

Проф. С. Н. РУЖЕНЦЕВ

621.8
34.83

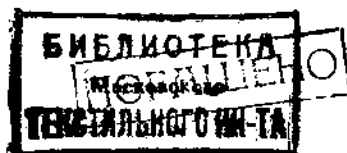


Ременная и канатная передачи, натяжные ролики

Издание 2-е, дополненное

1282077
368/22
139402

О Н Т И Н К Т П С С С Р • 1932



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ
МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ И ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ
ГОСМАШИЗДАТ

Редактор В. Запорожец.

Техн. редактор Н. Парашкина

Сдано в набор 9/II 1962 г. Подписано к печ. 14/VI 1962 г. Издат. № 92. Инд. МС-20-5-2. Тираж 40 800, код. печ. д. 91/8, кол. знаков в л. 82 248. формат бум. 72 × 105/16. Уполн. Главлита Б-21 258. Заказ 408.

1-я типография Огиза РСФСР „Образцовая“. Москва. Валуев, 28.

Оглавление.

Стр.

Предисловие ко второму изданию

4

Ременная передача.

5

7

0

6

3

7

9

3

1

4

5

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
3	3 снизу	Втул и	Втулки
10	21 "	в р менной	в р менной
11	фиг.	фиг. 1	фиг. 14
13	11 снизу	(4)	(4')
16	23 "	ремни ведется	ремни без натяжного ролика ведется
27	16 "	увеличив ет а	увеличивается
30	1: сверху	шки а	шкава
37	3 снизу	A	H
37	4 "	8 0	800
40	23 "	3 0	380
40	24 "	6 0	600
41	13 "	2 0	230
56	15 сверху	$S_1 = P \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha} - 1} +$	$S_1 = \frac{P}{z} \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha} - 1} +$
69	14 "	h'	h ₁
84	11 "	стирания	истипания
91	таблица 22, строка 2 снизу	1	18
91	таблица 22, строка 4 снизу	6	36
92	таблица 2, строка 4 снизу	1 ¹ / ₆	1 ¹ / ₁₆
92	таблица 25, строка 5 снизу	1 ¹ / ₆	1 ¹ / ₁₆
95	22 сверху	1, 5 P. 66 =	1, 25 P. 66 =
96	16 "	обязательной	слого обязательной
116	таблица, 5 строка сверху	54	24
116	таблица, 7 строка сверху	3,8	3,7
121	таб. ица, 3 строка сверху	$I = \frac{h^4}{64}$	$I = \frac{h^4}{12}$
122	таблица 4 строка сверху	$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d}$	$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}$
126	1 снизу	$= \frac{\pi}{16} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}$	$= \frac{\pi}{16} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}$

Проф. С. К. Руженцев. Ременная и канатная передачи, натяжные ролики.

Оглавление.

	Стр.
Предисловие ко второму изданию	4
Ременная передача.	
Передача работы гибких элементов	5
Виды ременной передачи	7
Передающее число	10
Теория ременной передачи	16
Расчет ременной передачи	23
Примеры	27
Ремennая передача с натяжным роликом	29
Расчет ременной передачи с натяжным роликом	33
Условия равновесия натяжного ролика	41
Примеры	44
Демпфер	45
Канатная передача.	
Канатная передача	48
Канаты	50
Расчет канатной передачи	55
Примеры	57
Шкивы.	
Шкивы	62
Чугунные шкивы. Расчет и конструкции	70
Расчет болтов, свертывающих обод шкива	73
Размещение болтов у шкивов	79
Железные шкивы	83
Холостые шкивы	90
Деревянные шкивы	92
Канатные шкивы	94
Примеры	
Натяжные ролики.	
Натяжные ролики	99
Расчет и конструкция натяжных роликов	103
Приложения.	
Таблица I. Для перевода английских дюймов в мм	109
" II. Степени, корни, длины окружностей и площади круга	110
" III. Болты черные, резьба метрич. диам. от 6 до 48 мм, ГОСТ 132	116
" IV. То же, резьба ВИНБОРТА диам. от 1/4 до 2", ГОСТ 133	117
" V. Болты с нарезкой ВИНБОРТА (нагрузки)	118
" VI. Шайбы черные под гайки метрической резьбы и резьбы ВИНБОРТА, ГОСТ 148 и 149	119
" VII. Шпильки разведенные, ГОСТ 150	120
" VIII. Эквивалентные моменты инерции и моменты сопротивления	121
" IX. Квадратное сечение	122
" X. Прямоугольное поперечное сечение (моменты инерции и сопротивления)	123
" XI. Круглое сечение	124
" XII. Кольцевое сечение	125
" XIII. Моменты сопротивления при кручении	126
" XIV. Допускаемые напряжения	127
" XV. Диаметры трансмиссионных валов	129
" XVI. Втулки и шпильки для холостых шкивов	130
" XVII. Установочные кольца, DIN 705	131
" XVIII. " " " DIN 704	132

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ.

Цель настоящей книги — дать руководство по изучению ременных и канатных передач как в теоретическом, так и в конструктивном отношениях.

В силу того, что 2-е издание последовало довольно быстро за первым, то не было надобности подвергать его существенной переработке.

Во 2-м издании введены лишь некоторые дополнения.

Так, приведена теория передачи гибкой связью и исследование ее работы и дополнен отдел шкивов холостыми шкивами.

Помещены во 2-м издании и вышедшие к этому времени стандарты шкивов и нормальных чисел оборотов, а также данные о посадке шкивов на валы.

Учитывая потребность при проектировании в подсобном материале в виде различных числовых таблиц, позволяющих ускорять ход расчета, в приложении приведены вспомогательные таблицы как конструктивного, так и числового характера.

РЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Передача работы гибкими телами.

Для передачи работы гибкими телами в настоящее время применяются следующие виды передач:

- 1) ременная передача,
- 2) передача стальной лентой,
- 3) канатная передача,
- 4) цепная передача и
- 5) различные виды гибких валов.

Из всех этих передач мы рассмотрим ременную и канатную передачи, как наиболее распространенные.

Достоинства этих передач следующие.

1. Возможность перекрывать относительно большие расстояния (для ременных передач до 16 м, а для канатных — до 25 м).

2. Плавность, безударность передачи: внезапное возрастание момента вращения у ведомого или ведущего валов поведет лишь к усилению скольжения гибкого тела по шкивам (в особенности сказанное относится к передаче ремнем и лентой), на увеличении же напряжения в движущихся частях отзовется незначительно.

3. Эластичность, т. е. передача гибкими телами, может быть применена при сильно колеблющихся нагрузках и числах оборотов.

4. Предельность нагрузки: ремень в состоянии передавать лишь определенную нагрузку; при увеличении последней происходит боксование (скольжение) ремня по шкиву и тем самым предохранение остальных частей от вредного влияния перегрузки.

5. Относительная дешевизна и простота ухода.

Виды ременной передачи.

Различают следующие виды ременной передачи:

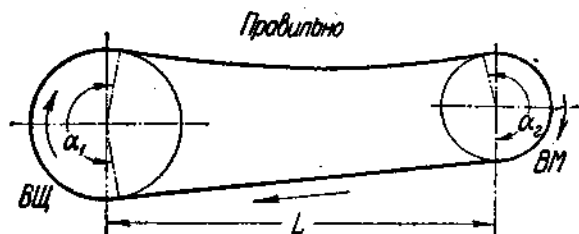
1. Передача между параллельными валами, вращающимися в одном направлении (фиг. 1 и 2).

Ведущий конец ремня следует пускать вниз, а ведомый наверху. Провисание ведомого конца ремня увеличивает угол обхвата, и тем самым увеличивается передаваемая ремнем мощность. При увеличении угла β (фиг. 3) уменьшается сила нажатия на шкив от провисания ремня, при угле $\beta = 90^\circ$ эта сила не может быть использована.

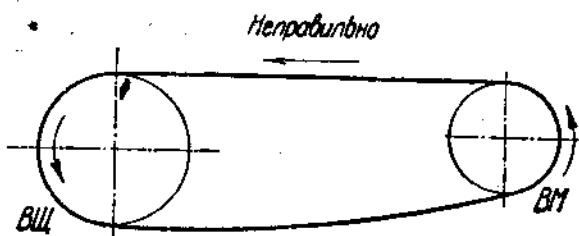
Расстояние между валами тоже оказывает влияние на угол обхвата α ; чем больше это расстояние, тем больше будет, вследствие провисания ремня, угол обхвата α . Расстояние это зависит от ширины ремня, его берут от 4 до 10 м и более, но свыше 16 м расстояние между валами не берут, так как при большем расстоянии ремень начинает "бить", в нем появляются волновые движения, на что тра-

тится энергия, а вследствие этого понижается коэффициент полезного действия.

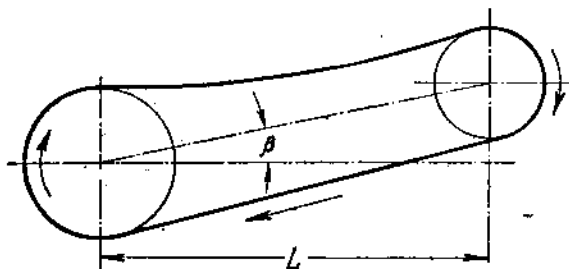
2. Передача между параллельными валами, вращающимися в разных направлениях, так называемая перекрестная передача (фиг. 4).



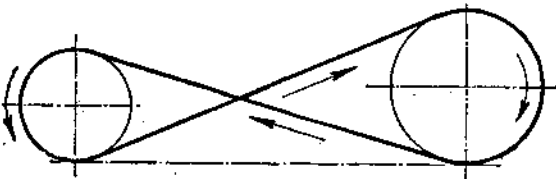
Фиг. 1.



Фиг. 2.



Фиг. 3.



Фиг. 4.

При перекрестной передаче увеличивается угол обхвата, но это увеличение связано с расстоянием между валами; при малых расстояниях получается косой сход ремня, что ведет к уменьшению использования ремня.

Расстояние между валами при перекрестной передаче берется $L \geq 20$ -кратной ширине ремня. Для быстрого хода и широких ремней перекрестная передача не допускается.

3. Полуперекрестная передача (фиг. 5 и 6).

Набегающая ведущая часть ремня должна лежать в плоскости вращения ведущего шкива, применяется при значительных расстояниях между валами и требует особо тщательного выполнения.

4. Угловая передача.

Употребляется при валах, перпендикулярных и лежащих в одной плоскости или в плоскостях параллельных, незначительно удаленных друг от друга (фиг. 7—10).

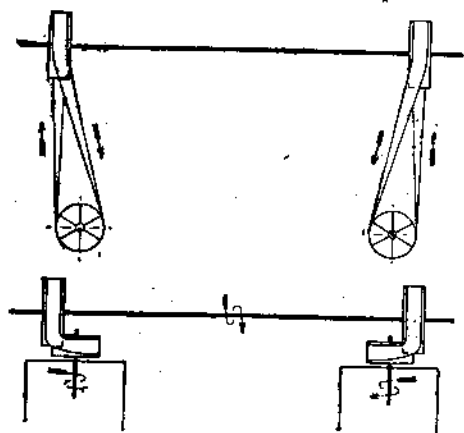
При угловой передаче не-

обходимо ставить направляющие ролики. При установке направляющих роликов надлежит обращать внимание на то, чтобы средняя линия набегающей части ремня совпадала со средней плоскостью вращения ролика. При соблюдении этого условия ремень будет работать исправно.

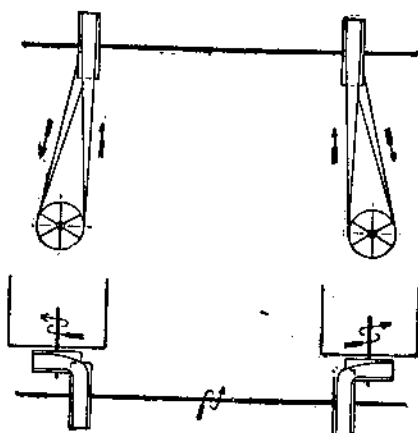
Что касается размеров самих роликов, то на ведущей части ремня направляющий ролик должен иметь диаметр не меньше диаметра

ведущего шкива и его полуторную ширину, а на ведомой — не меньше диаметра ведомого шкива и в 2,4–2,5 раза шире последнего.

На фиг. 7 и 8 показана угловая передача с потолочными направляющими роликами, а на фиг. 9 и 10 — с настенными.

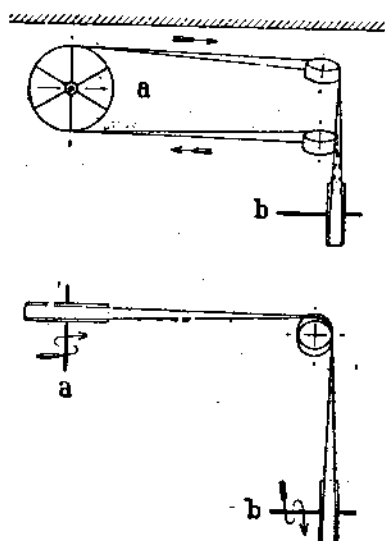


Фиг. 5.

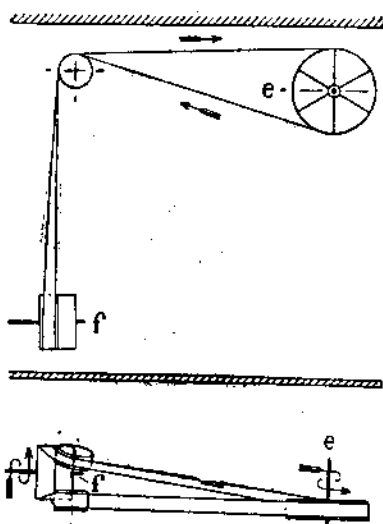


Фиг. 6.

3. Передача с коническими барабанами (конусная передача) (фиг. 11 и 12) применяется для плавного изменения угловых скоростей в пределах заданных величин.



Фиг. 7.



Фиг. 8.

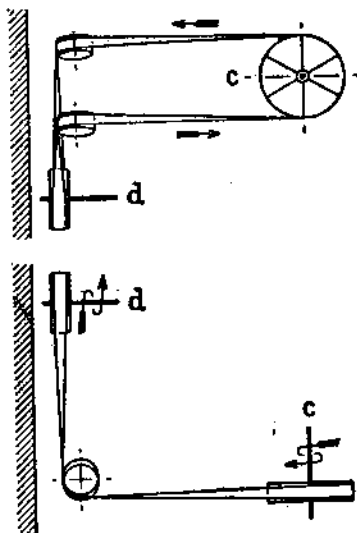
Угол образующей конуса с осью не должен быть более 10° . На фиг. 11 изображена открытая, а на фиг. 12 — перекрестная передача.

Передающее число.

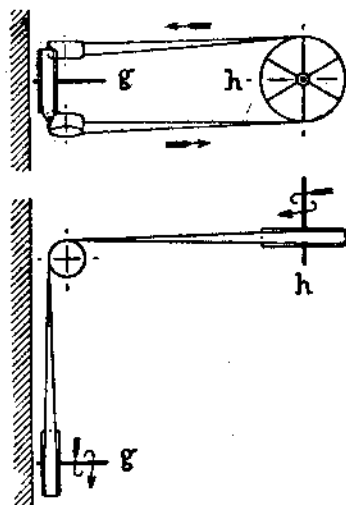
Обозначим число оборотов ведущего шкива через n_1 , а ведомого через n_2 (фиг. 13). Пусть $n_2 > n_1$. Отношение большего числа оборо-

то, к меньшему носит название передаточного числа и обозначается обыкновенно буквой i , так что

$$i = \frac{n_2}{n_1}.$$



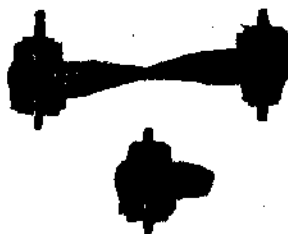
Фиг. 9.



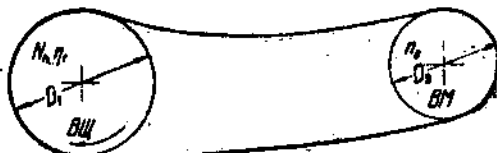
Фиг. 10.



Фиг. 11.



Фиг. 12.



Фиг. 13.

Считая, что лента нерастяжима, будем иметь, что скорость, с которой она движется, будет постоянна для всех ее сечений, поэтому и окружные скорости обоих шкивов будут одинаковы, т. е.

$$v_1 = v_2 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} = \omega_1 R_1 = \omega_2 R_2,$$

где D_1 и D_2 — внешние диаметры шкивов, а ω_1 и ω_2 — их угловые скорости, откуда

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (1)$$

Уравнение (1) дает зависимость между передаточным числом i и диаметрами шкивов D_1 и D_2 ; зная передаточное число и диаметр одного из шкивов, легко найти и диаметр другого шкива. При выводе уравнения (1) мы полагали, что окружные скорости обоих шкивов одинаковы, в действительности же линейные скорости на окружностях обоих шкивов отличаются одна от другой вследствие удлинения ремня и связанного с этим удлинением скольжения ремня по ободам шкивов, а потому выполнить точно заданное передаточное число i при помощи ременной передачи не представляется возможным.

К ведомому шкиву ремень подходит с одним напряжением, а оставляет его с другим, большим, — следовательно, часть ремня, обходя ведомый шкив и переходя из ведомой части в ведущую, растягивается, удлиняется и, следовательно, скользит по шкиву. На ведущем шкиве при переходе ремня с ведущей части на ведомую будем иметь обратное явление: укорачивание ремня, его отставание в скорости от скорости шкива.

Избежать скольжения ремня мы не можем, так как не можем иметь обе ветви ремня одинаково натянутыми, а потому должны принять все меры к тому, чтобы не затруднять скольжения ремня (следует полировать ободы обоих шкивов). При определении диаметров шкивов надлежит иметь в виду эту возможность скольжения ремня, а потому несколько увеличивать диаметр ведущего или уменьшать диаметр ведомого шкивов против того, что дает теоретическое соотношение:

$$n_1 D_1 = n_2 D_2 \text{ или } D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2}.$$

Так как разность между окружными скоростями не превышает $2-3\%$, то диаметр ведущего шкива увеличивают или диаметр ведомого шкива уменьшают на $2-3\%$, так что

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{n_1} (1,02 \div 1,03) \text{ или } D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} (0,98 \div 0,97). \quad (2)$$

Чем меньше передаточное число i , тем больше угол обхвата α и наоборот. Чтобы не получить слишком малого угла обхвата, передаточное число i не делают больше $4 \div 5$, и лишь в исключительных случаях можно встретить величину $i = 5 \div 7$.

Точно так же и расстояние между валами, чтобы не уменьшать угла обхвата α и тем самым не ухудшать условий передачи, не берут меньше $4 \div 7$ радиусов большего из шкивов. При передачах, где ширина ремня получается не менее 100 мм, стараются осуществить расстояние между валами не менее 1 м. Желательно иметь наименьшее расстояние между валами около 3 м при передаваемой мощности до 20 л. с. и не менее 5 м при 100 л. с. Расстояния между валами могут выбираться из следующей таблицы.

Таблица 1

Ширина ремня b (см)	до 5	7	10	15	20	30	30 ÷ 80
Наивыгоднейшее расстояние L (м)	3	4	5,5	7	8	9	10 ÷ 11
На практике L (м)	1 ÷ 7		1,5 ÷ 15		3 ÷ 20		4 ÷ 30

Благоприятными для хорошей службы ременной передачи при открытых ремнях считаются следующие условия.

1. Передача на быстрый ход.
2. Наивысшие точки обоих шкивов расположены на одной горизонтали (или на линии, составляющей с горизонталью угол максимум в 45°).
3. Нижняя часть ремня — ведущая, верхняя — ведомая (провисание ремня — увеличение угла обхвата). Узкие ремни при горизонтальной передаче провисают на $50 \div 100$ мм, более широкие на $100 \div 200$ мм.
4. Передаточное число 1:1, 2:1.
5. Диаметр меньшего из шкивов $\geq 100 \Delta$, где Δ — толщина ремня.
6. Расстояние между валами для узких ремней (до 100 мм) ≤ 5 м, для более широких (свыше 100 мм) ≥ 10 м, но не свыше 16 м. Наибольшее допустимое расстояние $L = 15 \div 18$ м, но при условии, что передаваемая мощность все время постоянна; в противном случае ремень будет бить.
7. Шкивы должны быть точно центрированы, перпендикулярны к валу, тщательно обточены и балансированы.
8. Ремни должны быть одинаковой толщины и обладать повсюду одинаковой гибкостью.

При передаче на меньшее число оборотов диаметр ведущего шкива желательно иметь не менее 500 мм, лучше не менее 1 м.

При полускрещенной передаче расстояние между валами в метрах по *Фелькерсу* $L \geq 10 \sqrt{bD}$, где b — ширина ремня, а D — диаметр наибольшего из шкивов (то и другое в метрах); по *Геркенсу* же L должно быть по крайней мере вдвое больше диаметра большего из шкивов или равняться двадцатикратной ширине ремня.

Потери временной передаче складываются из потерь на перегиб ремня, на изменение скорости, на сопротивление воздуха и на электризацию ремня. В хорошо устроенной передаче они колеблются от 2 до 6% от передаваемой мощности, так что коэффициент полезного действия ременной передачи может быть принят $0,98 \div 0,94$. При помощи ременной передачи возможно передавать мощности до 4000 л. с.

Теория ременной передачи.

При работе ремня натяжения обоих его концов не одинаковы: ведущая часть нагружена всегда сильнее, чем ведомая.

Обозначим натяжение ведущей части ремня через S_1 , а ведомой через S_2 , тогда

$$S_1 > S_2.$$

Разность натяжений ($S_1 - S_2$) всецело обуславливается наличием трения между ремнем и ободом шкива.

Действительно, если бы трения не существовало, то разность ($S_1 - S_2$) была бы равна нулю, и никакой работы ремнем нельзя было бы передать: ремень не приводил бы шкив в движение.

Для передачи работы необходимо, чтобы S_1 было больше S_2 , и переход усилия S_2 в большее S_1 протекал непрерывно по всей длине дуги обхвата AB (фиг. 14).

Очевидно, что разность $(S_1 - S_2)$ равна той силе трения, которая развивается от натяжения концов ремня между ремнем и поверхностью обода шкива, причем эта сила трения должна быть равна или больше того усилия P , которое надо приложить к ободу шкива, чтобы преодолеть имеющийся на валу крутящий момент M .

Сила P носит название окружного усилия.

Рассматривая ремень, как идеально гибкое тело в том смысле, что на деформацию его не тратится никакой работы, мы можем выразить крутящий момент M как произведение из $(S_1 - S_2)$ на радиус шкива R , т. е.

$$M = (S_1 - S_2) R,$$

но тот же самый момент можно также выразить и через окружное усилие P и радиус шкива R :

$$M = P \cdot R.$$

Итак,

$$M = (S_1 - S_2) R = P \cdot R,$$

откуда

$$S_1 - S_2 = P, \quad (3)$$

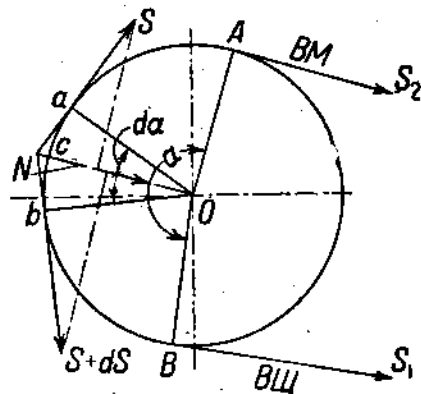
т. е. разность натяжений ведущего и ведомого концов ремня равна окружному усилию.

Такова зависимость между S_1 ,

S_2 и P .

Установим теперь зависимость между S_1 и S_2 .

Выделим для этого на части ремня AB некоторый элемент ab и назовем центральный угол, соответствующий этому элементу, через $d\alpha$ (фиг. 14). Если натяжение ремня в точке a будет S , то в точке b оно должно быть $S + dS$, направление же этих натяжений будет параллельно касательным в точках a и b элемента ab .



Фиг. 14.

Увеличение натяжения ремня на величину dS произошло за счет того трения, которое имеет место на поверхности соприкосновения элемента ремня ab с ободом шкива.

Величина же силы трения зависит от нормального давления N , создаваемого силами S и $S + dS$.

Проектируем силы S и $S + dS$ на средний радиус элемента ab , тогда сумма этих проекций и даст то нормальное давление, которое обеспечивает появление силы трения.

Проекция силы S на радиус cO будет $S \cdot \sin \frac{d\alpha}{2}$, проекция силы $S + dS$ на тот же самый радиус будет $(S + dS) \sin \frac{d\alpha}{2}$, а сумма этих проекций — сила нажатия элемента ремня на обод шкива — будет равна:

$$S \sin \frac{d\alpha}{2} + (S + dS) \sin \frac{d\alpha}{2}.$$

или, пренебрегая произведением двух бесконечно-малых величин во втором члене и заменяя синус бесконечно-малого угла его дугой, получим, что сила нажатия элемента ремня к шкиву будет:

$$S \frac{da}{2} + S \frac{da}{2} = S da.$$

При набегании на шкив ремень подвергается действию центробежной силы, так как увлекается шкивом во вращательное движение. Центробежная сила стремится отжать ремень от поверхности шкива и тем самым уменьшить его нажатие на шкив. Уменьшение нажатия на шкив, естественно, ведет к уменьшению развиваемой силы трения, а следовательно, и к уменьшению передаваемого ремнем окружного усилия.

Поэтому при наличии более или менее значительных скоростей необходимо учитывать развивающуюся в ремне центробежную силу.

Обозначим через:

q кг/м — вес погонной единицы длины ремня,

v м/сек — скорость ремня и

g м/сек² — ускорение силы тяжести,

тогда масса элемента ремня длиной $r \cdot da$ будет равна:

$$m = \frac{q}{g} r da,$$

а центробежная сила, в нем развивающаяся:

$$\frac{mv^2}{r} = \frac{qrda}{g} \cdot \frac{v^2}{r} = \frac{qv^2}{g} da.$$

Так что полное усилие N , с которым элемент ремня ab нажимает на обод, будет равно:

$$N = S da - \frac{qv^2}{g} da = \left(S - \frac{qv^2}{g} \right) da,$$

а сила трения, вызываемая этим давлением равна:

$$f \left(S - \frac{qv^2}{g} \right) da,$$

где f — коэффициент трения между ремнем и ободом шкива (его мы примем за величину постоянную).

Для того чтобы ремень не скользил по шкиву, необходимо, чтобы разность натяжений концов элемента ремня была равна только что найденной силе трения, т. е.

$$dS = f \left(S - \frac{qv^2}{g} \right) da.$$

Разделяя в этом уравнении переменные, получим:

$$\frac{dS}{S - \frac{qv^2}{g}} = f \cdot da,$$

а интегрируя в пределах от S_2 до S_1 для S и от 0 до a для a будем иметь:

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S - \frac{qv^2}{g}} = \int_0^a f dz,$$

или

$$\ln \frac{S_1 - \frac{qv^2}{g}}{S_2 - \frac{qv^2}{g}} = fa,$$

или

$$\frac{S_1 - \frac{qv^2}{g}}{S_2 - \frac{qv^2}{g}} = e^{fa},$$

или

$$S_1 - \frac{qv^2}{g} = \left(S_2 - \frac{qv^2}{g} \right) e^{fa}, \quad (4)$$

где e основание натуральных логарифмов ($e = 2,71828$).

Решая совместно уравнения (3) и (4) найдем, что

$$S_1 = \frac{P \cdot e^{fa}}{e^{fa} - 1} + \frac{qv^2}{g}, \quad (5)$$

и

$$S_2 = \frac{P}{e^{fa} - 1} + \frac{qv^2}{g}. \quad (6)$$

Так выражаются натяжения концов ремня S_1 и S_2 при учете центробежной силы.

При наличии малых скоростей, когда собственный вес ремня не может оказать существенного влияния, величиной центробежной силы можно пренебречь.

Тогда вместо уравнений (4), (5) и (6) получим:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{fa}; \quad (4)$$

$$S_1 = \frac{P \cdot e^{fa}}{e^{fa} - 1}; \quad (5')$$

и

$$S_2 = \frac{P}{e^{fa} - 1}. \quad (6')$$

Взяв для открытой передачи для a и f средние цифры, а именно: $a = \pi$ и $f = 0,22$, получим из уравнений (4'), (5') и (6'), что (при $e^{fa} = e^{0,22\pi} = 2$) $S_1 = 2S_2$; $S_1 = 2P$ и $S_2 = P$. Следовательно, ведущая часть ремня примерно вдвое сильнее натянута, чем ведомая, а давление от шкива на вал будет равно $3P$.

Из уравнений (3) и (4) или (4') видно, что при одном и том же натяжении S_1 окружное усилие P будет тем больше, чем больше т. е. чем больше угол обхвата a и коэффициент трения f .

Коэффициент трения f зависит в первую очередь от материалов ремня и шкива, а угол α , как мы видели выше, от соотношения диаметров шкивов и их расстояния друг от друга.

При равных диаметрах шкивов угол $\alpha \leq \pi$, при неравных диаметрах меньший шкив будет находиться в менее благоприятных условиях, чем больший: угол обхвата на нем будет меньше и в расчет надлежит вводить этот меньший угол.

Из уравнения (5) величину окружного усилия получим:

$$P = \left(S_1 - \frac{qv^2}{g} \right) \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}},$$

а величина работы, передаваемой ремнем, будет $L = P \cdot v$ или

$$L = \left(S_1 - \frac{qv^2}{g} \right) \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}} v, \quad (7)$$

где v — скорость ремня.

Обозначим ширину ремня через b , его толщину через Δ и допускаемое напряжение на разрыв ремня через k_p , тогда уравнение прочности ремня напишется:

$$S_1 = b \cdot \Delta \cdot k_p.$$

Подставляя это выражение в уравнение (7), будем иметь, что:

$$L = \left(b \cdot \Delta \cdot k_p - \frac{qv^2}{g} \right) \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}} v.$$

В этом уравнении q — есть вес погонной единицы длины ремня шириной b см.

Величина же $q_1 = \frac{q}{b\Delta}$, очевидно, будет вес погонной единицы длины ремня, но только в 1 см² поперечного сечения¹.

Подставляя в выражение работы вместо q его значение, выраженное через $q_1 \cdot b \cdot \Delta$ получим, что:

$$L = \left(b \cdot \Delta \cdot k_p - \frac{q_1 \cdot b \cdot \Delta \cdot v^2}{g} \right) \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}} v,$$

или

$$L = \left(k_p - \frac{q_1 v^2}{g} \right) \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}} \cdot b \cdot \Delta \cdot v. \quad (7')$$

Из уравнения (7') следует, что работа, передаваемая ремнем, растет с увеличением его скорости v .

Чем выше скорость ремня, тем больше его работа. Но увеличивать скорость ремня можно лишь до известного предела, выше которого работа ремня падает и при некоторой скорости, зависящей от материала ремня и допускаемого напряжения k_p , она становится равной нулю.

Действительно из уравнения (7') видно, что с увеличением скорости v разность $\left(k_p - \frac{q_1 v^2}{g} \right)$ уменьшается, и при некоторой скорости

¹ Вес 1 м. л. ремня площадью поперечного сечения в 1 см² можно приблизительно принять равным $q_1 = 0,1$ кг.

$v_k = \sqrt{\frac{g \cdot k_p}{q_1}}$ она делается равной нулю: допускаемое напряжение будет полностью поглощено одной центробежной силой и на передачу окружающего усилия ничего не останется. Ремень будет оттянут от шкива центробежной силой.

Итак, при $v=0$ — передача стоит — работа L тоже равна нулю, при $v=v_k$ работа L становится снова равной нулю.

Следовательно, где-то при скорости $v=v_m$ между 0 и v_k ($0 < v_m < v_k$) работа L получает свое наибольшее значение, проходит через максимум.

Найдем эту скорость.

Для этого берем первую производную L по v и приравниваем ее нулю, тогда

$$\frac{dL}{dv} = \frac{d \left[\left(k_p - \frac{q_1 v^2}{g} \right) \frac{e^{f_a} - 1}{e^{f_a}} b \cdot \Delta \cdot v \right]}{dv} = 0,$$

или

$$\frac{d \left[\left(k_p - \frac{q_1 v^2}{g} \right) v \right]}{dv} = 0,$$

или

$$k_p - 3 \frac{q_1}{g} v^2 = 0,$$

откуда

$$v_m = v = \sqrt{\frac{k_p g}{3 q_1}}. \quad (8)$$

При такой скорости работа L получает свое максимальное значение:

$$L_{\max} = P \cdot v_m = \left(k_p - \frac{q_1}{g} \cdot \frac{k_p \cdot g}{3 q_1} \right) \frac{e^{f_a} - 1}{e^{f_a}} b \cdot \Delta \sqrt{\frac{k_p g}{3 q_1}}$$

или

$$L_{\max} = \frac{2}{3} k_p \frac{e^{f_a} - 1}{e^{f_a}} b \cdot \Delta \sqrt{\frac{k_p g}{3 q_1}}. \quad (9)$$

Из рассмотрения этого уравнения видно, что при наиболее выгодной скорости $\frac{1}{3}$ допускаемого напряжения k_p вызывается центробежной силой.

Найдем числовое значение той скорости v_m , при которой работа ременной передачи достигает своего максимума, и значение той скорости v_k , при которой она падает до нуля.

Если принять

$$k_p = 25 \text{ кг/см}^2 \text{ и } q_1 = 0,1 \text{ кг},$$

то

$$v_m = \sqrt{\frac{k_p \cdot g}{3 q_1}} = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,1}} \approx 28,5 \text{ м/сек}$$

и

$$v_k = \sqrt{\frac{k_p \cdot g}{q_1}} = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81}{0,1}} \approx 50 \text{ м/сек}.$$

Расчет ременной передачи.

При расчете ременной передачи необходимо иметь в виду следующие два случая:

I. Расчет ременной передачи без натяжного ролика (фиг. 1).

II. Расчет ременной передачи с натяжным роликом (фиг. 19).

Примерно до 1900 г. расчет ремня велся по наибольшему натяжению S , и по допускаемому напряжению ремня на разрыв k кг/см².

Позднейшие опыты показали, что уравнения (5) и (6) не вполне пригодны для расчета ременных передач.

При теоретических выводах мы считали, что ремень представляет собой тело неупругое, нерастяжимое, а на самом деле ремень есть тело упругое и явления в нем происходят совершенно иначе, чем в неупругой среде. Опыты также выяснили, что величина коэффициента трения f не есть величина постоянная, какой мы ее принимали при теоретических выводах, но зависит от материала и скорости ремня, от нагрузки на ремень и от размеров шкива, и что при переходе за

скорость $v_m = \sqrt{\frac{k \cdot g}{3g_1}}$ производительность ремня не падает, а, наоборот, увеличивается, а ведь согласно теории она должна была бы падать, так как центробежная сила стремится отжать ремень от шкива.

Все это заставляет при расчете ременной передачи либо отказаться от пользования уравнениями (5) и (6), либо ввести в них соответствующие поправочные коэффициенты, учитывающие отклонения в работе ремня от теоретических положений.

За последнее же время расчет кожаного ремня ведется на основании опытов Геркенса не по натяжению S , и допускаемому напряжению ремня на единицу площади сечения ремня, а по окружному усилию P и по допускаемому усилию на 1 см ширины ремня [$k_{(кг/см)}$].

Величина $k_{(кг/см)}$ является функцией, главным образом, линейной скорости ремня и диаметра меньшего из шкивов.

Величина $k_{(кг/см)}$ (коэффициент Геркенса) не есть величина теоретическая, ее значения установлены опытным путем.

Если мы обозначим через N передаваемую мощность в л. с., v — скорость ремня в м/сек и через b — ширину ремня в см, то последняя может быть получена на основании вышеизложенного по уравнению:

$$b = \frac{P_{(кгс)}}{k_{(кгс/см)}} \quad (10)$$

Окружное усилие, как известно, может быть выражено, исходя из равенства работ, через

$$P = \frac{N \cdot 75}{v},$$

тогда

$$b = \frac{N \cdot 75}{v k} \quad (10')$$

Значение величины k при разных скоростях и разных диаметрах берется из таблицы Геркенса (табл. 2)¹.

¹ При пользовании величинами коэффициентов k по табл. 2 и при соблюдении условий, изложенных на стр. 10, продолжительность работы ремней может считаться равной 10 годам.

Таблица 2

Допускаемое усилие k в кг на 1 см ширины ремня

Диаметр наименьшей шкивы D мм	v (м/сек)									
	3	5	10	15	20	25	30	40	50	
100	2	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3	
200	3	4	5	5,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5	
300	4	5	6	7	8	9	10	10,5	10,5	11
400	5	6	8	9	10	11	12	12,5	12,5	13
500	6	8	9,5	11	12	13,5	15	16	16,5	17
600	7	9,5	11	12,5	14	15,5	17,5	18,5	19,5	20
750	8	11	13	15	17	19	21	22	23	24
1000	9	13	15	17	19	21	23	24	25	26
1500	10	15	17	19	21	23	25	26	27	28
2000	11	17	19	21	23	25	27	28	29	30

Жирным шрифтом приведены значения k (кг/см) для двойных ремней.

Одинарные ремни употребляются шириной до 50 и не более 60 см; выше этого предела заслуживают предпочтения двойные.

Из таблицы Гершенка следует, что чем выше линейная скорость ремня и чем больше диаметр наименьшего из шкивов, тем уже получается ремень, следовательно, работа ремня на больших скоростях является наиболее выгодной. Что касается толщины ремня, то чем она тоньше, тем лучше. В таблицы Гершенка она вовсе не входит.

Данные таблицы Гершенка относятся к наиболее благоприятным условиям, изложенным выше. В случае отступлений работы ремня от этих условий значения k (кг/см) берут меньшие или увеличивают полученную по табличному значению k ширину ремня. Так значения k уменьшают при

- вертикальной ременной передаче на 10—20%
- малом расстоянии между валами " 10—20%
- передаче полускращенными ремнями " 20—25%
- угловой передаче " 25%
- перекрестном ремне на коническом барабане " 20%
- открытом " 30—35%
- передаче мощности в сырых помещениях " 20—25%
- передаточном числе, большем 2 до 20%
- передаче на тихий ход на 20—30%
- сильно неравномерной работе (ударные мо-
лоты, лесопильные рамы и т. п.) до 50% и выше

Ремни, движение которых направляется вилками, нагружаются соответственно меньше.

Часто, если при расчете ремня по формулам (10) или (10') ширина ремня получается меньше 120 мм, то вычисленную ширину увеличивают на 20—30%, независимо от указанных выше поправок. Ремни, ширина которых получается меньше 50 мм, увеличивают на 50%.

Размеры кожаных ремней стандартизированы, они изготавливаются по ширине следующих размеров в мм [ОСТ 232]:

20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, (80), 85, 90, (95), 100, 115, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 275, 300, 350, 400, 450, 550 и т. д.

Размеров, поставленных в скобки, по возможности не применять. Допускаемые отклонения: для ширины до 100 мм ± 1 мм; свыше 100 мм ± 2 мм.

По DIN 120 нормальная ширина ремней принята в мм:

30, 40, 50, 60, 70, 85, 100, 120, 140, 170, 200, 230, 260, 300, 350, 400, 450, 500.

На шкивы ремни накладываются либо шероховатой стороной (бахтармой), либо лицевой. В Европе чаще применяется первый способ, а в Америке — второй.

Вопрос о том, какой стороной лучше накладывать кожаный ремень на шкив — шероховатой или лицевой — до сего времени еще не решен окончательно. Широко поставленных опытов для выяснения этого вопроса пока не имеется.

Произведенные не так давно в Америке, в Cornell Universität, опыты над пятью ремнями показали, что при работе лицевой стороной некоторые из ремней передавали большие нагрузки, чем при работе бахтармой.

Из уравнения $Pv = N \cdot 75$ имеем:

$$N = \frac{Pv}{75},$$

но так как

$$P = kb \text{ и } v = \frac{\pi D n}{60},$$

то

$$N_{(a.e.)} = \frac{b_{(cm)} k_{(кг/см)} \pi D_{(м)} n}{75 \cdot 60}.$$

Принимая для средних значений скоростей $k = 7,5$ кг/см, получим, что

$$N_{(a.e.)} = \frac{b_{(cm)} 7,5_{(кг/см)} \pi D_{(м)} n}{75 \cdot 60} = \frac{b_{(м)} 100 \cdot 7,5 \pi D_{(м)} n}{75 \cdot 60} = \frac{b D n}{2} = b R n, \quad (11)$$

где ширина ремня b и радиус шкива R выражены в метрах. Эта формула удобна для грубых подсчетов; получаемая при этом ошибка примерно равна $\pm 5 \div 10\%$.

При расчете хлопчатобумажных и парусиновых ремней принимают, что 1 см ширины ремня может быть передано усилие k при толщине ремня в

5 мм	5 кг/см
7 "	8 "
9 "	10 "
11 "	17 "

Для ремней из верблюжьей шерсти усилие k на 1 см ширины ремня берут равным при ширине до

100 мм	10 кг/см
100 + 150 мм	12,5 "
еще большей ширине	15 "
и для очень тяжелых ремней	20 "

Часто при определении ширины ремня из верблюжьей шерсти пользуются следующей эмпирической формулой:

$$N_{(л. с.)} = \frac{vb}{3},$$

где v — скорость ремня в м/сек, а b — ширина ремня в м. Для ремней шириной от 400 мм и выше пользуются другой формулой:

$$N_{(л. с.)} = \frac{vb}{2,5}.$$

Употребительные скорости — от 20 до 25 м/сек.

Ремни из верблюжьей шерсти весьма прочны и хорошо сопротивляются едким испарениям. При частых включениях и выключениях ремни хлопчатобумажные и из верблюжьей шерсти не следует применять, так как при переводах сильно страдают кромки ремней, вследствие чего происходит разрыв ремня.

При расчете ременной передачи могут иметь место следующие два условия.

1. Даны: передаваемая мощность $N_{(л. с.)}$ и числа оборотов n_1 и n_2 шкивов или одно из этих чисел оборотов и передаточное число i (фиг. 13). Определить b , D_1 и D_2 .

Отношению $\frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}$ могут удовлетворять кинематически бесконечное множество передач. В этом случае задаются линейной скоростью ремня $v_{(м/сек)}$. Следует стремиться к большим скоростям, чтобы получить наиболее дешевые ремни. Максимальные значения скорости v_{max} принимают для

чугунных шкивов	25 ÷ 30 м/сек
стальных "	45 ÷ 50 "
железных "	до 60 "

Чем больше скорость ремня, тем больше диаметр шкива D и меньше ширина шкива B , а потому при выборе скорости ремня мы должны иметь в виду возможное появление вибраций шкива при слишком большом его диаметре и малой ширине. Некоторым критерием допустимого выбора скорости ремня $v_{(м/сек)}$ может служить отношение $\frac{D}{B} = 6 \div 12$.

Большие значения $\frac{D}{B}$ берутся для более благоприятных условий работы ремня.

Примерно, при выборе скорости, можно пользоваться следующими данными.

Передача от двигателя к главному валу (N — число передаваемых л. с.):

$N = 10 \div 25:$	$v = 6 \div 7$ м/сек
$N = 25 \div 50:$	$v = 7,5 \div 15$ "
$N = 50$ и выше:	$v = 15 \div 25$ "

Передача от двигателя к станкам:

$$N = 0,5 \div 3: \quad v = 1,5 \div 6 \text{ м/сек.}$$

Итак, дано $N_{(л.с.)}$, n_1 и n_2 .

Задаемся линейной скоростью ремня $v_{(м/сек)}$ и по уравнению

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$$

находим диаметр ведущего шкива.

Диаметр ведомого шкива найдется из соотношения

$$D_1 n_1 = D_2 n_2 \quad (1,02 \div 1,03),$$

где $2 \div 3\%$ учитывается скольжение ремня.

Окружное усилие на шкиве будет

$$P = \frac{N \cdot 75}{v}$$

Имея скорость $v_{(м/сек)}$ и диаметр меньшего из шкивов, находим по табл. 2 для данных условий значение коэффициента $k_{нз, см}$, а по нему из уравнения $P = bk$ и ширину ремня

$$b = \frac{P}{k} \text{ или } b = \frac{N \cdot 75}{vk} \text{ см.}$$

По ширине ремня b устанавливаем ширину шкива B , последняя принимается равной:

$$B = 1,1b + (0,5 \div 1,5) \text{ см для открытых и перекрестных ремней и}$$

$$B = 1,4b + (0,5 \div 1,5) \text{ " " полуперекрестных ремней.}$$

Если теперь отношения $\frac{D_1}{B}$ и $\frac{D_2}{B}$ находятся, если этому не препятствуют числа оборотов n_1 и n_2 , в пределах от 6 до 12, то расчет можно считать законченным, в противном случае следует сделать перерасчет, задаваясь иной скоростью ремня v^1 .

Иногда числа оборотов n_1 и n_2 (при передаточном числе $i > 2$) могут создать такие условия, при которых возможно и невыполнение отношения $\frac{D}{B}$. В этом случае желательно, чтобы отношения $\frac{D_1}{B}$ и $\frac{D_2}{B}$ охватывали цифры $6 \div 12$, т. е. чтобы

$$\frac{D_1}{B} < 6 \text{ и } \frac{D_2}{B} > 12.$$

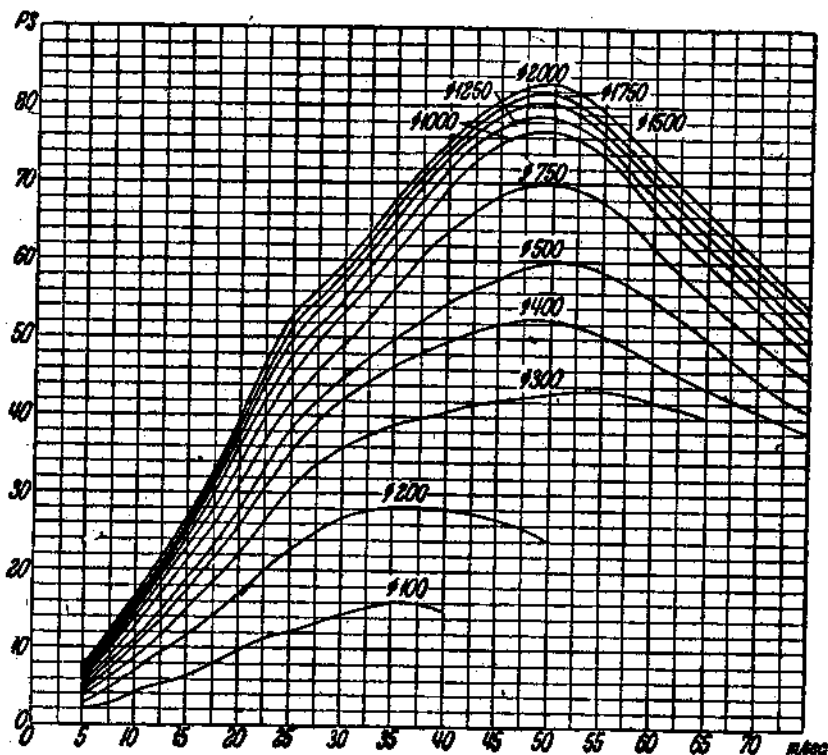
2. Даны $N_{(л.с.)}$, D_1 , n_1 и n_2 . Определить b и D_2 (фиг. 13).

Из уравнения $D_1 n_1 = D_2 n_2 \quad (1,02 \div 1,03)$ находим D_2 . По D_1 и n_1 определяем окружную скорость шкива (она же будет и линейной скоростью ремня):

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \text{ м/сек.}$$

¹ Соблюдение условия $\frac{D}{B} = 6 \div 12$, вообще говоря, не является обязательным. Часто возможны отклонения в ту или иную сторону.

Диаграмма 1.



Фиг. 15.

По v и D (наименьшему в передаче) подбираем по табл. 2 значение $k_{(кг/см)}$.

Ширина ремня b найдется из уравнения:

$$b = \frac{N \cdot 75}{kv} \text{ см.}$$

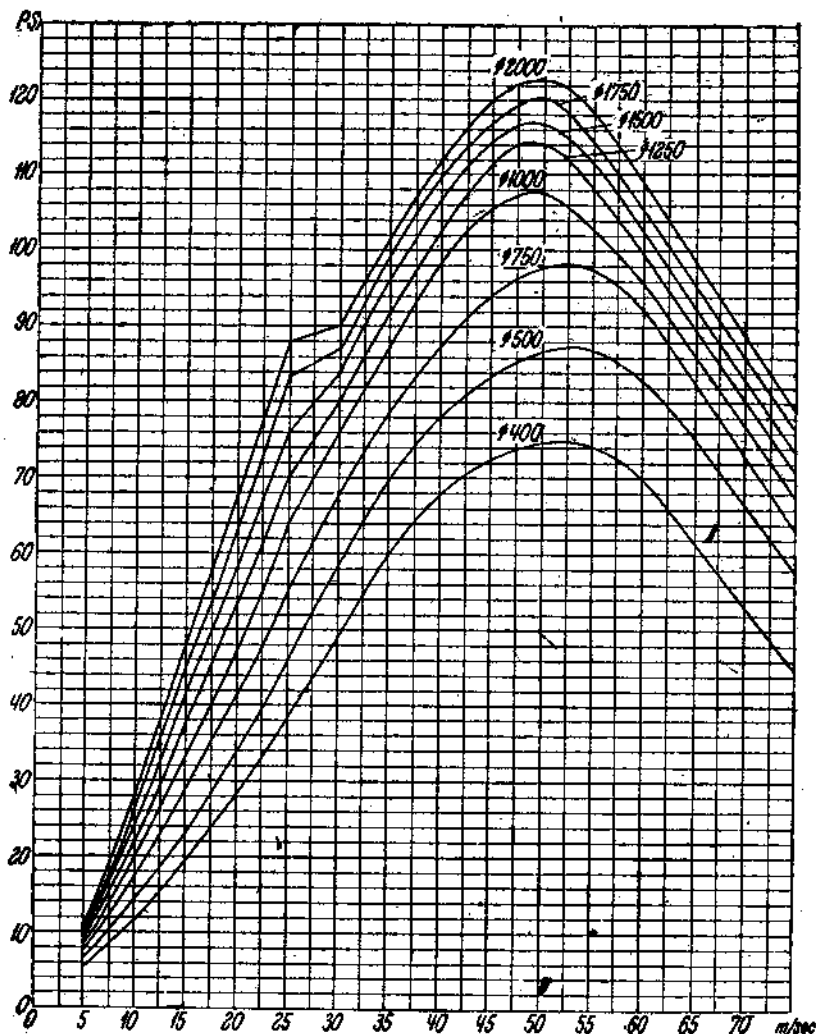
Отношение $\frac{D}{B}$ здесь никакого значения не имеет, так как мы имеем заданную скорость.

Давление на вал принимается при достаточном расстоянии между валами равным $3P$, а при малых расстояниях — до $5P$, где P — окружное усилие на шкиве, в среднем давление на вал можно принимать равным $4P$.

На диаграммах 1 и 2 мы даем кривые мощностей в л. с., передаваемых каждым 100 мм ширины ремня при различных скоростях и различных диаметрах шкивов (наименьших в передаче). На диаграмме 1 (фиг. 15) приведены данные завода Luckhaus A. G. для одинарных ремней шириной до 500 мм, а на диаграмме 2 (фиг. 16) — для двойных ремней того же завода шириной до 800 мм.

Завод Bausch & Sohn, Köln при расчете ременной передачи принимает во внимание и толщину ремня.

Диаграмма 2.



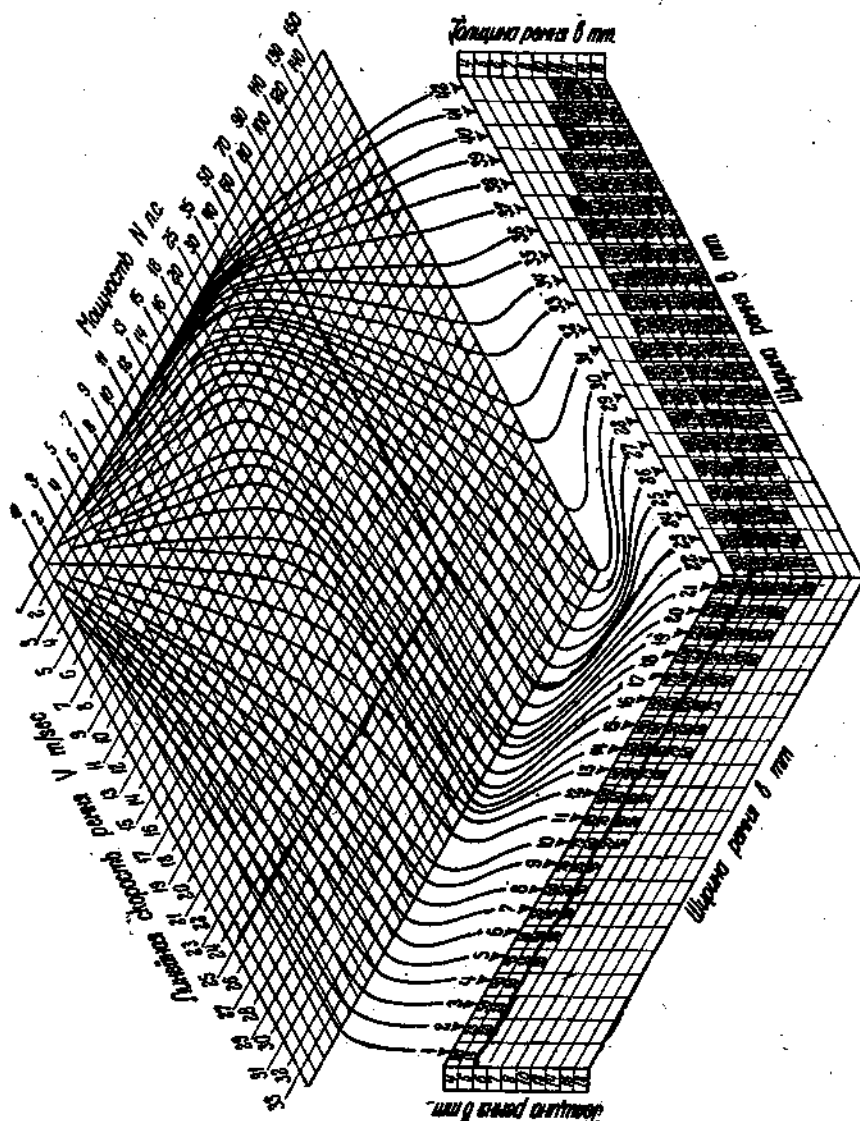
Фиг. 13.

Мы приводим составленную им номограмму для нахождения ширины и толщины приводных ремней по заданной линейной скорости ремня v (м/сек) и передаваемой мощности в л. с. (номограмма 1, фиг. 17).

Пользование номограммой. На оси v отмечают точку, соответствующую линейной скорости ремня, и проводят через нее прямую, параллельную оси N . Затем через точку, взятую на оси N и соответствующую передаваемой мощности, проводят прямую, параллельную оси v . Отмечают точку пересечения этих двух прямых.

Далее следуют по ближайшей к точке пересечения сплошной толстой линии, которая укажет на колонку, содержащую ширины ремней. Выбрав подходящую ширину ремня, идут от нее либо влево, либо вправо до крайних колонн, содержащих толщины ремней.

Номограмма 1.



Фиг. 17.

Как видим, одну и ту же мощность при одной и той же скорости можно передавать различными ремнями: чем толще ремень, тем он будет уже и наоборот.

Пример. Приводной ремень работает при следующих условиях. Диаметр ведущего шкива 0,6 м, передаваемая мощность 16 л.с. и число оборотов 180. Определить размеры ремня.

$$\text{Скорость ремня } v = \frac{\pi \cdot 0,6 \cdot 180}{60} = 5,652 \text{ м/сек.}$$

Отмечаем на оси v точку, соответствующую скорости $v = 5,652$ м/сек, и проводим через нее прямую, параллельную оси N , до пересечения с линией $N = 16$ л.с. Ближайшая к точке пересечения

сплошная толстая линия будет 22. Эта сплошная линия 22 приведет к колонне ширины ремня.

Максимальная ширина искомого ремня будет 300 мм при толщине в 5 мм, при ширине ремня в 250 мм его толщина 6 мм и при ширине в 125 мм его толщина 12 мм.

Примечание. Если условия передачи позволяют выбирать ширину ремня, то всегда следует брать более широкий ремень, ибо широкий и тонкий ремень работает лучше, чем узкий и толстый.

Примеры. 1. Рассчитать горизонтальную ременную передачу на 50 л. с. Число оборотов ведущего вала $n_1 = 230$, а ведомого $n_2 = 250$. Расстояние между валами 5 м.

Условия работы ременной передачи можно считать благоприятными: передача на быстрый ход, передаточное число меньше 2, расстояние между валами значительное, а потому при определении ширины ремня коэффициент Геркенса уменьшать не следует. Так как заданы лишь числа оборотов, то при расчете задаются скоростью ремня v м/сек.

Возьмем линейную скорость ремня $v = 15$ м/сек.

Из уравнения $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ найдем диаметр D_1 ведущего шкива:

$$D_1 = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot n_1} = \frac{15 \cdot 60}{\pi \cdot 230} = 1,250 \text{ м.}$$

Диаметр ведомого шкива, принимая 2% на скольжение, будет:

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} 0,98 = \frac{1,250 \cdot 230}{250} 0,98 \approx 1,120 \text{ м.}$$

Окружное усилие P найдется из формулы $Pv = N \cdot 75$:

$$P = \frac{50 \cdot 75}{15} = 250 \text{ кг.}$$

Зная окружное усилие P и диаметр меньшего из шкивов, найдем, пользуясь табл. 2, ширину ремня b см.

По табл. 2 имеем:

$$\begin{array}{l} \text{при } D = 1000 \text{ мм и } v = 15 \text{ м/сек.} \dots k = 12 \text{ кг/см} \\ \text{" } D = 1500 \text{ " " } v = 15 \text{ " " " } k = 13 \text{ " } \end{array}$$

Разница в диаметрах на $1500 - 1000 = 500$ мм дает изменение коэффициентов на $13 - 12 = 1$ кг/см.

Разница в диаметрах на $1120 - 1000 = 120$ мм даст, очевидно, изменение коэффициентов на $\frac{1 \cdot 120}{500} = 0,24$ кг/см, а потому значение k (кг/см) при $D_2 = 1120$ мм и $v = 15$ м/сек будет:

$$k = 12 + 0,24 = 12,24 \text{ кг/см.}$$

Ширина ремня

$$b = \frac{P}{k} = \frac{250}{12,24} = 20,2 \text{ см.}$$

Подбираем по стандартам подходящий ремень; таковым оказывается ремень шириной в 200 мм.

Итак,

$$b = 200 \text{ мм.}$$

Ширина шкива будет:

$$B = 1,1b + 1,0 = 1,1 \cdot 20 + 1,0 = 23,0 \text{ см.}$$

Некоторым (правда, весьма относительным) критерием приемлемости выбора скорости v , когда нет никаких ограничивающих ее выбор данных, служит, как известно, отношение $\frac{D}{B}$, которое желательно иметь в пределах от 6 до 12, если только этому не препятствуют данные числа оборотов. В нашем случае:

$$\frac{D_1}{B} = \frac{1250}{230} \approx 5,45 \text{ и } \frac{D_2}{B} = \frac{1120}{230} \approx 4,9.$$

Отношения, как видим, малы, не доходят до желаемых пределов, а потому возможно повысить скорость ремня v . Делаем перерасчет. Задаемся другой скоростью $v = 18 \text{ м/сек.}$

Диаметр ведущего шкива будет:

$$D_1 = \frac{v \cdot 60}{\pi n_1} = \frac{18 \cdot 60}{\pi \cdot 230} \approx 1,5 \text{ м.}$$

$$\frac{1500}{94} \approx \frac{186}{8}$$

Диаметр ведомого шкива D_2 найдется из уравнения:

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} \cdot 0,98 = \frac{1500 \cdot 220}{250} \cdot 0,98 \approx 1300 \text{ мм.}$$

Окружное усилие:

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{50 \cdot 75}{18} \approx 208 \text{ кг.}$$

По табл. 2 находим значение коэффициента $k_{(кг/см)}$.

При $D = 1000 \text{ мм}$ и $v = 15 \text{ м/сек.} \dots k = 12 \text{ кг/см}$

" $D = 1000$ " " $v = 20$ " " $k = 13$ "

Интерполируя, получаем значение k при $D = 1000 \text{ мм}$ и $v = 18 \text{ м/сек.}$

$$k' = 12 + \frac{13 - 12}{5} 3 = 12,6 \text{ кг/см.}$$

При $D = 1500 \text{ мм}$ и $v = 15 \text{ м/сек.} \dots k = 13 \text{ кг/см}$

" $D = 1500$ " " $v = 20$ " " $k = 13,5$ "

Интерполируя, найдем значение для k при $D = 1500 \text{ мм}$ и $v = 18 \text{ м/сек.}$

$$k'' = 13 + \frac{13,5 - 13}{5} 3 = 13,3 \text{ кг/см.}$$

Теперь уже ничего не стоит найти значение k при $D = 1300 \text{ мм}$ и $v = 18 \text{ м/сек.}$

$$k = k' + \frac{k'' - k'}{500} 300 = 12,6 + \frac{13,3 - 12,6}{500} 300 \approx 13 \text{ кг/см.}$$

Ширина ремня будет:

$$b = \frac{P}{k} = \frac{208}{13} \approx 16,0 \text{ см.}$$

По стандартам имеются ремни шириной в 175 мм. Берем $b = 175 \text{ мм}$, тогда ширина шкива будет:

$$B = 1,1b + 0,8 = 1,1 \cdot 175 + 0,8 \approx 20,0 \text{ см,}$$

$$\frac{D_1}{B} = \frac{1500}{200} = 7,5 \text{ и } \frac{D_2}{B} = \frac{1300}{200} = 6,5.$$

Отношения $\frac{D}{B}$ можно считать удовлетворительными, а потому

расчет считаем законченным. Если бы расстояние между валами было менее $7R$, или передача была бы вертикальна, или работа производилась бы с толчками, или передаточное число было бы более 2, то коэффициент k пришлось бы уменьшить ввиду неблагоприятных условий передачи на 20–30%.

2. Ремень, рассчитанный по допускаемому усилию $k = 10,75 \text{ кг/см}$ и по диаметру шкива в 750 мм, имеет ширину 175 мм. Определить передаваемую им мощность при: а) горизонтальной передаче и достаточно большом расстоянии между валами и б) при наклонной передаче и малом расстоянии между валами.

а) По табл. 2 видим, что при $D = 750 \text{ мм}$ и $k = 10,75 \text{ кг/см}$ скорость ремня должна быть:

$$v = 10 + 5 \cdot 0,75 = 13,75 \text{ м/сек.}$$

Передаваемое ремнем окружное усилие будет:

$$P = kb \Rightarrow 10,75 \cdot 17,5 = 188 \text{ кг,}$$

а передаваемая мощность N найдется из уравнения:

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{188 \cdot 13,75}{75} = 34,6 \text{ л. с.}$$

б) При наклонной передаче и малом расстоянии между валами коэффициент k уменьшают процентов на 20; тогда его расчетная величина будет равна:

$$k' = 0,8 k = 0,8 \cdot 10,75 = 8,6 \text{ кг/см,}$$

а передаваемое окружное усилие будет:

$$P = k'b = 8,6 \cdot 17,5 = 150 \text{ кг.}$$

Искомая мощность найдется из уравнения:

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{150 \cdot 13,75}{75} = 27,5 \text{ л. с.}$$

3. С вала ВЩ на вал ВМ передается путем ременной передачи $N \text{ л. с.}$ Ширина ремня по расчету получилась равной $b \text{ мм}$. Определить, какую мощность можно передать тем же самым ремнем при увеличении его линейной скорости вдвое.

Первоначально передаваемая мощность была:

$$N = \frac{Pv}{75},$$

где P — окружное усилие на ободе шкива.

Но так как окружное усилие P равняется коэффициенту k , умноженному на ширину ремня в см, т. е. $P = kb$, то

$$N = \frac{kbv}{75},$$

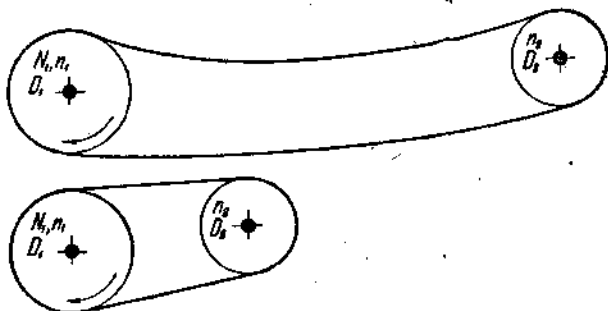
При увеличении линейной скорости ремня вдвое передаваемая им мощность будет:

$$N_1 = \frac{k_1 b \cdot 2v}{75},$$

где $k_1 > k$, так как при увеличении скорости ремня коэффициент k несколько увеличивается, следовательно, передаваемая ремнем той же самой ширины b мощность возрастет несколько более чем в 2 раза.

При уменьшении скорости вдвое передаваемая мощность уменьшится несколько больше чем в 2 раза, так как с уменьшением скорости коэффициент k тоже уменьшится.

4. Для какой ременной передачи условия работы являются более благоприятными (фиг. 18)?



Фиг. 18.

Для верхней, ибо благодаря большому расстоянию между валами угол обхвата за счет провисания ведомой части ремня увеличится, что влечет за собой, вследствие увеличения силы трения, меньшее натяжение ремня, а следовательно, и его меньшую ширину. В нижней передаче ввиду малого расстояния между валами приходится увеличивать для передачи той же самой мощности N_1 натяжение ремня. Увеличение натяжения ремня вызывает увеличение его ширины (для сравнения ремни должны быть на обеих передачах одинакового качества и оба либо одинарные, либо двойные) и увеличение нагрузки на вал и на подшипники.

А потому или вал должен быть взят толще или же подшипники должны быть соответственно сближены.

Ременная передача с натяжным роликом.

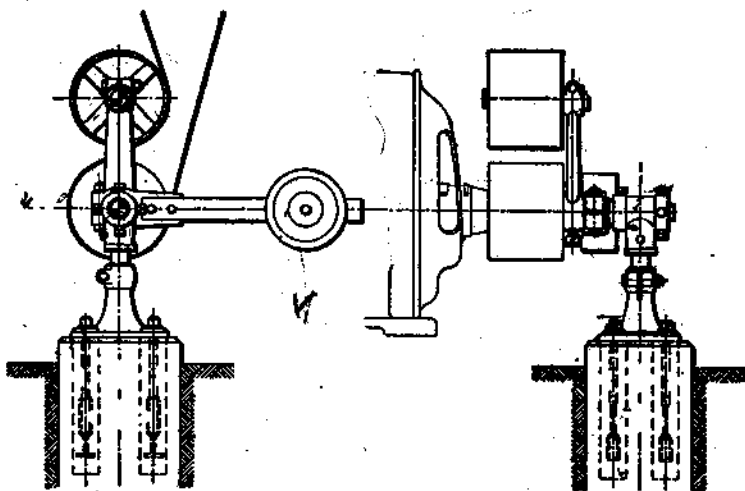
Там, где расстояние между валами небольшое или где оно, наоборот, весьма значительно, а также там, где имеет место вертикальная передача, с успехом может быть применена передача с натяжным роликом (фиг. 19).

Применение натяжного ролика позволяет осуществить весьма значительное передаточное число i (до $15 + 16$), а также позволяет за счет увеличения угла обхвата α увеличить передаваемую одной и той же шириной ремня мощность $N_{(a.o.)}$.

Проф. *Баз* указывает на следующие преимущества передачи с натяжными роликами.

1. Устраняется необходимость в частом укорачивании (перешивании) ремня.

2. Избегается весьма значительное предварительное напряжение ремня, вызываемое натяжением его во время накладывания на шкив, и связанное с этим большое давление вала на подшипники, равно как и непроизводительное перенапряжение ремня.



Фиг. 19.

3. Напряжение ремня не зависит от его удлинения.

4. Ремни натягиваются лишь постольку, поскольку это необходимо для передачи определенных усилий.

Проф. *О. Каммерер* пишет:

„Натяжной ролик, надлежащих размеров и правильно установленный непосредственно у малого шкива на ведомой части ремня, уменьшает при скоростях до 30 м/сек коэффициент полезного действия передачи весьма незначительно, но зато увеличивает вследствие большой дуги обхвата соотношение натяжений ведущей и ведомой частей ремня, а вместе с тем и передаваемую полезную производительность“.

Применение натяжных роликов позволяет иметь экономию в месте, так как при них расстояние между валами не играет особой роли, оно может быть весьма малым. Вертикальные передачи, наименее стесняющие проходы, работают при натяжных роликах так же надежно, как и горизонтальные.

Возможность осуществлять при натяжных роликах большие передаточные числа позволяет применять более быстроходные моторы, как наиболее дешевые, и тем самым избегать установки дорого стоящих промежуточных передач.

Натяжные ролики, как указывалось выше, устанавливаются на ведомой части ремня вблизи малого шкива и при том так, чтобы ролик качался по возможности вокруг геометрической оси упомянутого шкива (одноплечий ролик, см. фиг. 19). Теоретически безразлично, на какой части ремня ставить ролик. Постановка натяжного ролика на ведущей части ремня ведет к преодолению больших усилий, ролик вышел бы конструктивно более массивным, более дорогим, а потому его постановка на ведущей части ремня и не применяется.

При перегрузке ремень вытягивается — угол обхвата увеличивается, а при недогрузке — укорачивается, следовательно, угол обхвата уменьшается, передача получается саморегулирующаяся, чем сберегается ремень, так как он при работе с натяжным роликом работает лишь с тем минимальным напряжением, которое необходимо для передачи заданной мощности.

Коэффициент полезного действия ременной передачи с натяжным роликом в наилучших условиях устройства достигает до $\eta = 0,98$, в обыкновенных же установках он колеблется в пределах от 0,94 до 0,96, т. е.

$$\eta = 0,94 \div 0,96.$$

Расчет ременной передачи с натяжным роликом.

Расчет ременной передачи с натяжным роликом производят в отличие от расчета обычной передачи не по допускаемому усилию на 1 см ширины ремня, а по допускаемому напряжению k_p на единицу площади сечения ремня; вызываемому натяжением S_1 ведущей части ремня, причем величину центробежной силы $\frac{qv^2}{g}$ при предварительных расчетах во внимание не принимают. Впоследствии, при установлении окончательных размеров ремня, определяют то рабочее напряжение, которое будет иметь место в работающем ремне, и это рабочее напряжение не должно превышать допускаемой величины.

Обычно заданными (или известными) величинами являются передаваемая мощность N л. с., число оборотов n и диаметр D одного из шкивов; бывает известно также и передаточное число i или число оборотов другого шкива.

Неизвестный диаметр находится из соотношения $D_1 n_1 = D_2 n_2$, с учетом потери скорости на скольжение, т. е. если D_2 — диаметр ведомого шкива, то его величина будет:

$$D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} 0,98,$$

а величина диаметра ведущего шкива:

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{n_1 \cdot 0,98}.$$

Обозначим через S_1 натяжение ведущей части ремня, а через S_2 — ведомой и через P — окружное усилие, тогда [уравнения (3) и (4)]

$$S_1 - S_2 = P$$

и

$$S_1 = S_2 e^{\alpha},$$

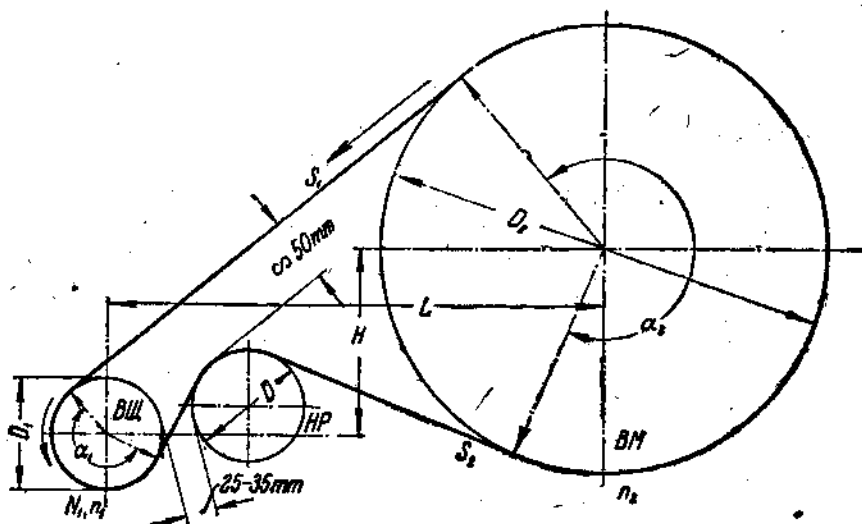
где α — наименьший угол обхвата, а f — коэффициент трения.

На величину угла обхвата α влияют диаметр натяжно о ролика, расстояние между шкивами, постанова ролика и эластичность ремня (фиг. 20): чем жестче ремень, т. е. чем больше потери в передаче на сгибание ремня на шкивах и чем выше линейная скорость ремня, тем больше должен быть взят диаметр натяжного ролика.

Американцы берут $D_{н.р} = (40 \div 60) \Delta$, где Δ — толщина ремня. Для хороших хромовых ремней допускают:

$$D_{н.р} = (25 \div 30) \Delta.$$

Часто диаметр натяжного ролика выбирают в зависимости от диаметра меньшего шкиа. Так, при диаметрах шкивов до 300 мм диаметр натяжного ролика берется примерно равным диаметру шкива. При диаметрах же шкивов, больших 300 мм, диаметр ролика берется меньше, доходя в постепенном уменьшении до 0,75 меньшего.



Фиг. 20.

шкива. Завод Bataag, как это видно из приведенной ниже табл. 6 делает диаметры натяжных роликов меньше диаметров шкивов у которых они поставлены.

Выбрав диаметр натяжного ролика и установив его положение (фиг. 20), определяют графически величину меньшего из углов обхвата. В среднем угол обхвата колеблется в пределах от 210 до 240°, доходя иногда до 270°.

Что касается коэффициента трения f , то по опытам проф. Каммерера величина его увеличивается с возрастанием скорости ремня (табл. 3), в среднем его величина находится в пределах от 0,3 до 0,6.

Коэффициент трения f зависит от материала ремня и шкива, от состояния поверхности шкива, от величины диаметра шкива, от размеров ремня и его давления на шкив. Установив величины угла обхвата α и коэффициента трения f , определяем по табл. 4 значение величины $e^{\alpha f}$.

ТАБЛИЦА 3
Значения коэффициента трения f

Линейная скорость ремня v (м/сек)	Коэффициент трения f кожаного ремня по чугунному шкиву
до 5	до 0,25
10	0,35
15	0,45
25	0,55
30	0,60
40	0,70

ТАБЛИЦА 4
Значения величин $e^{f\alpha}$

$\frac{\alpha}{2^\circ}$	при $f =$								
	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
0,1	1,06	1,1	1,13	1,17	1,21	1,25	1,29	1,33	1,37
0,2	1,13	1,21	1,29	1,37	1,46	1,55	1,65	1,76	1,87
0,3	1,21	1,32	1,45	1,60	1,76	1,93	2,13	2,34	2,57
0,4	1,29	1,46	1,65	1,87	2,12	2,41	2,73	3,10	3,51
0,45	1,33	1,53	1,76	2,03	2,34	2,69	3,10	3,57	4,11
0,5	1,37	1,60	1,87	2,19	2,57	3,00	3,51	4,11	4,81
0,55	1,41	1,68	2,00	2,37	2,80	3,35	3,98	4,74	5,63
0,6	1,46	1,76	2,13	2,57	3,10	3,74	4,52	5,45	6,59
0,7	1,52	1,93	2,41	3,00	3,74	4,66	5,71	7,04	8,72
0,8	1,65	2,13	2,73	3,51	4,52	5,81	7,47	9,60	12,35
0,9	1,76	2,34	3,10	4,11	5,45	7,24	9,60	12,74	16,90
1,0	1,87	2,57	3,51	4,81	6,59	9,02	12,35	16,90	23,14
1,5	2,57	4,11	6,59	10,55	16,90	27,08	43,38	69,41	111,32
2,0	3,51	6,59	12,35	23,14	43,38	81,31	152,40	285,69	535,49
2,5	4,81	10,55	23,14	50,75	111,32	244,15	535,49	1174,5	2575,9
3,0	6,59	16,90	43,38	111,32	285,68	733,14	1881,5	4828,5	12390
3,5	9,02	27,08	81,31	241,15	733,14	2199,90	6610,7	19351,0	59608,0
4,0	12,35	43,38	152,40	535,49	1881,5	6610,7	23227,0	81610,0	286744,0

Решая совместно уравнения (3) и (4'), находим, что

$$S_1 = P \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (5')$$

и

$$S_2 = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (6')$$

Отношения $\frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha}$ бывают равны от 3 до 8 при одной и той же разности $S_1 - S_2 = P$.

Из сопоставления отношения $\frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha}$ и уравнения $S_1 - S_2 = P$ видно, что ведущая часть ремня иногда бывает натянута немного более окружного усилия P .

Найдя усилие в ведущей части ремня S_1 , находим ширину ремня по формуле:

$$b = \frac{S_1}{\Delta \cdot k_p},$$

где Δ — толщина ремня в см, а k_p — допускаемое напряжение в ремне на разрыв в кг/см^2 .

Средние значения толщин ремней колеблются в довольно узких пределах (ОСТ 232) (табл. 5).

Таблица 5

Ширина ремня b мм	Толщина ремня Δ мм	
	Одинарные	Двойные
От 45 до 90	Не менее 3,5	Не менее 7
45 ÷ 90	4,0	8
90 ÷ 115	4,5	9
115 ÷ 150	5,0	9,5
свыше 150	5,5	

Допускаемые напряжения на разрыв для кожаных ремней колеблются в пределах от 20 до 30 кг/см^2 , а для хлопчатобумажных от 10 до 20 кг/см^2 .

Итак, выбирая то или иное значение Δ и k_p , находим ширину ремня:

$$b = \frac{S_1}{\Delta k_p} \text{ см.} \quad (12)$$

Найденную ширину ремня выравниваем по стандартным размерам.

Вообще говоря, ремень испытывает напряжения

на разрыв от силы S_1 , $k_1 = \frac{S_1}{F}$

$$k_2 = \frac{q}{F} \cdot \frac{v^2}{g}$$

на разрыв от центробежной силы и

$$k_3 = \frac{E \cdot \Delta}{D}$$

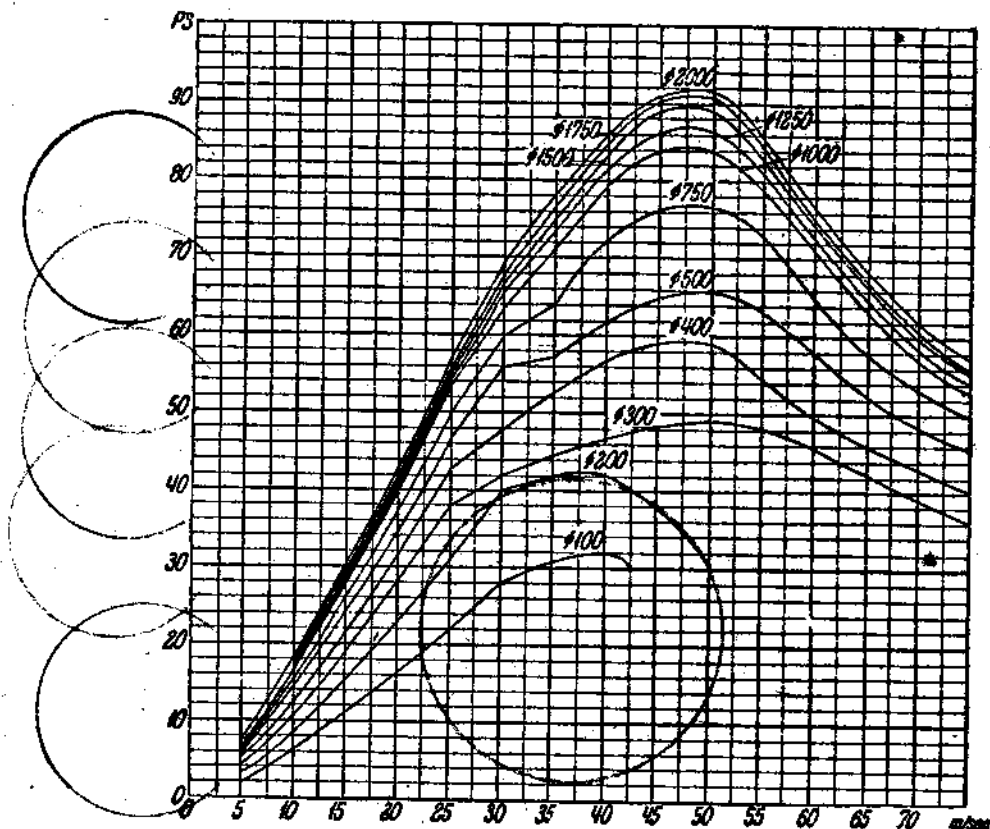
от изгиба на шкиве.

В этих уравнениях F — площадь сечения ремня, q — вес погонной единицы длины ремня¹, v — линейная скорость ремня, g — ускорение силы тяжести (9,81 м/сек^2), E — модуль упругости, Δ — толщина ремня и D — диаметр меньшего шкива.

Как средние цифры для кожаных ремней можно принять: для нового ремня $E = 1250 \text{ кг/см}^2$ и для работавшего, слабо натянутого $E = 2350 \text{ кг/см}^2$.

¹ Вес 1 пог. м кожаного ремня в кг приближенно можно принять $q = 0,0011F$, где F — площадь сечения ремня в мм^2 .

Диаграмма 3.



Фиг. 21.

Для тканых хлопчатобумажных ремней значение модуля упругости может быть принято: для нового ремня $E = 5\,400 \text{ кг/см}^2$, а для работавшего с слабой натяжкой $E = 9\,200 \text{ кг/см}^2$.

По германским нормам величина $[k] = k_1 + k_2 + k_3$ не должна превышать 70 кг/см^2 для обыкновенных кожаных и 130 кг/см^2 для лучших кожаных ремней.

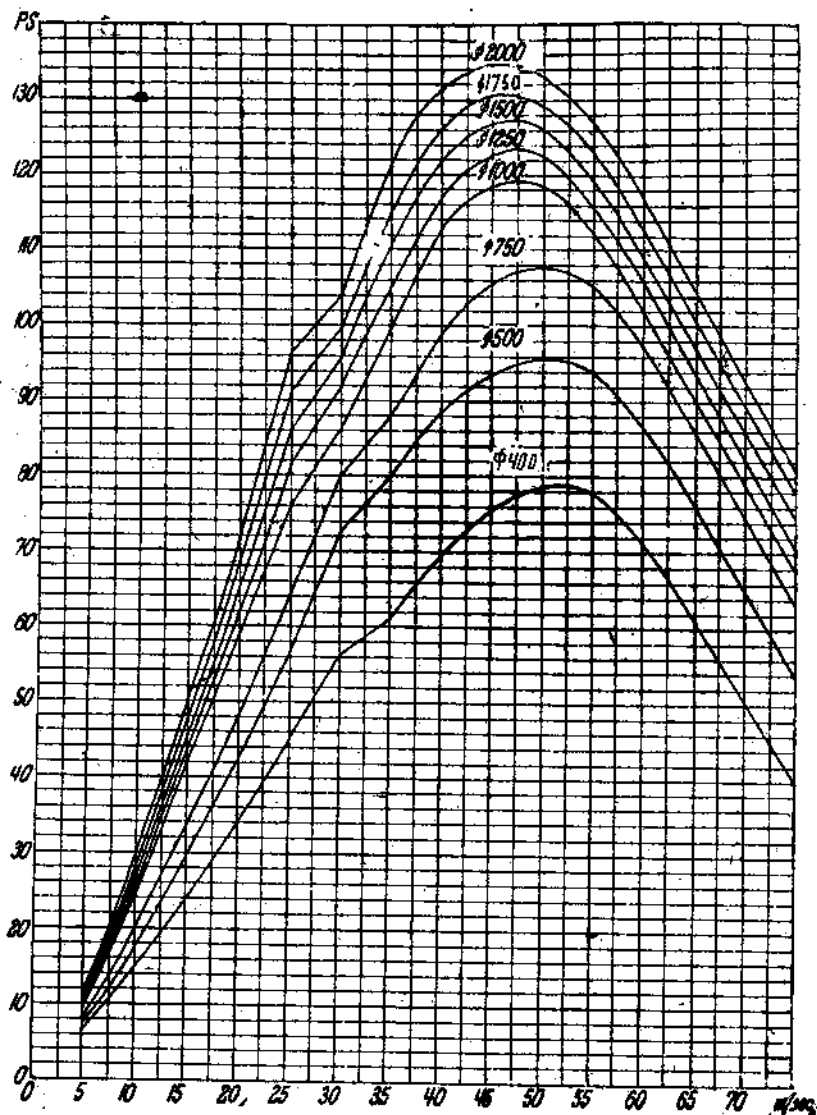
На фиг. 21 и 22 мы приводим кривые мощностей в л. с., передаваемых каждым 100 мм ширины ремня, по данной скорости в м/сек и диаметру малого шкива в мм.

Диаграмма 3 (фиг. 21), составленная заводом Luckhaus A. G., применима для передач одинарными кожаными ремнями шириной до 500 мм с натяжными роликами, а диаграмма 4 того же завода — для двойных ремней шириной до 800 мм с натяжными роликами (фиг. 22).

Условия равновесия натяжного ролика.

Считая, что по ту и другую сторону от натяжного ролика ведомая ветвь ремня натянута с одним и тем же усилием S_2 , мы легко сможем найти то усилие R , с которым ведомая часть ремня давит

Диаграмма 4.



Фиг. 22.

на ролик и, следовательно, с которым натяжной ролик должен нажимать на ремень. Усилие R весьма просто находится графическим путем, оно равно геометрической сумме сил S_1 и S_2 (фиг. 23).

Часто при расчетах усилие R принимают равным $2S_2$.

Натяжной ролик вращается на оси, укрепленной на конце роликового рычага, другой конец которого вращается на оси, заделанной в стойке. Этот второй конец соединяется с грузовым рычагом, несущим сменный груз Q кг. Длина роликового рычага l легко устанавливается по чертежу (она зависит от конструкции ролика,

см. фиг. 19). Натяжной ролик устанавливают так, чтобы он примерно был удален от ведущей части ремня не менее чем на 50 мм, а от шкива на 25+35 мм. Длина m грузового рычага может иметь ту или другую величину.

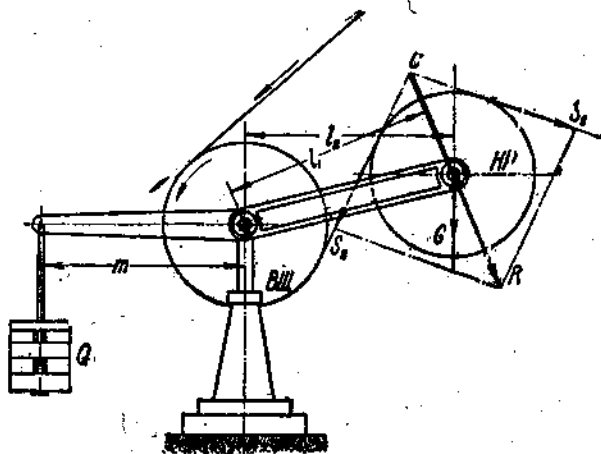
Вес шкива самого ролика может содействовать нажиму на ремень — ролик давит сверху (фиг. 26) — и может противодействовать нажиму на ремень — ролик давит снизу (фиг. 27).

Для равновесия ролика должно быть удовлетворено уравнение (обозначения взяты по фиг. 23):

$$Rl_1 \mp Gl_2 = Qm,$$

откуда

$$Q = \frac{Rl_1 \mp Gl_2}{m}. \quad (13)$$



Фиг. 23.

Груз Q , как было сказано выше, делают сменным, из набора отдельных грузов, или подвижно сидящим на грузовом рычаге. Делается это затем, чтобы всегда иметь возможность отрегулировать установку.

Вес шкивов роликов серийного, массового производства в большинстве случаев бывает незначительным, им часто при определении груза Q пренебрегают, принимая во внимание возможность дальнейшей регулировки. В натяжных роликах специального назначения большой мощности необходимо учитывать вес их G , так как он иногда бывает весьма значительным. По своей конструкции натяжные ролики бывают одноплечими и двухплечими. В первом случае нажимной груз Q сидит или подвешен на одном рычаге, а во втором — на обоих рычагах по $\frac{Q}{2}$ на каждом.

На фиг. 24 дана схема одноплечего натяжного ролика завода Ватаг, а на табл. 6 — их основные размеры.

Натяжные ролики, подобные изображенному на фиг. 24, изготавливаются и у нас на заводе им. Владимира Ильича в Москве.

Они выпускаются этим заводом трех типов: 60.T-109, 60.T-125 и 60.T-175 (табл. 6а).

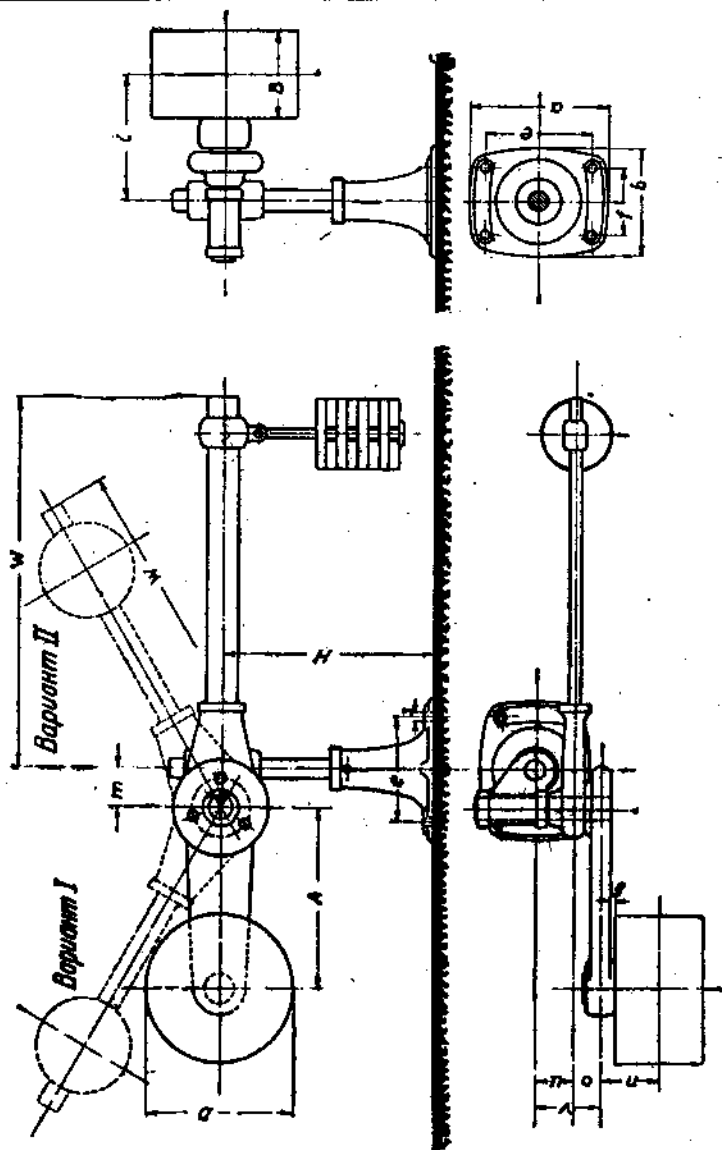
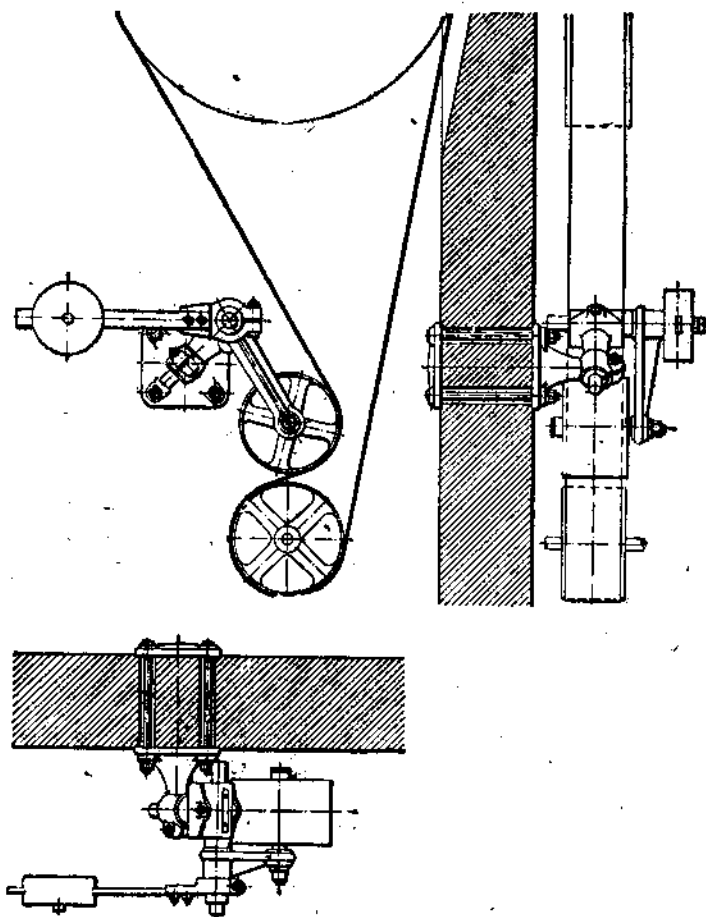


ТАБЛИЦА 6а

Габаритные размеры	Т и п		
	60.Т-100	60.Т-125	60.Т-175
Ширина ролика B	100 мм	125 мм	175 мм
Диаметр ролика D	125	175	275
Плечо ролика A	200 "	250 "	360 "
Плечо груза $m + w$	500 "	500 "	800 "
Высота центра A	190 + 280 "	190 + 180 "	275 + 405 "
Расстояние от центра стойки до середины ролика $n + v$	200 "	205 "	290 "



Фиг. 25.

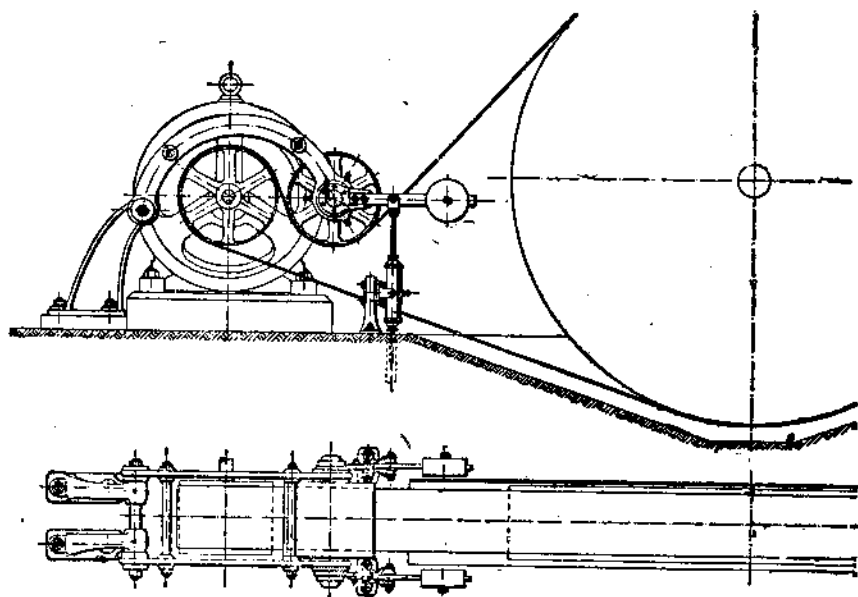
Плита стойки для первых двух типов — квадратная 175×175 мм с 4 отверстиями под болты диаметра $\frac{5}{8}$ ", а для третьего типа — прямоугольная 280×210 мм с отверстиями для 4 болтов диаметром в $\frac{3}{4}$ ".

Первый и второй типы предназначены для передач, у которых окружные усилия P не превышают 60 кз, а третий тип — для P не более 150 кз.

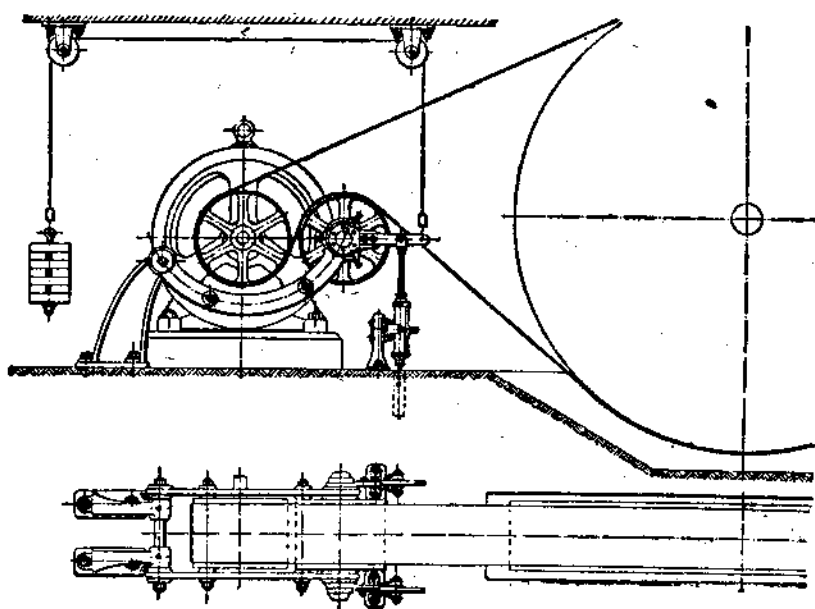
Натяжные ролики первого типа рекомендуются заводом устанавливать у передач, у которых диаметр малого шкива D_1 не превышает 200 мм, а второго и третьего типов — у передач соответственно с D_1 до 300 и 400 мм.

На фиг. 25—27 приведены схемы установок натяжных роликов завода Lohmann & Stolterfoht A. G.

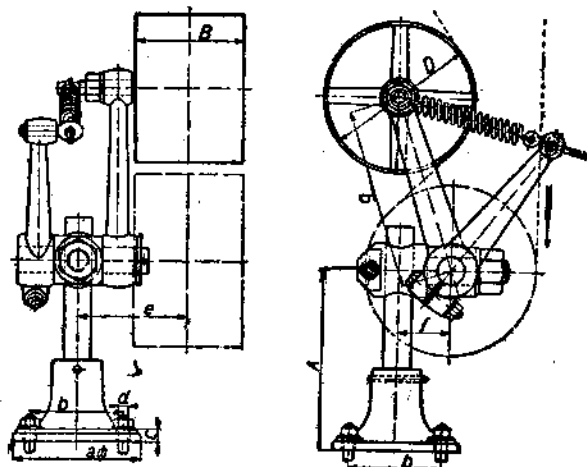
Кроме грузовых натяжных роликов встречаются еще и пружинные. На фиг. 28 приведена конструкция такого ролика в исполнении завода Humboldt, а на табл. 7 — их основные размеры.



Фиг. 25.



Фиг. 27.



Фиг. 28.

ТАБЛИЦА 7

(к фиг. 28)

Натяжной ролик		Максимальная ширина ролика (мм)	Основные размеры в мм								Вес кг
Диаметр D мм	Ширина B мм		A	a	b	c	d''	e	f	g	
200	120	100	160—350	190	140	20	3/8	145	65	250	27
245	170	150	200—400	210	150	25	3/4	190	80	300	42
300	230	200	230—500	260	190	28	7/8	245	105	350	89
350	280	250	270—550	300	220	30	1 1/8	285	130	400	152
400	330	300	300—600	340	250	37	1 1/2	330	140	450	203
480	380	350	350—750	400	300	40	1 7/8	370	150	520	285

Пружинные ролики имеют довольно большое распространение, но в смысле эластичности действия уступают грузовым, так как под действием постоянной упругости пружины они не так быстро успокаиваются от воздействия ударов, как обыкновенные: они бьют по ремню и тем самым быстро его изнашивают¹.

¹ Расчет цилиндрических пружин круглого сечения ведут по формулам:

$$M_{кр} = P \cdot r = \frac{\pi}{16} \delta^3 k_{кр}$$

$$y = 4 \pi i \frac{r^3 k_{кр}}{\delta \cdot G}$$

в которых

r — радиус пружины,

δ — толщина проволоки,

y — величина сжатия пружины,

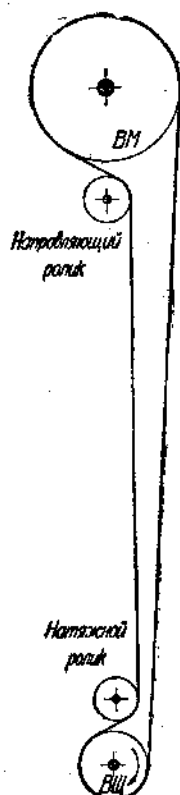
i — число витков,

$k_{кр}$ — допускаемое напряжение на кручение и

G — коэффициент упругости 2-го рода.

Величину коэффициента G берут равной 800 000 кг/см², а допускаемое напряжение $k_{кр}$ — до 4000 кг/см².

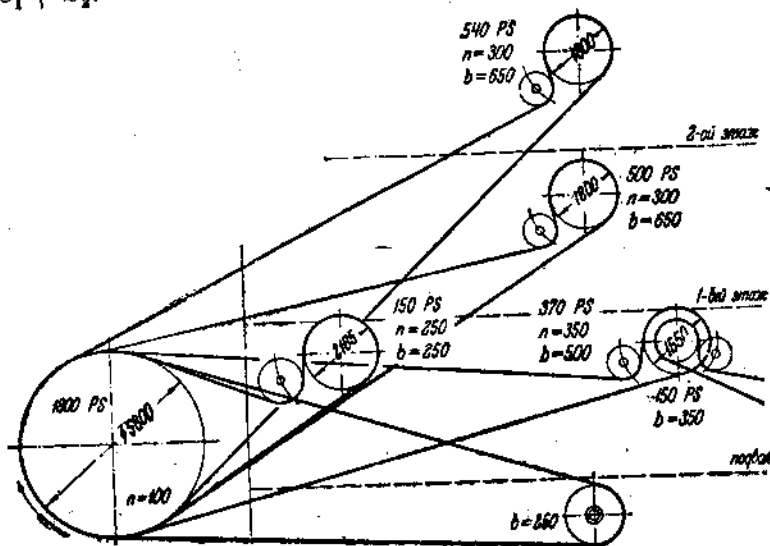
Радиусом пружины r обычно задаются, а числом витков i либо задаются, либо его определяют по установленному расстоянию между точками закрепления концов пружины (фиг. 28).



Фиг. 29.

Там, где расстояние между валами весьма большое — от 20 до 40 м, — передача осуществляется с помощью натяжных роликов у малых шкивов и направляющих у больших для сохранения плавной передачи (фиг. 29). При раздаче энергии по этажам, где сплошь и рядом ремни идут под крутым уклоном, применяются также натяжные ролики (фиг. 30).

Давление на вал при натяжных роликах равно $S_1 + S_2$.



Фиг. 30.

Пример. Рассчитать ременную передачу с натяжным роликом (фиг. 31).

Передаваемая мощность $N_1 = 27$ л. с.

Число оборотов ведущего вала $n_1 = 1400$.

Число оборотов ведомого вала $n_2 = 230$.

Диаметр ведущего шкива $D_1 = 300$ мм.

Передача вертикальная, расстояния H и L известны.

Диаметр ведомого шкива находим по уравнению $D_2 = \frac{D_1 n_1}{n_2} 0,98$:

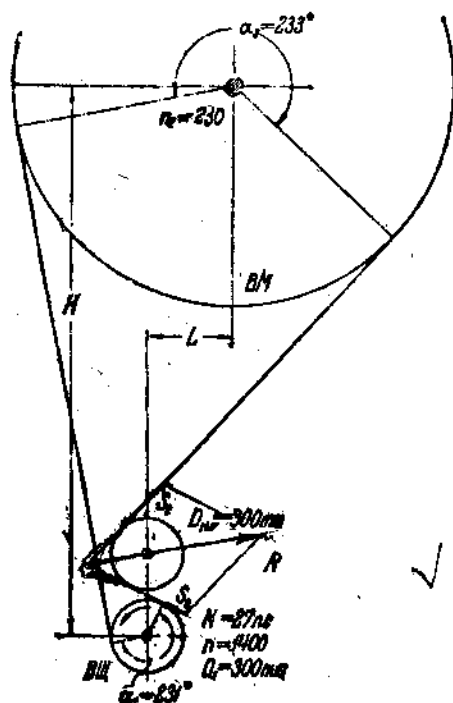
$$D_2 = \frac{300 \cdot 1400}{230} 0,98 = 1800 \text{ мм},$$

а диаметр шкива натяжного ролика берем равным D_1 :

$$D_{н.р.} = D_1 = 300 \text{ мм}.$$

Зная размеры всех трех шкивов, приступаем к определению углов обхвата на ведущем и ведомом шкивах. Для этого вычерчиваем в масштабе схему передачи. Вычерчивание это производится следующим образом. Намечаем на чертеже по данным расстояниям H и L оси шкивов и проводим окружности самих шкивов. Затем проводим к этим окружностям касательную и принимаем ее за ведущую ветвь.

ремня. Ведомая ветвь ремня будет набегать на шкивы передачи и огибать натяжной ролик, который ставим у малого шкива, угол обхвата на котором, очевидно, и надлежит увеличить. Шкив натяжного ролика устанавливаем так, чтобы он был удален от ведущей части ремня приблизительно на 50 мм, а от малого шкива на 35 мм.



Фиг. 31.

Расстояние от натяжного ролика до ведущей части ремня берем большим, для того чтобы устранить возможность соприкосновения ролика с ведущей ветвью ремня при удлинении последнего при перегрузке. Установив указанным путем положение натяжного ролика, проводим касательные к нему и к шкивам и принимаем эти касательные за ведомые части ремня. Получим схему передачи с натяжным роликом. По схеме измеряем углы обхвата.

Угол обхвата на малом шкиве $\alpha_1 = 231^\circ$, а угол обхвата на большом шкиве $\alpha_2 = 233^\circ$:

$$\alpha_1 < \alpha_2.$$

В расчет вводим меньший угол обхвата α_1 .

Размеры ремня определяем по допускаемому напряжению на

разрыв $k_{раз}$ и по усилию ведущей части ремня.

Обозначим через:

P — окружное усилие на ободе шкива,

S_1 — усилие в ведущей части ремня,

S_2 — усилие в ведомой части ремня.

Окружное усилие $P = \frac{N \cdot 75}{v}$, где v — окружная скорость (линейная скорость ремня).

$$\text{При скорости } v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 1400}{60} = 22 \text{ м/сек}$$

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{27 \cdot 75}{22} \approx 92 \text{ кг.}$$

Величины усилий S_1 и S_2 находим по уравнениям (5') и (6'):

$$S_1 = P \frac{e^f}{e^f - 1} \text{ и } S_2 = P \frac{1}{e^f - 1},$$

где α — наименьший угол обхвата, $\alpha = \alpha_1 = 231^\circ$, а f — коэффициент трения ремня о шкив; принимаем $f = 0,45$.

Значение величины e^{α} находим по табл. 4.

При $\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{216}{360} = 0,6$ и при $f = 0,45 \dots e^{\alpha} = 5,45,$

" $\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{252}{360} = 0,7$ " " $f = 0,45 \dots e^{\alpha} = 7,24.$

Интерполированием находим значение e^{α} при $\alpha = 231^{\circ}$ и при $f = 0,45$:

$$e^{\alpha} = 6,17.$$

Тогда

$$S_1 = P \frac{e^{\alpha}}{e^{\alpha} - 1} = 92 \frac{6,17}{6,17 - 1} = 110 \text{ кг и } S_2 = \frac{P}{e^{\alpha} - 1} = \frac{92}{5,17} = 18 \text{ кг.}$$

Принимая толщину ремня $\Delta = 0,5 \text{ см}$, а допускаемое напряжение на разрыв $k_p = 20 \text{ (кг/см}^2\text{)}$, ширину ремня b найдем по уравнению:

$$b = \frac{S_1}{\Delta k_p} = \frac{110}{0,5 \cdot 20} = 11 \text{ см.}$$

Подбираем по стандартам подходящий ремень; таковым оказывается ремень шириной $b = 11,5 \text{ см}$. Итак,

$$b = 11,5 \text{ см.}$$

Найдем теперь рабочее напряжение в ремне, оно равно

$$k = \frac{S_1}{F} + \frac{qv^2}{Fg} + \frac{EA}{D},$$

или

$$k = \frac{110}{0,5 \cdot 11,5} + \frac{0,0011 \cdot 5 \cdot 11,5 \cdot 22^2}{0,5 \cdot 11,5 \cdot 9,81} + \frac{(2350) \cdot 0,5}{30} \leq 63 \text{ кг/см}^2,$$

что не превышает допускаемого значения, а потому расчет ремня можно считать законченным.

Ширина шкивов найдется по эмпирической формуле:

$$B = 1,1b + (0,5 \div 1,5) \text{ см,}$$

$$B = 1,1 \cdot 11,5 + 1,4 = 14,0 \text{ см.}$$

Установив размеры ремня и шкивов, переходим к определению т.е. усилия R , с которым натяжной ролик должен нажимать на ведомую ветвь ремня, чтобы получить необходимый угол обхвата α и усилия S_1 и S_2 . Величину усилия R определяем графическим путем (см. фиг. 81):

$$R \leq 30 \text{ кг.}$$

Берем одноплечий натяжной ролик и устанавливаем его так, чтобы шкив его качался вокруг геометрической оси ведущего вала; тогда, обозначив длину роликового рычага через l , а грузового через m , будем иметь, что

$$Rl = Qm,$$

где Q — нажимной груз, откуда

$$Q = R \frac{l}{m}.$$

Длины рычагов l и m берут либо по заводским данным, если применяется ролик серийного, массового производства, либо по данным места установки, когда натяжной ролик изготавливается по особому заказу.

Вес шкива ролика производит в данной передаче лишь давление на роликовый рычаг и стойку, а на величину нажимного груза Q никакого влияния не оказывает, как это видно из фиг. 31, а потому мы и не вводим его в формулу для определения груза Q . Груз Q выполняем из набора отдельных грузов, чтобы иметь возможность отрегулировать надлежащим образом установку.

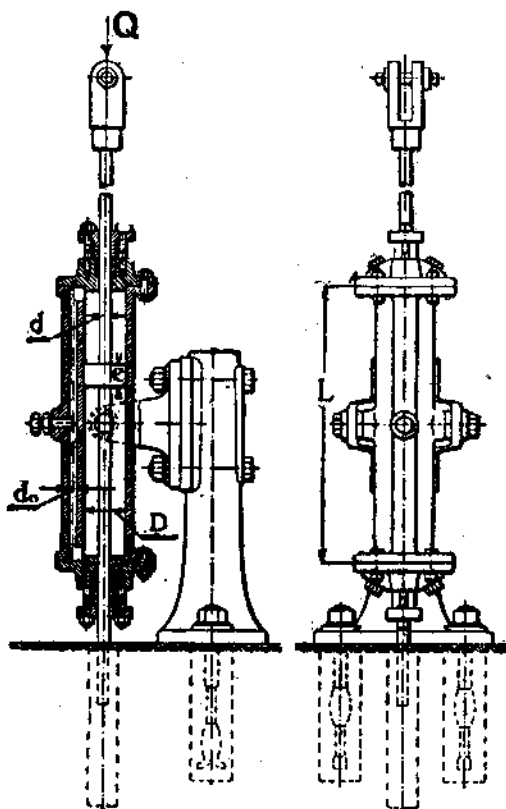
Демпфер.

Если во время работы ременной передачи на валу ведомого шкива возникают вследствие перегрузки, толчков, резких остановок

и т. п. дополнительные, внешние сопротивления, то они, передаваясь по ведущей части ремня к ведущему шкиву, вызывают в обеих ветвях ремня (ведущей и ведомой) резкие и не одинаковые по величине добавочные натяжения. Эти натяжения, быстро меняясь по величине, вызывают соответствующие быстро чередующиеся удлинения ремня — ремень приходит в колебательное состояние. Натяжной ролик, следуя за колеблющимся ремнем, также приходит в колебательное состояние, которое иногда может длиться продолжительное время и тем самым вредно отражаться на работе передачи (биение ремня и ролика). Для устранения подобных колебаний применяют особый прибор, называемый демпфером или масляным тормозом (фиг. 32).

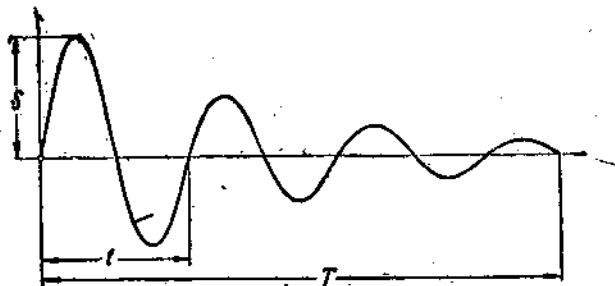
В чугунном или медном цилиндре, наполненном глицерином или маслом, движется поршень, укрепленный на штоке, подвешенном к оси

ролика или к грузовому рычагу. Обе полости с маслом соединяются между собой при помощи канала, проделанного в стенке цилиндра. (Иногда полости соединяются между собой при посредстве отверстия в поршеньке.) Отверстия, соединяющие полости с каналом, устраиваются у самых днщ. При движении поршенька в масляной среде масло перегоняется через канал из одной полости в другую, а для торможения протекания масла по каналу и тем самым регулирования коле-



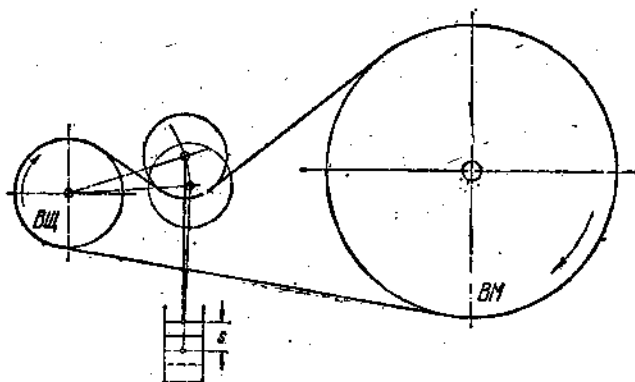
Фиг. 32.

баний натяжного ролика в канале устанавливаются дроссельные винты. При протекании по узкому каналу масло испытывает определенное, зависящее от его густоты и от диаметра канала сопротивление, которое, передаваясь на поршень дмпфера, вызывает появление затухающих колебаний натяжного ролика и ремня (фиг. 33). Эти затухающие колебания подчинены всем законам гармонических колебаний твердого тела в однородной среде.



Фиг. 33.

При расчете дмпфера необходимо знать величину колебания ремня или, иными словами, ход поршня. Величина и характер возрастания сопротивления (окружного усилия) и числа оборотов также должны быть заранее предусмотрены. Так, например, известно, что некоторые мастерские (ремонтные) работают в большинстве случаев с недогрузкой в 20—30% и лишь изредка на непродолжительное время бывают загружены полностью. Отсюда мы можем найти то возрастание окружного усилия на ведущем шкиве, которое будет в момент полной загрузки мастерской. По этому возросшему усилию находим добавочное, упругое удлинение ремня, а по нему графическим путем и размах качания ролика (ход поршня) (фиг. 34).



Фиг. 34.

лишь изредка на непродолжительное время бывают загружены полностью. Отсюда мы можем найти то возрастание окружного усилия на ведущем шкиве, которое будет в момент полной загрузки мастерской. По этому возросшему усилию находим добавочное, упругое удлинение ремня, а по нему графическим путем и размах качания ролика (ход поршня) (фиг. 34).

Расчет дмпфера.

Обозначим через:

D — диаметр поршня,

d — диаметр штока,

d_0 — диаметр канала,

Q — силу, действующую по штоку (фиг. 32).

Сила Q зависит от места подвеса штока, она легко определяется.

Пусть размах или ход колебания ролика будет s , а T — время, необходимое для полного успокоения ролика. Если число допустимых колебаний ролика будет z , то время одного колебания

$$t = \frac{T}{z}.$$

Величинами T и t задаются в зависимости от условий работы передачи.

Скорость гармонического колебания для любого момента выражается, как это известно из теории гармонических колебаний, через

$$v = \frac{2\pi \cdot s}{t} \cos \frac{2\pi T}{t} \text{ см/сек.} \quad (14)$$

Точно такую же скорость будет иметь и поршень демпфера, а следовательно, и масло в цилиндре демпфера. При движении поршня будет происходить перетекание масла через канал из одной полости цилиндра в другую, причем скорость протекания масла по каналу будет уже иная v' , отличная от v .

Скорость v' находится по известному закону гидравлики при истечении жидкости через узкое отверстие. Она равна:

$$v' = \mu \sqrt{2gH},$$

где μ — коэффициент расхода, а H — напор жидкости.

Обозначая через

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \text{ см}^2 \text{ — площадь поршня,}$$

$\delta_{(мг/см^3)}$ — плотность масла,

$e_{(см)}$ — толщину поршня,

будем иметь, что для нашего случая

$$H_{(см)} = \frac{Q_{(мг)}}{F_{(см^2)} \delta_{(мг/см^3)}} - e_{(см)},$$

тогда

$$v' = \mu \sqrt{2g_{(см/сек^2)} \left(\frac{Q_{(мг)}}{F_{(см^2)} \delta_{(мг/см^3)}} - e_{(см)} \right)}. \quad (15)$$

Количество перетекшей через канал жидкости будет:

$$Q_{ж} = \frac{v' \pi d_0^2}{4}. \quad (a)$$

Точно такое же количество жидкости вытеснит и поршень, движущийся в масле со скоростью v :

$$Q_{ж} = v \frac{\pi D^2}{4}. \quad (b)$$

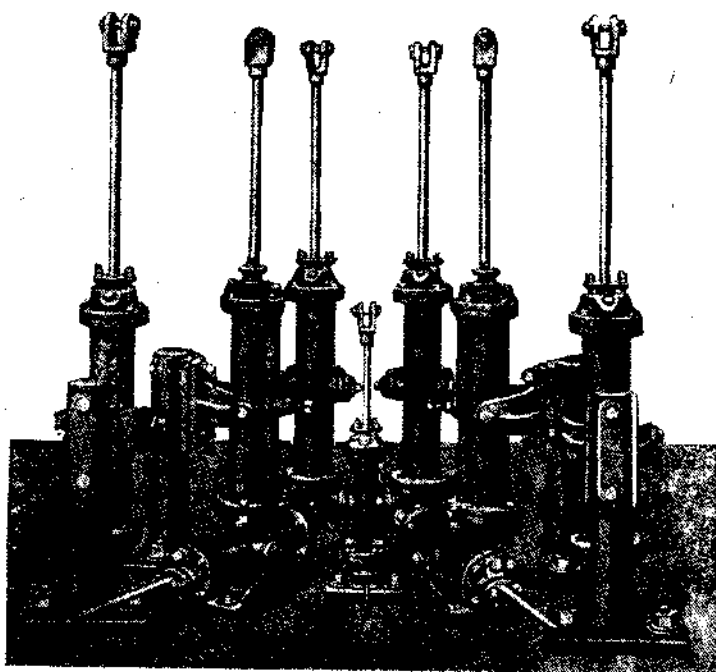
Разделив уравнение (b) на (a), получим:

$$v = v' \frac{d_0^2}{D^2}, \quad (c)$$

а подставляя в это последнее уравнение значение скорости v' из уравнения (15) будем иметь уравнение:

$$v = \frac{d_0^2}{D^2} \cdot \mu \sqrt{2g \left(\frac{Q}{F\delta} - e \right)}. \quad (16)$$

связывающее размеры демпфера с размерами ролика. В уравнении (16) не принята во внимание площадь сечения штока поршня.



Фиг. 35.

При учете влияния площади сечения штока уравнение (16) принимает вид:

$$v = \frac{d_0^2}{D^2 - d^2} \mu \sqrt{2g \left(\frac{Q}{F\delta} - e \right)}. \quad (16')$$

Площадь сечения штока — величина незначительная по сравнению с площадью поршенька, и ею часто пренебрегают.

Диаметр штока поршенька берут $d \approx 10$ мм. Определив по уравнению (14) величину скорости колебания ролика (поршенька) и подставив ее в уравнение (16), получим величину диаметра канала демпфера:

$$d_0 = \frac{DV\sqrt{v}}{V\mu \sqrt{2g \left(\frac{Q}{F\delta} - e \right)}}. \quad (17)$$

Величину коэффициента расхода μ берут равной 0,82.

Высотой и диаметром цилиндра демпфера задаются:

$$L = 150 - 300 \text{ мм},$$

$$D = 50 - 60 - 70 \text{ мм}.$$

На фиг. 35 представлены общие виды демпферов, или, как их иногда называют, масляных катаракт.

Канатная передача.

Канатная передача применяется, главным образом, в тех случаях, когда ремни получают большой ширины и чрезмерной длины, и, следовательно, весьма дорогие, а также и тогда, когда необходимо распределить усилия от одного центрального места, например от маховика, на несколько линий приводов, расположенных на значительных расстояниях. Передача усилия канатом происходит посредством зажима и трения его в желобках канатного шкива. При передаче мощности на открытом воздухе предпочтение отдается канатным передачам перед ремennыми. При сравнении с ременной передачей канатная имеет следующие преимущества:

1. При обрыве одного каната (при передаче мощности отдельными параллельными канатами) остальные канаты могут продолжать работу, правда, с несколько большим напряжением; при обрыве же или даже при ослаблении ремня требуется остановка двигателя для смены или перешивки ремня, что может служить причиной больших убытков.

2. Обрыв широкого ремня всегда, как известно, влечет за собой поломки или повреждения, обрыв же каната, имеющего по сравнению с ремнем небольшую массу, проходит без всяких вредных для двигателя и привода последствий.

3. Первоначальная стоимость устройства и последующий ремонт канатной передачи обходятся дешевле, чем ременной.

4. Стоимость запасных канатов значительно меньше стоимости запасных ремней большой ширины.

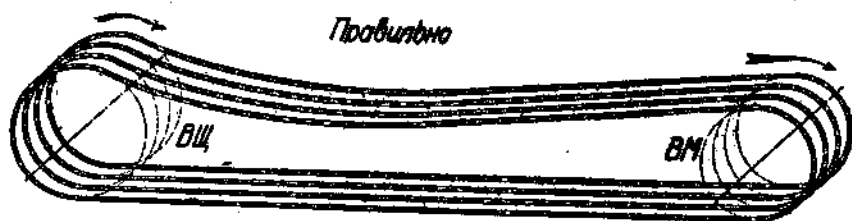
Различают два вида канатных передач.

- I. Передача параллельными, отдельными канатами с напряжением от натяжения (фиг. 36 и 37).

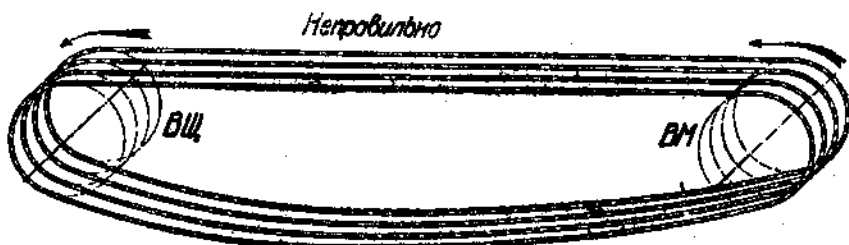
Каждый канат сращивается несколько короче, чем это требуется по геометрическим размерам, канат получает, так называемое, предварительное натяжение. Для того чтобы канаты могли работать довольно долгое время без нового сращивания, им придается значительное предварительное натяжение, в несколько раз превышающее окружное усилие каната. Натяжение каната с течением времени уменьшается, тем не менее размеры валов и подшипников должны быть рассчитаны по предварительному натяжению.

В передачах приблизительно горизонтальных при значительной длине каната собственный вес каната бывает достаточен, чтобы вызвать натяжение, потребное для передачи требуемого усилия.

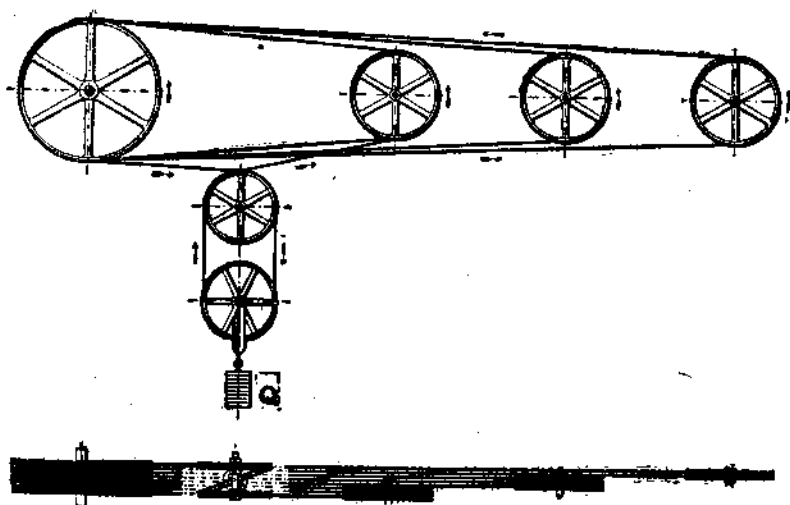
У вертикальных или слабо наклоненных передач предварительное натяжение должно быть все время сохранено. В первое время после установки предварительное натяжение каната дает довольно большое



Фиг. 36.



Фиг. 37.

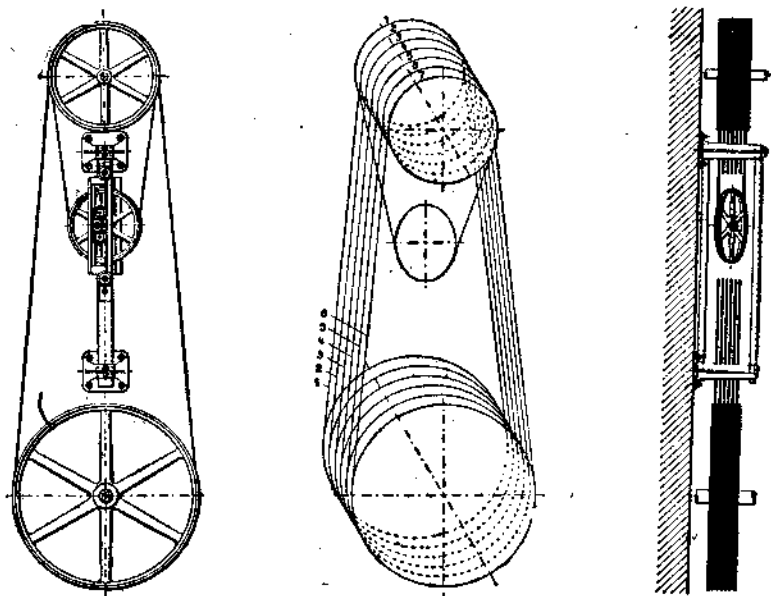


Фиг. 38.

давление на вал. Так, при $d_k = 45$ мм давление на вал принимают до 1000 кг, при $d_k = 50$ мм — до 1500 кг и при $d_k = 55$ мм — до 2000 кг от одного каната. Напряжение же вала на изгиб не должно при этом превышать $400 \div 500$ кг/см².

II. Передача одним бесконечным канатом с натяжением посредством нагрузки (фиг. 38, 39).

В этом случае применяется один бесконечный канат, который с незначительным натяжением обхватывает различные шкивы канатной передачи столько раз, сколько требовалось бы отдельных канатов при передаче мощности с напряжением от натяжения. После каждого обхвата ведомого шкива канат проводится обратно на ведущий шкив



Фиг. 39.

и, таким образом, каждый раз разгружается, прежде чем вновь начать передавать работу.

Преимущество передачи мощности одним канатом состоит в том, что предварительное натяжение в канатах незначительно, оно может быть отрегулировано натяжным грузом так, что во всех ветвях каната будет вызвано лишь необходимое натяжение для передачи заданной мощности. Валы и подшипники будут нагружены слабее. Изменение длины каната не окажет вредного влияния на величину передаваемых усилий, так как все удлинения каната автоматически уравниваются натяжным грузом. Провисание каната в этом случае будет меньше, чем в первом, что особенно важно для передач, под которыми должен быть сохранен свободный проход. Но при передаче мощности одним канатом канат благодаря направляющим роликам (фиг. 38) все время перегибается то в ту, то в другую сторону, а потому и быстрее разрушается. При обрыве одного бесконечного каната все остановится, тогда как при обрыве одного из параллельных канатов передача мощности не прекратится.

Канаты.

Материалом для канатов обычно служит либо „манильская“, либо „баденская“ пенька. Канаты из „маниллы“ употребляются для передачи мощности при небольших скоростях. При небольших шкивах, малом расстоянии между валами или вертикальных передачах предпочтению отдается более дорогим хлопчатобумажным канатам благодаря их большой эластичности. Для передач на открытом воздухе и в сырых помещениях применяются канаты, изготовленные из твердых волокон „маниллы“ или из „колонийальной“ пеньки. Канаты перед употреблением должны быть хорошо пропитаны подходящим смазочным веществом, рекомендуемым специальными фирмами.

Временное сопротивление разрыву у пеньковых канатов доходит до $500-600 \text{ кг/см}^2$, а у хлопчатобумажных — до 400 кг/см^2 .

Соединения канатов производятся путем сращивания, для чего при круглых канатах требуется от 3 до 3,5 м, смотря по диаметру каната, и при квадратных — до 5 м¹.

При посадке канатов на шкивы их предварительно вытягивают до 10% начальной длины, делают это затем, чтобы впоследствии при работе не иметь остающихся деформаций, которые ведут к ослаблению натяжения и к перешивке канатов.

Хорошо сращенный и правильно работающий канат быстро теряет свою первоначальную форму и принимает форму, соответствующую профилю ручья. Если же этого не случается, то это указывает на то, что канат при работе все время поворачивается вокруг своей оси, а такое поворачивание, а следовательно, и перегибание в разные стороны, ведет к быстрому разрушению каната. Повертывание каната вокруг своей оси обычно происходит потому, что не все канаты во время работы одинаково тянут, а также и потому, что перед сращиванием канату не дали достаточно раскрутиться.

Диаметры круглых канатов обычно выбираются в пределах от 30 до 60 мм, а размеры квадратных — от 25 до 45 мм в стороне. В противовес ременной передаче здесь не следует брать один канат большего диаметра, лучше работать с несколькими канатами меньших размеров. Этим самым устраняется возможность перетиранья каната изнутри, так как канат в силу своей жесткости не переносит сильного изгиба продолжительное время.

В канатах от 55 до 60 мм наблюдается довольно сильное сопротивление изгибанию и разгибанию даже и при шкивах большого диаметра. Это сопротивление особенно сильно заметно при малых диаметрах шкивов и больших скоростях. Поэтому для круглых канатов шкивы следует делать не меньше $30d_k$ (где d_k — диаметр каната), а для квадратных не меньше $20d_k$.

Полное напряжение в материале каната складывается из напряжений на разрыв от натяжения и от центробежной силы и от изгиба на шкиве, оно иногда доходит до $50-60 \text{ кг/см}^2$, что при временном сопротивлении в $500-600 \text{ кг/см}^2$ дает десятикратный запас прочности. В действительности же этот запас прочности будет несколько меньше, так как сращивание каната и его пропитывание салом уменьшают запас прочности на 20-30%.

Передаточные числа не следует применять больше 5. Для пеньковых канатов диаметры шкивов выбирают в пределах от 30 до $50d_k$, а для хлопчатобумажных, в силу их большой гибкости диаметры шкивов берут от 20 до $30d_k$.

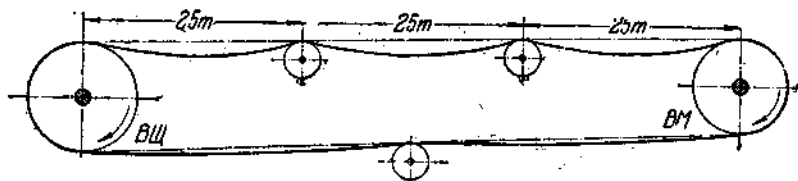
Что касается скорости, то наиболее выгодной считают скорость в пределах от 20 до 30 м/сек; при больших скоростях сказывается влияние центробежной силы.

Расстояние между валами при канатной передаче, если имеется достаточно места для провисания канатов, доводят до 25-30 м. Вообще расстояние L между валами связано следующим практическим соотношением:

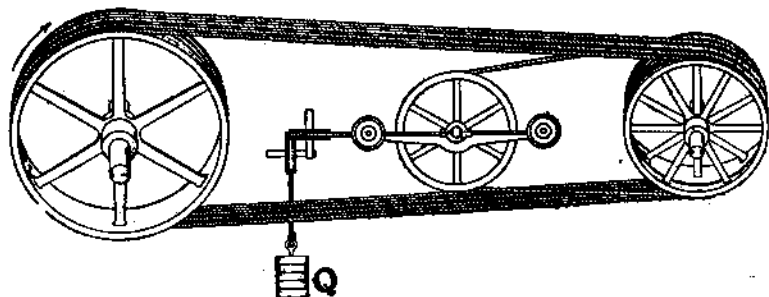
$$25 \text{ м} \geq L > 2D,$$

где D — диаметр большого канатного шкива (блока).

¹ При сращивании длину нового каната берут примерно на 5% менее требуемой диаметрами шкивов и расстоянием между ними.



Фиг. 40.



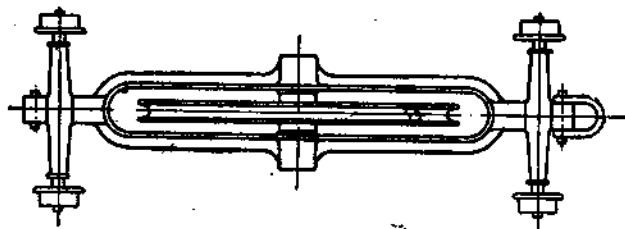
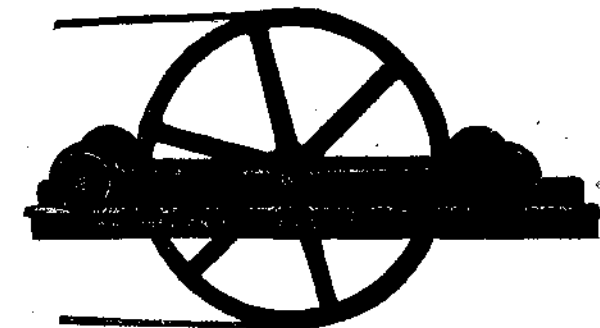
Фиг. 41.

При расстояниях, больших 25 м, необходимо либо дробить передачу, либо применять так называемые поддерживающие или направляющие ролики (фиг. 40).

Поддерживающие ролики расставляют примерно через каждые 20—25 м. Применение направляющих роликов естественно ведет

к понижению коэффициента полезного действия передачи.

Ведущий конец каната рекомендуется располагать внизу, этим увеличивается угол обхвата и кроме того требуется меньше места для установки, так как провес ведущей части всегда меньше провеса ведомой. Провес каната с напряжением от натяжения в его ведомой части доходит до 7% от расстояния между валами. Уменьшение провисания каната достигается либо увеличением числа канатов, следовательно, уменьшением их диаметров, либо



Фиг. 42.

установкой натяжных тележек (фиг. 41).

На фиг. 42 приведена конструкция натяжной тележки для горизонтальной передачи в исполнении американского завода W. A. Jones F & M. Co.

Диаметры поддерживающих и натяжных блоков для пеньковых канатов рекомендуется делать $D = 30d_k$.

Потери мощности в канатной передаче складываются из потерь на перегиб каната (жесткость каната), на изменение скорости и на трение цапф. В хорошо устроенных передачах скольжения каната обычно не замечается, при передаче на малые шкивы оно не превышает $1\frac{1}{2} - 2\%$. В общем коэффициент полезного действия канатной передачи колеблется от 90 до 95%, причем он уменьшается при малых диаметрах шкивов и при чрезмерном увеличении скорости¹. При помощи канатной передачи возможно передавать мощности до 5 000—6 000 л. с.

Наивыгоднейшими условиями работы канатной передачи считаются следующие.

1. Отношение диаметра наименьшего из блоков к диаметру пенькового каната не должно быть менее 30 при скорости каната $v < 20$ м/сек и не менее 35 при $v > 20$ м/сек, для хлопчатобумажных канатов не менее 20, а для квадратных — не менее 25—20. Желательно иметь отношение $\frac{D}{d_k} = 40 - 50$.

2. Угол между сторонами желобков (ручьев) должен быть взят в пределах от 40 до 50°. В среднем берут этот угол равным 45°.

3. Все желобки должны быть выточены одинакового диаметра и поперечного сечения и быть достаточно глубокими, чтобы канат не лежал на дне желоба (ведущие и ведомые шкивы). В направляющих шкивах основание ручья выполняется круглого сечения по диаметру, равному диаметру каната, так что канат свободно лежит на дне ручья.

4. Канатные блоки должны быть балансированы.

5. Передача на быстрый ход (ведущий шкив должен быть всегда больше ведомого).

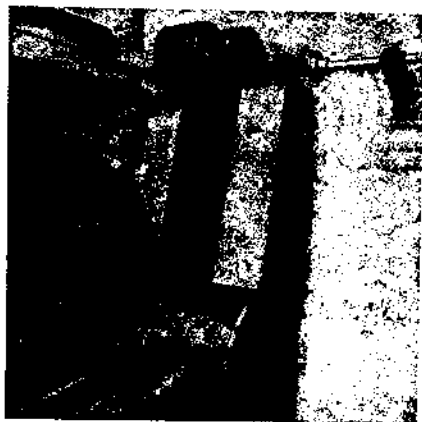
6. При вертикальной передаче большой шкив должен быть установлен внизу, иначе канат благодаря собственному весу может выйти из своего желоба, чем нарушится правильность передачи.

7. Скорость каната не должна быть меньше 15 м/сек, лучше ее иметь в пределах от 20 до 25 м/сек.

8. Горизонтальное расстояние между осями валов должно быть не меньше $2(D_1 + D_2)$ и не более 20 м.

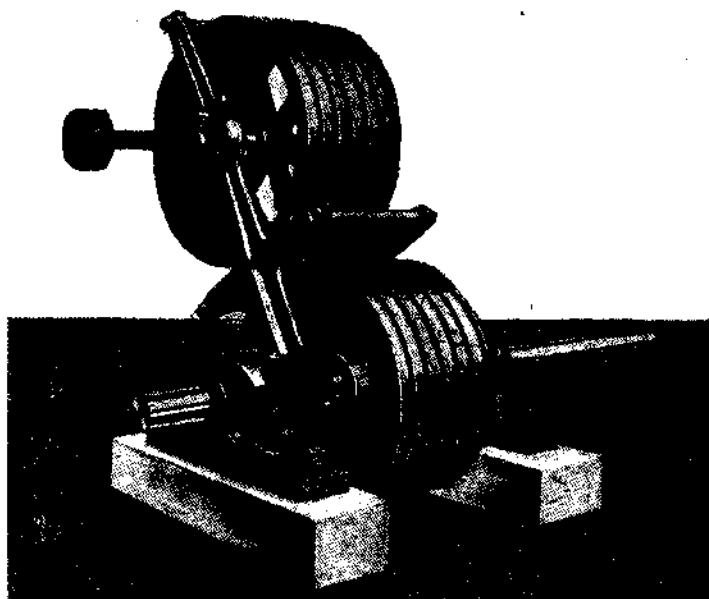
Продолжительность срока службы канатов $2\frac{1}{2} - 3$ года. В лучших случаях доходит до 7 лет, в худших — едва достигает 9 месяцев.

За последнее время стали применять канатную передачу с натяжным роликом (фиг. 43). Преимущества такой передачи следующие (по Wülfel'ю):

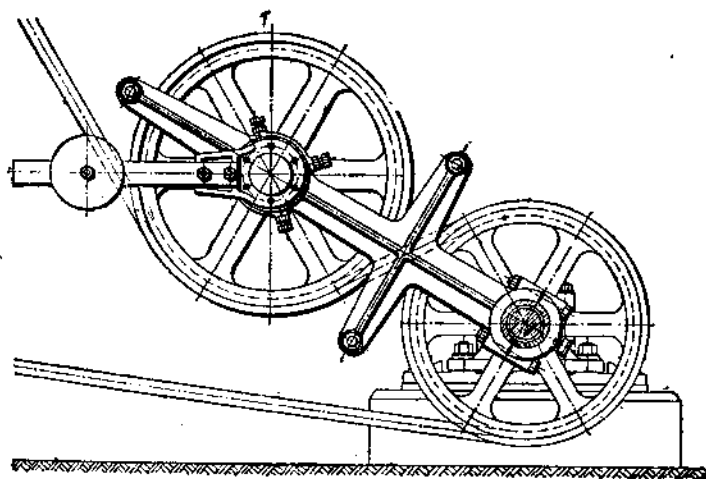


Фиг. 43.

¹ Опыты проф. О. Каммерера над круглыми канатами выяснили, что уменьшение диаметра шкива вызывает при одном канате лишь незначительное, а при нескольких канатах значительное уменьшение коэффициента полезного действия.



Фиг. 44.



Фиг. 45.

- 1) свободное накладывание канатов;
- 2) напряжение канатов соответствует передаваемому усилию;
- 3) уменьшение нагрузки подшипников, а следовательно, и применение более слабых валов и подшипников;
- 4) ничтожная затрата силы;
- 5) самодействующее натяжение удлинившихся канатов;
- 6) отсутствие необходимой перетяжки канатов;
- 7) применение вертикальных и коротких передач;
- 8) надежность работы при применении большого числа канатов;
- 9) бесшумный ход

На фиг. 44 представлен перспективный вид натяжного ролика для канатной передачи, а на фиг. 45 — его конструктивное выполнение.

Расчет канатной передачи.

Расчет канатной передачи обычно производится на основании практических данных.

Обозначим через:

N — передаваемую мощность в л. с.,

P — окружное усилие в кг, передаваемое одним канатом,

d_k — диаметр каната,

z — число канатов,

D — диаметр канатного шкива,

α — угол обхвата в радианах.

Принимают:

$$\text{при } D \geq 30 d_k \text{ и при } \alpha \geq 2,5 \dots \dots P_{(кз)} = (3+4) d_{k(см)}^2,$$

$$, \quad D \geq 50 d_k \quad , \quad , \quad \alpha \geq 3,0 \dots \dots P_{(кз)} = (5+6) d_{k(см)}^2.$$

Большие величины допустимы только в тех случаях, когда передача горизонтальная, расстояние между валами достаточно велико, окружное усилие P колеблется в узких пределах и скорость v не превосходит 20 м.

При z канатах имеем:

$$Pvz = N \cdot 75,$$

откуда при $P = 3+6 d_k^2$ получаем, что:

$$z d_k^2 = 25 \frac{N}{v} + 12,5 \frac{N}{v}. \quad (18)$$

Последнее уравнение дает возможность по заданной мощности и выбранной (или заданной) скорости каната определить его диаметр или, наоборот, по выбранному диаметру каната d_k — число канатов z . Действительное осуществляемое число канатов берется на 2+3 больше вычисленного (на случай обрыва).

Квадратные канаты допускают при $v = 10+25$ м/сек, $P = (6+8) d_k^2$, где d — сторона квадрата в см.

Треугольные канаты допускают $P = 6 d_k^2$, а при спокойной нагрузке до $7,5 d_k^2$, где d_k — диаметр каната.

Если же канатная передача действует при помощи натяжного груза, то числовые значения для P могут быть взяты процентов на 25 больше. В этом последнем случае рекомендуется

$$P = 5 d_k^2 \text{ и } D \geq (30+40) d_k \text{ для ведущих шкивов.}$$

Величина натяжного груза принимается для горизонтальной передачи

$$Q = 0,6 P.$$

При наклонной или отвесной передаче Q берется соответственно меньше, при передаче с сильными колебаниями соответственно больше.

Часто расчет канатной передачи ведут следующим образом. Задаются диаметром каната d_k и выбирают подходящее для данного

случая отношение $\frac{D}{d_k}$. Определяют затем диаметр малого канатного шкива, а по нему и по заданному числу оборотов — линейную скорость каната.

Окружное усилие на ободе блока будет:

$$P = \frac{N \cdot 75}{v},$$

а число канатов

$$z = \frac{P}{\frac{\pi d_k^2}{4} \cdot k_p}. \quad (19)$$

Напряжение каната на разрыв принимают:

$$\begin{aligned} \text{при } \frac{D}{d_k} \geq 30 \dots \dots \dots k_p &= 4,5 \div 6 \text{ кг/см}^2 \\ \text{" } \frac{D}{d_k} \geq 50 \dots \dots \dots k_p &= 6,5 \div 8 \text{ "} \end{aligned}$$

После определения числа канатов находят усилие в ведущей ветви каната:

$$S_1 = P \frac{e^f}{e^f - 1} + \frac{qv^2}{g},$$

а по нему и действительное напряжение на разрыв каната

$$k_p = \frac{S_1}{\frac{\pi d_k^2}{4}}.$$

При наклонной или вертикальной передачах не следует пренебрегать растяжением, которое вызывается собственным весом.

Коэффициент трения f может быть принят при угле ручьев в 45° равным 0,32, а величина q (вес 1 пог. м каната) может быть взята по табл. 8.

ТАБЛИЦА 8.

Размер канатов (м.м.) . . . {	Круглый канат d_k . .	30	35	40	45	50
	Квадратный канат δ_k .	25	30	35	40	45
Полезная нагрузка на 1 канат (кг) {	Круглый канат . . .	45	60	80	100	125
	Квадратный канат .	40	60	80	100	125
Минимальный диаметр канатных шкивов (м.м.) {	Для пенькового круглого каната . . .	900	1050	1200	1350	1500
	Для пенькового квадратного каната .	600	700	800	900	1000
	Для хлопчатобумаж. круглого каната .	600	700	800	900	1000
Вес 1 м длины каната (кг) {	Из манильской и пеньки для круглого каната	0,6	0,8	1,1	1,35	1,75
	Из баденской пеньки для круглого каната	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9
	Хлопчатобумажного круглого каната . .	0,65	0,95	1,2	1,5	1,83
	Из манильской пеньки для квадрата. каната	0,5	0,8	1,0	1,35	1,65

Завод Ватаг на основании своих опытов дает вышеуказанные данные, по которым возможно выбрать основные размеры и соотношения для канатной передачи (табл. 8).

Завод Фельтен-Гильом дает производительность в л. с. для круглых пеньковых и хлопчатобумажных канатов в зависимости от их диаметров и линейных скоростей при напряжениях в 7, 8, 9 и 10 кг/см² (табл. 9).

Таблица 9.

Производительность круглых пеньковых и хлопчатобумажных канатов в л. с.

Диаметр каната в мм	Скорость каната в м/сек																			
	10				15				20				25				30			
	Напряжение на 1 см²																			
	7 кг	8 кг	9 кг	10 кг	7 кг	8 кг	9 кг	10 кг	7 кг	8 кг	9 кг	10 кг	7 кг	8 кг	9 кг	10 кг				
25	4,5	5	6	6,5	7	8	9	10	9	10,5	12	13	11,5	13	15	16,5				
30	6,5	7,5	8,5	9,5	10	11,5	13	14	13	15	17	19	16,5	19	21	23,5				
35	9	10	11,5	13	13,5	15,5	17	19	18	20,5	23	25,5	22,5	26	29	32				
40	12	13,5	15	16,5	17,5	20	22,5	25	23,5	27	30	33	29	33,5	38	42				
45	15	17	19	21	22	25,5	28,5	32	30	34	38	42	37	42,5	47,5	53				
50	18	21	23,5	26	27,5	31	35	39	36,5	42	47	52,5	46	52	59	65				
55	21	25	28,5	32	33	38	42,5	48	44	50	57	63	55,5	63	71	79				
60	26	30	34	38,5	40	45	51	56,5	53	60	68	75	66	75	85	94				

Пользуются этой таблицей следующим образом. Задаются по условиям передачи d_k и D , определяют скорость каната и находят в таблицах для выбранного d_k и скорости v м/сек производительность N одного каната в л. с. при том или ином напряжении каната в кг/см².

Число канатов z будет равно $\frac{N}{N'}$.

Во всех случаях расчета канатной передачи к вычисленному числу канатов прибавляется всегда от 1 до 3 канатов про запас, на случай обрыва каната во время работы. Ясно, что если провести расчет канатной передачи всеми вышеизложенными способами, то получим отличные друг от друга результаты.

Давление на вал при канатной передаче принимают равным $4,5P$.

Примеры.

1. Рассчитать канатную передачу на 100 л. с.

Число оборотов ведущего вала $n_1 = 150$, а ведомого $n_2 = 175$.

Расстояние между валами $L = 15$ м, передача горизонтальная.

Проведем расчет передачи всеми вышеуказанными способами.

а) Принимаем диаметр каната $d_k = 50$ мм, а диаметр малого канатного блока $D_2 = 40 d_k = 40 \cdot 50 = 2000$ мм.

Диаметр ведущего блока будет:

$$D_1 = \frac{D_2 n_2}{n_1} = \frac{2000 \cdot 175}{150} = 2330 \text{ мм.}$$

Скорость каната при выбранном диаметре блока будет:

$$v = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 2330 \cdot 175}{60} = 18,3 \text{ м/сек.}$$

Находим меньший угол обхвата α_1 . Из фиг. 46 имеем:

$$\sin \gamma = \frac{R_1 - R_2}{L} = \frac{165}{15\,000} = 0,011$$

или

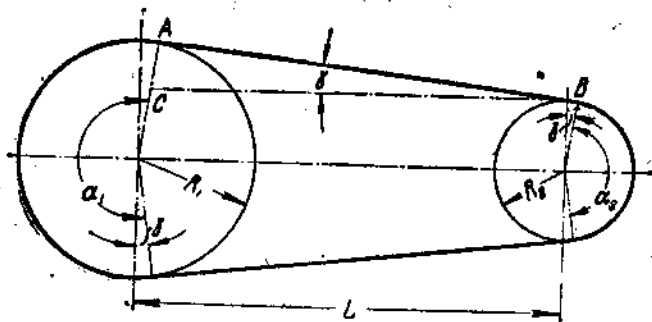
$$\gamma = 38'.$$

Так как угол γ весьма мал, то без особой погрешности можно принять угол обхвата α_2 равным 180° или в радианах

$$\alpha_2 = \frac{180}{57^\circ 17'} = 3,14.$$

Ввиду того что меньший угол обхвата α_2 , выраженный в радианах, больше 3, можно принять, что усилие, передаваемое одним канатом, будет:

$$P = 6d_k^2 \text{ (ам)},$$



Фиг. 45.

тогда число канатов z найдется по формуле (18):

$$zd_k^2 = 12,5 \frac{N}{v},$$

откуда

$$z = 12,5 \frac{N}{v} \frac{1}{d_k^2} = 12,5 \frac{100}{18,3} \frac{1}{25} \approx 3.$$

Беря 2 каната про запас, будем иметь окончательно число канатов:

$$Z = z + 2 = 3 + 2 = 5.$$

б) Определим число канатов той же передачи по второму способу. Оставляем те же d_k и D_2 .

Так как $\frac{D_2}{d_k} = \frac{2000}{50} = 40$, т. е. $\frac{D_2}{d_k} > 30$, то напряжение на разрыв можно взять $k_p = 5,5 \text{ кг/см}^2$.

Окружное усилие:

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{100 \cdot 75}{18,3} = 410 \text{ кг},$$

в) число канатов:

$$z = \frac{P}{\frac{\pi d_k^2}{4} K_p} = \frac{410}{\frac{\pi \cdot 5^2}{4} \cdot 5,5} \approx 4.$$

Окончательно число канатов устанавливаем:

$$Z = z + 2 = 4 + 2 = 6.$$

Определим теперь то напряжение в ведущей части каната, которое развивается во время работы каната. Угол обхвата на меньшем шкиве принимаем $\alpha_2 = 180^\circ$, а коэффициент трения при угле ручьев в 45° берем $f = 0,32$. При этих значениях α_2 и f величина

$$e^{f\alpha} = 2,72.$$

Натяжение в ведущей части каната, как известно, выражается:

$$S_1 = P_1 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qv^2}{g},$$

где P_1 — окружное усилие, приходящееся на 1 канат:

$$P_1 = \frac{P}{z} = \frac{410}{4} = 102,5 \text{ кг.}$$

Вес 1 м длины каната $d_x = 50$ мм равен 1,75 кг (табл. 8, пенька манильская).

Тогда

$$S_1 = 102,5 \frac{2,72}{2,72 - 1} + \frac{1,75 \cdot 18,3^2}{9,81} = 222,5 \text{ кг.}$$

При $d_x = 50$ мм живая площадь сечения одного каната

$$F_1 = 0,62 \frac{\pi d_x^2}{4} = 0,62 \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 12,2 \text{ см}^2.$$

Напряжение в канате на разрыв будет:

$$k_p = S_1 : F_1 = \frac{222,5}{12,2} \approx 18 \text{ кг/см}^2.$$

в) Проведем расчет канатной передачи по данным завода Фельтен-Гильом.

Диаметры канатов и шкивов принимаем те же:

$$d_x = 50 \text{ мм, а } D_2 = 2000 \text{ мм,}$$

Пользуясь табл. 9, определим производительность одного каната $d_x = 50$ мм при скорости $v = 18,3$ м/сек. Производительность одного каната при $k_p = 8$ кг/см² будет:

$$\text{при скорости } v = 15 \text{ м/сек } N' = 31 \text{ л. с.}$$

$$\text{„ „ „ } v = 20 \text{ „ } N'' = 42 \text{ „}$$

Интерполируя, получим искомую производительность при $v = 18,3$ м/сек.

$$N_1 = N' + \frac{N'' - N'}{5} \cdot 3,3;$$

$$N_1 = 31 + \frac{42 - 31}{5} \cdot 3,3 \approx 38 \text{ л. с.}$$

Число канатов:

$$z = \frac{N}{N_1} = \frac{100}{39} \approx 3.$$

Беря в запас 2 каната, будем иметь:

$$Z = z + 2 = 3 + 2 = 5.$$

Сравнивая полученные тремя различными способами результаты расчетов, видим, что они несколько отличаются друг от друга, что и

следовало ожидать, так как все эти три способа расчета основаны на различных практических допущениях.

2. Рассчитать канатную передачу на 100 л. с.

Число оборотов ведущего вала $n_1 = 150$, а ведомого $n_2 = 175$.

Расстояние между валами $L = 10$ м.

Ведомый вал расположен выше ведущего на 7 м (фиг. 47).

Условия работы этой передачи более тяжелые, чем в предыдущем примере. Это ухудшение условий работы канатов должно быть принято во

внимание при расчете. Зададимся теми же начальными данными, что и раньше, проведем просчет теми же тремя способами и сравним полученные результаты с предыдущими.

а) $d_k = 50$ мм, $D_2 = 2000$ мм, $v = 18,3$ м/сек, дуга обхвата и здесь больше 3 радиан, но так как условия передачи здесь более тяжелые (линия центров наклонена к горизонту под большим углом), то берем

$$P = 5d_k^2,$$

тогда число канатов

$$z = \frac{75 \cdot N}{5vd_k^2} = \frac{75 \cdot 100}{5 \cdot 18,3 \cdot 25} = 4.$$

Берем

$$Z = z + 2 = 4 + 2 = 6.$$

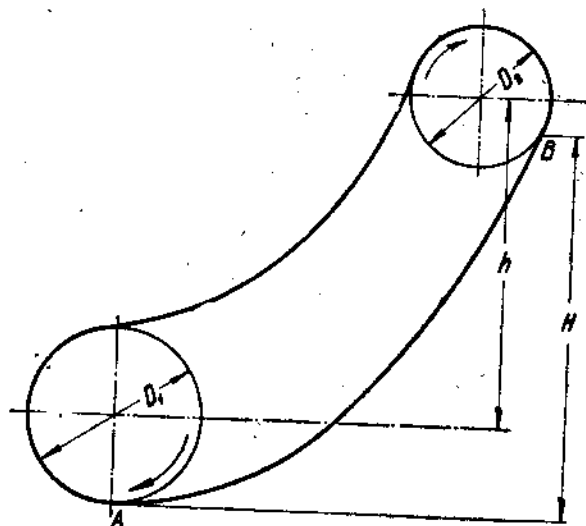
б) При расчете по второму способу надлежит принять во внимание вес ведущей ветви каната.

Превышение точки схода с ведомого шкива над точкой входа на ведущий будет приблизительно равно

$$H = h + R_1 - R_2 = 7 + 1,165 - 1 = 7,165 \text{ м.}$$

Дополнительное натяжение от веса каната будет:

$$G = q \cdot H = 1,75 \cdot 7,165 = 12,5 \text{ кг,}$$



Фиг. 47.

что вызовет увеличение напряжения в ведущей части каната на

$$k_p = \frac{12,5}{12,2} \approx 1 \text{ кг/см}^2.$$

Полное напряжение будет:

$$k = k_p + k' = 18 + 1 = 19 \text{ кг/см}^2.$$

Принимая разрывающее напряжение каната равным 500 кг/см^2 , будем иметь расчетный запас прочности:

$$\varphi = \frac{500}{19} \approx 26.$$

Действительный же запас прочности будет намного меньше, ибо к полученному напряжению надлежит прибавить еще те напряжения, которые получаются от изгиба и от растяжения при постановке каната на место. Все это вместе взятое и понижает запас прочности каната до $10-12$.

в) Учитывая напряжение в канате от собственного веса, отыскиваем по табл. 9 производительность каната $d_* = 50 \text{ мм}$ при пониженном напряжении на разрыв, равном 7 кг/см^2 :

при $v = 15 \text{ м/сек.} \dots N' = 27,5 \text{ л. с.}$

" $v = 20 \text{ " } \dots N'' = 36,5 \text{ "}$

" $v = 18,3 \text{ " } \dots N_1 = 27,5 + \frac{36,5 - 27,5}{5} 3,8 \approx 33 \text{ л. с.}$

Число канатов:

$$z = \frac{N}{N_1} = \frac{100}{33} \approx 3.$$

Берем:

$$Z = z + 2 = 3 + 2 = 5.$$

Сравнивая полученные результаты с результатами предыдущего примера, видим, что ухудшение условий работы канатов сказалось лишь при расчете по первому способу: увеличилось число канатов на 1; по второму и третьему способам особых отклонений не получилось.

3. Рассчитать канатную передачу на 160 л. с.

Число оборотов ведущего блока $n_1 = 190$, а его диаметр $D_1 = 2000 \text{ мм}$.

При числе оборотов в минуту $n_1 = 190$ и $D_1 = 2000 \text{ мм}$ секундная скорость каната будет:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 190}{60} = 20 \text{ м/сек.}$$

При такой скорости и при напряжении в 8 кг/см^2 производительность N_1 одного каната будет (табл. 9):

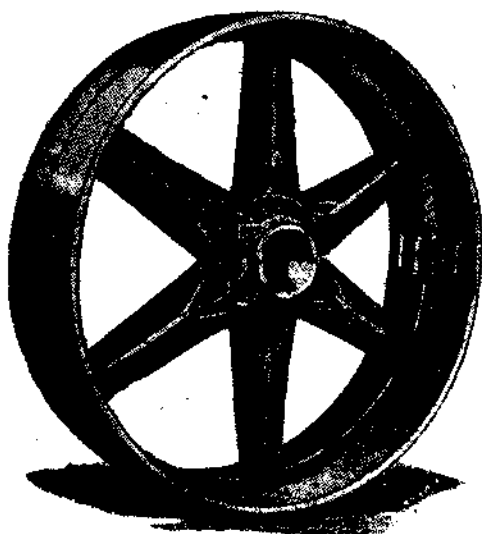
	при $d_* = 30$	35	40	45	50 мм
	$N_1 = 15$	20,5	27	34	42 л.с.
а число канатов					
	при $d_* = 30$	35	40	45	50 мм
	$z = \frac{N}{N_1} = 11$	8	6	5	4;

прибавляя про запас еще 2 каната, получаем:

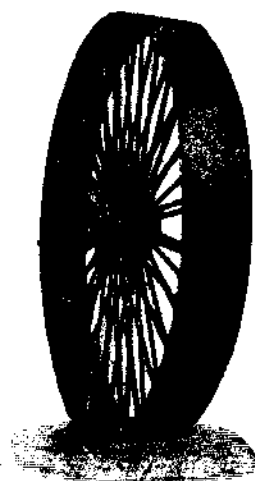
$$Z = 13 \quad 10 \quad 8 \quad 7 \quad 6 \text{ канатов.}$$

Шкивы.

Шкивы изготовляются из чугуна, стали, железа и дерева. Наиболее распространенными являются чугунные шкивы. При больших окружных скоростях ($v > 30 \text{ м/сек}$) переходят на стальные и, главным образом, на железные шкивы. Железные шкивы значительно легче чугунных, коэффициент трения ремня об обод несколько больше.



Фиг. 48.



Фиг. 49.

Различают шкивы, построенные исключительно из железа (фиг. 48), и шкивы, имеющие обод и спицы железные, а втулку чугунную (фиг. 49 и 50).

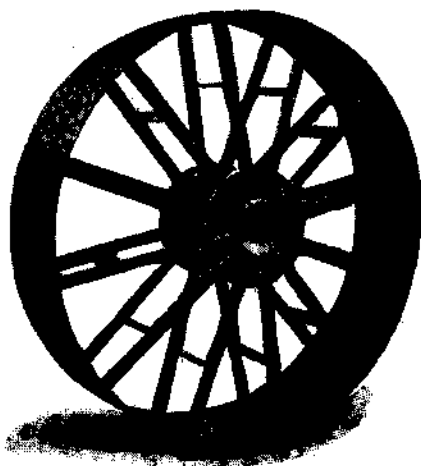
Деревянные шкивы (фиг. 51, 52 и 53) наибольшее распространение получили в Америке. Они на 30–40% легче чугунных и значительно их дешевле, имеют больший коэффициент трения и могут работать с большей, нежели чугунные шкивы, скоростью.

Деревянные шкивы делают разъемными и держатся на валу лишь трением, вызванным затяжкой болтов, свертывающих втулку.

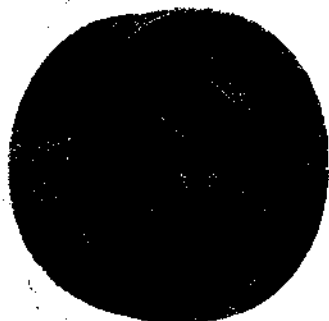
Чугунные шкивы.

Расчет и конструкции.

Большинство размеров чугунных шкивов определяются по эмпирическим формулам



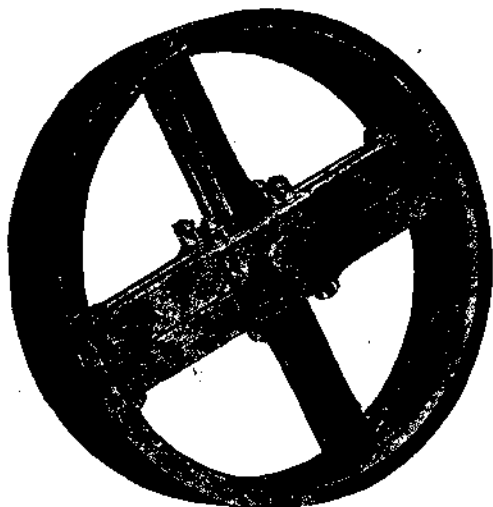
Фиг. 50.



Фиг. 51.



Фиг. 52.



Фиг. 53.

Так, ширина обода B для открытого ремня берется

$$B = 1,1b + (0,5 \div 1,5) \text{ см},$$

где b — ширина ремня в см

Толщина обода принимается (фиг. 54):

$$s = 0,01R + 3 \text{ мм},$$

где R — радиус шкива в мм.

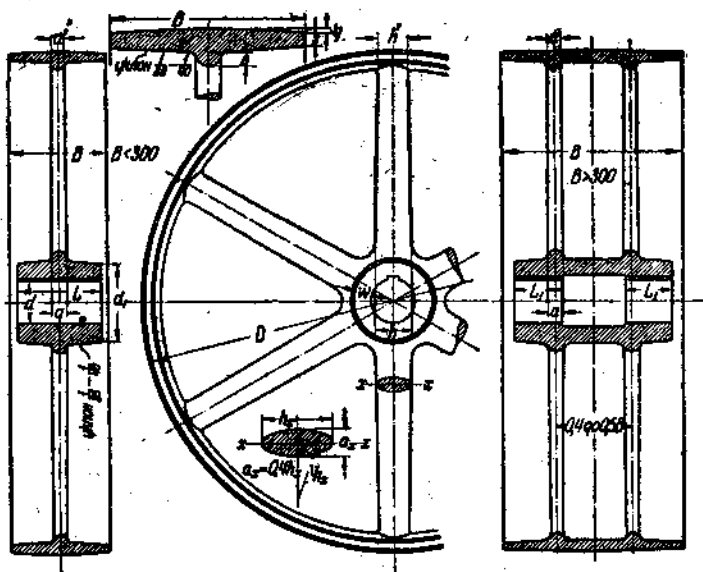
Для удобства вынимания модели при формовке из земли внутренняя поверхность обода делается слегка конической. Уклон берется от $1/25$ до $1/40$.

Чтобы увеличить сопротивление обода изгибу, его укрепляют ребром, идущим в средней плоскости спиц. Высота ребра e берется равной

$$e = s + 0,02B,$$

а толщина — равной размеру сечения спицы.

Обод шкива делается либо цилиндрическим, либо слегка выпуклым. Выпуклость обода зависит от расстояния между валами, от передаточного числа, характера передачи и нагрузки. Лишь при



Фиг. 54.

больших расстояниях и передаточных числах, при неравномерной передаче и нагрузке следует делать обод выпуклым. Ремень, лежащий на выпуклом обode, держится на нем лучше: у него нет стремления сдвинуться со шкива. Однако эта устойчивость вредно отражается на ремне: он не везде одинаково вытянут и не везде имеет одинаковую скорость.

Ремень, работающий на выпуклом шкиве, быстрее срабатывается, изнашивается. Чтобы уменьшить изнашивание ремня, выпуклость шкива берут незначительной — не более $2 + 4$ мм ($y = 0,15 \sqrt{B}$),

$$y = 1 + 4 \text{ мм.}$$

Отто Геркенс рекомендует все ведущие шкивы, оба шкива при передаче перекрестным ремнем и под углом, а также шкивы, по которым ремень должен передвигаться или на которых работают несколько ремней, обтачивать по цилиндру. При скорости $v > 30$ м/сек Геркенс рекомендует ведущий шкив обтачивать по выпуклому профилю.

Число спиц A в ряду берется:

$$A = \frac{1}{6} + \frac{1}{7} \sqrt{D},$$

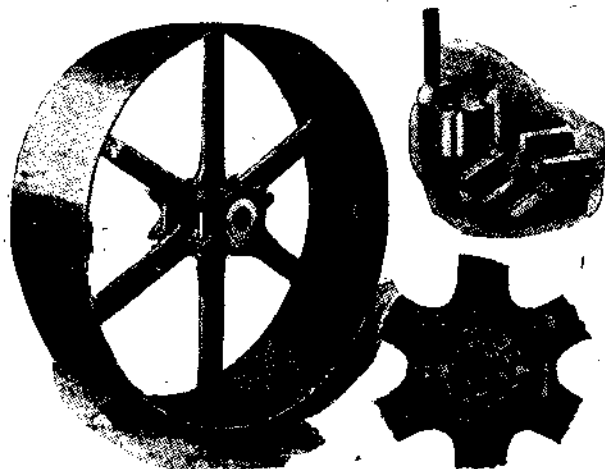
где D — диаметр шкива в мм.

Число спиц A может быть также взято из следующей таблицы.

Таблица 10.

При	$D=400-600$	$800-1000$	$1200-1600$	$2000-2400$	$3000-4000$ мм
Число спиц $A=$	4	4-6	6	8	8-10 спиц

Для шкивов, ширина обода у которых превышает 300 мм ($B > 300$ мм), берут два ряда спиц. Шкивы малых диаметров выполняются не со спицами, а с диском, соединяющим обод со втулкой. Шкивы с диаметром до 100 мм иногда можно встретить и без диска, у них обод сливается со втулкой. Шкивы выполняются целыми (фиг. 54) и свертными (фиг. 59 и 60).



Фиг. 55.

Наиболее удобными в смысле монтажа являются шкивы свертные. Свертный шкив легко надеть на вал, снять с вала и передвинуть по валу: для этого не надо трогать с места ни вал, ни соседние шкивы. Наиболее совершенной конструкцией разъемных шкивов считается та, при которой разъединение шкива происходит по средней плоскости двух диаметрально противоположных спиц (у свертных шкивов число спиц должно быть четным).

Шкивы свертные бывают разбивные и строганные. У первых обе половинки обода перед отливкой соединяются между собой не по всей площади разъема, а лишь в нескольких местах (фиг. 59) при помощи узких полосок. После отливки такие шкивы раскалываются клиньями. У строганных шкивов обе половинки отливаются отдельно, а затем у них обрабатываются поверхности стыка. Ширина полосок стыков берется примерно от 6 до 15 мм. Делать соединение половинки шкива между спицами не рекомендуется, так как от дополнительных приливов для соединительных болтов у обода появляется добавочное напряжение, стремящееся раскрыть стык.

У шкивов для ременной передачи соединение между спицами не рекомендуется делать еще и потому, что при транспортировании и установках возможны поломки свободной части обода (фиг. 55).

Таблица 11

Нормальные диаметры шкивов (мм)			
диаметры D	допускаемые отклонения	диаметры D	допускаемые отклонения
50 63 80	± 1	560 630 710 800 900	± 4
90 100 112 125 140 160 180 200	± 2	1000 1120 1250 1400 1600 1800 2000 2250	± 6
225 250 280 320 360 400 450 500	± 3	2500 2800 3200 3600 4000	± 8

Таблица 11а

Диаметры шкивов (мм)			
номинальный размер D	допускаемые отклонения	номинальный размер D	допускаемые отклонения
50 63	± 1	1120 1250 1400 1600 1800 2000	± 7
80 90 100 112 125 140 160 180 200	± 2	2250 2500 2800 3200 3600 4000	± 10
225 250 280 320 360 400 450 500	± 3	4500 5000 5600 6300	± 15
560 630 710 800 900 1000	± 5	7100 8000 9000 10000	± 20

На табл. 11 и 12 приведены нормальные диаметры и ширины чугунных шкивов и размеры ремней по ОСТ 1655¹, а на табл. 11а и 12а — нормальные диаметры и ширины шкивов по DIN 111, 120.

Что касается чисел оборотов, то по ОСТ 1656 устанавливаются следующие нормальные числа оборотов трансмиссий².

Нормальные числа оборотов трансмиссий

36	56	90	140	225	360	560	900	1400
40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
45	71	112	180	280	450	710	1120	1800
50	80	125	200	320	500	800	1250	

Помещаемая ниже номограмма 2 (ОСТ 1657) (фиг. 56) дает графическое изображение зависимости между нормальными числами

¹ Предлагаемые Комитетом по стандартизации как обязательные нормы нормальных диаметров и ширины шкивов (ОСТ 1655) совпадают в основных своих чертах с нормами DIN 109, 111.

² Предлагаемые Комитетом по стандартизации как обязательные нормы нормальных чисел оборотов трансмиссий (ОСТ 1656) совпадают в основных своих чертах с нормами DIN 112.

Таблица 12

Нормальные ширины шкивов (мм)			
ширина B	допускаемые отклонения	стрела выпуклости обода λ	применять при ширине ремня
40 50 60 70 85	— 2	1	30 40 50 60 (70) и 75
100 125 150		1,5	0, 85 и 90
175 200 225	— 4	2	100 125
250 300 350		2,5	150 175 200 225
400 450 500 600	— 8	3	250 и 275 300 350
		4	400 450 500 и 550

Таблица 12а

Ширина шкива B (мм)			
номинальный размер B	для ширины ремня b	допускаемые отклонения	стрела выпуклости обода
40 50 60 70 85	30 40 50 60 70	— 2	1
100 120 140	85 100 120		1,5
170 200 230	140 170 200	— 4	2
260 300 350	230 260 300		2,5
400 450 500 600	350 400 450 550	— 8	3
			3,5
		— 10	4

оборотов трансмиссий по ОСТ 1656, диаметрами ременных шкивов по ОСТ 1655 и окружными скоростями.

При построении номограммы по оси абсцисс откладывались величины, пропорциональные логарифмам чисел оборотов шкивов в минуту (n), а по оси ординат — диаметров шкивов $d_{(мм)}$, наклонные прямые определяют окружные скорости $v_{(м/сек)}$.

Пользование номограммой. На оси ординат отмечают точку, соответствующую диаметру заданного шкива, и проводят через нее горизонталь до пересечения с вертикалью числа оборотов этого же шкива.

Далее следуют по наклонной прямой до встречи с вертикалью числа оборотов другого шкива; проведенная через эту точку встречи горизонталь и укажет на оси ординат искомый диаметр шкива.

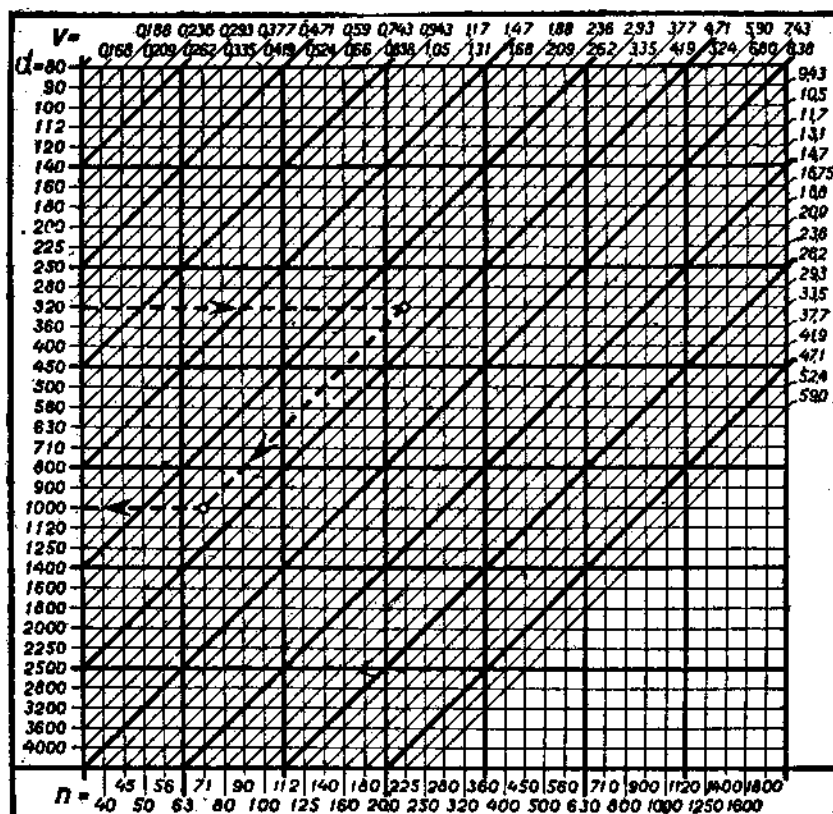
На номограмме указано нахождение диаметра одного из шкивов передачи по заданному размеру другого ($D_1 = 320$ мм) и по их числам оборотов ($n_1 = 225$ и $n_2 = 71$). Искомый диаметр шкива равен 1000 мм.

* Указанные стрелки выпуклости могут иметь отклонение в ту или другую сторону на 0,5 мм.

В особых случаях (натяжные ролики, ограниченные местом ременные передачи) допустимы отступления от приведенных размеров.

Если не представляется возможным избежать промежуточных размеров ширины шкивов, то таковым придают стрелу выпуклости большего по ширине шкива (DIN 111).

Номограмма 2.



Фиг. 56.

Спицы обычно делают эллиптического сечения, причем малую ось эллипса берут равной 0,4 большой:

$$a = 0,4h.$$

Передаваемый шкивом момент изгибает спицы. Так как спицы расставлены одна от другой на большое расстояние и, следовательно, не могут все работать с одинаковым усилием, то считают, что изгибу подвергается лишь $\frac{1}{3}$ всего числа спиц.

Тогда

$$M_{изг} = PR = \frac{1}{3} AW \cdot k_{изг}.$$

Для эллиптического сечения момент сопротивления при изгибе

$$W = \frac{\pi}{32} ah^3 \leq 0,1ah^3.$$

Принимая $a = 0,4h$, будем иметь:

$$PR = \frac{1}{3} A \cdot 0,1ah^3 k_{изг} = \frac{0,04}{3} Ah^3 k_{изг}.$$

Для чугуновых шкивов $k_{\text{звг}}$ берут равным 300 кг/см^2 .
Тогда

$$PR = \frac{0,04}{3} Ah^3 300 = 4Ah^3,$$

откуда

$$h_{(\text{см})} = \sqrt[3]{\frac{P_{(\text{кг})} R_{(\text{см})}}{4A}} \quad (\text{на линии вала}). \quad (20)$$

Для шкивов с двойным рядом спиц число их A — в обоих рядах. Сечение спиц уменьшают от ступицы к ободу в отношении 5:4, так что у обода

$$h' = 0,8h \text{ и } a' = 0,8a.$$

У шкивов разъемных (свертных) (фиг. 59 60) большая ось сечения разрезной спицы берется на линии вала равной

$$h'' = (1,3 \div 1,4)h,$$

а на ободу

$$h_1' = 0,8h_1.$$

Малая ось разрезной спицы принимается по величине равной малой оси спицы неразрезной, т. е.

$$a_1 = a \text{ и } a_1' = a' = 0,8a.$$

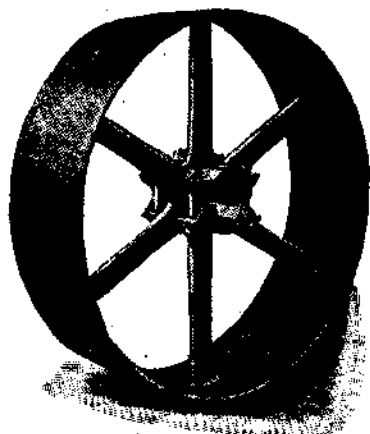
Делается это потому, что размер a входит в выражение момента сопротивления в первой степени и, следовательно, мало влияет по сравнению с размером h на прочность спицы. Поэтому выгоднее увеличивать размер h , нежели a , что обычно и делают.

Спицы большей частью делаются прямыми. Спицы кривые, увеличивая вес шкива, не устраняют, как полагали раньше, напряжения при отливке, они не становятся „более податливыми“. Поломки спиц предупреждаются правильным ведением процесса остывания, а в больших шкивах кроме того и разрезными втулками (фиг. 57).

Внешний диаметр ступицы d_1 берут равным от 1,8 до 2,0 d (где d — диаметр вала), если шкив передает весь момент, на который рассчитан диаметр вала. Если же шкив сажается на толстый вал, рассчитанный на большее число л. с., чем передает шкив, то толщину втулки W берут равной

$$W = (0,2 \div 0,25) \left(d_T + \frac{d}{2} \right) + 1,0 \text{ см},$$

где d — действительный диаметр вала, на который сажается шкив, а d_T — тот теоретический, расчетный диаметр, который имел бы вал, если бы был рассчитан на число л. с., передаваемых шкивом.



Фиг. 57.

По направлению к средней плоскости вращения шкива ступица имеет подъем $\left(\frac{1}{25} + \frac{1}{40}\right)$, облегчающий формовку шкива по модели.

Длину ступицы L берут от 1,5 до 2,0 диаметров вала. Окончательная длина ступицы устанавливается при конструировании по чертежу. Условия обработки шкива на станке заставляют делать длину ступицы отличной от ширины шкива, если бы даже по расчету и получилось, что $L = B$. Делают:

$$L \neq B.$$

Для облегченной ступицы длину ее выполняют (см. фиг. 54):

$$L_1 = (0,4 + 0,5) d.$$

Расчет болтов, свертывающих обод шкива.

При вращении шкива появляется центробежная сила, стремящаяся разорвать его обод по какой-либо осевой плоскости. Отбрасывая влияние спиц, обод можно рассматривать как кольцо (фиг. 58).

Обозначим через:

R_0 — средний радиус кольца,
 B — его ширину,
 s — его толщину.

Площадь сечения кольца $F = Bs$. Положение центра тяжести полукольца, как известно, может быть выражено через его средний радиус R_0 следующим образом:

$$\rho = \frac{2}{\pi} R_0.$$

Центробежная сила полукольца равна:

$$C = m\omega^2\rho,$$

где m — масса полукольца, ω — угловая скорость кольца. Масса полукольца

$$m = \pi R_0 B s \frac{\gamma}{g},$$

где γ — удельный вес материала обода, а g — ускорение силы тяжести. Тогда

$$C = \pi R_0 B s \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{2}{\pi} R_0 = 2 B s \frac{\gamma v^2}{g} = 2 F \frac{\gamma v^2}{g}, \quad (21)$$

откуда

$$\frac{C}{2F} = k_p = \frac{\gamma v^2}{g},$$

т. е. напряжение на разрыв в кольце при его вращении пропорционально квадрату скорости и удельному весу материала и обратно пропорционально ускорению

силы тяжести g и не зависит от площади сечения кольца.

Из рассмотрения уравнения (21) видно, что чем больше скорость v , тем больше напряжение в ободе кольца и что никакое увеличение площади сечения кольца не понизит напряжения k_p , т. е. не повысит прочности кольца. При достаточно большой скорости неизбежно должен произойти разрыв кольца.

Найдем ту скорость v_0 , при которой наступит разрыв кольца. Обозначив коэффициент крепости материала через k_0 , из уравнения (21) будем иметь, что

$$v_0 = \sqrt{\frac{gk_0}{\gamma}}.$$

Для чугуна в среднем можно принять:

$$k_0 = 12\,000\,000 \text{ кг/м}^2$$

и

$$\gamma = 7\,200 \text{ кг/м}^3,$$

тогда

$$v_0 = 130 \text{ м/сек.}$$

Для железа при $k_0 = 40\,000\,000 \text{ кг/м}^2$ и $\gamma = 7\,700 \text{ кг/м}^3$

$$v_0 = 230 \text{ м/сек.}$$

Естественно, что при таких скоростях шкивы никогда работать не будут. Каковы же будут те скорости, при которых напряжение на разрыв не превышает допускаемого?

Принимая для чугуна $k_p = 100 \text{ кг/см}^2$, будем иметь $v = 36 \text{ м/сек.}$, а принимая для железа $k_p = 600 \text{ кг/см}^2$, будем иметь $v = 90 \text{ м/сек.}$ Шкивы чугунные редко работают со скоростью свыше 30 м/сек.

Если кольцо разрезано, а затем стянуто болтами, то диаметр этих болтов найдется из следующего равенства:

$$Fk_p = F \frac{\gamma v^2}{g} = z \frac{\pi d_1^2}{4} k_p', \quad (22)$$

где z — число болтов с одной стороны, а k_p' — допускаемое напряжение на разрыв у болтов.

Задаваясь числом болтов z и напряжением k_p' , по уравнению (22) можно определить диаметр болтов. Уравнение (22) выведено в предположении, что оси болтов проходят через центр тяжести площади сечения обода. В действительности такое предположение невыполнимо, а потому кроме разрыва обод будет подвергаться еще и изгибу. Чтобы несколько парализовать этот изгиб, следует стремиться размещать скрепляющие болты по возможности ближе к центру тяжести сечения обода.

Принимая во внимание то обстоятельство, что равнодействующая от растяжения болтов не проходит через центр тяжести сечения обода, расчетную для болтов силу увеличивают процентов на 25; тогда уравнение (22) принимает вид

$$1,25 F \frac{\gamma v^2}{g} = z \frac{\pi d_1^2}{4} k_p'.$$

При пользовании этим последним уравнением скорость v следует брать предельной. Так, для чугунных шкивов скорость v берут равной 30 м/сек.

Напряжение в болтах на разрыв принимают равным

$$k_p' = 480 \div 600 \text{ кг/см}^2.$$

При $v = 30 \text{ м/сек}$ $k_p = \frac{\gamma v^2}{g} = \frac{7 \cdot 200 \cdot 30^2}{9,81} = 660\,000 \text{ кг/м}^2,$

или

$$k_p = 66 \text{ кг/см}^2.$$

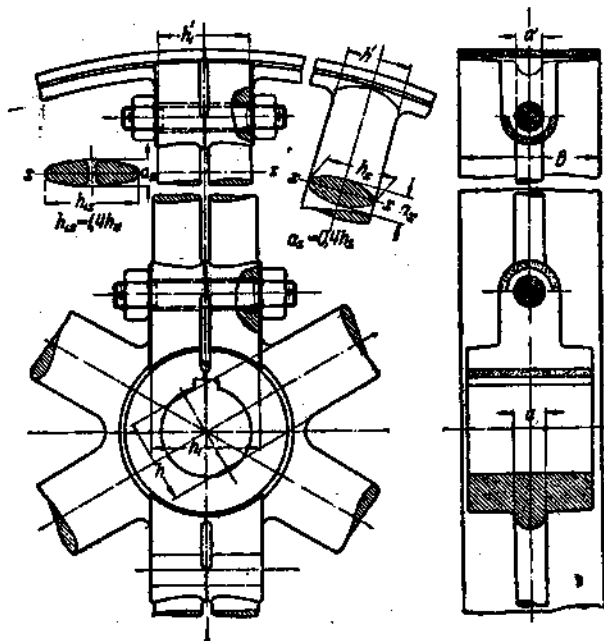
Тогда при $k_p' = 480 \text{ кг/см}^2$

$$1,25F \cdot 66 = z \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 480, \quad (23')$$

откуда площадь болтов

$$z \frac{\pi d_1^2}{4} = \left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{6} \right) F. \quad (24)$$

При ширине обода B до 120—150 мм число болтов, свертывающих обод, берется по одному с каждой стороны (фиг. 59); при ширине же свыше 150 мм у обода ставится по два болта (фиг. 60). Если шкив имеет два ряда спиц, то число болтов у обода берут 2 или 3, смотря по ширине шкива. Расположение 3 болтов



Фиг. 59.

у шкивов для ременной передачи может быть осуществлено по фиг. 82.

При расчете болтов, свертывающих обод у весьма тяжелых шкивов, надлежит принимать во внимание и вес половины шкива. В этом случае расчетная формула (23) принимает вид:

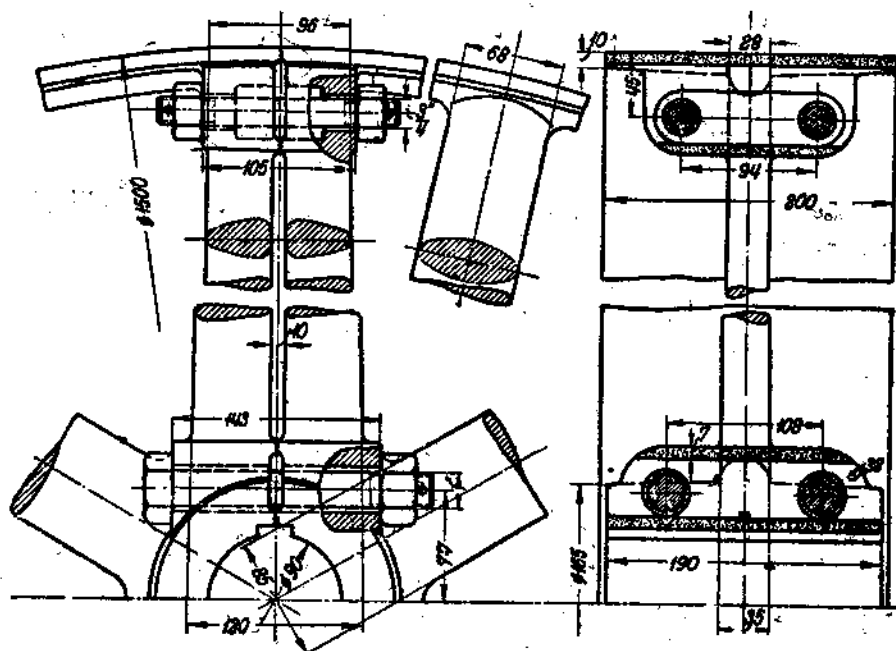
$$1,25F \frac{\gamma v^2}{g} + \frac{G}{2} = z \frac{\pi d_1^2}{4} k_p'. \quad (25)$$

Вес шкивов G может быть определен либо путем вычислений, либо взят по каталогу того или иного завода, их изготавливающего. Соответствующие данные приведены в табл. 13.

Болты у втулок обычно не рассчитывают, их берут номером больше болтов у обода. Число болтов у втулки почти всегда такое же, как и у обода. Иногда при одном болте у обода у втулки ставят два болта того же диаметра, что и у обода.

Расчет болтов у втулки может быть проведен следующим образом. Окружное усилие k на валу найдется из уравнения:

$$PR = kr,$$



Фиг. 60.

где r — радиус вала. Откуда

$$k = \frac{PR}{r}$$

Обозначая коэффициент трения между втулкой и валом через f , получим, что сила, с которой должны быть прижаты к валу обе половинки шкива, будет

$$Q = \frac{k}{2f}$$

Если у втулки помещено z_1 болтов, то на каждый болт придется сила

$$Q_1 = \frac{Q}{z_1} = \frac{k}{2fz_1}$$

и диаметр болта найдется из выражения

$$\frac{k}{2fz_1} = \frac{\pi d^3}{4} k_p \quad (26)$$

Размещение болтов у шкивов.

Выше было указано, что при конструировании шкивов следует размещать болты, свертывающие обод, возможно ближе к центру тяжести его сечения; этим самым будет уменьшаться момент, нагибающий обод и болты. У обода лучше помещать не болты, а шпильки с навернутыми на них с обеих сторон гайками. Часто шпильки помещают так высоко, как только позволяют гайки. Свертывание шкива в этом случае производят следующим образом.

ТАБЛИЦА 13

Вес чугунных шкивов для ременной передачи в кг
Конструкции завода Lohmann & Stolterfoht A. G.

Верхние цифры для цельных, нижние для разъемных шкивов

Диаметр шкива (мм)	Ширина шкива (мм)															
	60	70	85	100	120	140	170	200	230	260	300	350	400	450	500	600
300 {	6 7,5	6,5 8	7 8,5	8 9,5	9 10,5	10 11,5	11 12,5	12 13,5	14 16	16 18	18 20	—	—	—	—	—
320 {	10 12	10,5 12,5	11 13	12 14	13 15	14 16	15 17	16 20,5	21 22,5	21 25,5	25 27,5	—	—	—	—	—
400 {	12 14	12,5 14,5	13,5 16,5	14,5 16,5	16,5 18,5	18 20,5	20,5 23	25,5 27	27,5 30	33 35,5	36 39,5	40 43	46 51	—	—	—
500 {	15 17,5	16 18,5	17,5 20	19 21,5	23 25,5	26,5 28,5	30 33	33 36	35 38	43 46	46 49	50 54	60 67	—	—	—
630 {	24 26,5	25,5 28	27,5 30	29 31,5	31,5 34,5	36,5 40	39,5 43,5	43 47	51 55	56 58,5	59 62,5	76 81	90 93	—	—	—
710 {	—	—	30 32,5	32 35,5	36 39,5	40 46	45 50	48,5 54,5	57,5 63	61 67,5	67 73	85,5 91,5	101,5 111,5	110 121	114 130	142,5 157
800 {	—	—	—	35 39	37 41	40 45	49 55	53 59	57 63	66 73	70,5 78	98 104	114 127	125 140	135 150	170 190
900 {	—	—	—	40 45	42 47,5	45 51	56 62,5	61 68	67 74	78 84,5	80 90	86 96	118 128	131 143	158 178	195 220
1000 {	—	—	—	—	56 68	58 70	74 88	88 95	100 118	108 124	116 134	142 165	178 198	195 220	208 235	250 285
1120 {	—	—	—	—	72 87	79 95	89 105	99 117	105 124	129 149	139 159	155 173	174 196	225 247	245 274	263 308
1250 {	—	—	—	—	88 103	96 114	103 124	116 138	128 152	152 176	164 189	180 206	208 231	268 296	290 322	324 355
1400 {	—	—	—	—	—	108 120	120 145	130 156	142 170	174 202	184 212	200 230	230 260	310 340	375 420	478 493
1500 {	—	—	—	—	—	119 145	129 155	140 166	158 188	175 203	210 240	248 278	280 312	370 402	448 482	505 590
1600 {	—	—	—	—	—	—	175 202	195 224	215 245	255 285	270 310	330 390	360 392	460 510	535 585	700 770
1710 {	—	—	—	—	—	—	188 216	210 240	230 260	270 310	290 330	365 395	385 425	490 550	575 635	750 830
1800 {	—	—	—	—	—	—	198 228	223 253	248 273	283 324	308 354	378 426	406 456	518 578	606 668	800 880
1920 {	—	—	—	—	—	—	245 285	265 305	285 335	310 360	330 380	400 460	440 500	610 670	685 735	850 945
3000 {	—	—	—	—	—	—	275 325	300 360	325 395	355 410	385 440	450 490	510 565	665 760	700 820	880 1000
2250 {	—	—	—	—	—	—	—	397 474	430 508	478 550	521 590	602 680	792 940	842 960	892 1035	1080 1200
2500 {	—	—	—	—	—	—	—	465 560	500 590	550 650	610 690	695 810	935 1150	895 1205	1060 1280	1210 1445
3200 {	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1050	1175	1300	1700	1835	2120
3600 {	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1265	1445	1650	2060	2210	2580
4000 {	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1450	1645	1890	2350	2560	2950

В одну из половин обода вставляют все шпильки и наворачивают на них гайки. Затем постепенно приближают другую половину. Как только концы шпилек показались из отверстий этой половины шкива, на них наворачивают гайки, постепенно их подтягивая. Недостаток такого способа сборки — громоздкость. Если одна из шпилек сорвется, то придется разбирать шкив, отвертывая постепенно все гайки. Поэтому лучше шпильки ставить на таком расстоянии от внутренней поверхности обода, при котором они свободно вынимались бы. Этим самым будут достигнуты удобство и быстрота сборки и разборки.

Болты у втулки располагают так, что на одной из ее проекций их оси оказываются либо касательными к внешней окружности втулки, либо опущенными несколько ниже. Чем ниже опущены болты, свертывающие втулку шкива, тем жестче будет его крепление на валу. Исходя из этого положения, лучше свертывать втулку с каждой стороны от линии вала не одним болтом, профрезывающим спицу шкива, а двумя, отнесенными от нее в стороны и сдвинутыми к центру шкива.

Соединение шкивов с валами производят при помощи клиновых шпонок, устанавливать которые надлежит на стыке обеих половинок шкива. При таком расположении шпонок устраняется возможность расpirания шпонкой ступицы шкива и, следовательно, появления в силу этого добавочной нагрузки на болты.



Фиг. 61.

Размеры шпонок выбирают в зависимости от диаметра вала, на который насаживаются шкивы.

Размеры эти устанавливаются в предположении, что через шпонку передается весь крутящий момент, на который рассчитан вал. Если же через шпонку передается лишь часть этого момента, то размеры ее могут быть уменьшены. В табл. 14 приведены стандартные размеры шпонок (ОСТ 293). Кроме шпонок врезных для закрепления шкивов на валах применяют также шпонки клиновые на лыске или фрикционные шпонки.

Табл. 15 дает основные размеры таких шпонок (ОСТ 293).

В случае необходимости иметь фрикционную шпонку для такой (ОСТ 293) используют заготовку клиновой низкой шпонки на лыске, получая при помощи строжки или опиловки необходимый радиус и высоту.

Глубина канавки во втулке — общая с клиновой низкой шпонкой (фиг. 61).

Шкивы разъемные, малых диаметров и малой ширины, передающие небольшие крутящие моменты, часто закрепляются на трансмиссионных валах без шпонок. Сила трения на поверхности соприкосновения втулки с валом, вызываемая затяжкой болтов у втулки, бывает для таких шкивов вполне достаточной, чтобы передать указанный выше крутящий момент.

Шкивы целые, неразъемные сажают в подобных случаях на валы либо на фрикционных шпонках, либо на шпонках на лыске.

Шкивы, передающие значительные усилия, закрепляют на валах на врезных клиновых шпонках.

Для установления единообразия в закреплениях ременных шкивов, работающих с одинарными ремнями на трансмиссионных валах, нормы DIN 110 дают следующие указания (табл. 16 и 17).

ТАБЛИЦА 14

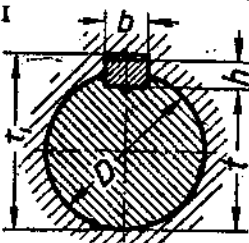
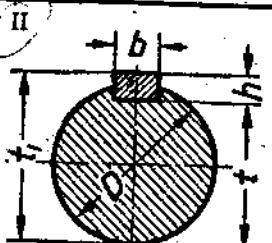
I Шпонки призматические II Шпонки клиновые врезные					
Диаметры валов D	Нормальные размеры шпонок $b \times h$	t	t_1	t	t_1
7 ÷ 10	3 × 3	$D - 2$	$D + 1,2$	—	—
11 ÷ 14	4 × 4	$D - 2,5$	$D + 1,7$	$D - 2,5$	$D + 1,5$
15 ÷ 18	5 × 5	$D - 3$	$D + 2,2$	$D - 3$	$D + 2$
19 ÷ 24	6 × 6	$D - 3$	$D + 2,2$	$D - 3$	$D + 2$
25 ÷ 30	8 × 5	$D - 3,5$	$D + 2,7$	$D - 3,5$	$D + 2,5$
32 ÷ 36	10 × 7	$D - 4$	$D + 3,3$	$D - 4$	$D + 3$
37 ÷ 42	12 × 8	$D - 4,5$	$D + 3,8$	$D - 4,5$	$D + 3,5$
44 ÷ 48	14 × 9	$D - 5$	$D + 4,3$	$D - 5$	$D + 4$
50 ÷ 55	16 × 10	$D - 5$	$D + 5,3$	$D - 5$	$D + 5$
58 ÷ 65	18 × 11	$D - 5,5$	$D + 5,8$	$D - 5,5$	$D + 5,5$
68 ÷ 78	20 × 12	$D - 6$	$D + 6,3$	$D - 6$	$D + 6$
80 ÷ 90	24 × 14	$D - 7$	$D + 7,3$	$D - 7$	$D + 7$
92 ÷ 105	28 × 16	$D - 8$	$D + 8,4$	$D - 8$	$D + 8$
110 ÷ 120	32 × 18	$D - 9$	$D + 9,4$	$D - 9$	$D + 9$
125 ÷ 140	36 × 20	$D - 10$	$D + 10,4$	$D - 10$	$D + 10$
145 ÷ 170	40 × 22	$D - 11$	$D + 11,4$	$D - 11$	$D + 11$
175 ÷ 200	45 × 24	$D - 12$	$D + 12,4$	$D - 12$	$D + 12$
210 ÷ 240	50 × 26	$D - 13$	$D + 13,5$	$D - 13$	$D + 13$
250 ÷ 280	60 × 32	$D - 16$	$D + 16,5$	$D - 16$	$D + 16$
290 ÷ 330	70 × 36	$D - 18$	$D + 18,5$	$D - 18$	$D + 18$
340 ÷ 400	80 × 40	$D - 20$	$D + 20,5$	$D - 20$	$D + 20$
410 ÷ 500	100 × 50	$D - 25$	$D + 25,5$	$D - 25$	$D + 25$

ТАБЛИЦА 15

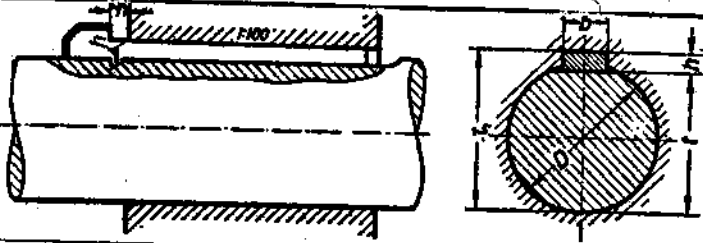
Шпонки клиновые на лыске с головкой (низкие) Размеры в мм		
Диаметры валов D	Нормальные размеры шпонок $b \times h$	t
от 25 до 30	8 × 4	$D - 1,5$
» 32 » 36	10 × 4,5	$D - 1,5$
» 37 » 42	12 × 5	$D - 1,5$
» 44 » 48	14 × 5,5	$D - 1,5$
» 50 » 55	16 × 5,5	$D - 1,5$
» 58 » 65	18 × 7	$D - 1,5$
» 68 » 78	20 × 8	$D - 2$
» 80 » 90	24 × 9	$D - 2$
» 92 » 105	28 × 10	$D - 2$
» 105 » 120	32 × 11	$D - 2$

Таблица 16
Разъемные ременные шкивы

Диаметр шкивов <i>D мм</i>	Ширина шкивов в мм					
	до 100	от 100 до 200	от 200 до 300	от 300 до 400	от 400 до 500	от 500 до 600
до 500	Без шпонки	Без шпонки	Без шпонки	Без шпонки	Шпонки на лыске	Клиновые врезные
от 500 до 630	Без шпонки	Без шпонки	Без шпонки	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 630 до 800	Без шпонки	Без шпонки	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 800 до 1000	Без шпонки	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 1000 до 1250	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 1250 до 1600	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 1600 до 2000	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 2000	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные

Таблица 17
Неразъемные ременные шкивы

Диаметр шкивов <i>D мм</i>	Ширина шкивов в мм			
	до 100	от 100 до 200	от 200 до 300	от 300
До 630	Фрикционные шпонки	Фрикционные шпонки	Шпонки на лыске	Клиновые врезные
от 630 до 800	Фрикционные шпонки	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Клиновые врезные
от 800 до 1000	Шпонки на лыске	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 1000 до 1250	Шпонки на лыске	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные
от 1250	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные	Клиновые врезные

Чугунные шкивы выдерживают окружные скорости до $30 \div 36$ м/сек.

Применение более высоких скоростей является опасным для прочности чугунного обода и при скорости в 130 м/сек шкив разрывается.

Шведская фирма шарикоподшипников SKF стягивает обод шкивов стальной лентой, благодаря чему чугунные шкивы могут безопасно работать при весьма больших скоростях.

На фиг. 62 приведена конструкция чугунного шкива, состоящего из двух половинок с обработанным ободом g .

Ширина обода фирмой делается несколько больше толщины спицы. На обод надевают ленту, концы которой загибают внутрь и стягивают болтами. Чтобы лента не съезжала в сторону, на обode шкива делают проточку c и в нее при сборке закладывают выступ ленты e .

По данным фирмы шкивы такой конструкции диаметром в 700 мм и шириной ленты в 200 мм выдерживали при испытаниях скорости до 98 м/сек, тогда как чугунные спицы отдельно, не стянутые лентой, разлетались при скорости в 90 м/сек.

Шкивы со стальной лентой изготавливаются с одним и с двумя рядами спиц.

Шкивы с одним рядом спиц фирма SKF выполняет с отверстием ступицы d_1 в 60, 105 и 150 мм и с наружным диаметром D шкива соответственно от 200 до 1000 мм, от 250 до 1000 мм и от 300 до 600 мм при ширине обода B от 60 до 250 мм и снабжает в зависимости от диаметра вала d разъемными втулками с внутренним диаметром от 25 мм и выше, через каждые 5 мм.

При ширине обода свыше 225 мм ставят два ряда спиц.

Шкивы с двумя рядами спиц фирма изготавливает следующих размеров:

Наружный диаметр шкива $D = 300 \div 600$ мм

Ширина обода $B = 280, 340$ и 400 мм

Отверстие в ступице $d_1 = 65, 105$ и 150 мм

Длина втулки L делается фирмой для шкивов с одним рядом спиц

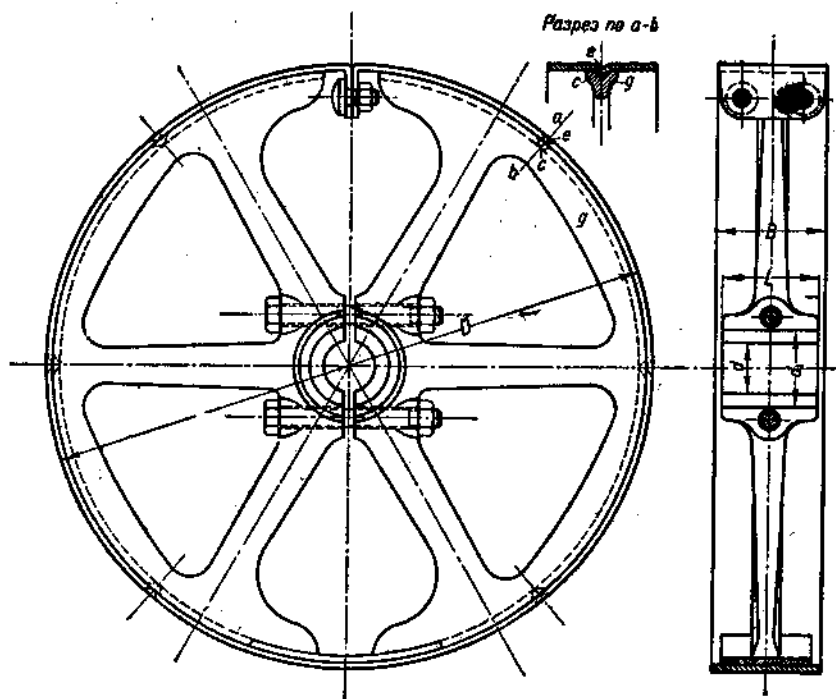
$$D = 200 \div 400, 425 \div 600, 650 \div 1000 \text{ мм}$$

$$L = 65, \quad 85, \quad 100 \text{ "}$$

Для шкивов с двумя рядами спиц:

$$\text{При } D = 300 \div 400 \text{ мм и при } B = \begin{cases} 280 & \text{мм} \\ 340 & \text{"} \\ 400 & \text{"} \end{cases} \dots L = \begin{cases} 150 & \text{мм} \\ 185 & \text{"} \\ 215 & \text{"} \end{cases}$$

$$\text{При } D = 425 \div 600 \text{ мм и при } B = \begin{cases} 280 & \text{мм} \\ 340 & \text{"} \\ 400 & \text{"} \end{cases} \dots L = \begin{cases} 170 & \text{мм} \\ 205 & \text{"} \\ 235 & \text{"} \end{cases}$$



Фиг. 62.

Железные шкивы.

Наиболее распространенными являются шкивы, у которых обод и спицы сделаны из железа, а втулка — из чугуна. Соединение половинок обода делается встык с внутренней накладкой, которая скрепляется с одной из половинок заклепками, а с другой — болтами с потайными головками (фиг. 64).

Спицы круглого сечения ввертываются или заливаются в чугунную втулку. Для лучшего облегания их чугуном концы их насекаются, заершиваются и облуживаются. У обода их утолщают до $\delta' = 1,5\delta$, этим утолщением они упираются в обод, в котором и расклепываются. Для удобства расклепывания в них высверливают небольшие отверстия диаметром $\approx 0,5\delta$. Спицы иногда делают и прямоугольного сечения (фиг. 50); в этом случае их привертывают к ободу и втулке болтами.

Ширина обода B железного шкива устанавливается в зависимости от ширины ремня b .

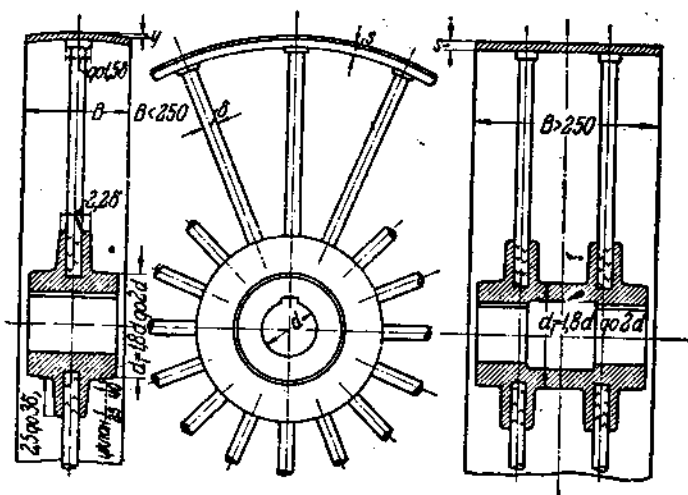
Берут

$$B = 1,1b + 1,0 \text{ см.}$$

Толщина обода берется

$$s = 0,004(b + R) + 3 \text{ мм,}$$

где R — радиус шкива в мм.



Фиг. 63.

Выпуклость обода, если его необходимо таким выполнять, берется не более

$$y = 0,01b + (1,5 \div 2) \text{ мм.}$$

Число круглых спиц A в одном ряду устанавливают в зависимости от размера диаметра шкива.

Таблица 18.

При $D = 400 \div 600$	$800 \div 1200$	$1200 \div 1400$	$1400 \div 1600$	$1600 \div 2000$	$> 2000 \text{ мм.}$	
Число спиц $A =$	6	8	12	14	16—18	20 и более

При ширине обода B до 250 мм ставят один ряд спиц, а при ширине свыше 250 мм — два ряда спиц (фиг. 63). При двойном ряде спиц часто не оставляют спицы в одной плоскости, а изгибают их к середине обода шкива.

Толщина (диаметр) спиц определяется из уравнения:

$$M_{\text{изг}} = PR = \frac{1}{8} A \cdot 0,1 \delta^3 \cdot k_{\text{изг}} = \frac{1}{30} A \delta^3 k_{\text{изг}},$$

откуда, задаваясь числом спиц A , находят их диаметр δ :

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{30PR}{Ak_{\text{изг}}}} = 3,1 \sqrt[3]{\frac{PR}{Ak_{\text{изг}}}}. \quad (27)$$

Напряжение в спице на изгиб берут $k_{\text{изг}} = 600 \text{ кг/см}^2$, тогда

$$\delta = 0,37 \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \text{ см.} \quad (27')$$

Для шкивов с двойным рядом спиц число их A — в обоих рядах. Иногда задаются диаметром спиц и находят их число из уравнения.

$$PR = \frac{1}{30} A d^3 k_{\text{изг}}$$

При выборе диаметров железных спиц можно руководствоваться следующей табл. 19.

Таблица 19

Диаметр шкива	$D = 600$	$600+1000$	$1000+1500$	>1500 мм
" спицы	$d = 13+16$	$16+23$	$19+26$	$22+30$ "

Число спиц из плоского железа берется то же, что и при чугунных шкивах. Толщина спицы a принимается равной 0,2 от ширины h . Широкой своей стороной спицы лежат в плоскости вращения шкива. Для двойных спиц из полосового железа (фиг. 50) будем иметь:

$$M_{\text{изг}} = PR = \frac{2}{3} A \frac{ah^3}{6} k_{\text{изг}}$$

При $a = 0,2h$

$$PR = \frac{1}{45} Ah^3 \cdot k_{\text{изг}}$$

откуда

$$h = 3,6 \sqrt[3]{\frac{PR}{Ak_{\text{изг}}}} \quad (28)$$

Принимая $k_{\text{изг}} = 600 \text{ кг/см}^2$, получим, что

$$h \geq 0,43 \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \quad (28')$$

Диаметры болтов и заклепок у обода берутся

$$d_0 = 2s \text{ мм}, \quad (29)$$

а число их у каждого стыка

$$n = \frac{sb}{d_0^2} \quad (30)$$

Размеры s , b и d_0 берутся в мм.

Диаметр болтов у ступиц берется:

при 2 болтах

$$d'_0 = 0,15d + (8+12) \text{ мм}$$

и при 4 болтах

$$d'_0 = 0,12d + (8+12) \text{ мм},$$

где d — диаметр вала в мм.

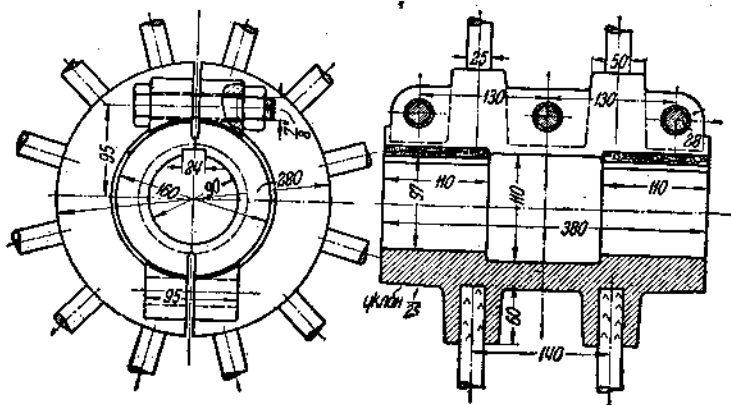
Болты у обода работают на срез. При больших скоростях их следует проверять по формуле:

$$k_{\text{ср}} = \frac{1}{f} \left(2F \frac{v^2}{g} + \frac{G}{2} \right), \quad (31)$$

где f — площадь сечения всех болтов у обода, F — площадь сечения обода и G — вес обода. Напряжение на срез не должно превышать $800+400 \text{ кг/см}^2$.

На фиг. 64 дано конструктивное выполнение железного шкива со свертной ступицей и с одним рядом спиц, а на фиг. 65 — конструктивное выполнение свертной ступицы для двух рядов спиц. Чтобы ступица не получилась слишком толстой, на ней делают борты, в которые и вводят спицы. Высота бортов e принимается равной:

$$e = (2,5 \div 3,0)d.$$



Фиг. 65.

Толщину W и длину L ступицы берут по величине такими же, как и для чугунных шкивов. Окончательно длина ступицы L устанавливается при конструировании по чертежу.

Холостые шкивы.

При требовании производить передачу работы с одного вала на другой с перерывами применяют холостые шкивы (свободно сидящие на валу).

На одном из валов сидят рядом два шкива: холостой и рабочий, а на другом — один рабочий двойной ширины (фиг. 66).

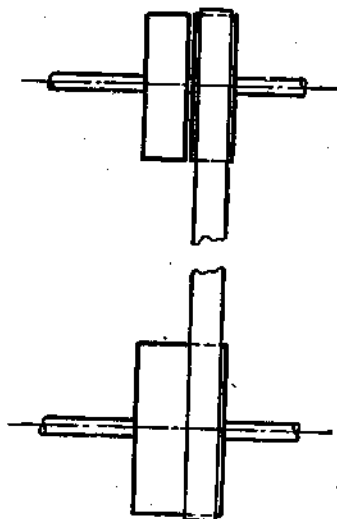
Тогда при сдвигании ремня в сторону его можно надвинуть на холостой шкив и тем самым прекратить передачу работы.

При проектировании трансмиссионных установок с холостыми шкивами последние насаживаются либо на ведомом валу, либо на ведущем.

В первом случае на ведомом валу насаживаются рядом два шкива: холостой и рабочий, а на ведущем — один рабочий шкив двойной ширины.

При переводе с рабочего на холостой ремень продолжает находиться в движении, и самый перевод осуществляется слабым нажатием вилки.

Во втором случае на ведущем валу устанавливаются рядом два шкива: ра-



Фиг. 66.

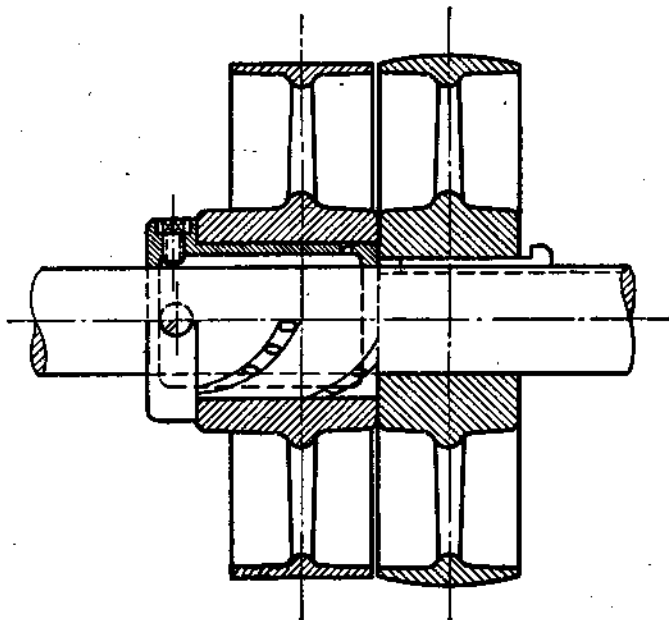
бочий и холостой, а на ведомом на шпонке — один рабочий двойной ширины.

При переводе ремня с рабочего на холостой ремень останавливается.

Наиболее часто встречается первый случай (фиг. 71), когда ремень все время находится в движении. На это движение бесполезно тратится работа, да и самый ремень скорее изнашивается.

Холостой шкив имеет обычно те же размеры, что и рабочий, но вращается не по валу, а по бронзовой или чугунной втулке, на этом валу закрепленной. Делается это затем, чтобы избежать стирания вала.

Для уменьшения трения на поверхность втулки должна подводиться обильная смазка.



Фиг. 67.

В табл. XVI приложения приведены конструкции пустотелых неразъемной и разъемной втулок Люнеманна (Lünemann) и их основные размеры.

Втулка закрепляется на валу и на нее сажается холостой шкив. В борту втулки делается отверстие, по которому посредством масленки Шгауфера подводится густая смазка во внутреннюю полость втулки. Отсюда смазка через ряд отверстий в теле втулки поступает на трущуюся поверхность у ступицы холостого шкива.

Для того чтобы шкив не съезжал по втулке в сторону, делаются либо двубортные втулки либо устанавливаются упорные кольца.

Если рабочий и холостой шкивы приходится сажать на конце вала, выдающимся за опору, то ближайшим к опоре следует помещать рабочий шкив.

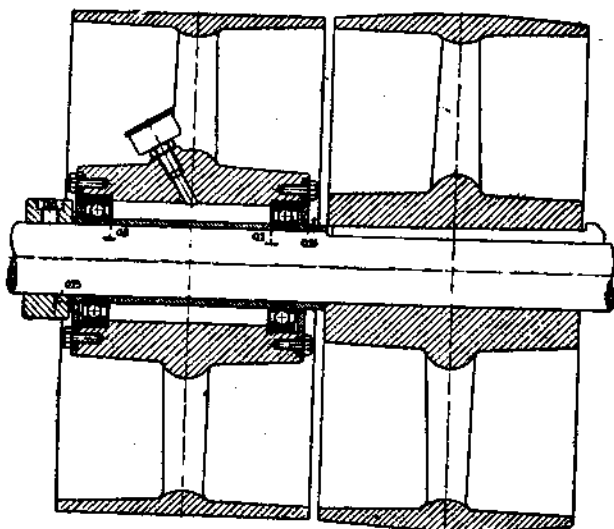
В этом случае втулку Люнеманна может заменить собой высверленная centrally в вале внутренняя полость. В эту полость набивается смазка и закрывается крышкой на резьбе. Смазка по радиаль-

ным отверстиям в вале будет затем поступать на его поверхность и смазывать трущиеся части.

При вращении холостого шкива возникает трение на поверхности соприкосновения втулки со шкивом, а следовательно и работа трения.

Чем больше число оборотов вала n и наружный диаметр холостой втулки d и чем больше сила давления на втулку Q и коэффициент трения f , тем большую работу трения $L_t = Qf \frac{\pi d n}{60}$ придется преодолеть.

Для уменьшения работы трения необходимо либо совсем останавливать движение ремня после его перевода на холостой шкив



Фиг. 68.

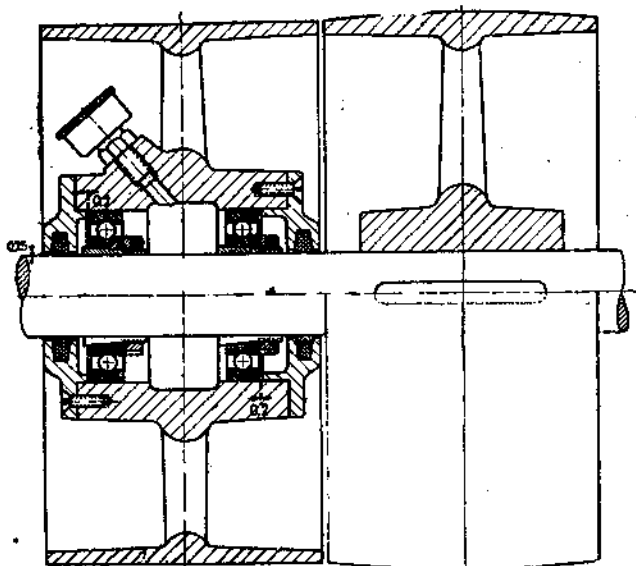
(фиг. 72) либо уменьшать давление Q , коэффициент трения f и диаметр d .

Уменьшение давления Q достигается либо применением холостого шкива с диаметром немного меньшим, чем у рабочего, либо применением рабочего шкива с выпуклым ободом (фиг. 67). В том и другом случае натяжение ремня после его перехода на холостой шкив ослабевает, а потому давление на втулку падает.

Уменьшение диаметра d достигается применением тонкостенных втулок, а уменьшение коэффициента трения — путем подвода обильной смазки к трущимся поверхностям шкива и втулки или применением шарикоподшипников.

На фиг. 67 представлена конструкция рабочего и холостого шкивов, причем последний вращается на втулке Люнеманна, а на фиг. 68 и 69 холостой шкив вращается на шарикоподшипниках. Установка шкива фиксируется либо установочными трубками и кольцом (фиг. 68), либо распорными коническими разрезными трубками (фиг. 69).

При работе ремня ветви его натянуты с усилиями S_1 и S_2 , которые создают на поверхности соприкосновения ремня с ободом шкива силу трения, направленную, как известно, в сторону, обратную движению ремня.



Фиг. 63.

Если ремень первоначально двигался по направлению $A1$ со скоростью v_1 , а при переводе на холостой шкив его заставили двигаться по направлению $A2$ со скоростью v_2 , то в результате такого сложного движения он будет двигаться по направлению $A3$ со скоростью v_3 (фиг. 70).

По этому же направлению, но в сторону, обратную движению ремня, будет направлена и сила трения F .

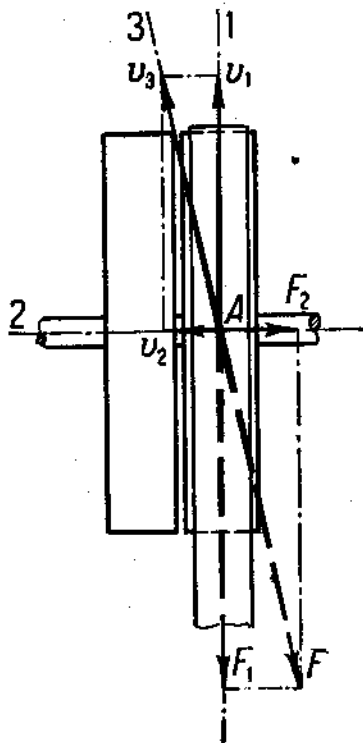
Разлагая эту силу трения на составляющие F_1 и F_2 , мы видим, что перемещению ремня на холостой шкив будет препятствовать сила $F_2 = F \sin \alpha$, где α — угол, образованный скоростями v_1 и v_3 .

Чем меньше угол α , тем меньше сила трения F_2 , а следовательно тем легче переводить ремень, но угол α зависит от величин скоростей v_1 и v_2 , а потому чем больше скорость v_1 и меньше скорость v_2 , тем с меньшим усилием будет осуществляться перевод ремня.

Перевод ремня с рабочего шкива на холостой возможен лишь при его движении. Движущийся ремень легко поддается действию бокового нажима, для его перевода потребуется небольшое усилие.

Перевод ремня производится посредством передвижения вилки, пальцы которой располагаются по обе стороны ремня в возможно близком от него расстоянии.

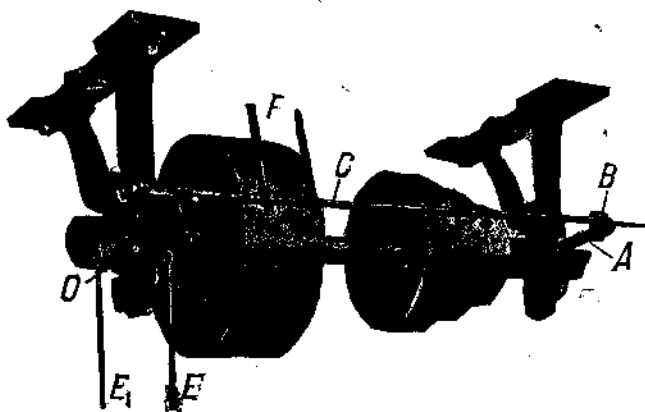
Вилка должна располагаться в той части ремня, которая набегаёт на шкив.



Фиг. 70.

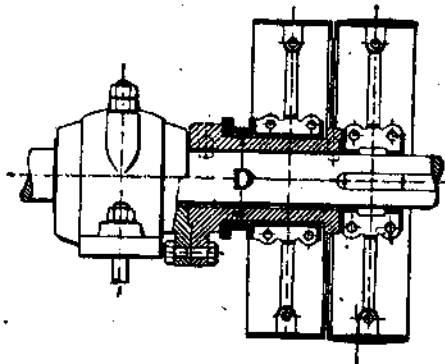
Перевод широких ремней при помощи вилок неудобен: вилка гнет ремень. В этом случае удобнее применять натяжные ролики, при пользовании которыми требуется только одна пара рабочих шкивов обыкновенной ширины. При отводе натяжного ролика в сторону ослабевает натяжение ремня и тем самым прекращается передача работы.

Перевод ремня с рабочего шкива на холостой осуществляется просто — передвижением вилки. Перевод же с холостого шкива, сидящего на ведущем валу, на рабочий может быть выполнен лишь после того как будет приведен во вращение холостой шкив.



Фиг. 71.

На фиг. 71 представлено переводное устройство завода Bama. На валу контрпривода сидят два шкива одинакового диаметра — холостой и рабочий. На подвесках укреплены кронштейны *A* с направляющими *B*, в которых движется штанга *C*. Если потянуть за тягу *E* вниз, то трехколенный рычаг, повернувшись около своей оси *O*, передвинет штангу *C* вправо, а вместе с ней и вилку *F*; на ней закрепленную. Перемещение вилки повлечет за собой перемещение ремня с одного шкива на другой. При обратном движении штанги, если потянуть за тягу *E*, вилка вместе с ремнем возвратится в свое первоначальное положение.



Фиг. 72.

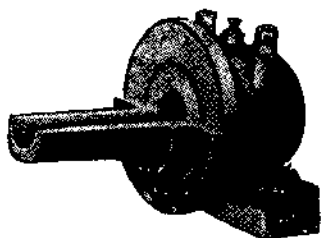
На фиг. 72 представлено приспособление для перевода ремня с холостого шкива на рабочий в случае когда оба шкива сидят на ведущем валу. Холостой шкив сидит на шпонке на подвижной втулке, которая для разгрузки вала от натяжения ремня и веса шкива сажается не прямо на вал, а на привернутую к подшипнику (фиг. 72 и 73), или на отлитую с ним заодно целое (фиг. 74), или на зажатую в подшипник (фиг. 75) трубку. На втулке имеется кольцевая выточка, в которую входят пальцы отводки.

Иногда подвижной втулки не ставят, ее заменяют втулкой холостого шкива, имеющей соответствующую круговую выточку (фиг. 75).

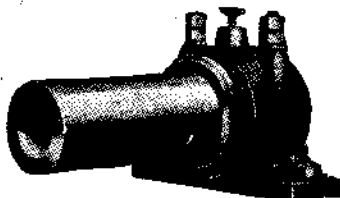
При помощи цепи и цепного колеса, винта, гайки и отводки (фиг. 76) можно придвинуть холостой шкив к рабочему так, чтобы он вследствие трения торцев их ободов пришел вместе с покоящимся на нем ремнем в движение и привел бы во вращение ведомый вал. После этого

обычным путем при посредстве переводного механизма *A* переводят ремень с холостого шкива на рабочий, а затем той же вилкой отодвигают холостой шкив в прежнее положение, и он останавливается.

Чтобы выключить ведомый вал, холостой шкив придвигают к рабочему и приводят его во вращение, а затем переводят на него с рабочего шкива ремень и отодвигают в сторону, шкив и ремень останавливаются.



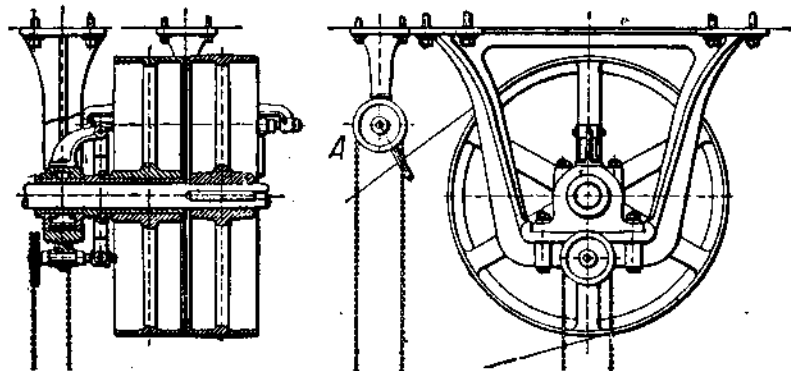
Фиг. 73.



Фиг. 74.

Такое приспособление применяют в тех случаях, когда не все сопротивления сразу включаются.

Прекращение передачи работы с одного вала на другой может осуществляться не только путем устройства переводных приспособлений, только что разобранных, но и посредством соединения холостого шкива с фрикционной муфтой.



Фиг. 75.

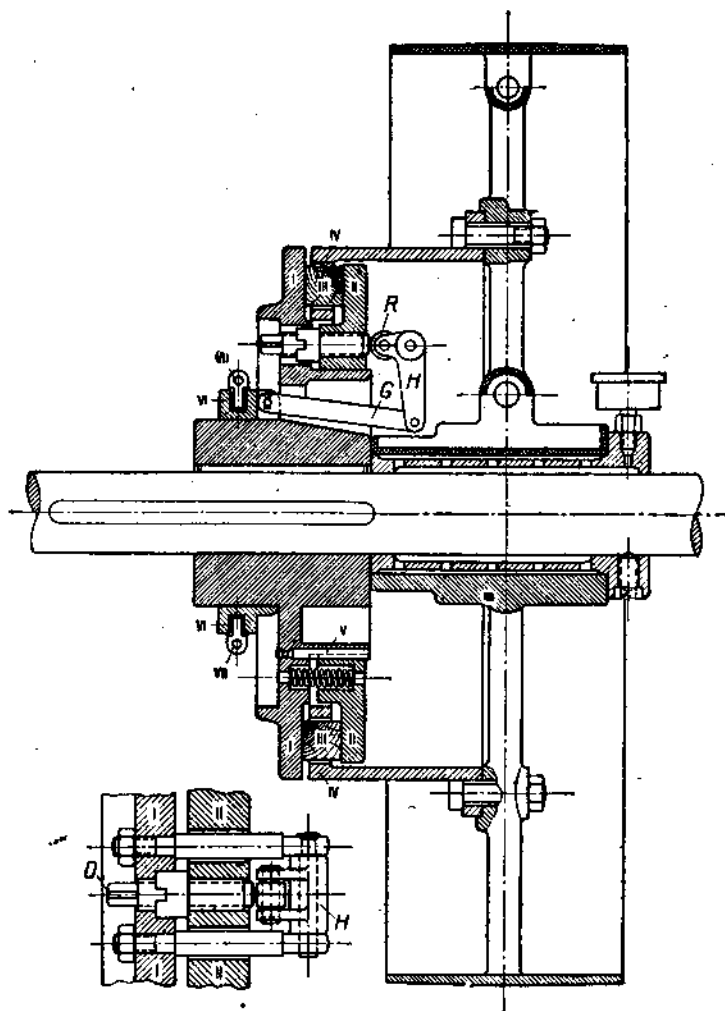
На фиг. 76 приведено такое устройство в выполнении завода Flender.

На ведущем валу на шпонке укреплен диск *I*. На втулке этого диска сидит на призматической шпонке *V* другой диск *II*. Между этими дисками помещен ряд деревянных колодок *III*, вставленных в соответствующие отверстия барабана *IV*, скрепленного с холостым шкивом. Движение от вала передается через диски *I* и *II* деревянным колодкам, а от них к барабану *IV* и холостому шкиву.

Включение и выключение шкива производится следующим образом.

Если кольцо отводки *VII* передвинуть вправо, то подвижная муфточка *VI*, двигаясь тоже вправо, заставит при помощи тяги *G*

опуститься верхнее колено коленчатого рычага *H* вниз и нажать роликом *R* на винт *D*, который передаст это нажатие на диск *II*. Диск *II*, передвигаясь по шпонке влево, прижмет к диску *I* деревянные колодки *III*, и система — колодки, барабан и холостой шкив — со-



Фиг. 76.

ставит с диском *I*, а следовательно, и с ведущим валом как бы одно целое и придет во вращение.

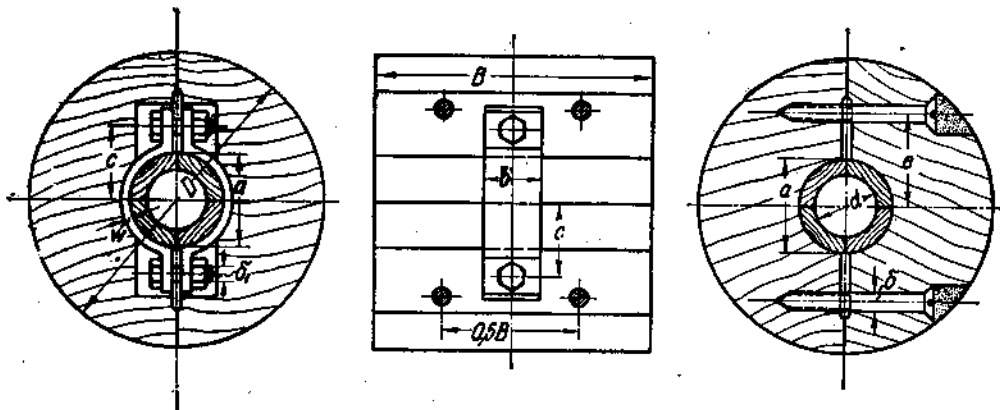
При движении кольца отводки влево происходит выключение муфты, и шкив останавливается.

Для уменьшения истирания деревянных колодок, в то время когда холостой шкив не работает, стоит неподвижно, между дисками помещены спиральные пружины, стремящиеся отодвинуть их друг от друга.

Деревянные шкивы.

Материалом для деревянных шкивов служит, главным образом, бук или клен, причем дерево это пропитывается для предохранения от сырости особым составом. Деревянные шкивы всегда делаются составными и состоят из большого числа склеенных между собой досок (фиг. 77 и 78).

Шкивы диаметром до 250 мм изготавливаются без спиц (фиг. 77), а шкивы с диаметром более 250 мм имеют 2 или 4 спицы.



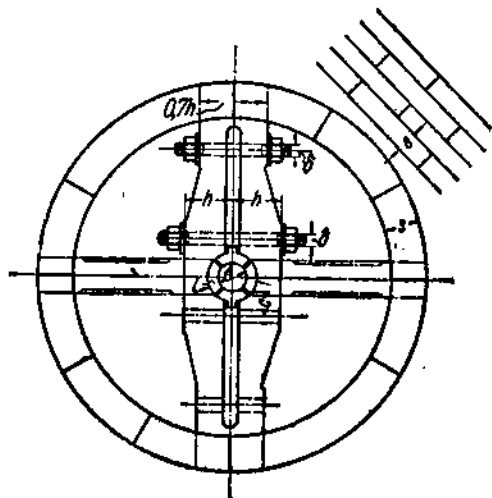
Фиг. 77.

Для шкивов с диаметром меньше 900 мм число спиц берут равным 2; для шкивов же с диаметром больше 900 мм число спиц берут равным 4. Обод таких шкивов составляется из отдельных склеенных между собой сегментов толщиной примерно в 20 мм. Сегменты располагаются так, чтобы стыки одного ряда не совпадали со стыками другого. (Сегменты одного ряда перекрывают стыки другого и т. д.)

Чтобы иметь возможность применять один и тот же шкив для валов различных диаметров, отверстие для вала в ступице делают с значительным запасом. Тогда при посадке такого шкива на вал меньшего диаметра применяют вставные деревянные втулки соответствующего диаметра.

Крепление деревянных шкивов на валу производится путем сильного притягивания болтами

одной половинки шкива к другой, вследствие чего на поверхности их соприкосновения с валом может быть вызвана достаточная для передачи крутящего момента сила трения. Болты, свертывающие деревянные шкивы, рассчитываются на разрыв с допускаемым напряже-



Фиг. 78.

нием от 480 до 600 кг/см². Напряжение смятия на опорной поверхности дерева под шайбами не должно превышать 40÷50 кг/см².

На фиг. 78 приведены конструктивные формы деревянного шкива со спицами.

Табл. 21 и 22 дают основные размеры деревянных шкивов.

ТАБЛИЦА 21
Шкивы диаметром 150÷230 мм
(Размеры в мм)

Диаметр шкива D	150	175	200	220	240	260
a	35	35	40	40	45	50
b	55	55	64	64	72	78
c	35	35	40	40	45	50
d	40	40	50	50	60	60
e	50	58	64	70	78	84
f	1/2	1/2	1/2	5/8	3/4	3/4
g	1/4	1/4	5/8	3/4	1/2	1/2
h	5	5	6	6	6	6

ТАБЛИЦА 22
Шкивы диаметром 300÷1200 мм
(Размеры в мм)

Диаметр шкива D	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200
a	30	30	35	40	40	45	45	50	55
b	30	40	45	45	50	50	50	50	50
c	30	40	50	60	70	80	90	110	115
d	25	25	28	23	30	32	34	6	36
e	20	20	20	20	20	20	20	20	20
f	14	15	16	1	20	22	22	24	25
g	13	13	13	16	16	16	16	16	16

ТАБЛИЦА 23
Приближенный вес деревянных шкивов

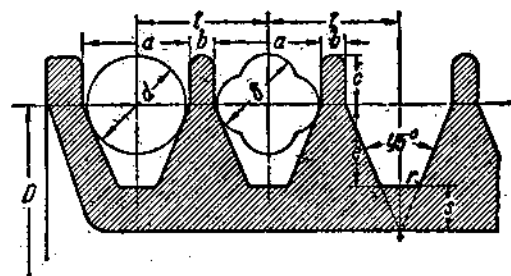
Диаметр шкива D мм	Ширина шкива B мм	Вес G кг	Диаметр шкива D мм	Ширина шкива B мм	Вес G кг
275	100	2	700	150	12,5
300	100	2,5	750	150	15,0
375	100	3,5	800	100	16,5
425	100	5,0	900	200	25,5
500	100	6,25	1000	225	42,0
550	125	8,5	1000	200	35,0
600	150	11,0	1150	200	40,0

ТАБЛИЦА 24
(Размеры в мм)

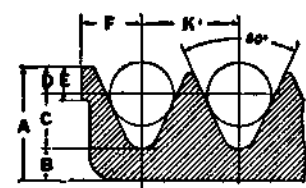
Диаметр каната, или толщина δ		a	b	c	e	r	t
круглый канат	квадратный канат						
25	28	28	8	12,5	21	3	36
30	27	33	8	15,0	25	3	41
35	32	39	8	17,5	30	3	47
40	36	41	10	20,0	34	3	54
45	40	50	10	22,5	38	3	60
50	45	55	10	25,0	42	3	65
55	50	61	12	27,5	46	3	73

Канатные шкивы.

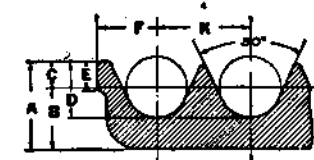
Профиль сечения канатного шкива выбирается по данным того или иного завода, изготавливающего эти шкивы. Так на фиг. 79 изображено сечение обода канатных шкивов, изготавливаемых заводом Lohmann & Stolterfoht, а в табл. 24 приведены основные размеры этого сечения (DIN 121).



Фиг. 79.



Фиг. 80.



Фиг. 81.

Толщина обода s делается равной $\frac{d}{3} + 5$ мм, где d — диаметр каната, а толщина закраины примерно в $1\frac{1}{2} + 2$ раза больше толщины промежуточного борта. На фиг. 80 изображено сечение рабочего, а на фиг. 81 — сечение поддерживающего канатных шкивов, изготавливаемых американским заводом W. A. Jones Foundry & Machine Company, а в табл. 25 приведены основные размеры (в дюймах) этих сечений.

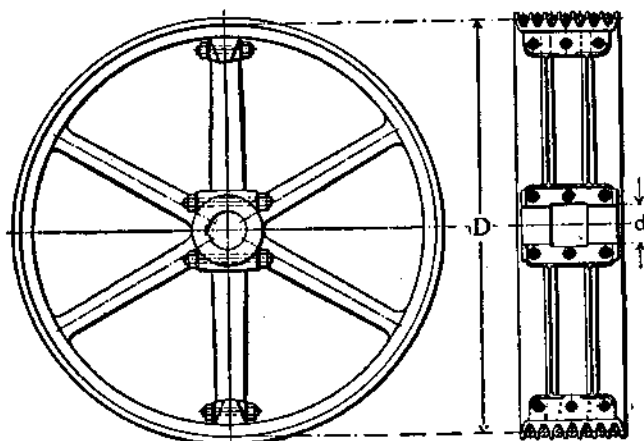
Число спиц и их размеры, длина и толщина втулки находится по тем же самым формулам, по которым находятся эти размеры и для ременных шкивов.

Расчет болтов, скрепляющих обод шкива, ведут по формуле (25). Чтобы не получить слишком толстых болтов, допускаемое напряжение в них на разрыв берут равным от 600 до 700 кг/см². (Болты железные, с выполненной на самоточке резьбой, или стальные). Болты у ступицы берут на номер больше.

Размещение болтов делается на основании тех же самых соображений, которые были приведены по отношению к ременным шкивам.

Таблица 25

Диаметр каната d	Рабочий шкив							Поддерживающий шкив						
	A	B	C	D	E	F	K	A	B	C	D	E	F	K
$\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
1	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$
2	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$



Фиг. 82.

Таблица 26

Вес канатных шкивов в кг. Конструкция завода Peniger A. G.

Верхние цифры для цельных, нижние для разъемных шкивов

Диаметр шкива мм	Для круглого каната в 40 мм и квадрат- ного в 36 мм					Для круглого каната в 45 мм и квадрат- ного в 40 мм					Для круглого каната в 50 мм и квадратно. о в 45 мм				
	Количество желобков					Количество желобков					Количество желобков				
	2	3	4	5	6	2	3	4	5	6	3	4	5	6	7
1000 {	147 169	194 225	241 281	288 337	335 393	180 206	240 276	300 346	360 416	420 486	299 340	376 428	453 516	530 604	607 692
1200 {	182 206	239 272	296 338	353 404	410 470	222 250	294 332	336 414	438 496	510 578	357 400	448 502	539 604	630 706	721 808
1500 {	254 282	328 366	402 450	476 534	550 618	297 330	389 434	481 538	573 642	665 746	458 510	572 738	636 766	800 894	914 1022
1600 {	280 310	360 401	440 492	520 583	600 674	324 359	423 471	522 583	621 695	720 807	494 549	616 686	738 823	860 960	982 1097
1800 {	332 366	424 471	516 576	608 681	700 786	378 417	491 545	604 673	717 801	830 929	566 627	704 782	842 937	980 1092	1118 1247
2000 {	384 42	488 541	592 660	696 779	800 898	432 475	559 619	686 763	813 907	940 1051	648 715	802 888	956 1061	1100 1234	1264 1407
2200 {	440 482	560 619	680 756	800 893	920 1030	490 537	635 701	780 865	925 1029	1070 1193	738 811	912 1006	1086 1201	1260 1396	1434 1591
2400 {	500 546	610 705	780 864	920 1023	1060 1182	562 613	729 801	896 989	1063 1177	1230 1365	836 915	1034 1136	1232 1367	1430 1578	1628 1799
2600 {	570 620	730 801	890 982	1050 1163	1210 1344	634 689	823 901	1012 1113	1201 1325	1390 1537	934 1019	1150 1260	1378 1513	1600 1760	1822 2007
2800 {	644 699	828 906	1012 1113	1196 1320	1380 1527	710 777	925 1010	1140 1250	1355 1490	1570 1730	1040 1132	1290 1400	1540 1686	1790 1963	2040 2240
3000 {	718 779	926 1012	1134 1245	1342 1478	1550 1711	786 852	1027 1120	1268 1388	1509 1656	1750 1924	1146 1240	1424 1500	1702 1800	1950 2050	2258 2400

На фиг. 82 указано размещение болтов у канатного шкива с 7 ручьями. Размеры шпонок устанавливаются по диаметру вала, они могут быть также взяты по табл. 14.

Примеры.

1. Рассчитать чугунный ведущий шкив по данным примера 1 на стр. 24.

Имеем: $D_1 = 1500$ мм, $B = 200$ мм, $b = 175$ мм и $P = 208$ кг. Толщина обода принимается

$$s = 0,01R_1 + 3 \text{ мм} = 0,01 \cdot 750 + 3 \text{ мм} = 10,5 \text{ мм}.$$

Берем

$$s = 10 \text{ мм}.$$

Шкив делаем цилиндрическим. Уклон внутренней поверхности обода принимаем равным $\frac{1}{25}$. Высоту ребра берем

$$e = s + 0,02B = 10 + 0,02 \cdot 200 = 14 \text{ мм}.$$

Число спиц определяем по формуле:

$$A = \frac{1}{7} \sqrt{D_1} = \frac{1}{7} \sqrt{1500} = \frac{1}{7} 38,8 \approx 6 \text{ спиц}.$$

Сечение спицы принимаем эллиптическим с малой осью $a = 0,4h$.

Величина большой оси h эллипса сечения спицы на линии вала найдется из формулы (20):

$$h = \sqrt[3]{\frac{PR}{4A}} = \sqrt[3]{\frac{208 \cdot 75}{4 \cdot 6}} \approx 8,66 \text{ см}.$$

Берем $h = 85$ мм.

Малая ось эллипса:

$$a = 0,4h = 0,4 \cdot 85 = 34 \text{ мм}.$$

На линии обода большой размер спицы будет

$$h' = 0,8h = 0,8 \cdot 85 = 68 \text{ мм},$$

а малый

$$a' = 0,8a = 0,8 \cdot 34 = 27,2 \text{ мм}.$$

Берем

$$h' = 68 \text{ мм}, a = 35 \text{ мм и } a' = 28 \text{ мм}.$$

Большую ось сечения разрезной спицы на середине вала берем

$$h_1 = 1,4h = 1,4 \cdot 85 \approx 120 \text{ мм},$$

а на линии обода

$$h_1' = 0,8h_1 = 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ мм}.$$

Малая ось сечения разрезной спицы на линии вала и на обode будет та же, что и для спицы неразрезной, т. е.

$$a_1 = a = 35 \text{ мм и } a_1' = a' = 0,8a \approx 28 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр ступицы берем $d_1 = 1,8d_{\text{вала}}$, где диаметр вала может быть найден по формуле:

$$d_{\text{вала}} = 14,42 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 14,42 \sqrt[3]{\frac{50}{230}} \approx 8,65 \text{ см}.$$

Берем $d_{\text{вала}} = 90$ мм, тогда

$$d_1 = 1,8d_{\text{вала}} = 1,8 \cdot 90 = 162 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$d_1 = 165 \text{ мм.}$$

Уклон поверхности втулки берем тот же, что и для обода, т. е. $\frac{1}{25}$. Длину втулки L следует брать не менее $1,5d$ вала; окончательно ее длина устанавливается при размещении болтов. Для меньшей обработки ступицу делаем облегченного типа, длину обработанной поверхности L_1 берем равной $0,5d_{\text{вала}}$:

$$L_1 = 0,5 \cdot 90 = 45 \text{ мм.}$$

Чтобы не слишком нагружать шпонку, облегчение в данном шкиве делаем не по всей кольцевой поверхности втулки, а частично, оставляя шпонку работать по всей длине втулки. Шпонку подбираем по ОСТ 295 для вала диаметра в 90 мм, ее размеры 24×14 мм. *См. п.*

Определим теперь диаметр болтов, скрепляющих обод шкива. Так как ширина обода B больше 150 мм, то число болтов у обода принимаем по два с каждой стороны. Болты берем железные, с допускаемым напряжением $k_p = 480 \text{ кг/см}^2$, их диаметр определяем по формуле (23'):

$$1,25 F \cdot 66 = 2 \frac{\pi d_1^2}{4} 480.$$

При $F = Bs = 20 \cdot 1 = 20 \text{ см}^2$ имеем:

$$1,25 \cdot 20 \cdot 66 = 2 \frac{\pi d_1^2}{4} 480$$

или

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 480 = 825,$$

откуда, пользуясь табл. V приложения, находим, что

$$d = 3\frac{1}{4}''.$$

Болты у ступицы берем номером больше, т. е.

$$d' = 1''.$$

Для того чтобы установить болты возможно ближе к ободу, берем вместо них шпильки с гайками. Шпильки ставим на таком расстоянии от обода, чтобы их можно было вынуть. У втулки ставим болты — всего 4, по два с каждой стороны от плоскости разъема.

Найдем, какую долю передаваемого шкивом момента могут принять на себя болты у втулки, если они будут работать с тем же напряжением, что и болты у обода.

При напряжении $k_p = 480 \text{ кг/см}^2$ болты вызовут силу нажатия втулки на вал

$$Q = 4 \frac{\pi d_1^2}{4} 480 = 6860 \text{ кг.}$$

Сила Q вызовет на поверхности соприкосновения втулки с валом силу трения

$$k = 2Q \cdot f,$$

где f — коэффициент трения; принимаем его равным 0,25; тогда

$$k = 2 \cdot 6860 \cdot 0,25 = 3430 \text{ кг.}$$

т. Сила трения равняется окружному усилию на валу; следовательно, болты у втулки воспримут на себя момент

$$M_b = 3430 \cdot r_{\text{вала}} = 3430 \cdot 4,5 = 15440 \text{ кг/см.}$$

а момент, передаваемый шкивом

$$M = P \cdot R_1 = 208 \cdot 75 = 15600 \text{ кг/см.}$$

т. е. болты у втулки при напряжении $k_p = 480 \text{ кг/см}^2$ могут принять на себя

$$\frac{15440}{15600} 100 \approx 99\%$$

всего передаваемого шкивом момента.

Проверка размеров обода в зависимости от нагрузки центробежной силой при скоростях ниже или равных 25–30 м/сек не является обязательной.

2. Рассчитать железный шкив по данным примера 1 на стр. 24.

Начальные данные те же, что и для шкива чугунного: $\bar{D}_1 = 1500 \text{ мм}$, $b = 175 \text{ мм}$ и $P = 208 \text{ кг}$.

Ширина обода

$$B = 1,1b + 0,8 = 1,1 \cdot 17,5 + 0,8 \approx 20,0 \text{ см.}$$

Толщина обода

$$s = 0,004(b + R) + 3 = 0,004(175 + 750) + 3 \approx 7 \text{ мм.}$$

Обод делаем цилиндрическим.

Из табл. 19 берем диаметр спицы

$$d = 26 \text{ мм.}$$

Число спиц определяем по формуле (27):

$$A = 0,37^3 \frac{PR}{d^3} = 0,37^3 \frac{208 \cdot 75}{2,6^3} \approx 44 \text{ спицы.}$$

Ввиду наличия большого числа спиц ставим их в два ряда, изгибая несколько верхние их концы в средней плоскости шкива.

Внешний диаметр ступицы делаем равным

$$d_1 = 1,8d_{\text{вала}} = 1,8 \cdot 90 \approx 165 \text{ мм.}$$

а высоту выступа втулки для заливки спиц берем $e = 2,5d = 65 \text{ мм}$.

Длина втулки устанавливается конструктивно при размещении болтов; во всяком случае она должна быть не меньше $1,5d_{\text{вала}}$.

Диаметры болтов и заклепок у обода

$$d_0 = 2s = 2 \cdot 7 = 14 \text{ мм.}$$

Диаметр болта $d_0 = \frac{1}{8}$.

Число их

$$z = \frac{s \cdot b}{d_0^2} = \frac{7 \cdot 175}{196} \approx 6 \text{ шт.}$$

Болты у ступицы берем такие же, как и для соответствующего чугунного шкива, т. е.

$$d' = 1''.$$

Проверяем по формуле (31) напряжение на срез у болтов обода:

$$k_{\text{ср}} = \frac{1}{f} \left(2F \frac{\gamma v^2}{g} + \frac{G}{2} \right).$$

Площадь всех болтов у обода:

$$f = 2 \cdot 6 \frac{\pi d_0^2}{4} \approx 15,8 \text{ см}^2.$$

Площадь сечения обода

$$F = Bs = 20 \cdot 0,7 = 14 \text{ см}^2.$$

Железные шкивы могут поставить в условия работы со скоростью до 50 м/сек.

При такой скорости

$$k_p = \frac{\gamma v^2}{g} = \frac{7700 \cdot 2500}{10^4 \cdot 9,81} \approx 192 \text{ кг/см}^2.$$

Вес шкива найдем по табл. 20:

$$G = 113 \text{ кг.}$$

Тогда напряжение на срез у болтов обода будет:

$$k_{\text{ср}} = \frac{1}{2 \cdot 6 \cdot 1,3} \left(2 \cdot 14 \cdot 192 + \frac{113}{2} \right) \approx 350 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо.

3. Рассчитать канатный шкив по данным примера 1 на стр. 57.

Дано:

$$\begin{aligned} N &= 100 \text{ л. с.}, & n_1 &= 150 \text{ об/мин}, \\ D_1 &= 2330 \text{ мм}, & v &= 18,3 \text{ м/сек}, \\ d_{\text{ш}} &= 50 \text{ мм}, & z &= 5 \text{ канатам}. \end{aligned}$$

Размеры сечения обода канатного шкива устанавливаем по таблице 24. Толщину обода берем:

$$s = \frac{d_{\text{ш}}}{3} + 5 \text{ мм} \approx 22 \text{ мм.}$$

Толщину крайних бортов делаем в 2 раза больше промежуточных, т. е. берем по 20 мм: тогда ширина обода получится равной 345 мм. Так как ширина обода больше 300 мм, то берем два ряда спиц.

Число спиц в каждом ряду:

$$A = \frac{1}{7} \sqrt{D} = \frac{1}{7} \sqrt{2330} = 7 \text{ спиц.}$$

Шкив делаем свертным, а потому число спиц в ряду берем $A = 8$.

Спицы делаем эллиптического сечения: большая ось h , малая — a ;
 $a = 0,4h$.

Определим размеры неразрезной спицы сначала на линии вала, а затем на ободе.

На линии вала

$$h = \sqrt[3]{\frac{PR}{2 \cdot 4 \cdot A}}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{100 \cdot 75}{18,3} \approx 410 \text{ кг,}$$

тогда

$$h = \sqrt[3]{\frac{410 \cdot 116,5}{2 \cdot 4 \cdot 8}} \approx 9 \text{ см,}$$

а

$$a = 0,4h = 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ мм.}$$

Берем $a = 35 \text{ мм.}$

На линии обода:

$$h' = 0,8h = 0,8 \cdot 90 \approx 70 \text{ мм, } a' = 0,8a = 0,8 \cdot 35 = 28 \text{ мм.}$$

Размеры разрезной спицы будут:
на линии вала

$$h_1 = 1,4h = 1,4 \cdot 90 \approx 125 \text{ мм, } a_1 = a = 35 \text{ мм;}$$

на линии обода

$$h_1' = 0,8h_1 = 0,8 \cdot 125 = 100 \text{ мм, } a_1' = a' = 28 \text{ мм.}$$

Внешний диаметр ступицы берется

$$d_1 = 1,8d_{\text{вала}}.$$

Диаметр вала может быть определен по формуле:

$$d_{\text{вала}} = 14,42 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 14,42 \sqrt[3]{\frac{100}{150}} \approx 12,5 \text{ см,}$$

тогда

$$d_1 = 1,8 \cdot 12,5 = 225 \text{ мм.}$$

Длина втулки устанавливается конструктивно при размещении болтов. У обода и втулки берем по 3 болта с каждой стороны. Расчет болтов, скрепляющих обод шкива, ведем по формуле (25).

Вес шкива берем из табл. 26.

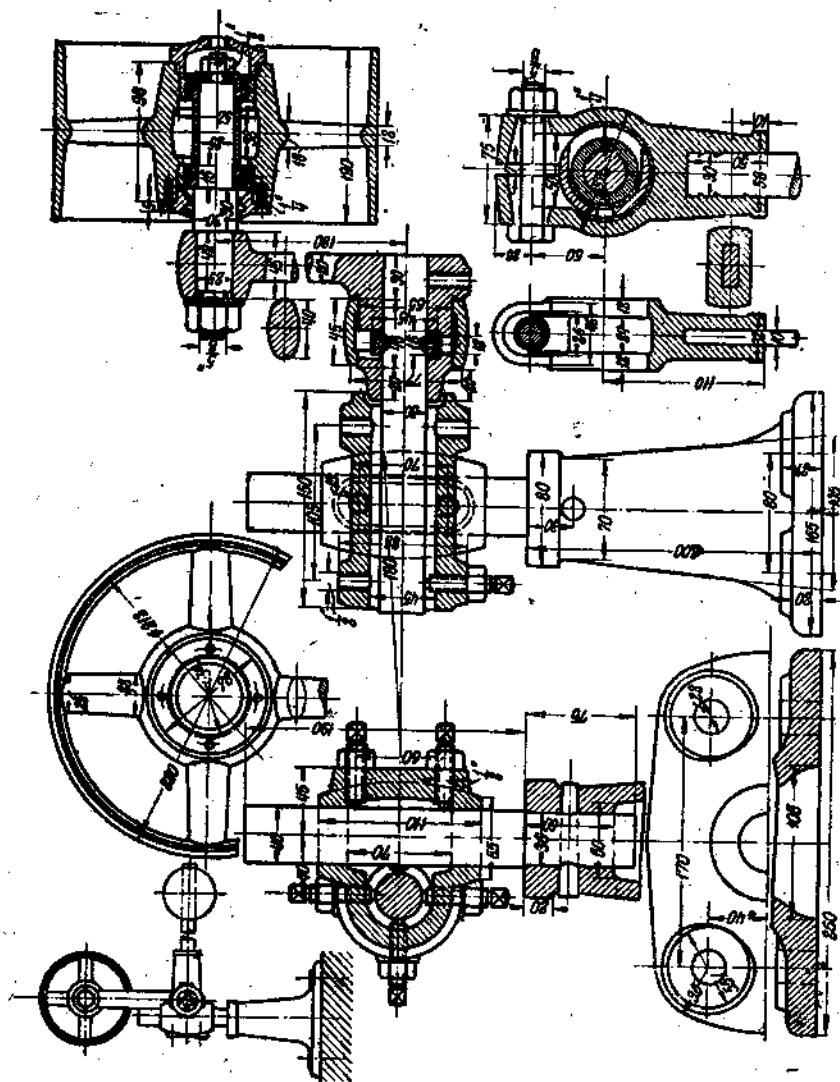
$$G \approx 1857 \text{ кг.}$$

Болты у ступицы делаются на номер больше. Детальные вычисления для определения диаметров болтов опускаем, так как они аналогичны вычислениям при нахождении болтов у ремennого шкива

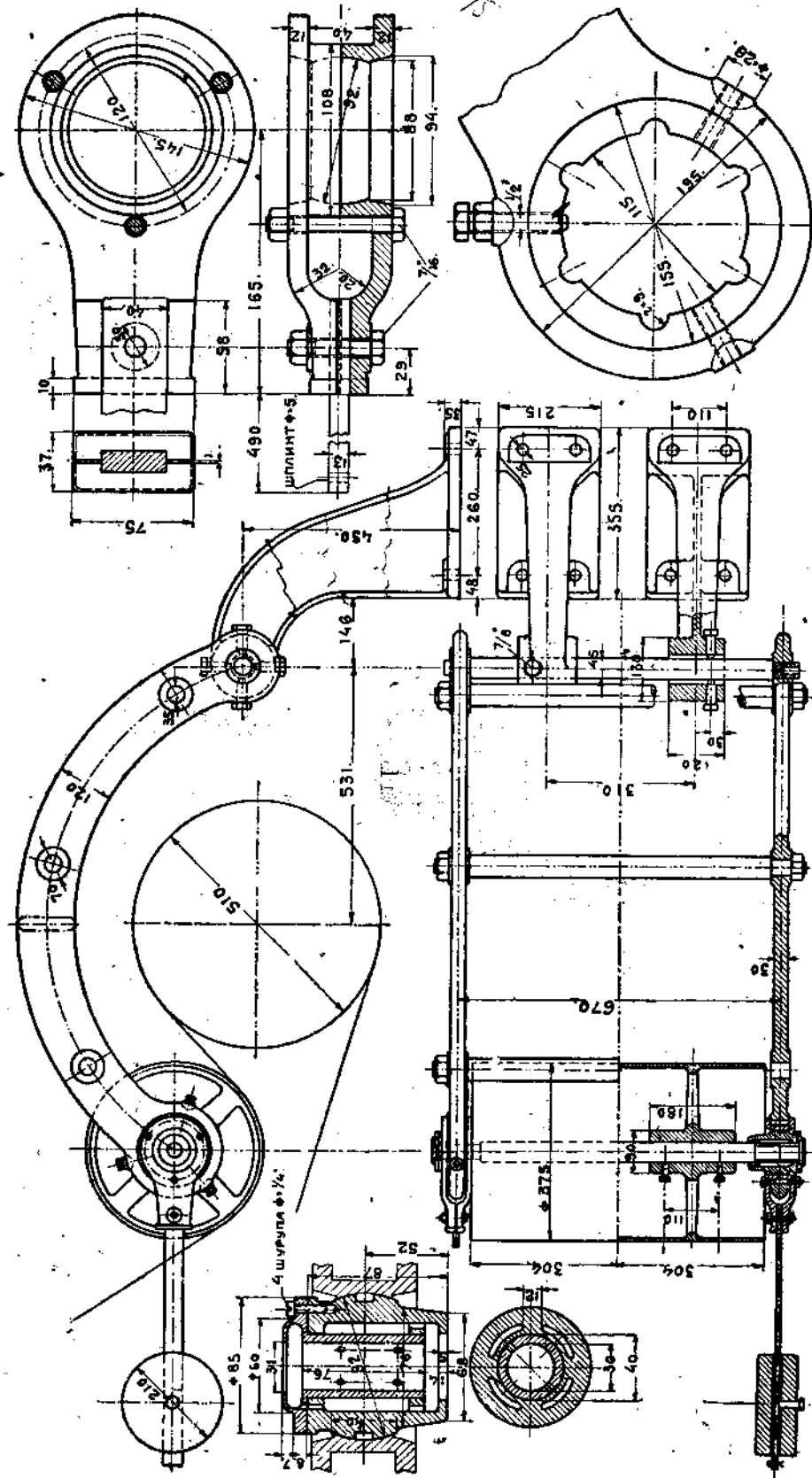
НАТЯЖНЫЕ РОЛИКИ.

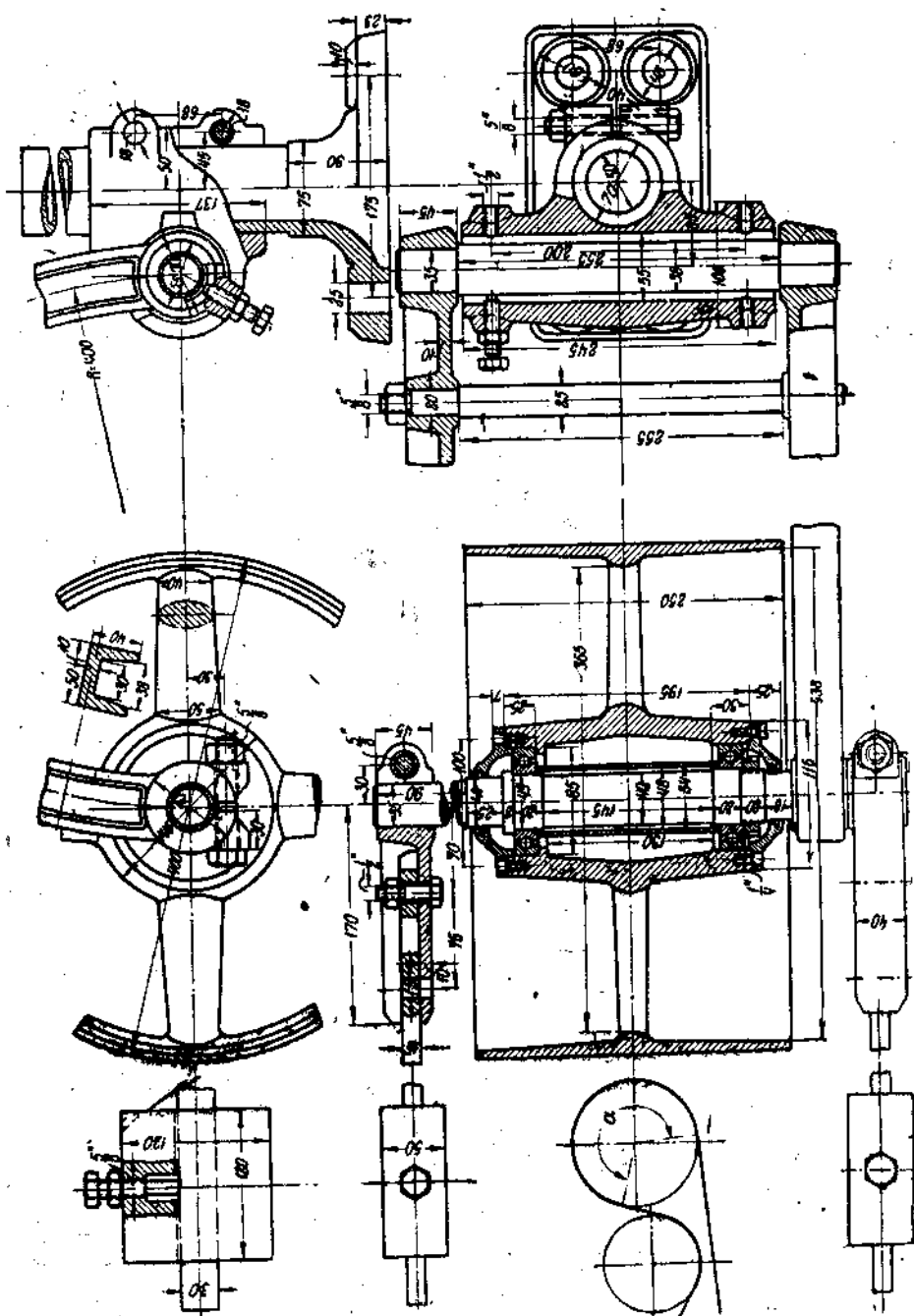
Натяжные ролики.

Натяжные ролики изготавливаются одноплечими и двухплечими. При передаче небольших мощностей (до 25—30 л. с.) обычно применяют одноплечие ролики, а при передаче более крупных — двухплечие. На фиг. 83 дана конструкция одноплечего, а на фиг. 84, 85 и 86 — двухплечих роликов.



Фиг. 83.





Mr. S.

На фиг. 86 приведена конструкция двухплечего натяжного ролика, зачающего на трансмиссионном валу. Для уменьшения трения внутренние поверхности втулок залиты баббитом. Рычаги для придания всей системе наибольшей жесткости выполнены крестообразного сечения с ответвлениями вправо и влево и стянуты между собой распорными болтами.

Расчет и конструкция натяжных роликов.

При проектировании элементов натяжных роликов особое внимание следует обращать на солидность конструкции, на ее жесткость. Чем солиднее конструкция, тем спокойнее, как показала практика, получается ход передачи. А потому расчет деталей натяжного ролика следует производить с невысокими напряжениями.

В особенности это замечание относится к одноплечему ролику. Конструкция этого ролика такова, что шкив его работает на весу. Ось, на которой он вращается, закреплена лишь одним концом, другой конец свободен — получается консольная балка, стрела прогиба которой при достаточно большом давлении на ролик может достигнуть значительной величины, если эту ось рассчитывать с обычным, не пониженным напряжением. Появление значительного прогиба свободного конца оси выведет шкив ролика из его нормального, горизонтального, положения и тем самым вызовет сход ремня со шкива. Чтобы избежать схода ремня со шкива, ось шкива должна быть горизонтальна, а это ведет к тому, что ее следует рассчитывать с пониженным напряжением на изгиб.

Ось шкива одноплечего ролика изгибается силой R (см. фиг. 23), приложенной на расстоянии $\frac{L}{2} + a$ от места ее зацебления. L — расстояние между шарикоподшипниками, в случае если шкив вращается на шариках (фиг. 83), или половина длины втулки, если последняя самосмазывающаяся (фиг. 87); a — расстояние ближайшего шарикоподшипника или конца втулки от места зацебления оси.

Изгибающий ось шкива момент будет:

$$M_{изг} = R \left(\frac{L}{2} + a \right).$$

Уравнение крепости оси напишется:

$$R \left(\frac{L}{2} + a \right) = 0,1 d^3 k_{изг},$$

где d — диаметр оси в месте зацебления, а $k_{изг}$ — допускаемое напряжение на изгиб. Размер L устанавливается конструктивно по чертежу, почти всегда L меньше ширины шкива B . Для оси одноплечего ролика, изготовленной из железа или мягкой стали, допускаемое напряжение на изгиб берут:

$$k_{изг} = 200 + 250 \text{ кг/см}^2.$$

Условия работы оси шкива двухплечего ролика более благоприятны. Ось двухплечего ролика покоится на двух опорах (фиг. 84 и 85), горизонтальность которых при любом давлении ремня на шкив

может быть осуществлена, а потому никакого схода ремня у двухплечего ролика при хорошем монтаже последнего и не может быть.

Величина изгибающего ось двухплечего ролика момента зависит от характера ее закрепления в рычагах. Имеются конструкции, в которых ось шкива не закреплена в рычагах (фиг. 88), а свободно покоится на опорах.

В этом случае

$$M_{\text{изг}} = \frac{RL}{4},$$

где L — расстояние между шарикоподшипниками, а нагрузка R , как это часто делается, принята сосредоточенной. Имеются и такие конструкции, в которых ось шкива закреплена в рычагах (фиг. 85); тогда

$$M_{\text{изг}} = \frac{R}{2} \frac{a(l-a)}{l},$$

где a — расстояние от середины шарикоподшипника до ближайшего места заземления оси, а l — расстояние между серединами шарикоподшипников.

Однако и здесь, считаясь с некоторой зыбкостью рычагов, принимают, что концы рычагов свободно покоятся на опорах; тогда

$$M_{\text{изг}} = \frac{R}{2} C,$$

где C — расстояние места приложения нагрузки $\frac{R}{2}$ до середины втулки ближайшего рычага. (Нагрузка $\frac{R}{2}$ расположена симметрично относительно средней плоскости шкива ролика.)

Уравнение прочности в том и другом случае напишется:

$$M_{\text{изг}} = 0,1d^3k_{\text{изг}}.$$

Подставляя вместо $M_{\text{изг}}$ его значение, соответствующее характеру закрепления оси, и задаваясь величиной напряжения на изгиб $k_{\text{изг}}$, найдем из последнего уравнения величину диаметра оси¹.

Ввиду более благоприятных условий работы двухплечего ролика напряжение на изгиб в оси его шкива берется значительно выше, чем в предыдущем случае, а именно:

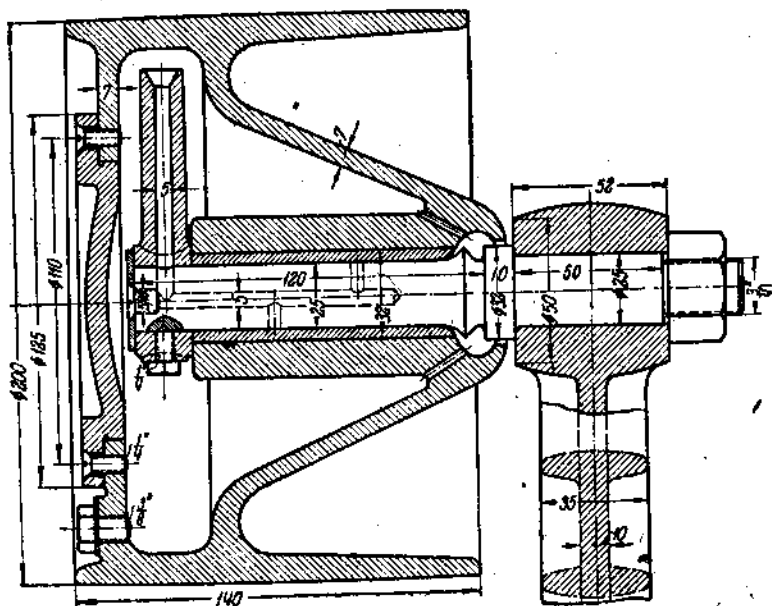
$$k_{\text{изг}} = 350 + 400 \text{ кг/см}^2.$$

Рычаг, в котором заделана ось шкива одноплечего ролика, испытывает на себе действие крутящего и изгибающего моментов:

$$M_{\text{кр}} = R \left(\frac{L}{2} + a \right),$$

$$M_{\text{изг}} = RL,$$

¹ Размер оси, на которую насаживаются шарикоподшипники, берется кратным 5.



Фиг. 87.

где l — длина рычага, а потому его следует рассчитывать на одновременное действие этих двух моментов. Но часто, ради простоты, крутящим моментом пренебрегают и расчет ведут на один лишь изгиб, но зато с весьма пониженным напряжением.

Направление силы R (см. фиг. 23) может быть таково, что рычаг кроме кручения и изгиба будет подвергаться еще сжатию или растяжению. Ввиду малости напряжений, получающихся от воздействия этих усилий, ими обычно пренебрегают.

Материалом для рычагов служит, главным образом, чугун.

Проектирование рычага ведут следующим образом. Намечают на чертеже формы рычага и определяют по ним размеры сечения рычага в его опасном месте. Зная величины крутящего и изгибающего моментов и момент сопротивления сечения рычага, находят напряжение в его опасном месте. Получившееся напряжение не должно превышать для чугуна $100-150 \text{ кг/см}^2$; в противном случае следует увеличить размеры сечения.

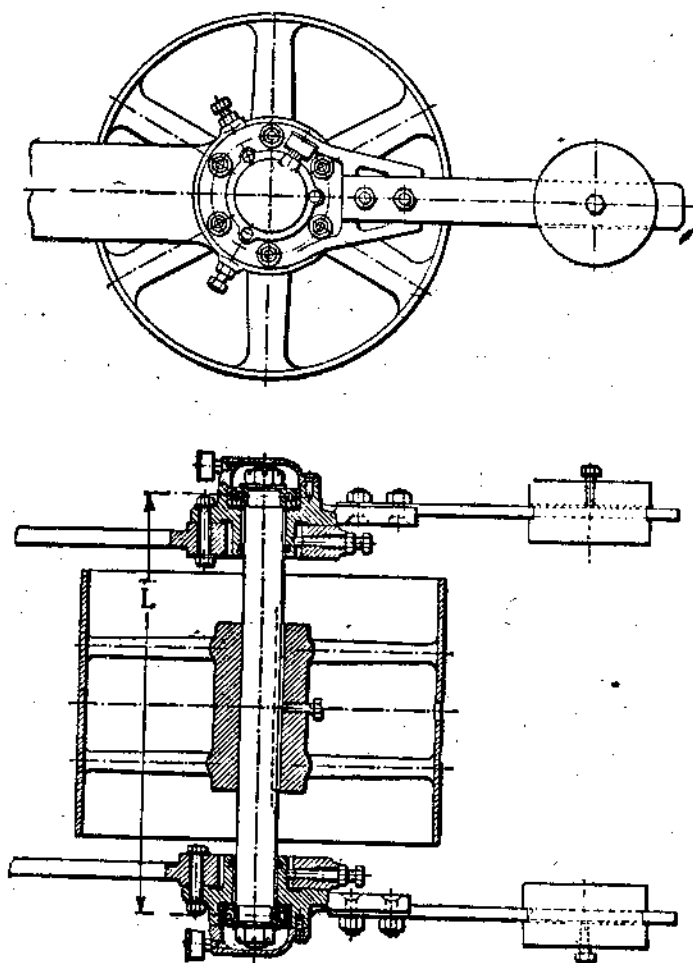
Рычаги, поддерживающие ось шкива двухплечего ролика, не подвергаются кручению. Они испытывают на себе лишь изгибающие моменты плюс сжатие или растяжение.

Расчет рычагов ведется на изгиб с допускаемым для чугуна напряжением:

$$k_{\text{изг}} = 100-150 \text{ кг/см}^2.$$

Характер проектирования рычагов остается здесь тот же самый, что и в предыдущем случае.

Оси роликов, закрепленные в стойках, рассчитываются на изгиб с тем же самым напряжением, с каким рассчитываются и оси шкивов. Грузовые рычаги рассчитываются на изгиб: чугунная часть с допу-



Фиг. 88.

скаемым напряжением $k_{\text{нат}} = 100 + 150 \text{ кг/см}^2$, а железные полосы, несущие груз с напряжением до 800 кг/см^2 (как детали неответственные в смысле деформаций).

Вообще размеры натяжных роликов определяются, главным образом, условиями работы передачи и конструктивными и технологическими соображениями. Если просчитать на прочность детали изготовленных заводами натяжных роликов, то заранее можно сказать, что они будут работать с весьма малыми напряжениями; объясняется это стремлением создать более солидную конструкцию и тем самым иметь спокойный ход передачи.

Приложения

ТАБЛИЦА I
Для перевода английских дюймов в миллиметры
АНГЛИЙСКИЙ ДЮЙМ — МИЛЛИМЕТР

Дюйм	0	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{15}{16}$
0	0,0	1,6	3,2	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1	12,7	14,3	15,9	17,5	19,1	20,6	22,2	23,8
1	25,4	27,0	28,6	30,2	31,8	33,3	34,9	36,5	38,1	39,7	41,3	42,9	44,5	46,0	47,6	49,2
2	50,8	52,4	54,0	55,6	57,2	58,7	60,3	61,9	63,5	65,1	66,7	68,3	69,9	71,4	73,0	74,6
3	76,2	77,8	79,4	81,0	82,6	84,1	85,7	87,3	88,9	90,5	92,1	93,7	95,3	96,8	98,4	100,0
4	101,6	103,2	104,8	106,4	108,0	109,5	111,1	112,7	114,3	115,9	117,5	119,1	120,7	122,2	123,8	125,4
5	127,0	128,6	130,2	131,8	133,4	134,9	136,5	138,1	139,7	141,3	142,9	144,5	146,1	147,6	149,2	150,8
6	152,4	154,0	155,6	157,2	158,8	160,3	161,9	163,5	165,1	166,7	168,3	169,9	171,5	173,0	174,6	176,2
7	177,8	179,4	181,0	182,6	184,2	185,7	187,3	188,9	190,5	192,1	193,7	195,3	196,9	198,4	200,0	201,6
8	203,2	204,8	206,4	208,0	209,6	211,1	212,7	214,3	215,9	217,5	219,1	220,7	222,3	223,8	225,4	227,0
9	228,6	230,2	231,8	233,4	235,0	236,5	238,1	239,7	241,3	242,9	244,5	246,1	247,7	249,2	250,8	252,4
10	254,0	255,6	257,2	258,8	260,4	261,9	263,5	265,1	266,7	268,3	269,9	271,5	273,1	274,6	276,2	277,8
11	279,4	281,0	282,6	284,2	285,7	287,3	288,9	290,5	292,1	293,7	295,3	296,9	298,5	300,0	301,6	303,2
12	304,8	306,4	308,0	309,6	311,2	312,7	314,3	315,9	317,5	319,1	320,7	322,3	323,9	325,4	327,0	328,6
13	330,2	331,8	333,4	335,0	336,5	338,1	339,7	341,3	342,9	344,5	346,1	347,7	349,2	350,8	352,4	354,0
14	356,6	358,2	359,8	361,4	363,0	364,5	366,1	367,7	369,3	370,9	372,5	374,1	375,7	377,2	378,8	380,4
15	381,0	382,6	384,2	385,8	387,3	388,9	390,5	392,1	393,7	395,3	396,9	398,5	400,0	401,6	403,2	404,8
16	406,4	408,0	409,6	411,2	412,7	414,3	415,9	417,5	419,1	420,7	422,3	423,9	425,4	427,0	428,6	430,2
17	431,8	433,4	435,0	436,6	438,1	439,7	441,3	442,9	444,5	446,1	447,7	449,3	450,8	452,4	454,0	455,6
18	457,2	458,8	460,4	462,0	463,5	465,1	466,7	468,3	469,9	471,5	473,1	474,7	476,2	477,8	479,4	481,0
19	482,6	484,2	485,8	487,4	488,9	490,5	492,1	493,7	495,3	496,9	498,5	500,1	501,6	503,2	504,8	506,4
20	508,0	509,6	511,2	512,8	514,3	515,9	517,5	519,1	520,7	522,3	523,9	525,5	527,0	528,6	530,2	531,8
21	534,4	536,0	537,6	539,2	540,7	542,3	543,9	545,5	547,1	548,7	550,3	551,9	553,4	555,0	556,6	558,2
22	563,8	565,4	567,0	568,6	570,1	571,7	573,3	574,9	576,5	578,1	579,7	581,3	582,9	584,5	586,1	587,7
23	591,2	592,8	594,4	596,0	597,5	599,1	600,7	602,3	603,9	605,5	607,1	608,7	610,3	611,9	613,5	615,1
24	619,6	621,2	622,8	624,4	626,0	627,6	629,2	630,8	632,4	634,0	635,6	637,2	638,8	640,4	642,0	643,6
25	646,0	647,6	649,2	650,8	652,4	654,0	655,6	657,2	658,8	660,4	662,0	663,6	665,2	666,8	668,4	670,0

Таблица II

Степени, хоры, длины окружностей и площади круга

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\frac{1}{\sqrt{n}}$	πn	πn^2 4
0,01	0,0001	0,000001	0,1000	0,2154	0,0314	0,000079
0,1	0,01	0,001	3162	4642	0,3142	0,00785
0,2	0,04	0,008	4472	5848	0,6283	0,03142
0,3	0,09	0,027	5477	6691	0,9425	0,0669
0,4	0,16	0,064	6325	7368	1,2566	0,12566
0,5	0,25	0,125	0,7071	0,737	1,5708	0,19635
0,6	0,36	0,216	7746	8434	1,8850	0,28274
0,7	0,49	0,343	8367	879	2,1991	0,38484
0,8	0,64	0,512	8944	9283	2,5133	0,50265
0,9	0,81	0,729	9487	9665	2,8274	0,63617
1,0	1,00	1,000	1,0000	1,0000	3,1416	0,7854
1,1	1,21	1,331	0488	0323	3,4558	0,9503
1,2	1,44	1,728	0954	0627	3,7699	1,1310
1,3	1,69	2,197	1402	0914	4,0841	1,3273
1,4	1,96	2,744	1832	117	4,3982	1,5394
1,5	2,25	3,375	1,2247	144	4,7124	1,7671
1,6	2,56	4,096	2649	1696	5,0265	2,0106
1,7	2,89	4,913	8038	1935	5,3407	2,2688
1,8	3,24	5,832	3416	2164	5,6549	2,5447
1,9	3,61	6,859	3784	2386	5,9690	2,8353
2,0	4,00	8,000	1,4142	1,2599	6,2832	3,1416
2,1	4,41	9,261	4491	208	6,5973	3,4336
2,2	4,84	10,648	4832	3006	6,9115	3,8013
2,3	5,29	12,167	5166	3200	7,2257	4,1548
2,4	5,76	13,824	5492	3389	7,5398	4,5239
2,5	6,25	15,625	1,5811	3572	7,8540	4,9087
2,6	6,76	17,576	6125	3751	8,1681	5,3093
2,7	7,29	19,683	6432	3925	8,4823	5,7256
2,8	7,84	21,952	6733	4095	8,7965	6,1575
2,9	8,41	24,369	7029	4260	9,1106	6,6052
3,0	9,00	27,000	1,7321	1,4422	9,4248	7,0686
3,1	9,61	29,791	7607	4581	9,7389	7,5477
3,2	10,24	32,768	7889	4736	10,053	8,0425
3,3	10,89	35,937	8166	4888	10,367	8,5530
3,4	11,56	39,404	8439	5037	10,681	9,0792
3,5	12,25	42,875	1,8708	5183	10,996	9,6211
3,6	12,96	46,656	8974	5328	11,310	10,179
3,7	13,69	50,653	9235	5467	11,624	10,752
3,8	14,44	54,872	9494	5605	11,938	11,341
3,9	15,21	59,319	9748	5741	12,252	11,946
4,0	16,00	64,000	2,0000	1,5814	12,566	12,566
4,1	16,81	68,921	0248	6005	12,881	13,203
4,2	17,64	74,088	0494	6134	13,195	13,854
4,3	18,49	79,507	0736	6261	13,509	14,522
4,4	19,36	85,184	0976	6386	13,823	15,205
4,5	20,25	91,125	2,1213	6510	14,137	15,904
4,6	21,16	97,336	1448	6631	14,451	16,619
4,7	22,09	103,823	1673	6751	14,765	17,349
4,8	23,04	110,592	1909	6869	15,080	18,096
4,9	24,01	117,649	2136	6985	15,394	18,857

Продолжение табл. II

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\frac{1}{\sqrt{n}}$	$\frac{1}{n}$	$\frac{1}{n^2}$
5,0	25,00	125,00	2,2361	1,7100	15,708	19,635
5,1	26,01	132,651	2583	7213	16,022	20,428
5,2	27,04	141,608	2804	7325	16,336	21,237
5,3	28,09	148,777	3022	7435	16,650	22,062
5,4	29,16	157,464	3238	7544	16,965	22,902
5,5	30,25	166,374	2,3452	1,7652	17,279	23,758
5,6	31,36	175,616	3664	7758	17,593	24,630
5,7	32,49	185,193	3875	7863	17,907	25,518
5,8	33,64	195,112	4083	7967	18,221	26,421
5,9	34,81	205,379	4290	8070	18,535	27,340
6,0	36,00	216,000	2,4495	1,8171	18,850	28,274
6,1	37,21	226,981	4693	8272	19,164	29,255
6,2	38,44	238,328	49 0	8371	19,478	30,191
6,3	39,69	250,047	5100	8469	19,792	31,173
6,4	40,96	262,144	5298	8566	20,106	32,170
6,5	42,25	274,625	2,5495	1,8663	20,420	33,183
6,6	43,56	287,496	5690	8758	20,735	34,212
6,7	44,89	300,763	5884	8852	21,049	35,257
6,8	46,24	314,432	6077	8945	21,3 3	36,317
6,9	47,61	328,509	6268	9038	21,677	37,393
7,0	49,00	343,000	2,6458	1,9129	21,991	38,485
7,1	50,41	357,911	6646	9220	22,305	39,592
7,2	51,84	373,248	6833	9310	22,619	40,715
7,3	53,29	389,017	7019	9399	22,934	41,854
7,4	54,76	405,224	72 3	9487	23,248	43,008
7,5	56,25	421,875	2,7396	1,9574	23,562	44,179
7,6	57,76	438, 76	7568	9661	23,876	45,365
7,7	59,29	456,533	7749	9747	24,190	46,566
7,8	60,84	474,552	7929	9832	24,504	47,784
7,9	62,41	493,039	8107	9916	24,819	49,017
8,0	64,00	512,000	2,8284	2,0000	25,133	50,266
8,1	65,61	531,441	8460	0083	25,447	51,530
8,2	67,24	551,368	8636	0165	25,761	52,810
8,3	68,89	571,787	881 0	0247	26,075	54,106
8,4	70,56	592,704	8983	0328	26,389	55,418
8,5	72,25	614,125	2,9155	2,0408	26, 04	56,745
8,6	73,96	636,056	9326	0488	27,018	58,088
8,7	75,69	658,503	9496	0567	27,332	59,447
8,8	77,44	681,472	9665	0646	27,646	60,821
8,9	79,21	704,969	9833	0724	27,960	62,211
9,0	81,00	729,000	3,0000	2,0801	28,274	63,617
9,1	82,81	753,571	0166	0878	28,588	65,039
9,2	84,64	778,688	0332	0954	28,903	66,476
9,3	86,49	804,357	0496	1029	29,217	67,929
9,4	88,36	830,594	0659	1105	29,531	69,398
9,5	90,25	857,375	3,0822	2,1179	29,845	70,882
9,6	92,16	884,736	0984	1253	30,159	72,382
9,7	94,09	912,673	1145	1327	30,473	73,898
9,8	96,04	941,192	1305	1400	30,788	75,430
9,9	98,01	970,299	1464	1472	31,102	76,977

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
10,0	100	1 000	3,16	2,154	31,42	78,540
10,5	110	1 158	3,24	2,190	32,99	86,590
11,0	121	1 331	3,32	2,224	34,56	95,033
11,5	132	1 521	3,39	2,257	36,13	103,87
12,0	144	1 728	3,46	2,289	37,70	113,10
12,5	156	1 953	3,54	2,321	39,27	122,72
13,0	169	2 197	3,61	2,351	40,84	132,73
13,5	182	2 460	3,67	2,381	42,41	143,14
14,0	196	2 744	3,74	2,410	43,98	153,94
14,5	210	3 049	3,81	2,438	45,55	165,13
15,0	225	3 375	3,87	2,466	47,12	176,72
15,5	240	3 724	3,94	2,493	48,70	188,69
16,0	256	4 096	4,00	2,520	50,27	201,06
16,5	272	4 492	4,06	2,546	51,84	213,83
17,0	289	4 913	4,12	2,571	53,41	226,98
17,5	306	5 359	4,18	2,596	54,98	240,53
18,0	324	5 832	4,24	2,621	56,55	254,47
18,5	342	6 332	4,30	2,645	58,12	268,80
19,0	361	6 859	4,36	2,668	59,69	283,53
19,5	380	7 415	4,42	2,692	61,26	298,65
20,0	400	8 000	4,47	2,714	62,83	314,16
20,5	420	8 615	4,53	2,737	64,41	330,06
21,0	441	9 261	4,58	2,759	65,97	346,36
21,5	462	9 938	4,64	2,781	67,54	363,06
22,0	484	10 648	4,69	2,802	69,12	380,13
22,5	506	11 391	4,74	2,823	70,69	397,61
23,0	529	12 167	4,80	2,844	72,26	415,48
23,5	552	12 978	4,85	2,864	73,83	433,74
24,0	576	13 824	4,90	2,885	75,40	452,38
24,5	600	14 706	4,95	2,904	76,97	471,43
25,0	625	15 625	5,00	2,924	78,54	490,87
25,5	650	16 581	5,05	2,943	80,11	510,70
26,0	676	17 576	5,10	2,963	81,68	530,92
26,5	702	18 610	5,15	2,981	83,25	551,54
27,0	729	19 683	5,20	3,000	84,82	572,55
27,5	756	20 797	5,24	3,018	86,39	593,95
28,0	784	21 952	5,29	3,037	87,97	615,76
28,5	812	23 149	5,34	3,055	89,54	637,94
29,0	841	24 389	5,39	3,072	91,11	660,52
29,5	870	25 972	5,43	3,090	92,68	683,49
30,0	900	27 000	5,47	3,107	94,25	706,86
30,5	930	28 373	5,52	3,124	95,82	730,62
31,0	961	29 791	5,57	3,141	97,39	754,77
31,5	992	31 256	5,61	3,158	98,96	779,31
32,0	1024	32 768	5,66	3,175	100,5	804,25

Продолжение табл. II

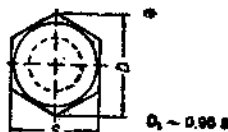
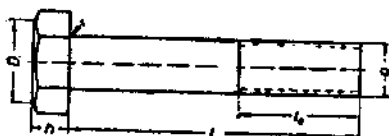
n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
32,5	1056	34 328	5,70	3,191	102,1	829,58
33,0	1089	35 937	5,74	3,208	103,7	855,30
33,5	1122	37 595	5,79	3,224	105,2	881,41
34,0	1156	39 304	5,83	3,240	106,8	907,92
34,5	1190	41 064	5,87	3,255	108,4	934,82
35,0	1225	42 875	5,92	3,271	110,0	962,11
35,5	1260	44 739	5,96	3,287	111,5	989,80
36,0	1296	46 656	6,00	3,302	113,1	1017,9
36,5	1332	48 627	6,04	3,317	114,7	1046,4
37,0	1369	50 653	6,08	3,332	116,2	1075,2
37,5	1406	52 734	6,12	3,347	117,8	1104,5
38,0	1444	54 872	6,16	3,362	119,4	1134,1
38,5	1482	57 067	6,20	3,377	121,0	1164,2
39,0	1521	59 319	6,25	3,391	122,5	1194,6
39,5	1560	61 630	6,28	3,406	124,1	1225,4
40,0	1600	64 000	6,32	3,420	125,7	1256,6
40,5	1640	66 430	6,36	3,434	127,2	1288,3
41,0	1681	68 921	6,40	3,448	128,8	1320,3
41,5	1722	71 473	6,44	3,462	130,4	1352,7
42,0	1764	74 088	6,48	3,476	132,0	1385,4
42,5	1806	76 766	6,52	3,490	133,5	1418,6
43,0	1849	79 507	6,56	3,503	135,1	1452,2
43,5	1892	82 313	6,60	3,517	136,7	1486,2
44,0	1936	85 184	6,63	3,530	138,2	1520,5
44,5	1980	88 121	6,67	3,544	139,8	1555,3
45,0	2025	91 125	6,71	3,557	141,4	1590,4
45,5	2070	94 196	6,75	3,570	142,9	1626,0
46,0	2116	97 336	6,78	3,583	144,5	1661,9
46,5	2162	10 0545	6,82	3,596	146,0	1698,2
47,0	2209	10 3823	6,86	3,609	147,6	1734,9
47,5	2256	10 7172	6,89	3,622	149,2	1772,1
48,0	2304	11 0592	6,93	3,634	150,8	1809,6
48,5	2352	11 4084	6,96	3,647	152,3	1847,5
49,0	2401	11 7649	7,00	3,659	153,9	18 5,7
49,5	2450	12 1287	7,04	3,672	155,5	1924,4
50,0	2500	12 5000	7,07	3,684	157,0	1963,5
50,5	2550	12 8788	7,11	3,696	158,6	2003,0
51,0	2601	13 2651	7,14	3,708	160,2	2042,8
51,5	2632	13 6591	7,18	3,721	161,8	2083,1
52,0	2704	14 0608	7,21	3,733	163,4	2123,7
52,5	2756	14 4703	7,25	3,744	164,9	2164,8
53,0	2809	14 8877	7,28	3,756	166,5	2206,2
53,5	2862	15 3130	7,31	3,768	168,1	2248,0
54,0	2916	15 7464	7,35	3,780	169,7	2290,2
54,5	2970	16 1879	7,38	3,791	171,2	2332,8

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$
55,0	3025	166 375	7,42	3,803	172,8	2375,8
55,5	3080	170 954	7,45	3,814	174,4	2419,2
56,0	3136	175 616	7,48	3,826	175,9	2463,0
56,5	3192	180 362	7,52	3,837	177,5	2507,2
57,0	3249	185 193	7,55	3,849	179,1	2551,8
57,5	3306	190 109	7,58	3,860	180,6	2596,7
58,0	3364	195 112	7,62	3,871	182,2	2642,1
58,5	3422	200 202	7,65	3,882	183,8	2687,8
59,0	3481	205 379	7,68	3,893	185,4	2734,0
59,5	3540	210 645	7,71	3,904	186,9	2780,5
60,0	3600	216 000	7,75	3,915	188,5	2827,4
60,5	3660	221 445	7,78	3,926	190,1	2874,8
61,0	3721	226 981	7,81	3,937	191,6	2922,5
61,5	3782	232 608	7,84	3,947	193,2	2970,6
62,0	3844	238 328	7,87	3,958	194,8	3019,1
62,5	3906	244 141	7,91	3,969	196,4	3068,0
63,0	3969	250 047	7,94	3,979	197,9	3117,3
63,5	4032	256 048	7,97	3,990	199,5	3166,9
64,0	4096	262 144	8,00	4,000	201,1	3217,0
64,5	4160	268 336	8,03	4,010	202,6	3267,5
65,0	4225	274 625	8,06	4,021	204,2	3318,3
65,5	4290	281 011	8,09	4,031	205,8	3369,6
66,0	4356	287 496	8,12	4,041	207,3	3421,2
66,5	4422	294 080	8,15	4,051	208,9	3473,2
67,0	4489	300 763	8,19	4,062	210,5	3525,7
67,5	4556	307 547	8,22	4,072	212,1	3578,5
68,0	4624	314 432	8,25	4,082	213,6	3631,7
68,5	4692	321 419	8,28	4,092	215,2	3685,3
69,0	4761	328 509	8,31	4,102	216,8	3739,3
69,5	4830	335 702	8,34	4,111	218,3	3793,7
70,0	4900	343 000	8,37	4,121	219,9	3848,5
70,5	4970	350 403	8,40	4,131	221,5	3903,6
71,0	5041	357 911	8,43	4,141	223,1	3959,2
71,5	5112	365 526	8,46	4,151	224,6	4015,2
72,0	5184	373 248	8,49	4,160	226,2	4071,5
72,5	5256	381 078	8,51	4,170	227,8	4128,3
73,0	5329	389 017	8,54	4,179	229,3	4185,4
73,5	5402	397 065	8,57	4,189	230,9	4242,9
74,0	5476	405 224	8,60	4,198	232,5	4300,8
74,5	5550	413 494	8,63	4,208	234,1	4359,2
75,0	5625	421 875	8,66	4,217	235,9	4417,9
75,5	5700	430 369	8,69	4,227	237,2	4477,0
76,0	5776	438 976	8,72	4,236	238,8	4536,5
76,5	5852	447 697	8,75	4,245	240,3	4596,4
7,0	5929	456 533	8,78	4,254	241,9	4656,6

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{1}{n}$	$\frac{\log n}{4}$
77,5	6006	465 484	8,80	4,264	243,5	4717,3
78,0	6084	474 552	8,83	4,273	245,0	4778,4
78,5	6162	483 737	8,86	4,282	246,6	4839,8
79,0	6241	493 039	8,89	4,291	248,2	4901,7
79,5	6320	502 460	8,92	4,300	249,8	4963,9
80,0	6400	512 000	8,94	4,309	251,3	5029,6
80,5	6480	521 660	8,97	4,318	252,9	5089,6
81,0	6561	531 441	9,00	4,327	254,5	5153,0
81,5	6642	541 343	9,02	4,336	256,0	5216,8
82,0	6724	551 368	9,05	4,345	257,6	5281,0
82,5	6806	561 516	9,08	4,353	259,2	5345,6
83,0	6889	571 787	9,11	4,362	260,8	5410,6
83,5	6972	582 188	9,13	4,371	262,3	5476,0
84,0	7056	592 704	9,17	4,380	263,9	5541,8
84,5	7140	603 351	9,19	4,388	265,5	5607,9
85,0	7225	614 125	9,22	4,397	267,0	5674,5
85,5	7310	625 026	9,25	4,405	268,6	5741,5
86,0	7396	636 056	9,27	4,414	270,2	5808,8
86,5	7482	647 215	9,30	4,422	271,8	5876,6
87,0	7569	658 503	9,33	4,431	273,3	5944,7
87,5	7656	669 922	9,35	4,440	274,9	6013,2
88,0	7744	681 472	9,38	4,448	276,5	6082,1
88,5	7832	693 154	9,41	4,456	278,0	6151,4
89,0	7921	704 969	9,43	4,465	279,6	6221,1
89,5	8010	716 917	9,46	4,473	281,2	6291,5
90,0	8100	729 000	9,49	4,481	282,7	6361,7
90,5	8190	741 218	9,51	4,490	284,3	6432,6
91,0	8281	753 571	9,54	4,498	286,9	6503,9
91,5	8372	766 081	9,57	4,506	287,5	6575,6
92,0	8464	778 688	9,59	4,514	289,0	6647,6
92,5	8556	791 453	9,62	4,522	290,6	6720,1
93,0	8649	804 357	9,64	4,531	292,2	6792,9
93,5	8742	817 400	9,67	4,539	293,7	6866,2
94,0	8836	830 584	9,70	4,547	295,3	6939,8
94,5	8930	843 909	9,72	4,555	296,9	7013,8
95,0	9025	857 375	9,75	4,563	298,5	7088,2
95,5	9120	870 984	9,77	4,571	300,0	7163,0
96,0	9216	884 736	9,80	4,579	301,6	7238,2
96,5	9312	898 632	9,82	4,587	303,2	7313,8
97,0	9409	912 673	9,85	4,595	304,7	7389,8
97,5	9506	92 8859	9,87	4,603	306,3	7466,2
98,0	9604	94 1192	9,90	4,610	307,9	7543,0
98,5	9702	95 5672	9,92	4,618	309,4	7620,1
99,0	9801	97 0299	9,95	4,626	311,0	7697,7
99,5	9900	98 5075	9,98	4,634	312,6	7775,6
100	10000	1 000 000	10,0	4,642	314,2	7854,0

ТАБЛИЦА III

Болты черные
с шестигранной головкой, резьба метрич., diam. от 6 до 48 мм. ОСТ 182



мм

6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
с шест.	11	14	17	22	27	32	32	38	38	41	46	55	65	75
с шест.	11	14	17	22	27	32	32	38	38	41	46	55	65	75
с шест.	10,8	13,5	16,5	21,4	21,4	26,4	31,4	31,4	35,2	35,2	40,2	46,2	54	64
с шест.	5	6	7	9	10	12	14	14	16	18	20	24	28	32
с шест.	13,7	16,2	19,0	25,4	25,4	31,2	36,8	36,8	41,6	41,6	47,3	53,1	63,5	75
с шест.	0,8	1	1,3	1,6	2,1	2,1	2,8	2,8	3	3	3,5	4,3	5,2	6
с шест.	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Длина болта	Длина нарезанной части стержня болта, включая обкат резьбы													
15	12	16	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	15	18	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	20	20	22	22	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	20	20	25	25	25	25	—	—	—	—	—	—	—	—
35	20	20	25	25	25	25	25	—	—	—	—	—	—	—
40	20	20	25	25	25	25	25	25	—	—	—	—	—	—
45	20	20	25	25	25	25	25	25	25	—	—	—	—	—
50	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	—	—	—	—
55	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	—	—	—
60	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	—	—
65	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	—
70	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
75	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
80	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
90	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
100	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
110	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
120	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
130	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
140	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
150	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
160	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
180	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
200	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
220	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
240	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
260	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
280	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
300	20	20	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25

Для бол-
тов diam.
42 и 48 мм.
длина
нарезан-
ной части
стержня
берется
с омонти-
рованием
на 6 и 5

- Профиль резьбы — по ОСТ 32.
- Материал — железо (сталь).
- Допускаются по особому соглашению концы стержней болтов с заточкой: а) по сфера, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры k , l и m по таблице).
- Фаска на головке, как у шестигранных гаек (ОСТ 146).
- Пример обозначения болта черного с шестигранной головкой, с метрической резьбой diam. 20 мм, длиной 110 мм.
Болт черн. шестигр. М 20 × 110 ОСТ 182

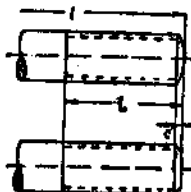
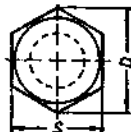
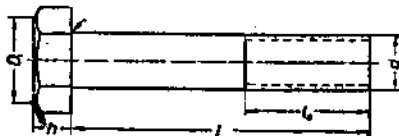


ТАБЛИЦА IV

Болты черные ОСТ 183
с шестигранной головкой, резьба Витворта, диам. от 1/4 до 2"



$$D_1 \approx 0,95 S$$

1d дюймы	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2				
М.М.													
s	11	14	17	22	27	32	38	41	48	50	60	70	80
s дюйм.	11	14	17	22	27	32	38	41	48	50	60	70	80
s мм.	10,8	13,5	16,5	21,4	26,4	31,4	35,2	40,2	45,2	49,8	59	69	79
h	5	6	7	9	12	14	16	18	20	22	24	28	32
D -	12,7	18,3	19,8	25,4	31,2	38,9	41,6	47,3	58,1	57,7	69,8	80,8	92,4
c -	0,8	1	1,2	1,3	2,1	2,5	3	3,5	4	4,2	4,8	6	6,9
r	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5
Длина болта l	Длина нарезаемой части отверстия болта, включая обег резьбы l ₀												
15	12	15	15										
20	15	18	18										
25	20	20	22	22	22								
30	20	20	25	25	25	25							
35	20	20	25	30	30	30							
40	20	20	25	30	35	35							
45	20	20	25	30	35	40							
50	20	20	25	30	35	40	45						
55	20	20	25	30	35	40	45						
60	20	20	25	30	35	40	45	50					
65	20	20	25	30	35	40	45	50	55	55			
70	20	20	25	30	35	40	45	50	55	55			
75		20	25	30	35	40	45	50	55	55			
80		20	25	30	35	40	45	50	55	55	75		
90			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
100			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
110			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
120			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
130			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
140			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
150			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
160			30	35	40	45	50	55	60	60	75		
170			35	45	45	50	55	60	70	70	85		
200			35	45	45	50	55	60	70	70	85		
220				45	45	50	55	60	70	70	85		
240				45	45	50	55	60	70	70	85		
280				45	45	50	55	60	70	70	85		
290											85		
300											85		

Для болтов
диам. 1 1/4,"
и 2" длина
нарезае-
мой части
отверстия
берется
с учетом
плем
на 0 и 5

Для болтов
диам. 1 1/4"
и 2" длина
нареза-
емой части
отверстия
берется
с увеличе-
нием
на 0 и 5

1. Профиль резьбы — по ОСТ 33-а и 33-б.
2. Материя — желтое (сталь).
3. Допускаются по особому соглашению концы отрезной болтов с заточкой: а) по овер, б) по усеченному конусу (см. черт., размеры l, l1 и c по таблице).
4. Фланк на головке, как у шестигранных гаек (ОСТ 147).
5. Пример обозначения болта черного с шестигранной головкой, с резьбой Витворта диам. 1/4", длин 110 мм.
Болт черн. шестигр. 1/4" X 110 ОСТ 183.

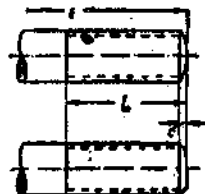


ТАБЛИЦА V
Болты с нарезкой Витворта

Наружный диаметр нарезки d		Внутренний диаметр нарезки и площадь сечения		Число нарезок на		Нагрузка на болт $Q = \frac{\pi d_1^2}{4} k_p$ при	
англ. дюймы	мм	d_1 мм	$\frac{\pi d_1^2}{4}$ см ²	1 англ. дюйме	длине d	$k_p = 430$ кг/см ²	$k_p = 60$ кг/см ²
$\frac{1}{4}$	6,35	4,72	0,175	20	5	85	103
$\frac{5}{16}$	7,94	6,13	0,295	18	$5\frac{1}{8}$	140	175
$\frac{3}{8}$	9,52	7,49	0,441	16	6	210	265
$\frac{7}{16}$	11,11	8,79	0,607	14	$6\frac{1}{8}$	290	365
$\frac{1}{2}$	12,70	9,99	0,784	12	6	375	470
$\frac{5}{8}$	15,87	12,92	1,311	11	$6\frac{7}{8}$	630	785
$\frac{3}{4}$	19,05	15,80	1,961	10	$7\frac{1}{2}$	940	1175
$\frac{7}{8}$	22,22	18,61	2,720	9	$7\frac{7}{8}$	1305	1630
1	25,40	21,33	3,573	8	8	1715	2145
$1\frac{1}{8}$	28,57	23,93	4,498	7	$7\frac{7}{8}$	2160	2700
$1\frac{1}{4}$	31,75	27,10	5,768	7	$8\frac{1}{4}$	2770	3460
$1\frac{1}{2}$	34,92	29,50	6,835	6	$8\frac{1}{2}$	3280	4100
$1\frac{3}{4}$	38,10	32,68	8,388	6	9	4030	5030
$1\frac{7}{8}$	41,27	34,77	9,495	5	$8\frac{1}{8}$	4560	5700
$1\frac{1}{2}$	44,45	37,94	11,31	5	$8\frac{3}{4}$	5430	6780
$1\frac{3}{4}$	47,62	40,40	12,82	$4\frac{1}{2}$	$8\frac{7}{16}$	6150	7690
2	50,80	43,57	14,91	$4\frac{1}{2}$	9	7160	8950
$2\frac{1}{4}$	57,15	49,02	18,87	4	9	9060	11320
$2\frac{1}{2}$	63,50	55,37	24,08	4	10	11560	14450
$2\frac{3}{4}$	69,85	60,55	28,80	$3\frac{1}{2}$	$9\frac{5}{8}$	13820	17280
3	76,20	66,90	35,15	$3\frac{1}{2}$	$10\frac{1}{2}$	16870	21090
$3\frac{1}{4}$	82,55	72,57	41,36	$3\frac{1}{4}$	$10\frac{9}{16}$	19850	24820
$3\frac{1}{2}$	88,90	78,92	48,92	$3\frac{1}{4}$	$11\frac{1}{8}$	23480	29350
$3\frac{3}{4}$	95,25	84,40	55,95	3	$11\frac{1}{4}$	26860	33570
4	101,60	90,75	64,63	3	12	31050	38810
$4\frac{1}{4}$	107,95	96,65	73,37	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{7}{32}$	35220	44020
$4\frac{1}{2}$	114,30	102,98	83,29	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{15}{16}$	39980	49970
$4\frac{3}{4}$	120,65	108,84	93,04	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{1}{16}$	44660	55820
5	127,00	115,19	104,20	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{3}{4}$	50020	62530
$5\frac{1}{4}$	133,35	120,96	114,90	$2\frac{5}{8}$	$13\frac{23}{32}$	55159	68940
$5\frac{1}{2}$	139,70	127,31	127,30	$2\frac{5}{8}$	$14\frac{7}{16}$	61102	76378
$5\frac{3}{4}$	146,05	133,05	139,00	$2\frac{1}{2}$	$14\frac{3}{8}$	66740	83420
6	152,40	139,39	152,60	$2\frac{1}{2}$	15	73250	91560

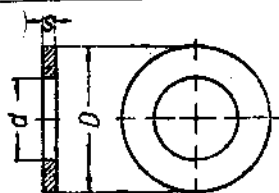


ТАБЛИЦА VI

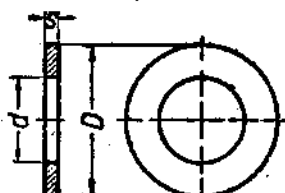
Шайбы черные ГОСТ 148
под шестигранные гайки с метрической резьбой,
диаметром от 6 до 48 мм

Диаметр болта мм	D мм	d мм	S мм	Диаметр болта мм	D мм	d мм	S мм
6	16	7	1,5	22	46	21	4
8	18	9	1,5	24	46	26	4
10	22	11	2	27	52	29	5
12	28	14	2	30	56	33	5
14	28	16	3	36	68	39	6
16	34	18	3	42	80	45	6
18	40	20	3	48	90	51	6
20	40	22	4	—	—	—	—

1. Материал — железо (сталь).

2. Пример обозначения черной шайбы под шестигранную гайку, с отверстием 20 мм (диаметр болта 16 мм): шайба черн. 20 ГОСТ 148.

ТАБЛИЦА VIIa



Шайбы черные ГОСТ 149
под шестигранные гайки с резьбой Витворта,
диаметром от 1/4 до 2"

Диаметр болта (дюймы)	D мм	d мм	S мм	Диаметр болта (дюймы)	D мм	d мм	S мм
1/4	16	8	1,5	1	52	28	4
5/16	18	9	1,5	1 1/2	56	31	5
3/8	22	11	2	1 1/4	62	34	5
1/2	28	14	2	1 1/2	75	41	6
5/8	34	18	3	1 3/4	85	48	8
3/4	40	22	3	2	100	55	8
7/8	46	24	4	—	—	—	—

1. Материал — железо (сталь).

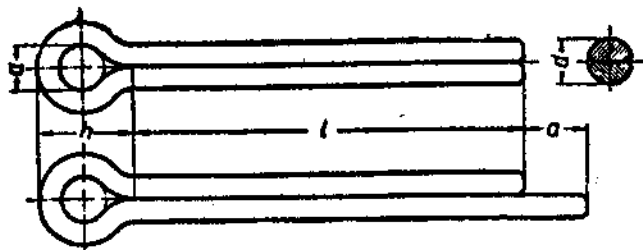
2. Пример обозначения черной шайбы под шестигранную гайку, с отверстием 22 мм (диаметр болта 3/8"): шайба черн. 22 ГОСТ 149.

1 Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 9 декабря 1927 г. как рекомендательный.

2 Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 9 декабря 1927 г. как обязательный с 1 января 1929 г.

ТАБЛИЦА VII

Шпильки разводные
проволочные

ОСТ 150¹

Для диаметров до
2,5 мм включительно.

Для диаметров, начи-
ная с 3 мм и выше.

мм

Условный диаметр шпильки (диаметр отверстия)	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
<i>d</i>	0,8	1,3	1,8	2,2	2,7	3,6	4,6	5,6	7,5	9,5	11,5
<i>h</i>	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24
<i>a</i>	—	—	—	—	4	5	5	6	7	8	10
Длина шпильки <i>l</i>	6										
	8	8									
	10	10									
	12	12	12								
		15	15	15	15						
		20	20	20	20	20					
			25	25	25	25					
			30	30	30	30	30				
					35	35	35	35			
					40	40	40	40			
						45	45	45	45		
						50	50	50	50		
							60	60	60	60	
							70	70	70	70	
								80	80	80	80
									90	90	90
									100	100	100
										120	120
											140
											160

1. Материал — железо, латунь.

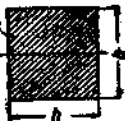
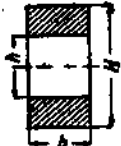
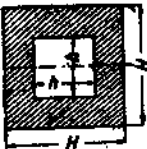
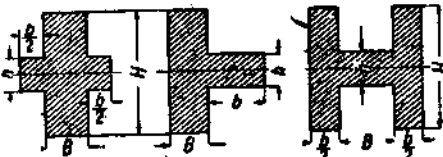
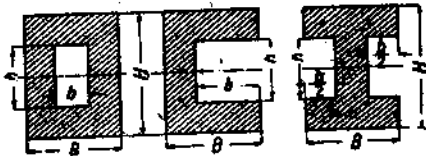
2. Пример обозначения шпильки разводной железной, с условным диаметром 6 мм и длиной 70 мм

Шпилька разв. желез. 6×70 ОСТ 150.

¹ Утвержден Комитетом по стандартизации при Совете труда и обороны 9 декабря 1937 г. как обязательный с 1 января 1938 г.

ТАБЛИЦА VIII

Экваториальные моменты инерции и моменты сопротивления

Форма поперечного сечения	Момент инерции	Момент сопротивления
	$I = \frac{bh^3}{12}$	$W = \frac{bh^2}{6}$
	$I = \frac{a^4}{64}$	$W = \frac{a^3}{6}$
	$I = \frac{b}{12} (H^3 - h^3)$	$W = \frac{b}{6} \frac{H^3 - h^3}{H}$
	$I = \frac{H^4 - h^4}{12}$	$W = \frac{1}{6} \frac{H^4 - h^4}{H}$
	$I = \frac{BH^3 + bh^3}{12}$	$W = \frac{BH^3 + bh^3}{6H}$
	$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$

$M_{\text{max}} = W R_{\text{max}}$
 $\frac{M}{W} = R_{\text{max}}$

Продолжение табл. VIII

Экваториальные моменты инерции и моменты сопротивления

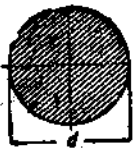
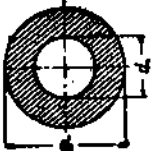
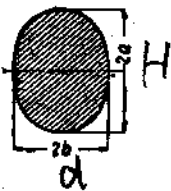
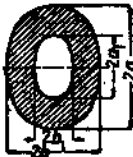
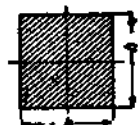
Форма поперечного сечения	Момент инерции	Момент сопротивления
	$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4}$	$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4}$ $W \leq 0,1 d^3$
	$I = \frac{\pi}{64} (d_1^4 - d_2^4) = \frac{\pi}{4} (r_1^4 - r_2^4)$	$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{r_1^4 - r_2^4}{r_1} \right)$
	$I = \frac{\pi a^3 b}{4}$	$W = \frac{\pi a^2 b}{4}$
	$I = \frac{\pi}{4} (a^3 b - a_1^3 b_1)$	$W = \frac{\pi}{4} a(a + 3b)b$ $b = a - a_1 = b - b_1$

ТАБЛИЦА IX

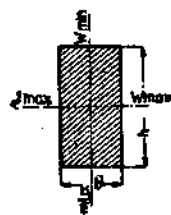
Квадратное поперечное сечение



$$I = \frac{h^4}{12} \quad W = \frac{h^3}{6}$$

h с.м	I с.м ⁴	W с.м ³	h с.м	I с.м ⁴	W с.м ³	h с.м	I с.м ⁴	W с.м ³
1	0,0833	0,1667	11	1220,1	221,83	21	16 207	1543,5
2	1,3333	1,3333	12	1728,0	288,00	22	19 521	1774,7
3	6,7500	4,5000	13	2380,1	366,17	23	23 320	2027,8
4	21,333	10,667	14	3201,3	457,33	24	27 648	2304,0
5	52,083	20,833	15	4218,8	562,50	25	32 552	2604,2
6	108,00	36,000	16	5461,3	682,67	26	38 081	2929,3
7	200,08	57,167	17	6960,1	818,83	27	44 287	3280,5
8	341,33	85,333	18	8748,0	972,00	28	51 221	3658,7
9	546,75	121,50	19	10 860	1143,2	29	58 940	4064,8
10	833,33	166,67	20	13 333	1333,2	30	67 500	4500,0

ТАБЛИЦА X
Прямоугольное поперечное сечение



$$I_{\min} = \frac{h \cdot b^3}{12} \quad I_{\max} = \frac{b \cdot h^3}{12} \text{ получается из } W_{\max} \text{ таблицы}$$

умножением на $\frac{h}{2}$.

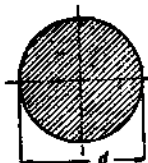
$$W_{\max} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W_{\min} = \frac{h \cdot b^2}{6} \text{ получается из } I_{\min} \text{ таблицы}$$

делением на $\frac{b}{2}$

h с.м	b с.м	$I_{\min}$ с.м ⁴	$W_{\max}$ с.м ³	h с.м	b с.м	$I_{\min}$ с.м ⁴	$W_{\max}$ с.м ³	h с.м	b с.м	$I_{\min}$ с.м ⁴	$W_{\max}$ с.м ³
2	1	0,1667	0,6667	12	8	512,0	192,00	20	14	4 573	933,3
3	1	0,2500	1,5000		9	729,0	216,00		16	6 827	1066,7
	2	2,0000	3,0000		10	1000,0	240,00		18	9 720	1200,0
4	2	2,6667	5,3333		11	1331,0	264,00	22	10	1 833	806,7
	3	9,0000	8,0000	18	6	234,0	169,00		12	3 168	968,0
5	2	3,3333	8,3333		7	371,6	197,17		14	5 031	1129,3
	3	11,250	12,500		8	554,7	225,33		16	7 509	1290,7
	4	26,667	16,667		9	789,8	253,60		18	10 692	1452,0
6	3	13,500	18,000		10	1083,3	281,67		20	14 667	1613,3
	4	32,000	24,000	14	11	1441,9	309,83	24	12	3 456	1152,0
	5	62,500	30,000		12	1872,0	338,00		14	5 488	1344,0
7	3	15,750	24,500		7	400,2	228,6		16	8 192	1536,0
	4	37,333	32,667		8	597,3	261,33		18	11 664	1728,0
	5	72,917	40,833		9	850,5	294,00		20	16 000	1920,0
	6	126,000	49,000		10	1166,7	326,67		22	21 296	2112,0
8	4	42,667	42,667	15	11	1552,8	359,33	26	12	3 744	1352,0
	5	83,333	53,333		12	2016,0	392,00		14	5 945	1577,3
	6	144,00	64,000		13	2563,2	424,67		16	8 875	1802,7
	7	228,87	74,667		7	428,8	262,50		18	12 636	2028,0
9	4	48,00	54,000		8	640,0	300,00		20	17 333	2253,3
	5	93,75	67,500	16	9	911,3	337,50	28	22	23 071	2478,7
	6	162,00	81,000		10	1250,0	375,00		24	29 952	2704,0
	7	257,25	94,500		11	1663,8	412,50		14	6 403	1829,3
	8	384,00	108,000		12	2160,0	450,00		16	9 557	2090,7
10	5	104,17	83,333	18	13	2746,3	487,50		18	13 608	2352,0
	6	180,00	100,00		14	3430,0	525,00	30	20	18 667	2613,3
	7	285,83	116,67		8	682,7	341,33		22	24 845	2874,7
	8	426,67	133,33		10	1333,3	426,67		24	32 256	3136,0
	9	607,50	150,00		12	2304,0	512,00		26	41 011	3397,3
11	5	114,58	100,83	20	14	3668,7	597,33	30	14	6 860	2100,0
	6	198,00	121,00		8	768,0	432,00		16	10 240	2400,0
	7	314,42	141,17		10	1500,0	540,00		18	14 580	2700,0
	8	469,33	161,33		12	2592,0	648,00		20	20 000	3000,0
	9	668,25	181,50		14	4116,0	756,00		22	26 620	3300,0
12	10	916,67	201,67		16	6144,0	864,00		24	34 560	3600,0
	6	216,0	144,00	20	10	1166,7	666,67	28	26	43 940	3900,0
	7	343,0	168,10		12	2880,0	800,00		28	54 880	4200,0

ТАБЛИЦА XI

Круглое сечение

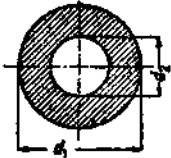


$$I = \frac{\pi d^4}{64} - \text{эксаториальный момент инерции.}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3 - \text{момент сопротивления.}$$

d с.м	I с.м ⁴	W с.м ³	d с.м	I с.м ⁴	W с.м ³	d с.м	I с.м ⁴	W с.м ³
1	0,0491	0,0982	46	219 787	9 556	91	3 366 165	73 982
2	0,7854	0,7854	47	239 531	10 193	92	3 516 586	76 448
3	8,976	2,651	48	260 576	10 857	93	3 671 992	78 968
4	12,57	6,283	49	282 979	11 550	94	3 832 492	81 542
5	30,68	12,27	50	306 798	12 272	95	3 998 198	84 173
6	63,62	21,21	51	332 086	13 023	96	4 169 220	86 859
7	117,9	33,67	52	358 908	13 804	97	4 345 671	89 601
8	201,1	50,27	53	387 323	14 616	98	4 527 684	92 401
9	322,1	71,57	54	417 393	15 459	99	4 715 315	95 259
10	490,9	98,17	55	449 180	16 334	100	4 908 798	98 475
11	718,7	130,7	56	482 750	17 241	101	5 108 055	101 150
12	1 018	169,6	57	518 166	18 181	102	5 313 378	104 184
13	1 402	215,7	58	555 497	19 155	103	5 524 830	107 278
14	1 886	269,4	59	594 810	20 163	104	5 742 532	110 433
15	2 485	331,3	60	636 172	21 206	105	5 966 604	113 650
16	3 217	402,1	61	679 651	22 284	106	6 197 171	116 928
17	4 100	482,3	62	725 332	23 398	107	6 434 357	120 268
18	5 153	572,6	63	763 272	24 548	108	6 678 287	123 672
19	6 397	673,4	64	803 550	25 736	109	6 929 057	127 139
20	7 854	785,4	65	846 240	26 961	110	7 186 886	130 671
21	9 547	909,2	66	891 420	28 225	111	7 451 813	134 267
22	11 499	1 045	67	939 166	29 527	112	7 723 997	137 929
23	13 737	1 194	68	989 556	30 869	113	8 003 571	141 656
24	16 288	1 357	69	1 112 660	32 251	114	8 290 686	145 450
25	19 175	1 524	70	1 178 588	33 674	115	8 585 417	149 312
26	22,432	1 726	71	1 247 393	35 138	116	8 887 958	153 241
27	26,087	1 932	72	1 319 167	36 644	117	9 198 425	157 238
28	30 172	2 155	73	1 393 995	38 192	118	9 516 956	161 304
29	34 719	2 394	74	1 471 963	39 783	119	9 843 689	165 440
30	39 761	2 601	75	1 553 156	41 417	120	10 178 763	169 646
31	45 333	2 925	76	1 637 662	43 096	121	10 522 320	173 923
32	51 472	3 217	77	1 725 571	44 820	122	10 874 501	178 271
33	58 214	3 528	78	1 816 972	46 589	123	11 235 450	182 690
34	65 597	3 859	79	1 911 967	48 404	124	11 605 311	187 182
35	73 662	4 209	80	2 010 619	50 265	125	11 984 229	191 748
36	82 448	4 580	81	2 113 051	52 174	126	12 372 350	196 387
37	91 998	4 973	82	2 219 347	54 130	127	12 769 824	201 100
38	102 364	5 387	83	2 329 605	56 135	128	13 176 799	205 887
39	113 561	5 824	84	2 443 920	58 189	129	13 593 424	210 751
40	125 664	6 283	85	2 562 392	60 292	130	14 019 852	215 690
41	138 709	6 766	86	2 685 120	62 445	131	14 456 235	220 706
42	153 745	7 274	87	2 812 205	64 648	132	14 902 727	225 799
43	167 820	7 806	88	2 943 743	66 903	133	15 359 483	230 970
44	183 934	8 363	89	3 079 853	69 210	134	15 826 858	236 219
45	201 289	8 946	90	3 220 623	71 569	135	16 204 411	241 547

ТАБЛИЦА XII
Кольцевое поперечное сечение



$$I = \frac{\pi}{64} (d_1^4 - d_2^4) \text{ — экваториальный момент инерции.}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \text{ — момент сопротивления.}$$

На- руж- ный ди- аметр d_1 мм	Внут- рен- ний ди- аметр d_2 мм	Площадь попереч- ного сечения см ²	Момент инерции I см ⁴	Момент сопротив- ления W см ³	На- руж- ный ди- аметр d_1 мм	Внут- рен- ний ди- аметр d_2 мм	Площадь попереч- ного сечения см ²	Момент инерции I см ⁴	Момент сопротив- ления W см ³
100	80	28,27	289,81	57,98	180	180	121,74	3 751	418,8
	76	33,18	327,1	65,42		124	133,71	3 992	443,6
	70	40,06	373,0	74,59		120	141,87	4 135	459,5
	64	46,87	408,5	81,70		110	159,44	4 434	492,7
	60	50,27	427,3	85,45		100	175,98	4 654	517,1
110	86	36,95	460,2	81,85	190	154	97,26	3 636	382,8
	80	44,77	517,6	94,11		150	106,81	3 912	411,8
	74	53,02	571,5	103,10		146	116,11	4 168	438,7
	70	56,55	600,8	109,2		140	128,59	4 511	474,9
120	96	40,71	601,0	100,2		134	142,50	4 814	508,8
	90	49,48	695,8	116,0	200	130	150,90	4 995	525,8
	84	57,68	778,5	128,9		120	170,43	5 379	566,2
	80	62,83	816,8	136,1		110	188,49	5 668	596,8
130	106	44,48	782,3	120,8		180	118,10	4 637	483,7
	100	54,19	911,1	140,2	225	150	137,44	5 369	566,9
	94	63,33	1 019	156,8		144	151,30	5 743	574,3
	90	69,11	1 080	166,1		140	160,22	5 968	596,8
	86	74,64	1 134	174,4		130	181,43	6 452	645,2
	80	82,47	1 201	184,8		120	201,06	6 824	682,4
140	110	58,90	1 167	166,7	250	110	219,18	7 222	712,2
	114	66,89	1 311	187,4		185	128,81	6 831	607,2
	100	76,40	1 395	199,3		175	157,08	7 977	709,0
	96	81,56	1 469	209,9		165	186,78	8 942	794,9
	90	90,32	1 564	222,4		155	208,92	9 747	866,4
	84	98,52	1 638	234,5	275	145	232,48	10 392	923,7
150	120	63,62	1 467	193,0		135	254,47	10 930	971,6
	114	74,65	1 656	220,8	300	206	157,58	10 334	827,0
	110	81,68	1 766	235,5		200	176,72	11 320	906,7
	106	88,47	1 866	248,8		190	207,35	12 778	1 022
	100	98,18	1 994	265,9		180	236,41	14 022	1 122
	94	107,32	2 102	280,2		170	263,89	15 048	1 204
160	130	66,33	1 816	226,9	350	160	289,81	15 929	1 274
	124	80,30	2 056	257,1		225	198,36	15 493	1 127
	120	87,97	2 199	274,9		215	230,91	17 585	1 270
	116	95,88	2 329	291,1		205	263,89	19 397	1 411
	110	106,08	2 498	312,3		195	295,59	20 939	1 523
	104	116,11	2 643	330,3	350	185	325,16	22 283	1 620
170	100	122,52	2 726	340,8		240	254,74	23 472	1 565
	134	85,95	2 517	296,1		230	291,38	26 021	1 735
	130	94,25	2 698	317,4		220	326,73	28 211	1 880
	126	102,99	2 863	336,8		210	260,50	30 160	2 011
	120	113,88	3 082	362,6		200	392,70	31 850	2 123
	114	124,91	3 271	384,8	350	290	301,59	38 938	2 225
180	110	131,95	3 381	397,8		280	346,36	43 484	2 485
	100	148,44	3 602	423,82		270	389,56	47 485	2 713
	144	91,6	3 042	338,0		260	431,18	51 139	2 962
	140	100,52	3 267	363,0		250	471,24	54 390	3 108
	136	109,20	3 475	386,1					

ТАБЛИЦА XIII

Моменты сопротивлений при кручении

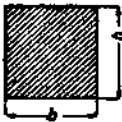
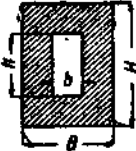
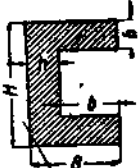
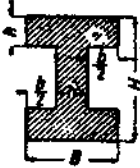
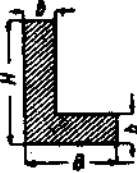
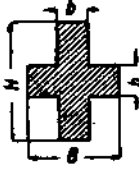
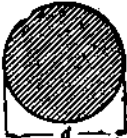
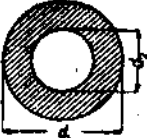
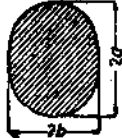
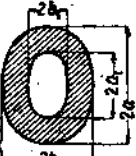
Форма поперечного сечения				
Момент сопротивления	$W_0 = \frac{2}{9} b^2 h$	$W_0 = \frac{2}{9} b^3$	$W_0 = \frac{2}{9} \frac{B^3 H - b^3 h}{B}$	
Форма поперечного сечения				
Момент сопротивления	$W_0 = \frac{2}{9} b^2 (H + 2b)$		$W_0 = \frac{2}{9} b^2 (H + B - b)$	
Форма поперечного сечения				
Момент сопротивления	$W_0 = \frac{\pi}{16} d^3$	$W_0 = \frac{\pi}{16} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}$	$W_0 = \frac{\pi}{2} a b^3$	$W_0 = \frac{\pi a b^3 - a_1 b_1^3}{b}$

ТАБЛИЦА XIV

Допускаемые напряжения в кг/см²
(по Вазу)

Материал	Растяжение k_p			Сжатие $k_{см}$		Изгиб $k_{изг}$			Срез $k_{ср}$			Кручение $k_{кр}$		
	a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	a	b	c
Чугун	300	200	100	900	600	—	—	—	300	200	100	—	—	—
Сварочное желе- зо	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120
Мягкая сталь ¹ (Литее жел.)	900 до 1500	600 до 1000	300 до 500	900 до 1500	600 до 1000	900 до 1500	600 до 1000	300 до 500	720 до 1200	480 до 800	240 до 400	600 до 1200	400 до 800	200 до 400
Литея сталь ¹	1200 до 1800	800 до 1200	400 до 600	1200 до 1800	800 до 1200	1200 до 1800	800 до 1200	400 до 600	960 до 1440	640 до 960	320 до 480	900 до 1440	600 до 960	300 до 480
Стальное литье	600 до 1200	400 до 800	200 до 400	900 до 1500	600 до 1000	750 до 1200	500 до 800	250 до 400	480 до 960	320 до 640	160 до 320	480 до 960	320 до 640	160 до 320
Никелевая сталь	1800 до 8500	1200 до 5600	600 до 2800	1800 до 8500	1200 до 5600	1800 до 8500	1200 до 5600	600 до 2800	—	—	—	900 до 4200	600 до 2800	300 до 1400
Рессорная сталь (закаленная)	—	—	—	—	—	7500	5000	—	—	—	—	6000	4000	—

В графе а приведены допускаемые напряжения для спокойной нагрузки. В графе б — допускаемые напряжения относятся к случаю часто меняющейся нагрузки, при которой напряжение материала меняется попеременно от нуля до некоторой максимальной величины, а затем снова убывает до нуля и т. д. (например, повторное растяжение, повторный изгиб, повторное скручивание в одном направлении).

В графе с — допускаемые напряжения относятся к такой непрерывно изменяющейся нагрузке, при которой напряжение материала меняется от некоторой наибольшей положительной величины до такой же наибольшей отрицательной величины (например, повторный изгиб или скручивание в противоположных направлениях).

Приведенные в таблице допускаемые напряжения предполагают пригодный для данного назначения средний материал, целесообразную форму изделия и рациональную обработку.

1. Форма поперечного сечения и наличие литевой корки влияют на величину допускаемых напряжений при изгибе для чугуновых изделий, так:

При способе нагрузки	Без литей- ной корки			С литейной коркой		
	a	b	c	a	b	c
Для круглого поперечного сечения $k_{\text{лит}}$. . .	615	410	205	510	340	170 кг/см ²
" прямоугольного " " $k_{\text{лит}}$. . .	510	340	170	420	280	140 " "
" двутаврового " " $k_{\text{лит}}$. . .	435	290	145	360	240	120 " "

Для чугуна очень хорошего качества при плотных отливках и при формах изделий, дающих гарантию в заведомо малых внутренних напряжениях, приведенные напряжения $k_{\text{лит}}$ могут быть увеличены в 1,25 раза.

2. При кручении допускаемые напряжения $k_{\text{кр}}$ тоже зависят от формы поперечного сечения, так:

При способе нагрузки		a	b	c
Для круглого сечения $k_{\text{кр}} =$		300	200	100 кг/см ²
" кольцевого и полого эллипсич. сечений $k_{\text{кр}} =$		240	160	80 " "
" эллиптического сечения $k_{\text{кр}} =$		300	200	100 " "
" квадратного сечения $k_{\text{кр}} =$		до 375	до 250	до 125 " "
" $\square, \Gamma, \square, +, \perp$ сечений $k_{\text{кр}} =$		420	280	140 " "
		до 480	до 320	до 160 " "

Влияние наружной корки при кручении менее значительно, чем при изгибе.

3. Для высокосортного сварочного железа приведенные допускаемые напряжения могут быть повышены до 80% при условии, что проектируемые детали допускают связанные с этим увеличением значительные деформации.

4. Более высокие значения следует брать при наличии надежного и не слишком мягкого материала.

Примечание к табл. XV.

По ОСТ 1654 устанавливаются как обязательные следующие размеры диаметров трансмиссионных валов: 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160 и т. д., через каждые 20 мм, до $d=500$ мм. Для гладких валов без обварков и шеек устанавливается ряд диаметров в пределах от 30 до 110 мм.

Для этих же валов рекомендуются следующие длины:

При диаметре 30 и 35 мм	4 м
" " 40 и 45 "	5 "
" " 50 — 90 "	7 "
" " 100 и 110 "	6 "

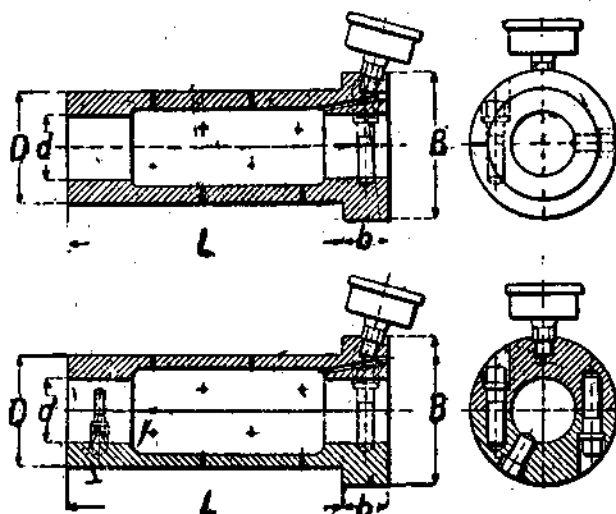
Таблица XV (см. прим. на стр. 128).

Диаметры трансмиссионных валов

Число оборотов в минуту																				
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	
Диаметр вала d мм																				
1	50	45	45	40	40	35	35	35	35	35	35	30	30	30	30	25	25	25	25	
2	60	55	50	50	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35	30	30	30	30	
3	65	60	55	50	50	50	45	45	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	30	
4	70	65	60	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	45	40	40	35	35	35	
5	75	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	45	40	40	35	
6	75	70	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	50	45	45	40	40	40	
7	80	75	70	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45	40	40	
8	85	75	70	65	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	45	45	40	40	
9	85	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	50	50	50	45	45	45	40	
10	85	80	75	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50	45	45	45	45	
11	90	80	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50	45	45	45	
12	90	85	75	75	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50	45	45	
13	95	85	80	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	50	50	50	45	
14	95	85	80	75	75	70	70	65	65	60	60	60	60	55	55	55	50	50	45	
15	95	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	50	50	50	
16	100	90	85	80	75	70	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	50	50	50	
17	100	90	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	60	55	55	50	50	
18	100	90	85	80	75	75	70	70	65	65	65	65	60	60	60	60	55	50	50	
19	100	90	85	80	80	75	75	70	70	65	65	65	65	60	60	60	55	55	50	
20	105	95	85	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55	50	
25	110	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	
30	115	105	95	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65	60	60	60	55	
35	120	105	100	95	90	85	85	80	80	80	75	75	75	70	70	65	60	60	60	
40	120	110	105	100	95	90	85	85	85	80	80	75	75	75	70	65	65	65	60	
45	125	115	105	100	95	95	90	85	85	85	80	80	75	75	75	70	70	65	65	
50	130	115	110	105	100	95	90	90	85	85	85	80	80	80	75	75	70	70	65	
55	130	120	110	105	100	95	95	90	90	85	85	85	80	80	80	75	70	70	65	
60	135	120	115	110	105	100	95	95	90	90	85	85	85	85	80	75	70	70	70	
65	140	125	115	110	105	100	100	95	95	90	90	85	85	80	80	75	75	70	70	
70	140	125	120	110	105	100	100	95	95	90	90	85	85	80	80	75	75	70	70	
75	145	130	120	115	110	105	100	100	95	95	90	85	85	80	80	75	75	70	70	
80	145	130	120	115	110	105	100	100	95	95	90	85	85	85	80	80	75	75	75	
85	145	135	125	120	115	110	105	100	100	95	95	90	90	85	85	80	80	75	75	
90	150	135	125	120	115	110	105	105	100	100	95	95	90	90	85	80	80	75	75	
95	150	135	130	120	115	110	110	105	100	100	95	95	90	90	85	80	80	80	75	
100	155	140	130	120	115	115	110	105	105	100	100	95	95	90	85	80	80	80	75	
105	155	140	130	125	120	115	110	105	105	105	100	95	95	90	90	85	80	80	80	
110	155	140	130	125	120	115	110	105	105	105	100	100	95	90	90	85	85	80	80	
115	160	145	135	125	120	115	115	110	105	105	105	100	95	95	90	85	85	80	80	
120	160	145	135	130	120	120	115	110	110	105	105	100	100	95	90	90	85	85	80	
130	165	150	140	130	125	120	115	115	110	105	105	100	100	95	95	90	90	85	80	
140	170	150	140	135	125	120	120	115	110	110	105	105	100	100	95	90	90	85	85	
150	170	155	145	135	130	125	120	115	115	110	110	105	105	100	95	90	90	85	85	
160	175	155	145	135	130	125	120	120	115	110	110	105	105	100	100	90	90	90	85	
170	175	160	145	140	135	130	125	120	120	115	110	110	105	105	100	95	90	90	85	
180	175	160	150	140	135	130	125	120	120	115	115	110	110	105	105	100	95	95	90	
190	180	160	150	145	135	130	130	125	120	120	115	110	110	100	100	100	95	90	90	
200	180	170	155	145	140	135	130	125	120	120	115	115	110	105	105	100	95	95	90	

ТАБЛИЦА XVI

Втулки Линомана для холостых шнеков



Отверстие d мм	Диаметр		Ширина фланца B мм	Максимальная длина L^1 мм
	Втулки D мм	Фланца B мм		
25 30	55	95	30	125
35 40	65	95	35	125
45 50	75	110	35	150
55 60	90	125	40	150
70 80	100 115	140 155	40 45	175
90 100	125 140	170 185	45 50	200
110 125	155 170	200 215	50 55	225
140 160	185 210	230 250	55 60	250

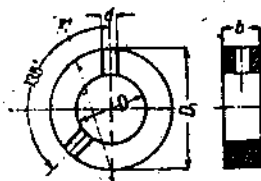
¹ Длина втулки L зависит от длины ступицы шнека

Таблица XVII

Установочные кольца

Закрепление шпильками с метрической резьбой DIN 705

Размеры в мм

 D = от 2 до 30 мм — одна шпилька. D = от 32 до 200 мм — две шпильки.

Установочное кольцо					Шпилька		Установочное кольцо					Шпилька	
Отверстие D	Наружный диаметр D_1	Ширина b	Закруглен. r	Резьба d	Нарезка $\times$ длина		Отверстие D	Наружный диаметр D_1	Ширина b	Закруглен. r	Резьба d	Нарезка $\times$ длина	
					DIN 438	DIN 553						DIN 438	DIN 553
2	7	4	0,4	M 1,4	—	M 1,4 $\times$ 3	58 и 60	90	20	2,5	M 10	M 10 $\times$ 10	M 10 $\times$ 20
3,5 и 3	9	5	0,4	M 1,7	—	M 1,7 $\times$ 4	62 и 65	95	20	2,5	M 10	M 10 $\times$ 16	M 10 $\times$ 20
3,5 и 4	12	6	0,4	M 2	—	M 2 $\times$ 5	68 и 70	100	20	2,5	M 10	M 10 $\times$ 16	M 10 $\times$ 20
4,5 и 5	14	7	0,4	M 2,0	—	M 2,0 $\times$ 6	72 и 75	110	23	2,5	M 12	M 12 $\times$ 16	M 12 $\times$ 20
5,5 и 6	18	8	1	M 3	—	M 3 $\times$ 7	8 и 80	115	23	2,5	M 12	M 12 $\times$ 16	M 12 $\times$ 20
7 и 8	20	9	1	M 4	—	M 4 $\times$ 8	82 и 85	120	23	2,5	M 12	M 12 $\times$ 16	M 12 $\times$ 22
9, 10 и 11	25	10	1	M 5	M 5 $\times$ 8	M 5 $\times$ 10	88 и 90	130	23	2,5	M 12	M 12 $\times$ 20	M 12 $\times$ 22
12 и 13	28	12	1	M 6	M 6 $\times$ 8	M 6 $\times$ 10	92 и 95	135	23	2,5	M 12	M 12 $\times$ 20	M 12 $\times$ 22
14 и 15	30	12	1,5	M 6	M 6 $\times$ 8	M 6 $\times$ 10	98, 100 и 102	145	26	2,5	M 12	M 12 $\times$ 22	M 12 $\times$ 25
17 и 17	32	12	1,5	M 6	M 6 $\times$ 8	M 6 $\times$ 10	105, 108 и 110	155	26	2,5	M 12	M 12 $\times$ 22	M 12 $\times$ 25
18 и 19	34	13	1,5	M 6	M 6 $\times$ 8	M 6 $\times$ 10	112 и 115	165	30	4	M 16	M 16 $\times$ 25	M 16 $\times$ 30
20 и 21	36	13	1,5	M 6	M 6 $\times$ 8	M 6 $\times$ 10	118 и 120	180	30	4	M 16	M 16 $\times$ 22	M 16 $\times$ 25
22 и 23	40	13	1,5	M 6	M 6 $\times$ 10	M 6 $\times$ 12	122 и 125	195	30	4	M 16	M 16 $\times$ 25	M 16 $\times$ 30
24 и 25	42	15	1,5	M 8	M 8 $\times$ 10	M 8 $\times$ 12	128 и 130	205	36	4	M 20	M 16 $\times$ 25	M 16 $\times$ 28
26 и 27	45	15	1,5	M 8	M 8 $\times$ 10	M 8 $\times$ 12	135 и 140	220	36	4	M 20	M 16 $\times$ 28	M 16 $\times$ 30
28 и 30	50	15	1,5	M 8	M 8 $\times$ 10	M 8 $\times$ 12	145 и 150	230	36	4	M 20	M 16 $\times$ 28	M 16 $\times$ 30
32 и 31	52	16	1,5	M 8	M 8 $\times$ 10	M 8 $\times$ 12	155 и 160	245	36	4	M 20	M 20 $\times$ 30	M 20 $\times$ 35
34 и 35	55	18	1,5	M 8	M 8 $\times$ 10	M 8 $\times$ 12	165 и 170	260	36	4	M 20	M 20 $\times$ 30	M 20 $\times$ 35
36 и 38	58	16	1,5	M 8	M 8 $\times$ 10	M 8 $\times$ 14	175 и 180	270	36	4	M 20	M 20 $\times$ 30	M 20 $\times$ 40
40 и 42	62	18	1,5	M 10	M 10 $\times$ 10	M 10 $\times$ 14	185 и 190	280	36	4	M 20	M 20 $\times$ 35	M 20 $\times$ 40
44, 46 и 46	68	18	1,5	M 10	M 10 $\times$ 12	M 10 $\times$ 14	195 и 200	290	36	4	M 20	M 20 $\times$ 35	M 20 $\times$ 40
48 и 50	75	18	2,5	M 10	M 10 $\times$ 12	M 10 $\times$ 16							
52 и 55	80	20	2,5	M 10	M 10 $\times$ 12	M 10 $\times$ 16							

Обозначение установочного кольца с диаметром отверстия $D=80$ мм для закрепления шпилькой с метрической резьбой: Установочное кольцо 80 DIN 705.

Вместо закругления радиуса r установочные кольца могут снабжаться соответствующим скосом.

Для трансмиссионных валов по DIN 114 годятся лишь диаметры D , напечатанные жирным шрифтом.

Шпильки для крепления заказываются особо по DIN 438 и 553.

Если могут иметь место несчастные случаи, то шпильки не должны выступать из установочных колец.

Нарезка: метрическая по DIN 13 и 14.

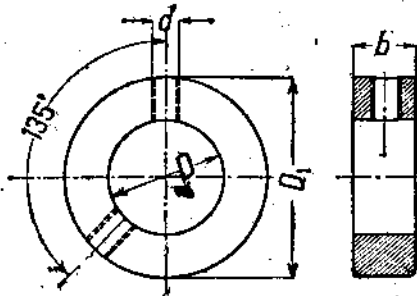
Материал: до диаметра отверстия в 5 мм — латунь, свыше 5 мм — литая сталь.

Таблица XVIII

Установочные кольца

Закрепление шпильками с резьбой Витворта, DIN 704

Размеры в мм

 $D = \text{от } 18 \text{ до } 30 \text{ мм} — \text{одна шпилька.}$ $D = \text{от } 32 \text{ до } 200 \text{ мм} — \text{две шпильки.}$

Установочное кольцо					Шпилька		Установочное кольцо					Шпилька	
Отверстие D	Наружный диаметр D_1	Ширина b	Закруглен. r	Резьба a	Нарезка $\times$ длина		D	Наружный диаметр D_1	b	Закруглен. r	a	Нарезка $\times$ длина	
					DIN 437	DIN 552						DIN 437	DIN 552
18 и 19	84	12	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 8	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	82 и 83	120	23	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 18	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 22
20 и 21	86	13	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 8	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	88 и 90	130	23	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 22
22 и 23	40	13	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	98 и 95	135	23	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 22
24 и 25	42	15	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	98, 100 и 102	145	26	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 22	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25
26 и 27	45	15	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	103, 106 и 110	155	26	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 22	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25
28 и 30	50	15	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	112 и 115				$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 22	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25
32 и 33	52	16	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	118 и 120	165	30	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25
34 и 35	55	16	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	122 и 125				$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25
36 и 38	58	16	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	128 и 130	180	30	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 25
40 и 42	62	18	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 10	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 14	133 и 140	185	30	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 28	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 28
44, 45 и 46	68	18	1,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 14	145 и 150	205	30	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 28	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 28
48 и 50	75	18	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 16	155 и 160	220	36	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 30	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 35
52 и 55	80	20	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 12	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 18	165 и 170	230	36	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 30	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 35
58 и 60	80	20	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 16	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20	175 и 180	245	36	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 30	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 40
62 и 65	95	20	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 16	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20	185 и 190	260	36	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 35	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 40
68 и 70	100	20	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 16	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20	195 и 200	270	36	4	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 35	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 40
72 и 75	110	25	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 18	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20							
78 и 80	115	25	2,5	$\frac{1}{16}$ "	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 18	$\frac{1}{16}$ " $\times$ 20							

Обозначение установочного кольца с диаметром отверстия $D=80$ мм для закрепления шпилькой с нарезкой Витворта: Установочное кольцо 80 DIN 704.

Вместо закругления радиуса r установочные кольца могут снабжаться соответствующим скосом.

Для трансмиссионных валов по DIN 114 годятся лишь диаметры D , напечатанные жирным шрифтом.

Шпильки для крепления заказываются особо по DIN 437 и 552.

Если могут иметь место несчастные случаи, то шпильки не должны выступать из установочных колец.

Нарезка: Витворта по DIN 11.

Материал: литая сталь.

