготовка колеса $S_{шест}$, мм	Термообработка	Твердость заготовки (зубьев)		σ_s	σ_p	σ_{-1}
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры	Любые размеры	Н	163...192 HB	550	270	235	
40	»	120	60	У	192...228 HB	700	400	300	
45	»	Любые размеры	Любые размеры	Н	179...207 HB	600	320	260	
45	»	125	80	У	235...262 HB	780	540	335	
45	»	80	50	У	269...302 HB	890	650	380	
40Х	»	200	125	У	235...262 HB	790	640	375	
40Х	»	125	80	У	269...302 HB	900	750	410	
40Х	»	125	80	У	269...302 HB	900	750	410	
40ХН	»	315	200	У+ТВЧ	45...50 HRC, 1 269...302 HB	800	630	380	
40ХН	»	200	125	У	235...262 HB	920	750	420	
40ХН	»	200	125	У	269...302 HB	920	750	420	
40ХН	»	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC, 1 269...302 HB	800	670	380	
35ХМ	»	315	200	У	235...262 HB	920	790	420	
35ХМ	»	200	125	У	269...302 HB	920	790	420	
35ХМ	»	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC, 1 269...302 HB	920	790	420	
35Л	Литье	Любые размеры	Любые размеры	Н	163...207 HB	550	270	235	
40Л	»	»	»	Н	147 HB	520	295	225	
45Л	»	315	200	У	207...235 HB	680	440	285	
40ГЛ	»	315	200	У	235...262 HB	850	600	365	

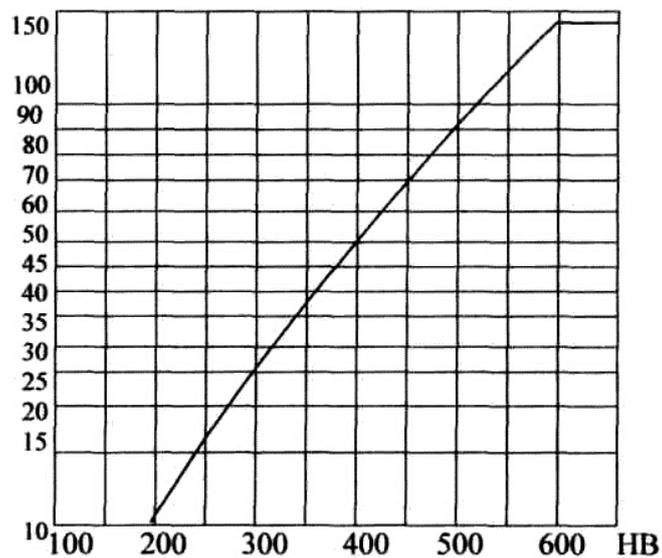
Примечания: 1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н — нормализация, У — улучшение, ТВЧ — закалка токами высокой частоты. 2. Для цилиндрических и конических колес с выточками принять меньшее из значений $S_{заг}$. 3. Химический состав сталей см. табл. К1.

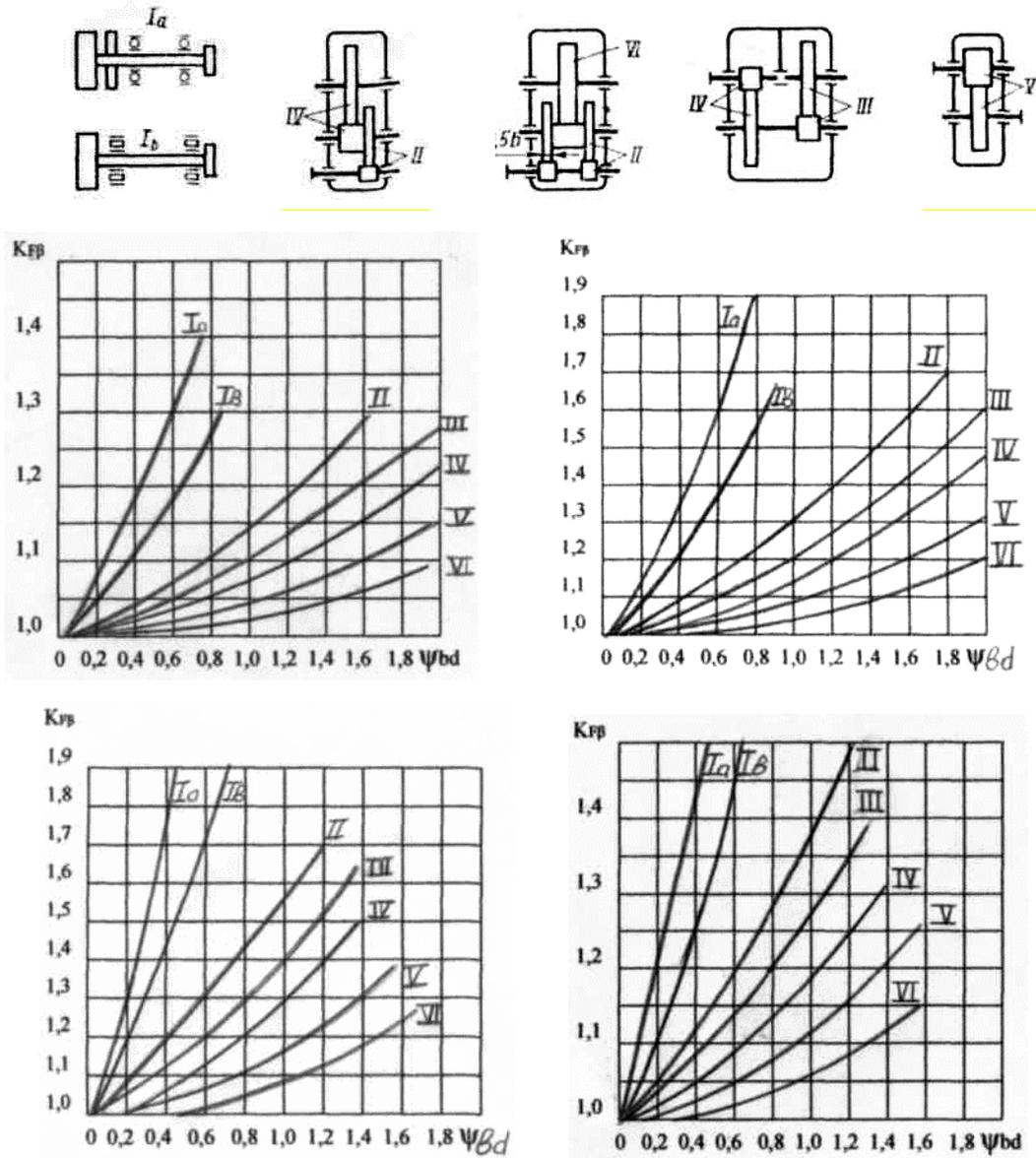
Таблица 3

К выбору допускаемых напряжений для зубчатых колёс

Термообработка	Твёрдость зубьев		Марка стали	$\sigma_{\text{НО}}$, МПа	S_H	$\sigma_{\text{фо}}$, МПа	S_F
	Поверхность	Сердцевина					
Нормализация, улучшение	HB 180-350		40,45;40XH и др.	2HB+70	1.1	1.8HB	1.75
Объёмная закалка	HRC 45-55		40,45;40XH и др.	18HRC+150	1.1	550	1.75
Поверхностная закалка ТВЧ	HRC 56-63 HRC 45-55	HRC 25-55 HRC 25-55	У6;35ХМ;40Х;40ХН и др	17HRC _n +200 17URC+200	1.2	900 650	1.75
Сквозная закалка ТВЧ	HRC 45-55	HRC 45-55	35ХМ; 40Х; 40ХН и др.	17HRC+200	1.2	550	1.75
Азотирование	HRC 55-67 HRC 50-59	HRC 24-40 HRC 24-40	35ХЮА; 38ХМЮА; 40Х; 40ХФА; 40ХНМА	1050 1050	1.2	12HRC _{серд} +300	1.75
Цементация и закалка	HRC 55-63	HRC 25-40	Цементируемые стали всех марок	23HRC	1.2	750	1.55
Нитроцементация и закалка	HRC 57-63	HRC 25-40	25ХГМ; 25ХГНМ; 25ХГТ; 30ХГТ; 35Х	23HRC _n 23HRC _n	1.2	1000 750	1.55

Примечание. 1. HRC₂ – твердость поверхности, HRC_{сердц} – сердцевины.

 $N_{\text{НО}} \cdot 10^6$ Рис. 2. Зависимость твердости HB и $N_{\text{НО}}$ (базовое число циклов напряжения)



При $HВ_2 \leq 350$.

При $HВ_1 > 350$ и $HВ_2 > 350$.

Рис. 3. Графики для определения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

Таблица 4.

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости V , м/с вращения колес.			
	Прямозубых		Непрямозубых	
	Цилиндрических	Конических	Цилиндрических	Конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	»10	»8	»15	»10
8	»6	»4	»10	»7
9	»2	»1,5	»4	»3

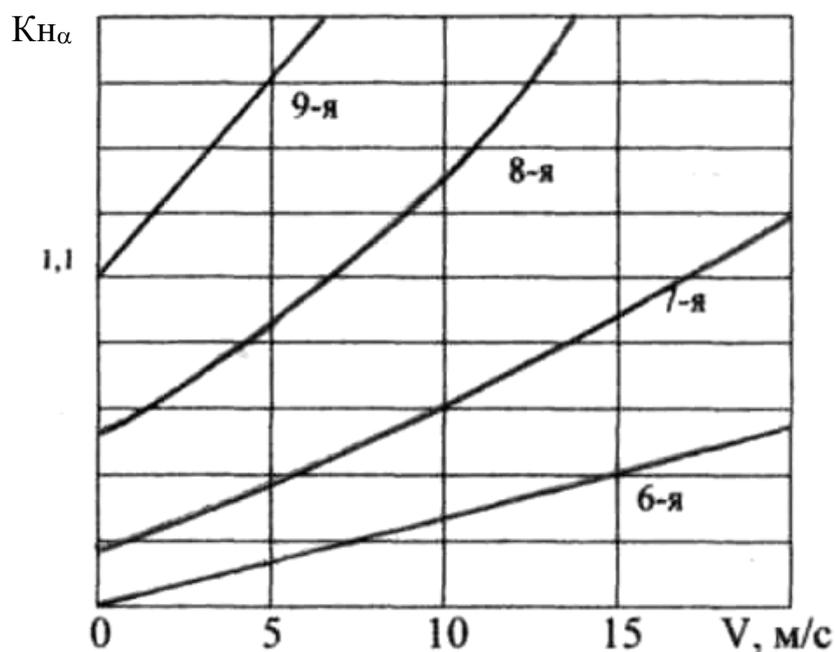


Рис. 4. График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$.

Таблица 5.
Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} при $H\beta_2 \leq 350$

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость V , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{HV}	<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,17</u>	<u>1,23</u>	<u>1,28</u>
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	K_{FV}	<u>1,06</u>	<u>1,13</u>	<u>1,26</u>	<u>1,40</u>	<u>1,58</u>	<u>1,67</u>
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	K_{HV}	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,29</u>	<u>1,36</u>
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{FV}	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,33</u>	<u>1,50</u>	<u>1,67</u>	<u>1,80</u>
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	K_{HV}	<u>1,04</u>	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,24</u>	<u>1,32</u>	<u>1,4</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{FV}	<u>1,10</u>	<u>1,20</u>	<u>1,38</u>	<u>1,58</u>	<u>1,78</u>	<u>1,96</u>
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	K_{HV}	<u>1,05</u>	<u>1,1</u>	<u>1,2</u>	<u>1,3</u>	<u>1,4</u>	<u>1,5</u>
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{FV}	<u>1,13</u>	<u>1,28</u>	<u>1,50</u>	<u>1,77</u>	<u>1,98</u>	<u>2,25</u>
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Примечание: В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых и круговыми зубьями.

Таблица 6.

Коэффициенты форма зуба Y_{F1} и Y_{F2}

z или z_v	Y_F	z_v	Y_F								
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание: Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x=0$.

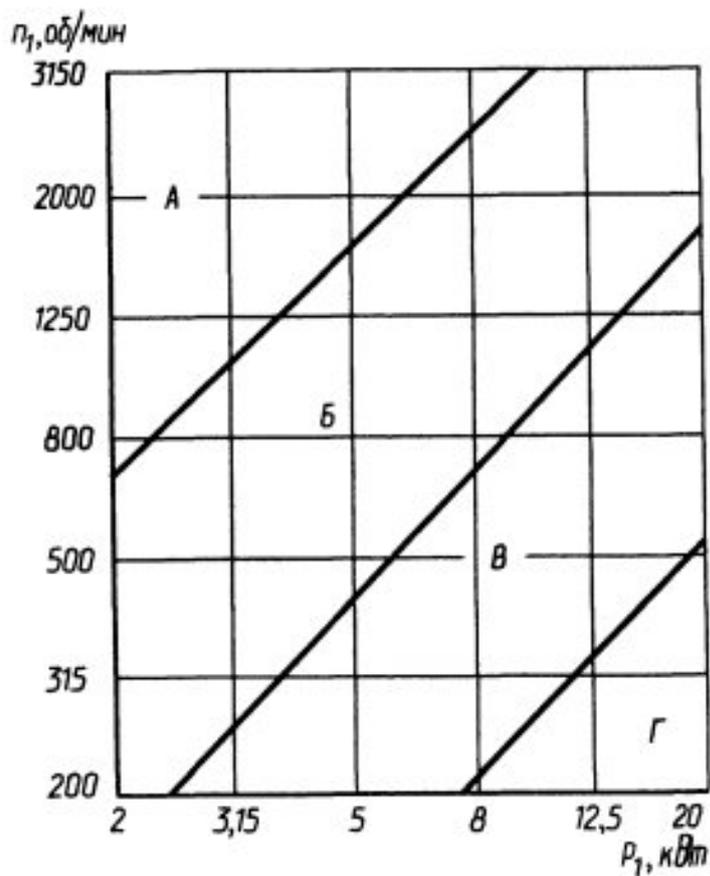


Рис. 5. Номограмма для выбора клиновых ремней
нормального сечения

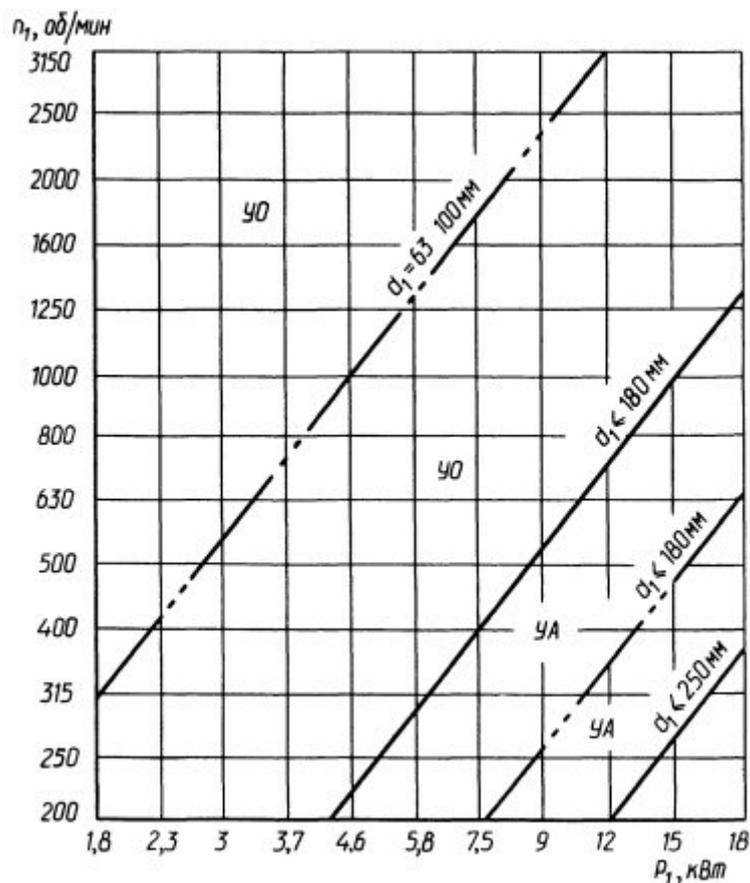


Рис. 6. Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

Таблица 7.

Характеристики и размеры клиновых ремней

Сечение ремня	b_0 , мм	b_p , мм	h , мм	A_1 , мм	D_{min} , мм	q , кг/м	L , мм	$T_1, Н*м$	Тип ремня
Z(0)	10	8,5	6	47	63	0,06	400...2500	До 30	Нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89*, ГОСТ 1284.2-89*)
A(A)	13	11	8	81	90	0,10	560...4000	15...60	
B(Б)	17	14	10,5	138	125	0,18	800...6300	50...150	
C(В)	22	19	13,5	230	200	0,30	1800...10600	120...600	
D(Г)	32	27	19	476	355	0,60	3150...15000	450...2400	
E(Д)	38	32	23,5	692	500	0,90	4500...18000	1600...6000	
EO(E)	50	42	30	1170	800	1,52	6300...18000	Свыше 2500	
УО	10	8,5	8	56	63	0,07	630...3550	До 150	Узкого сечения (ТУ 38-40534; ТУ 38-105161)
УА	13	11	10	93	90	0,12	800...4500	90...400	
УБ	17	14	13	159	140	0,20	1250...8000	300...2000	
УВ	22	19	18	278	224	0,36	2000...8000	Свыше 1500	

Условное обозначение: A_1 – площадь поперечного сечения ремня.

Таблица 8.

Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, узким клиновым ремнем, поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Тип ремня	Сечение L_0 мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с								
			2	3	5	10	15	20	25	30	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Клиновой	О 1320	63	–	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	–	–	
		71	–	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	–	
		80	–	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	–	
		90	–	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85	
		100	–	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08	
	А 1700	112	–	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27	
		90	–	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	–	–	
		100	–	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	–	
		112	–	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50	
		125	–	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14	
	Б 2240	140	–	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64	
		160	–	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17	
		125	–	0,95	1,39	2,26	2,80	–	–	–	
		140	–	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	–	–	
		160	–	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47	
		180	–	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53	
	Узкий клино- вой	УО 1600	200	–	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
			224	–	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
63			–	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	–	–	
71			–	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	–	
80			–	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	–	
90			–	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55	
УА 2500		100	–	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35	
		112	–	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15	
		125	–	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	
		90	–	1,08	1,56	2,57	–	–	–	–	
		100	–	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–	–	
		112	–	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	–	
УБ 3550		125	–	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10	
		140	–	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43	
		160	–	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	
		140	–	1,96	2,95	5,00	6,37	–	–	–	
		160	–	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	–	
		180	–	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5	
Поликлиновой	К 710	200	–	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3	
		224	–	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1	
		40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	–	–	
		45	0,7	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–	
		50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–	
		63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8	
		71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	
		80	0,92	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	
90	0,95	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7			
100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1			

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Л 1600	80	1,9	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
		90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
		100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–
		112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–
		125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	М 2240	180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	7,7	10,56	16,3	27,7	35,8	30,3	40,4	35,4
		224	8,5	11,67	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

Таблица 9

Значения поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p

Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная
C_p	1	0,9	0,8	0,7

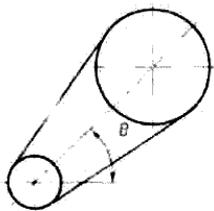
Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве C_α

Угол обхвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	Для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	–	–	–
	Для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v

Скорость ремня v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	Для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	Для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ .

Угол наклона θ , град		0...60	60...80	80...90
C_θ			1	0,9

**Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня L_p
к базовой L_0**

Отношение L_p/L_0		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C1	Для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	Для клинового узкого и полуклинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

Коэффициент влияния меньшего шкива C_d

Диаметр шкива	15	20	40	60	90	120 и более
C _d	0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2

Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z

Ожидаемое число ремней z	2...3	4...5	6
C _z	0,95	0,90	0,85

Таблица 10

Значения поправочных коэффициентов K_э

Условия работы передачи		Коэффициент	
		Обозначение	Значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная	K _д	1
			1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи	K _{рег}	1
			0,8 1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	K _в	$\theta = 0...40$ $\theta = 40...90$
			1,15 1,05
		K _θ	$\theta \leq 60$ $\theta > 60$
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от насоса) Капельный Периодический	K _с	0,8
			1
			1,5
Режим работы	Односменная Двухсменная Трехсменная	K _р	1
			1,25
			1,5

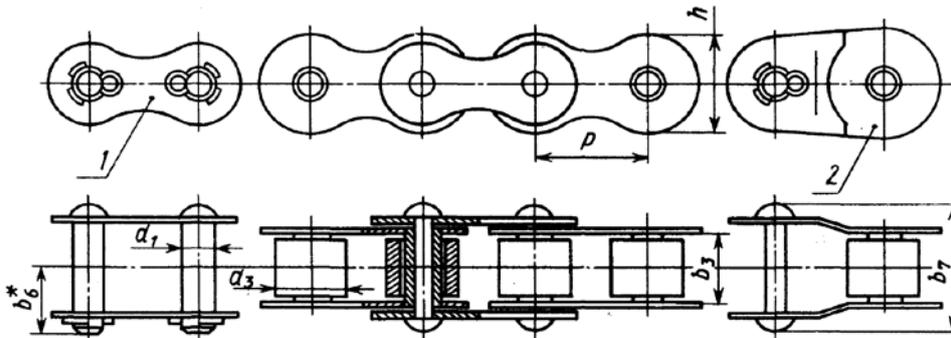
Таблица 11

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей [$p_{ц}$], МПа

Шаг цепи p , мм	При частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин.							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

Таблица 12

Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа



* размер для справок;
1-звено соединительное; 2 - звено переходное

Обозначение цепи	p	b_3 не менее	d_1	d_3	h не более	b_7 не более	b_6 не более	Разрушающая нагрузка, да Н, не менее.	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	8,0	3,00	2,31	5,0	7,5	12	7	460	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	–	900	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	900	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,785	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	2300	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	22700	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	35400	16,0

Примечания: 1. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев, кроме двойных на 20%. 2. Пример условного обозначения цепи нормальной серии шага 19,05 мм с разрушающей нагрузкой 3180 Н: *Цепь ПР-19,05- 3180- ГОСТ 13568-75*

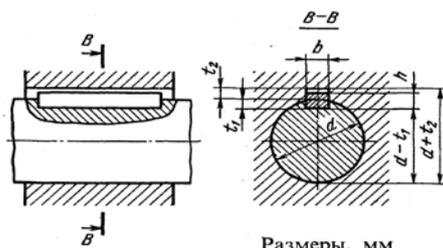
Таблица 13

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

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

Таблица 14

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78)



Размеры, мм

Диаметр вала d	Сечение шпонки b × h	Глубина паза		Радиус закругления r или фаска s × 45°
		вала t ₁	втулки t ₂	
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08—0,16
» 12 » 17	5 × 5	3	2,3	0,16—0,25
» 17 » 22	6 × 6	3,5	2,8	0,16—0,25
» 22 » 30	8 × 7	4,0	3,3	0,16—0,25
Св. 30 до 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25—0,4
» 38 » 44	12 × 8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14 × 9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16 × 10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18 × 11	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	20 × 12	7,5	4,9	0,4—0,6
» 75 » 85	22 × 14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25 × 14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28 × 16	10,0	6,4	
» 110 » 130	32 × 18	11,0	7,4	

Примечания: 1. Длины шпонок выбирают из ряда 6—8—10—12—14—16—18—20—25—28—32—36—40—45—50—56—63—70—80—90—100—110—125—140—160—180—200—250.
2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360—78 диапазон диаметров вала $d = 6 ÷ 500$ мм, длины шпонок — до 500 мм.
3. Материал шпонок — сталь чистотянутая для шпонок с $\sigma_b \geq 990$ МПа.

Таблица 15

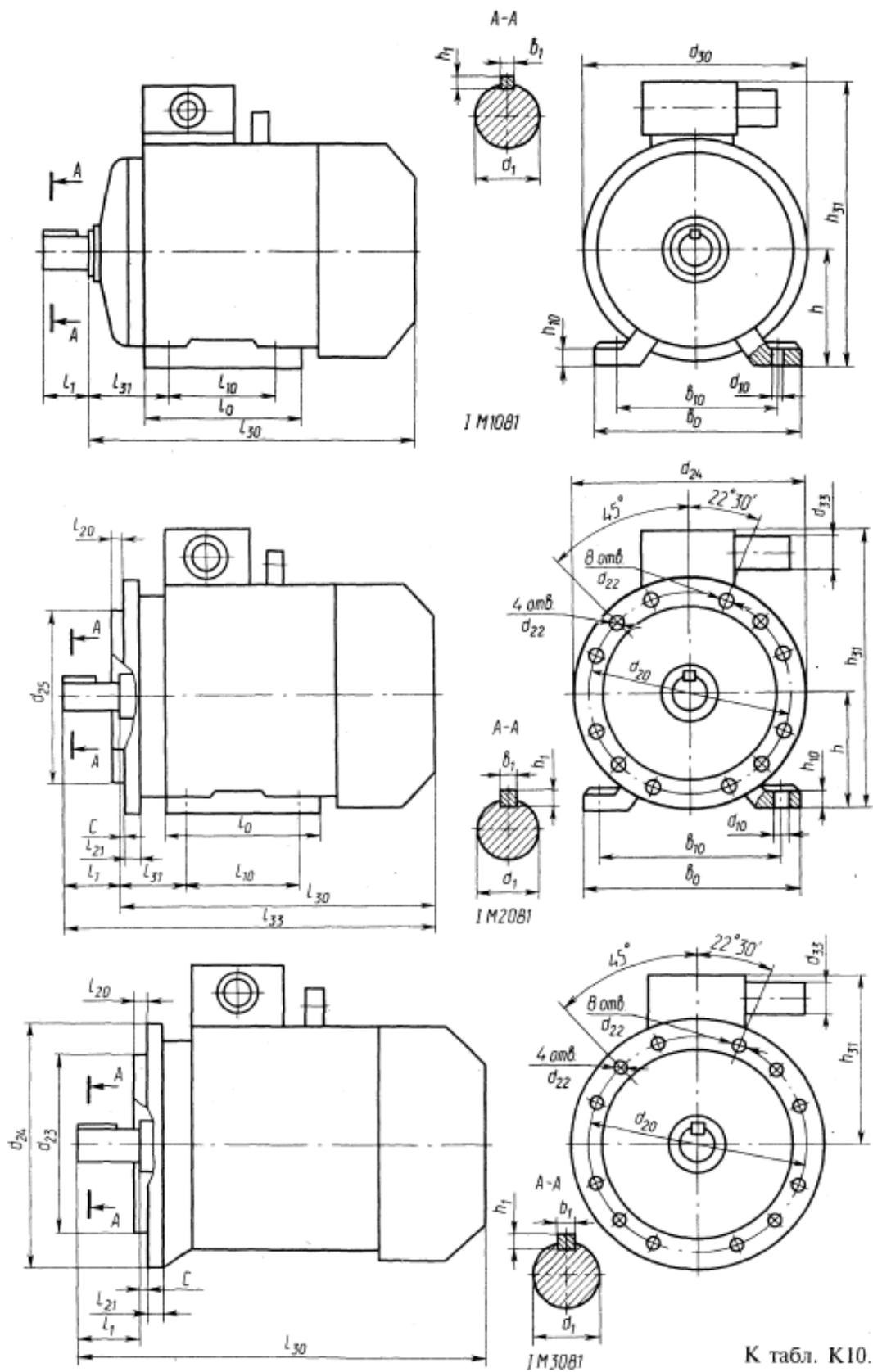
Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69), мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
$R_e 10$	$R_e 20$	$R_e 40$		$R_e 10$	$R_e 20$	$R_e 40$		$R_e 10$	$R_e 20$	$R_e 40$	
8,0	8,0	8,0	8,2 8,8	40	40	40	41 44	200	200	200	205
					8,5	42				210	
	9,0	9,0	9,2 9,8		45	45	46 49		220	220	230
					9,5	48				240	
10	10	10	10,2 10,8	50	50	50	52 55	250	250	250	
					10,5	53				260	
	11	11	11,2 11,8		56	56	58 62		280	280	270 290 310
					11,5	60				300	
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330
					13	67				340	
	14	14	13,5 14,5 15,5		71	71	70 73 78		360	360	350 370
					15	75				380	
16	16	16	16,5 17,5	80	80	80	82	400	400	400	410 440
					17	85				420	
	18	18	18,5 19,5		90	90	92 98		450	450	460 490
					19	95				480	
20	20	20	20,5	100	100	100	102	500	500	500	515
					21	105				530	
	22	22	21,5 23,0		110	110	108 112 115 118		560	560	545 580
					24	120				600	
25	25	25	27 29	125	125	125	135 145	630	630	630	615 650 690 730
					26	130				670	
	28	28	31 33		140	140	155 165		710	710	775 825
					30	150				750	
32	32	32	35 37 39	160	160	160	175 185 195	800	800	800	875 925 975
					34	170				850	
	36	36			180	180			900	900	
					38	190				950	

Таблица 16

Двигатели, основные размеры

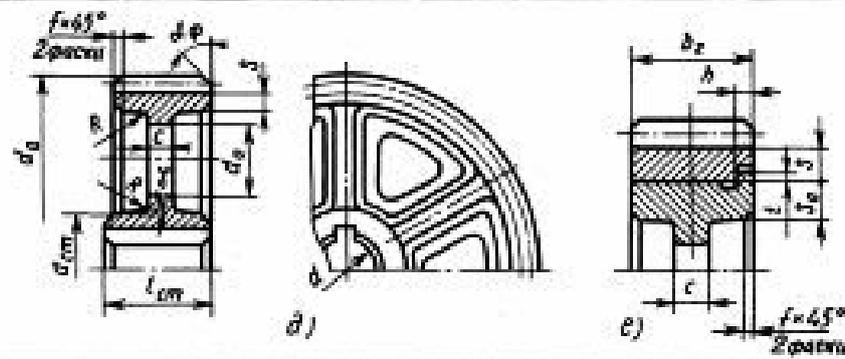
Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнения																																								
		IM1081					IM1081, IM2081, IM3081					IM1081, IM2081								IM2081, IM3081																						
71A, B		d_{30}	170	l_1	40	l_{30}	285	d_f	19	b_3		h_2		l_{in}	90	l_{31}	45	d_{in}	7	h_{10}	112	h	71	h_{10}	9	h_{31}	201	l_{30}		d_{30}		l_{21}		d_{22}		d_{34}		d_{35}				
80A		186	50	300	22	6	6	100	10	10	10	10	10	100	10	50	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	218	3,5	165	12	200	130										
80B				320																																						
90L		208		350	24			125					125	125	56		140	140	140	140	140	140	90	11	243		12		215		250											
100S	2, 4,	235	60	362	28	8	7	112					112				160	160	160	160	160	160	100	12	263		4		215		250											
100L	6, 8			392												63																										
112M		260		452	32			140					140	70		190	190	190	190	190	190	112			310		16	265		300												
132S		302	80	480	38	10	8	89					89																													
132M				530				178					178																													



К табл. К10.

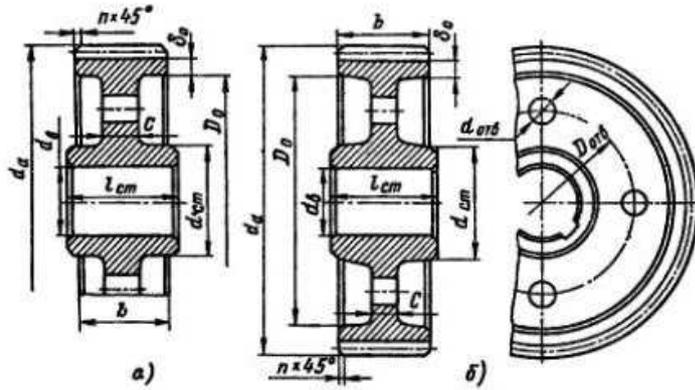
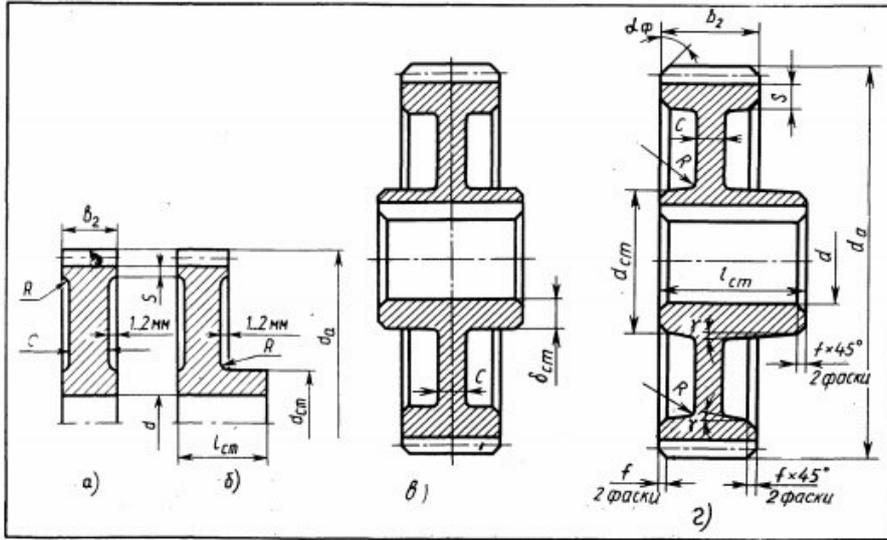
Рис. 7. Двигатели, основные размеры

Конструкция и размеры зубчатых цилиндрических колес

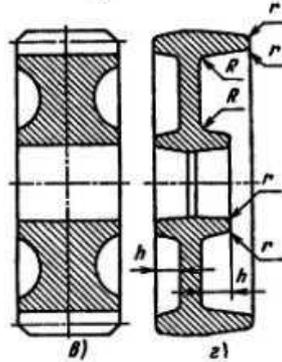


Элемент колеса	Размер	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>b</i> – ковка	<i>r</i> – ковка, <i>t</i> – штамповка	<i>d</i> – литье, <i>e</i> – составные
Обод	Диаметр	$d_g < 100$ мм	$d_g = 100 \dots 500$ мм	$d_g > 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		$S = 2,2m + 0,05b_2$; $h = 0,1b_2$; $S_g = 1,2S$, $t = 0,8h$
	Ширина	b_2 (табл. 4.5)		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_1$ (табл. 7.1)		
	Диаметр наружный	$d_{вн} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$b_{ст} = 0,3d$		
	Длина	$a-l_{ст} = b_2$; $b-l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	
		$l_{ст} = (1,0 \dots 1,2)d$ — оптимальное значение		
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + b_{вн}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6$; $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	—	—	См. табл. 10.4

Примечания: 1. При определении длины ступицы $l_{ст}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу — при переходной посадке.
2. На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7)m$ с округлением до стандартного значения по табл. 10.1.
3. Угол фаски α_f : на прямозубых колесах $\alpha_f = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $H < 350$ HB $\alpha_f = 45^\circ$, а при $H > 350$ HB $\alpha_f = 15^\circ$.



Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a < 500$ мм:
 а — кованные; б и в — штампованные;
 г — заготовка, полученная штамповкой в двухстороннем штампе



Цилиндрическое зубчатое литое колесо при $d_a < 600$ мм

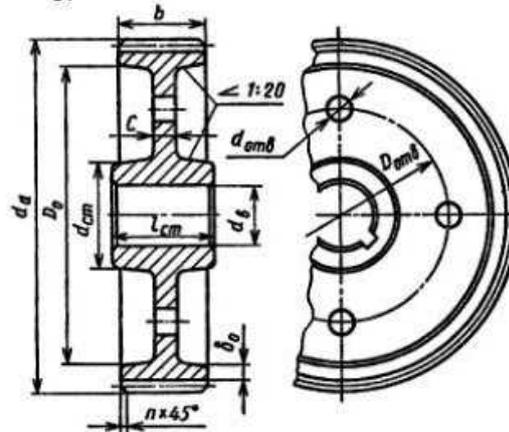




Рис. 8. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

Таблица 18

Размер клинового ремня, мм

Обозначение сечения ремня	d_1 , не менее	l_p	W	T_0	A	L_p	ΔL	Масса одного метра, кг
О	63	8,5	10	6	47	400—2 500	25	0,06
А	90	11,0	13	8	81	560—4 000	33	0,10
Б	125	14,0	17	10,5	133	800—6 300	40	0,18
В	200	19,0	22	13,5	230	1800—10 000	59	0,30
Г	315	27	32	19,0	476	3150—14 000	76	0,60
Д	500	32	38	23,5	692	4500—18 000	95	0,90
Е	800	42	50	30,0	1172	6300—18 000	120	1,52

Таблица 19

Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
О (1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		≥ 3	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,0
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		≥ 3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		≥ 3	0,38	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
		≥ 3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72
А (1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
		≥ 3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		≥ 3	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		≥ 3	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
	180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		≥ 3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19
Б (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		≥ 3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		≥ 3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80

продолжение

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1 , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
Б (2240)	224	≥ 3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05
		1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20
	280	1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50
		≥ 3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80
Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_1	i	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450		
В (3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,97		
		1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23		
		≥ 3	3,41	5,83	6,58	7,69	8,49		
	280	1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47		
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84		
		≥ 3	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22		
	355	1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10		
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59		
		≥ 3	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09		
	450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	—		
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	—		
		≥ 3	9,34	15,72	17,35	18,91	—		
Г (6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	—		
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	—		
		≥ 3	13,04	21,04	22,86	24,16	—		
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	—	—		
		1,5	20,93	32,65	34,30	—	—		
		≥ 3	21,59	33,68	35,38	—	—		
	710	1,2	27,23	39,44	38,90	—	—		
		1,5	28,12	40,73	40,17	—	—		
		≥ 3	29,01	42,02	41,44	—	—		
Д (7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	—	—		
		1,5	24,85	32,65	34,30	—	—		
		≥ 3	25,64	33,68	35,38	—	—		

продолжение

Сечение ремня (длина L_p , мм)	d_p , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин				
			400	800	950	1200	1450
Д (7100)	710	1,2	34,05	39,44	38,90	—	—
		1,5	35,17	40,73	40,17	—	—
		≥ 3	36,28	42,02	41,44	—	—

Таблица 20

Размеры канавки шкива для клинового ремня, мм

Ремень		Размеры канавок				Углы профиля канавок			
Сечение	t_p	h	h_0	f	e	34°	36°	38°	40°
						d_p			
О	8,5	7,0	2,5	8,0	12,0	63–71	80–100	112–160	≥ 180
А	11,0	8,7	3,3	10,0	15,0	90–112	125–160	180–400	≥ 450
Б	14,0	10,8	4,2	12,5	19,0	125–160	180–224	250–500	≥ 560
В	19,0	14,3	5,7	17,0	25,5	200–315	200–315	355–630	≥ 710
Г	27,0	19,9	8,1	24,0	37,0	—	315–450	500–900	≥ 1000
Д	32,0	23,4	9,6	29,0	41,5	—	500–560	630–1120	≥ 1250

Примечание. Ширина обода шкива $B = (z - 1)e + 2f$, где z — число ремней в передаче.

Таблица 21

Конструкции и размеры звездочек роликовых цепей

мм

Элемент звездочки	Размер	Значение
Обод	Ширина зуба	$b = 0,93b_3 - 0,15$ мм
	Радиус закругления зуба (наибольший)	$r_3 = 1,7d_3$
	Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления	$h_3 = 0,8d_3$
	Угол скоса и фаска зуба	$\gamma = 20^\circ; f \approx 0,2b$
	Радиус закругления при шаге: $p \leq 35$ мм $p > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
Диск	Толщина	$C = b + 2r_4$ — рис. а, $C = b$ — рис. б, $C = b - 2r_4$ — рис. в
	Диаметр проточки	$D_c = p \operatorname{ctg}(180^\circ/z) - 1,3h$
	Отверстия	См. табл. 10.4
Ступица	Диаметр внутренний Диаметр наружный	$d = d_1$ (табл. 7.1) $d_{\text{ср}} = 1,55d$
	Длина	$l_{\text{ср}} = (0,8 \dots 1,5)d$

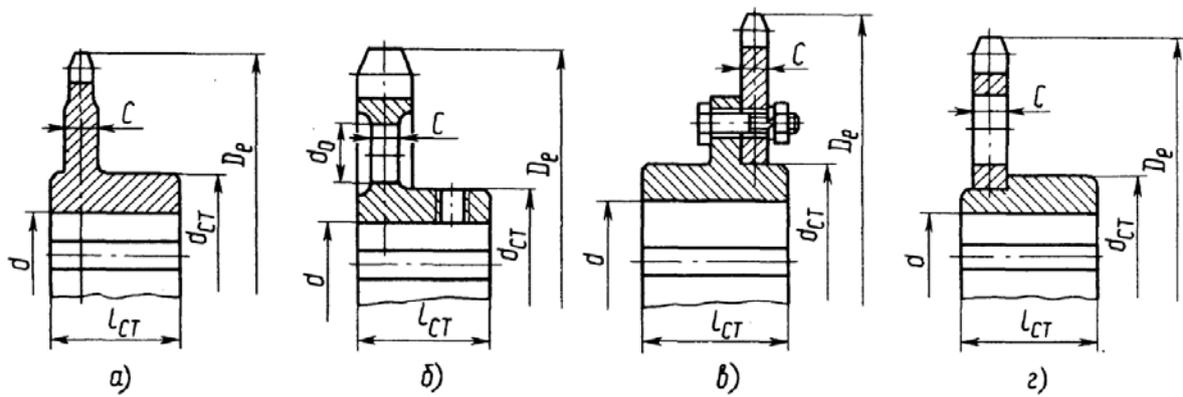


Рис. 10.59. Конструкции звездочек втулочно-роликовых цепей:
a — без проточек на диске; *б* — с проточками на диске; *в* — со съемным ободом; *г* — с приварным ободом

Таблица 22

Конструкции и размеры шкивов клиноременных передач

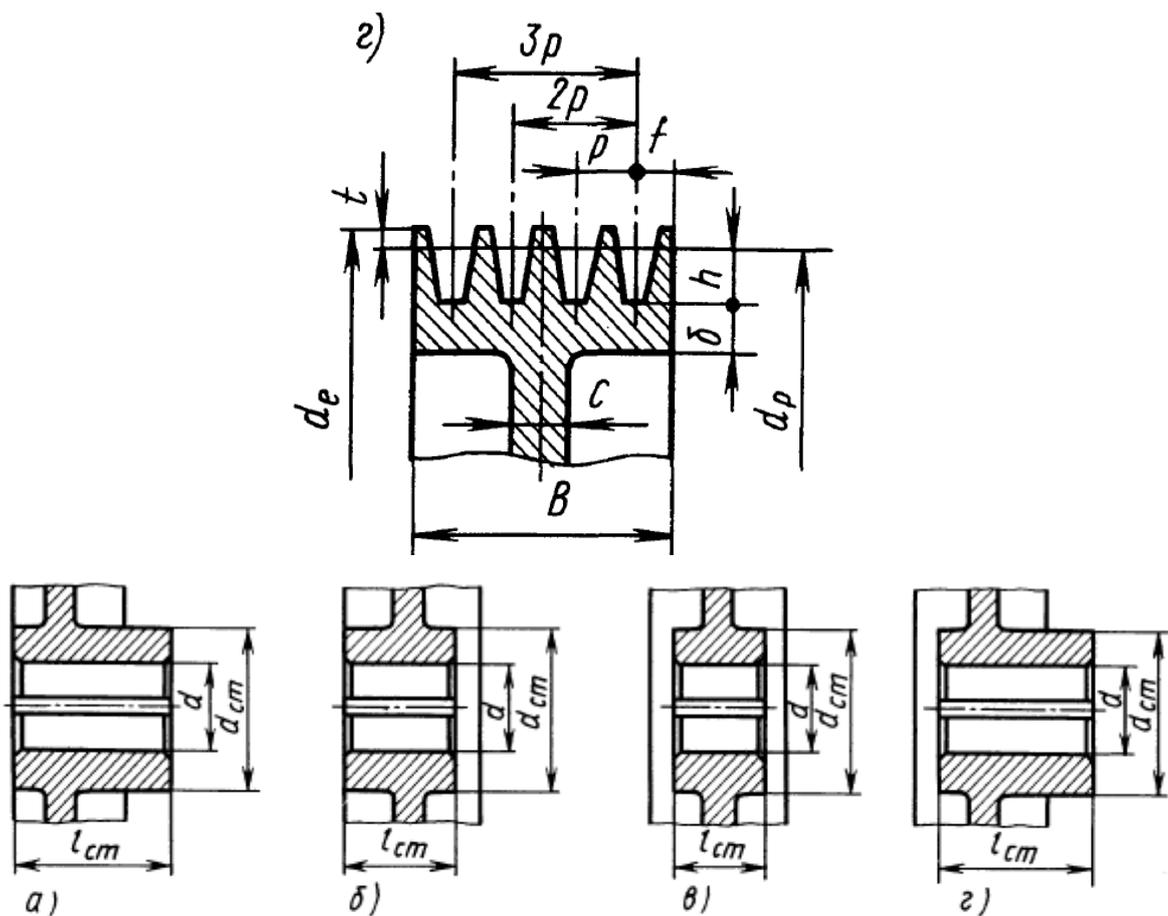
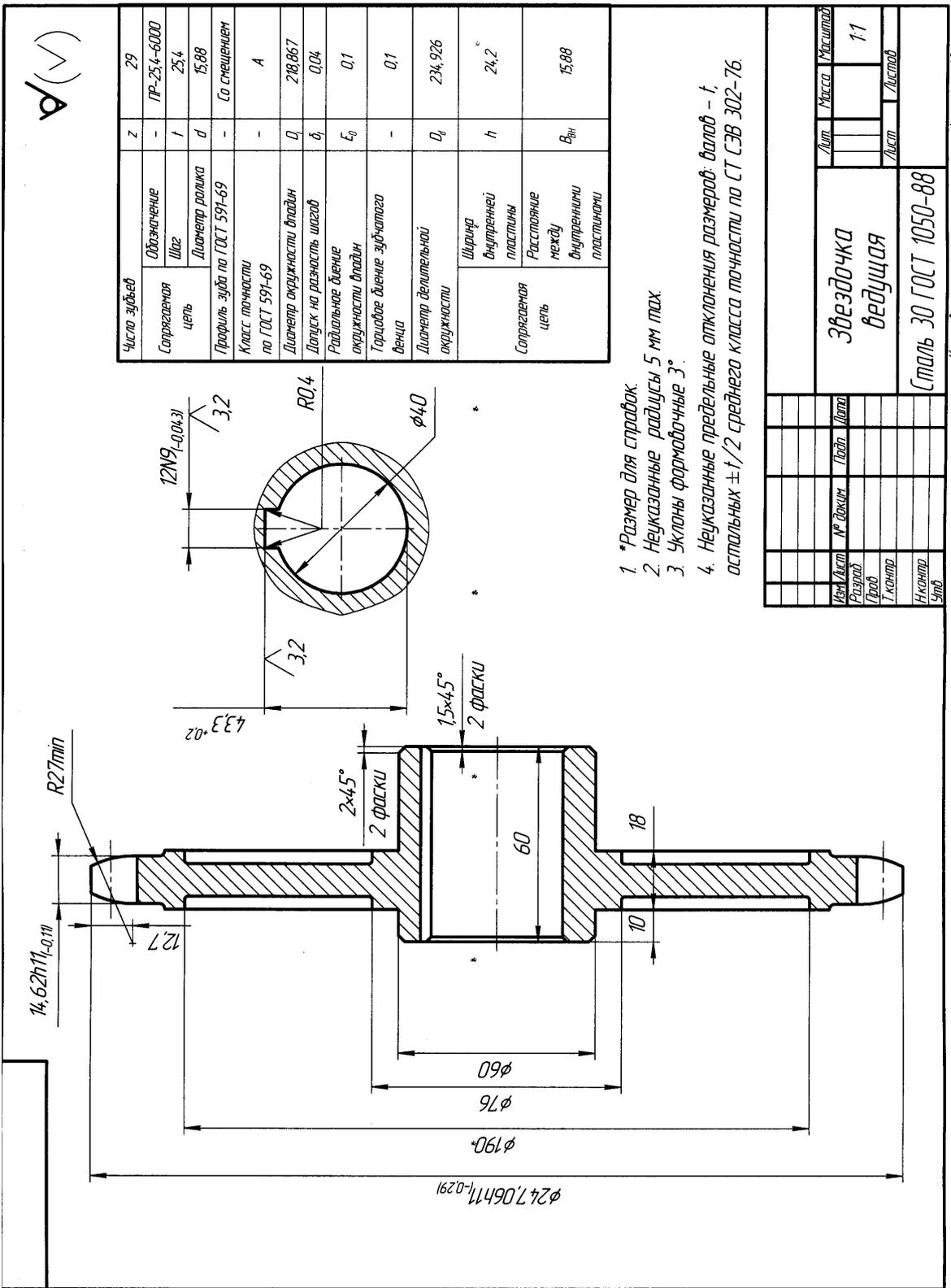


Рис. 10.58. Конструкции ступицы шкива:
a — выступающая с одного торца обода; *б* — укороченная с одного торца обода;
в — укороченная с обоих торцов обода; *г* — выступающая с одного и укороченная с другого торца обода

Элемент колеса	Размер	Значение
Обод	Диаметр шкива конструктивный: для клиновых ремней для поликлиновых ремней	$d_e = d_p + 2t$ $d_e = d_p - 2t$
	Ширина шкива передач: плоскоременных клиноременных (поликлиноременных)	B — выбирается в зависимости от ширины ремня (см. 5.1, п. 12) $B = (z - 1)p + 2f$
	Толщина для чугунных шкивов передач: плоскоременных клиноременных поликлиноременных Толщина для стальных шкивов	$\delta_{\text{чуг}} = 0,03(D + 2B)$ $\delta_{\text{чуг}} = (1,1 \dots 1,3)h$ $\delta_{\text{чуг}} = 1,6h$ $\delta_{\text{ст}} = 0,8\delta_{\text{чуг}}$
Диск	Толщина Отверстия	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta$ См. табл. 10.4
Ступица	Диаметр внутренний Диаметр наружный для шкивов: чугунных стальных Длина	$d = d_1$ (табл. 7.1), $d_{\text{ст}} = 1,6d$ $d_{\text{ст}} = 1,55d$ $l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d$



- *Размер для справок.
- Неуказанные радиусы 5 мм плав.
- Уклоны формовочные 3°.
- Неуказанные предельные отклонения размеров: валаб - t, остальных $\pm t/2$ среднего класса точности по СТ СЭВ 302-76.

Мат. лист	№ докум.	Лист	Дата	Лист	Масштаб
Резерв					1:1
Т. колор.					
Н. колор.					
Угол					
Звездочка ведущая					
Сталь 30 ГОСТ 1050-88					

Подписано в печать . .08. Формат 60×84 1/16
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Ризограф.
Усл. печ. л. 5,87. Уч.-изд. л. 5,04. Тираж 100. Заказ .
Издательско-полиграфический комплекс ВолГАУ «Нива»
Волгоградского государственного аграрного университета
400002, Волгоград, Университетский пр-т, 26