

# **ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ЛЕКЦИЯ № 2. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.**

## **Вопросы, изложенные в лекции:**

1. Общие сведения о передачах.
2. Ременные передачи.

### Учебная литература:

Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 33-56.

Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г. С. Куклина, В.К. Житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 87-100; 241-264.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 64-87.

# Общие сведения о передачах

## Определение:

*Передача – устройство, предназначенное для передачи энергии из одной точки пространства в другую, расположенную на некотором расстоянии от первой.*

В зависимости от вида передаваемой энергии передачи: механические, электрические, гидравлические, пневматические и т.п.

***Механическая передача** – устройство (механизм, агрегат), предназначенное для передачи энергии механического движения, как правило, с преобразованием его кинематических и силовых параметров, а иногда и самого вида движения.*

Наибольшее распространение в технике получили механические передачи вращательного движения, которым в курсе деталей машин уделено основное внимание (далее под термином передача подразумевается, если это не оговорено особо, именно механическая передача вращательного движения).

# Ременные передачи.

## Определение:

*Ременная передача – это механизм, предназначенный для передачи вращательного движения посредством фрикционного взаимодействия или зубчатого зацепления замкнутой гибкой связи – ремня с жесткими звеньями – шкивами, закрепленными на входном и выходном валах механизма.*

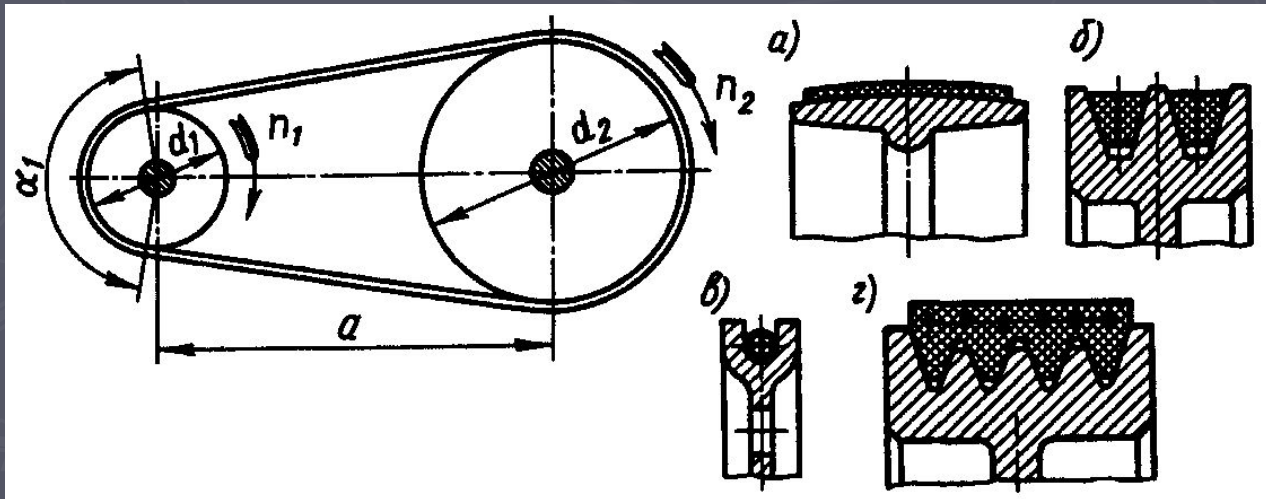


Рис. 2.1. Принципиальная схема ременной передачи и основные виды фрикционных ремней: *а)* плоский; *б)* клиновой; *в)* круглый; *г)* поликлиновой.

## Достоинства ременных передач:

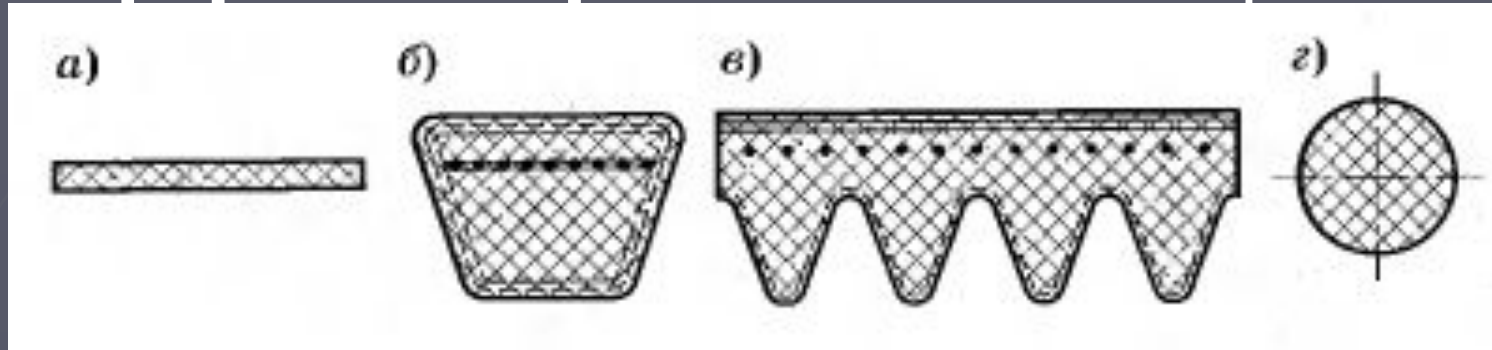
1. Простота конструкции и низкая стоимость.
2. Возможность передачи движения на достаточно большие расстояния (до 15 м).
3. Возможность работы с большими скоростями вращения шкивов.
4. Плавность и малошумность работы.
5. Смягчение крутильных вибраций и толчков за счет упругой податливости ремня.
6. Предохранение механизмов от перегрузки за счет буксования ремня при чрезмерных нагрузках.

## Недостатки ременных передач:

1. Относительно большие габариты.
2. Малая долговечность ремней.
3. Большие поперечные нагрузки, передаваемые на валы и их подшипники.
4. Непостоянство передаточного числа за счет упругого скольжения ремня.
5. Высокая чувствительность передачи к попаданию жидкостей (воды, топлива, масла) на поверхности трения.

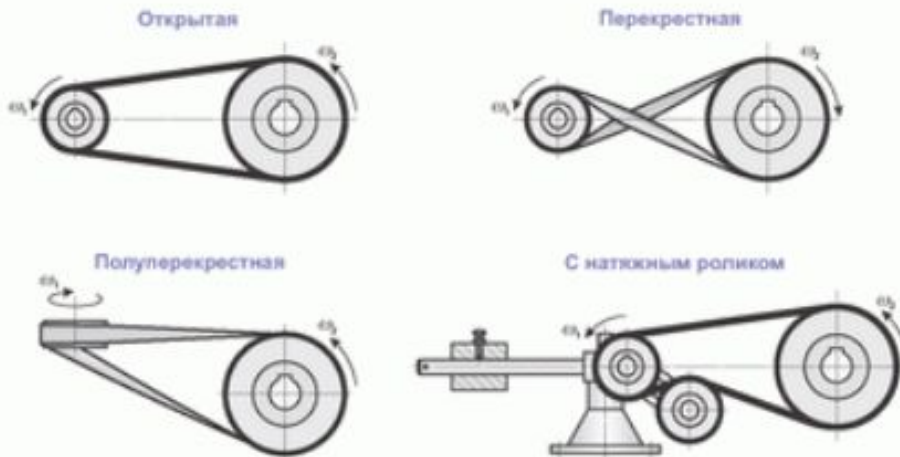
# Классификация ременных передач

## 1. По форме поперечного сечения ремня:



## 2. По взаимному расположению валов и ремня:

СХЕМЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ



2.1 *открытая передача* – передача с параллельными геометрическими осями валов и ремнем, охватывающим шкивы в одном направлении (шкивы вращаются в одном направлении);

2.2 *перекрестная передача* – передача с параллельными валами и ремнем, охватывающим шкивы в противоположных направлениях (шкивы вращаются во встречных направлениях);

2.3 *полуперекрестная передача* – оси валов которой перекрещиваются под некоторым углом (чаще всего  $90^\circ$ ).

### **3. По числу и виду шкивов, применяемых в передаче:**

*3.1 с одношкивными валами;*

*3.2 с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой;*

*3.3 с валами, несущими ступенчатые шкивы для изменения передаточного числа (для ступенчатой регулировки скорости ведомого вала).*

### **4. По количеству валов, охватываемых одним ремнем:**

*двухвальная,*

*трех-,*

*четырёх- и*

*многовальная передача.*

### **5. По наличию вспомогательных роликов:**

*без вспомогательных роликов,*

*с натяжными роликами;*

*с направляющими роликами.*

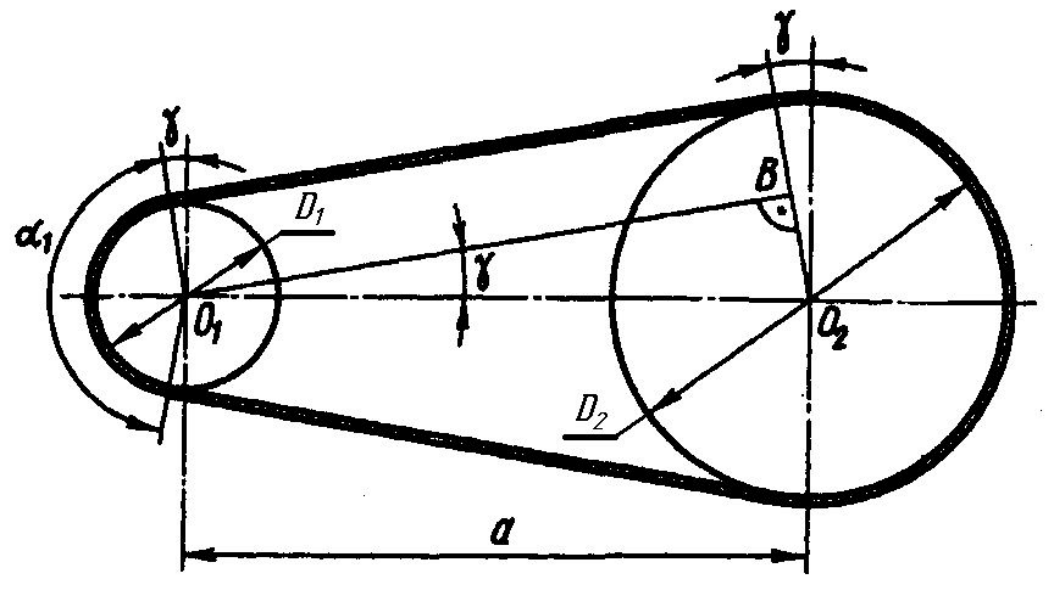


Рис. 2.2. Геометрия открытой ременной передачи.

Геометрические соотношения в ременной передаче рассмотрим на примере открытой плоскоремленной передачи (рис. 2.2). Межосевое расстояние  $a$  – это расстояние между геометрическими осями валов, на которых установлены шкивы с диаметрами  $D_1$  (он, как правило, является ведущим) и  $D_2$  (ведомый шкив).

При расчетах клиноременных передач для ведущего и ведомого шкивов используются расчетные диаметры  $d_{p1}$  и  $d_{p2}$ . Угол между ветвями охватывающего шкивы ремня -  $2\gamma$ , а угол охвата ремнем малого (ведущего) шкива (угол, на котором ремень касается поверхности шкива)  $\alpha_1$ . Как видно из чертежа (рис. 2.2) половинный угол между ветвями составит

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}\right) \quad , \quad (2.12)$$

а так как этот угол обычно невелик, то во многих расчетах допустимым является приближение  $\gamma \approx \sin\gamma$ , то есть

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a} \quad (2.13)$$

Используя это допущение, угол охвата ремнем малого шкива можно представить в следующем виде

$$\alpha = \pi - 2 \cdot \gamma \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (2.14)$$

в радианной мере, или

$$\alpha = 180 \cdot \left( 1 - \frac{D_2 - D_1}{\pi \cdot a} \right) \quad (2.15)$$

в градусах.

Длину ремня при известных названных выше параметрах передачи можно подсчитать по формуле

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.16)$$

Однако, весьма часто ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца известной (стандартной) длины. В этом случае возникает необходимость уточнять межосевое расстояние по заданной длине ремня



$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{\left[ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) \right]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} \quad (2.17)$$

С целью обеспечения стабильности работы передачи обычно принимают

для плоского ремня –

$$a \geq 2 \cdot (D_2 + D_1)$$

а для клинового –

$$2 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) \geq a \geq 0,55 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + h_p$$

где  $h_p$  – высота поперечного сечения ремня (толщина ремня).

В процессе работы передачи ремень обегает ведущий и ведомый шкивы.

Долговечность ремня в заданных условиях его работы характеризует

отношение  $V_p / L_p$  (в системе СИ его размерность –  $c^{-1}$ ), чем больше

величина этого отношения, тем ниже при прочих равных условиях

долговечность ремня. Обычно принимают

для плоских ремней –  $V_p / L_p = (3 \dots 5) c^{-1}$ ,

для клиновых –  $V_p / L_p = (20 \dots 30) c^{-1}$ .

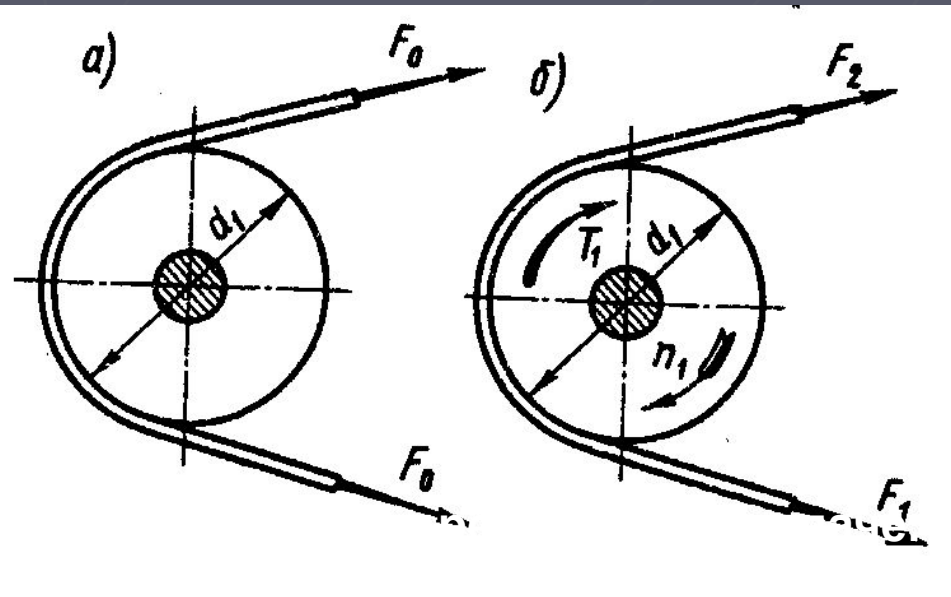
## Силовые соотношения в ременной передаче.

В ременной передаче силы нормального давления между поверхностями трения можно создать только за счет предварительного натяжения ремня. При неработающей передаче силы натяжения обеих ветвей будут одинаковыми (обозначим их  $F_0$ , как на рис 2.3,а). В процессе работы

передачи за счет трения ведущего шкива о ремень набегающая на этот шкив ветвь ремня получает дополнительное натяжение (сила  $F_1$ ), а, сбегающая с ведущего шкива, ветвь ремня несколько ослабляется (сила  $F_2$ , рис. 2.3,б).

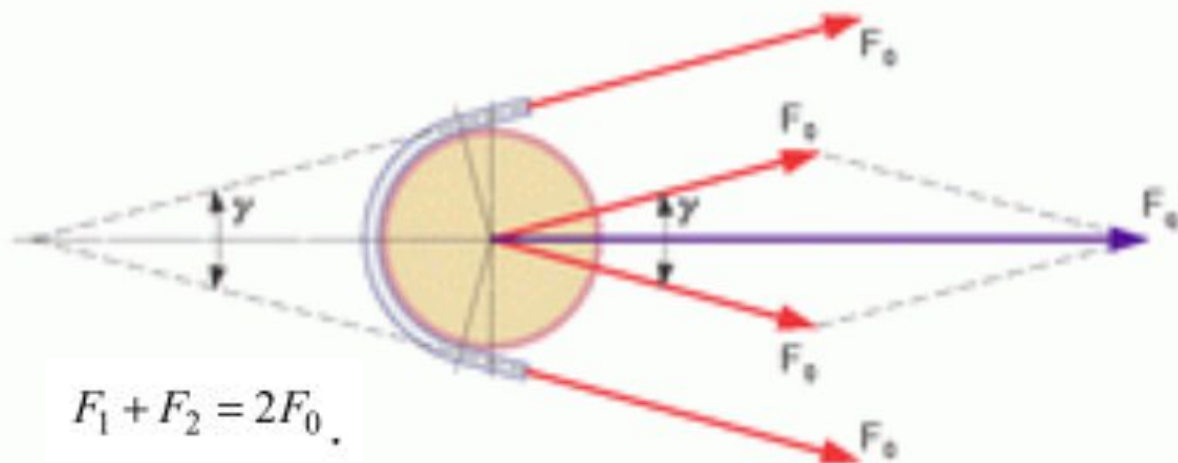
Окружное усилие, передающее рабочую нагрузку  $F_t = F_1 - F_2$ , но, как для передачи вращения  $Ft = 2T_2/D$  (см. (2.8)),

а для поступательно движущихся ветвей ремня  $F_t = P / V_p$ , где  $P$  – мощность передачи, а  $V_p$  – средняя скорость движения ремня. Суммарное натяжение ветвей ремня остается неизменным, как в работающей, так и в неработающей передаче, то есть  $F_1 + F_2 = 2F_0$ .

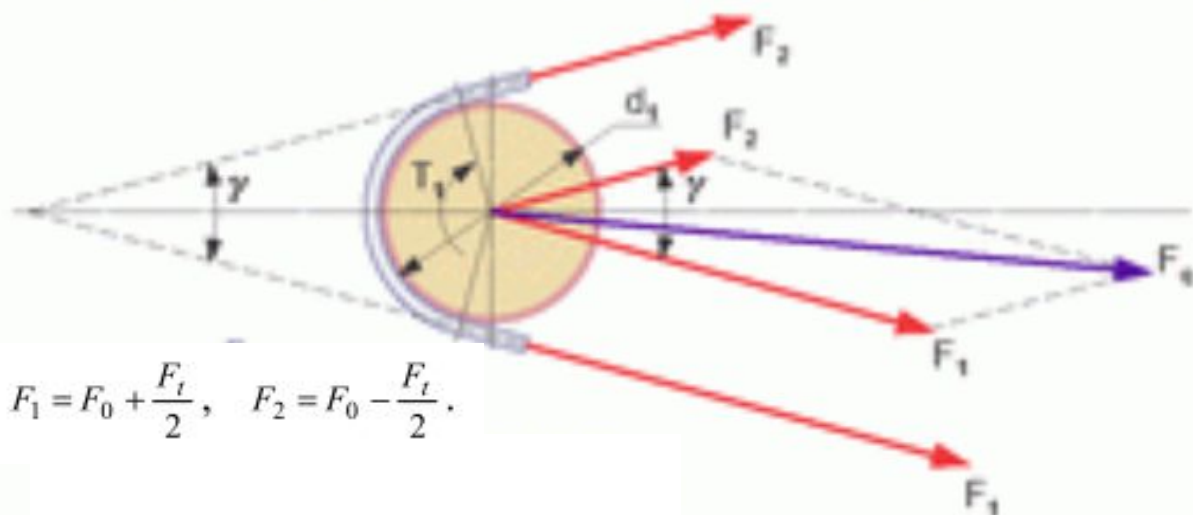


## СИЛЫ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

### Силы в неработающей передаче



### Силы в работающей передаче



$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

$$F_{\Sigma} = z \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx 2F_0 z \cos(\gamma/2).$$

Тяговая способность передачи связана со значением силы трения между шкивом и ремнем. Такая связь установлена Эйлером.

Уравнение Эйлера устанавливает взаимосвязь между силами в ведущей и ведомой ветвях ремня и параметрами трения:  $f$  – коэффициент трения покоя (коэффициент сцепления) между материалами ремня и шкива,  $\alpha$  – угол охвата ремнем шкива.

Для ремня, охватывающего шкив, по формуле Эйлера  $F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}$ , где  $e$  – основание натурального логарифма ( $e \approx 2,7183$ ), Тогда,

$$F_0 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1 \cdot D_1} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1}, \quad (2.19)$$

где индексы «1» указывают на параметры, относящиеся к ведущему шкиву передачи.

Отношение разности сил натяжения в ветвях ремня работающей передачи к сумме этих сил называется **коэффициентом тяги** ( $\phi$ ).

$$\phi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (2.21)$$

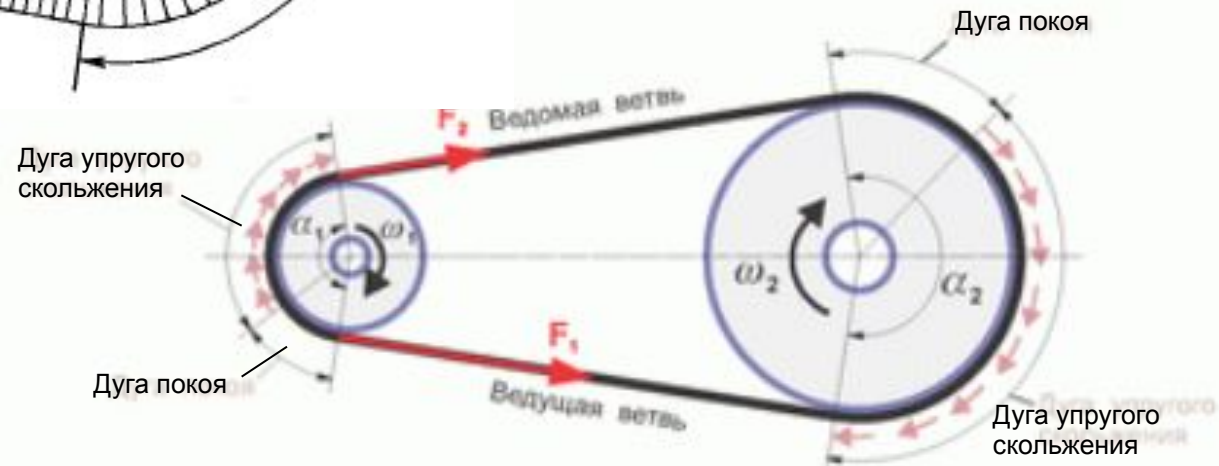
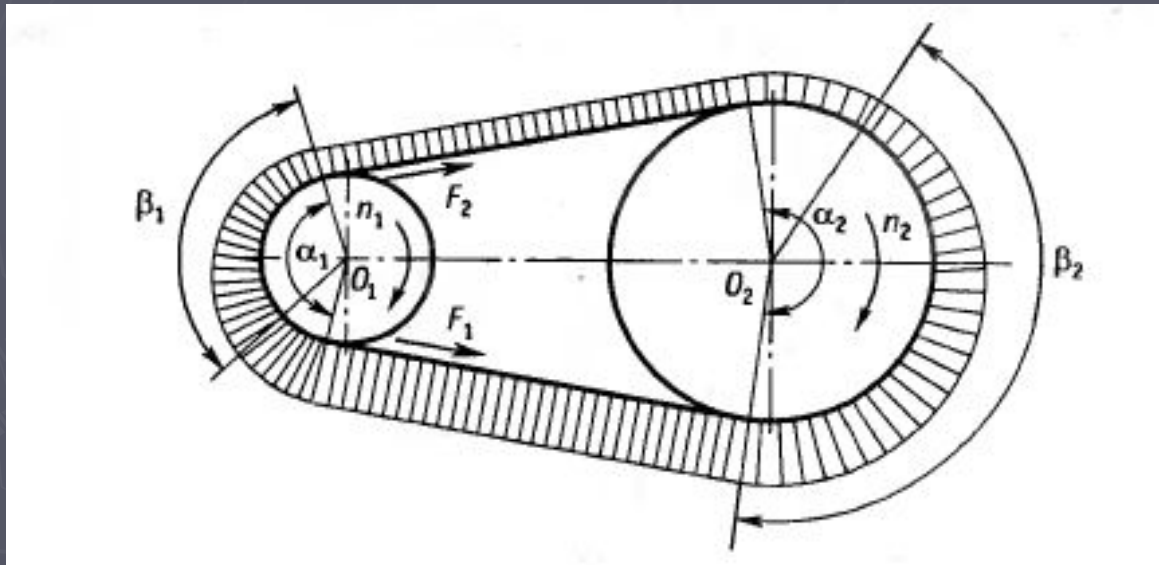
Оптимальная величина коэффициента тяги:

$$\phi_0 = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1}. \quad (2.22)$$

**Оптимальная величина коэффициента тяги зависит только лишь от конструктивных параметров передачи и качества фрикционной пары материалов ремня и шкива.**

# Кинематика ременной передачи.

Удлинение каждого отдельно взятого элемента ремня меняется в зависимости от того, на какую его ветвь этот элемент в данный момент времени попадает (поскольку  $F_1 > F_2$ ). Изменение длины этой элементарной части ремня может происходить только в процессе ее движения по шкивам. При этом, проходя по ведущему шкиву (при переходе с ведущей ветви на свободную), эта элементарная часть укорачивается, а при движении по ведомому шкиву (переходя со свободной ветви ремня на его ведущую ветвь) – удлиняется. Изменение длины части ремня, соприкасающейся с поверхностью шкива, возможно только с её частичным проскальзыванием.



Следовательно:

1) работа ременной передачи без скольжения ремня по рабочей поверхности шкивов невозможна.;

2) скорости движения ведущей и свободной ветвей ремня различны, а следовательно, различны и скорости рабочих поверхностей ведущего и ведомого шкивов.

Окружная скорость рабочей поверхности ведущего шкива больше окружной скорости на поверхности ведомого шкива ( $V_1 > V_2$ ).

Отношение разности между окружными скоростями на рабочей поверхности ведущего и ведомого шкивов к скорости ведущего шкива называют коэффициентом упругого скольжения передачи ( $\xi$ ).

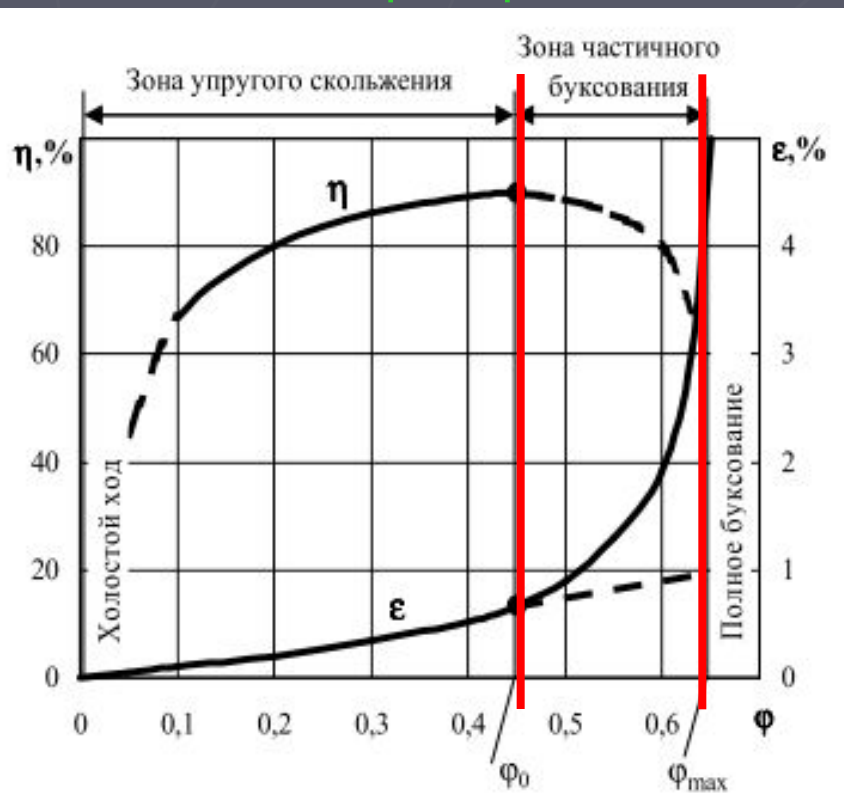
$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi_y)}$$

Передаточное число ременной передачи, представленное через ее конструктивные параметры:

$$u = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} \quad (2.24)$$

**Тяговая способность и долговечность ремня** являются основными критериями работоспособности ременной передачи. Её проектный расчет обычно выполняется по тяговой способности, а расчет долговечности при этом является проверочным.



Поведение ременной передачи характеризует график рис. 2.4. На нем выявляются 3 зоны:

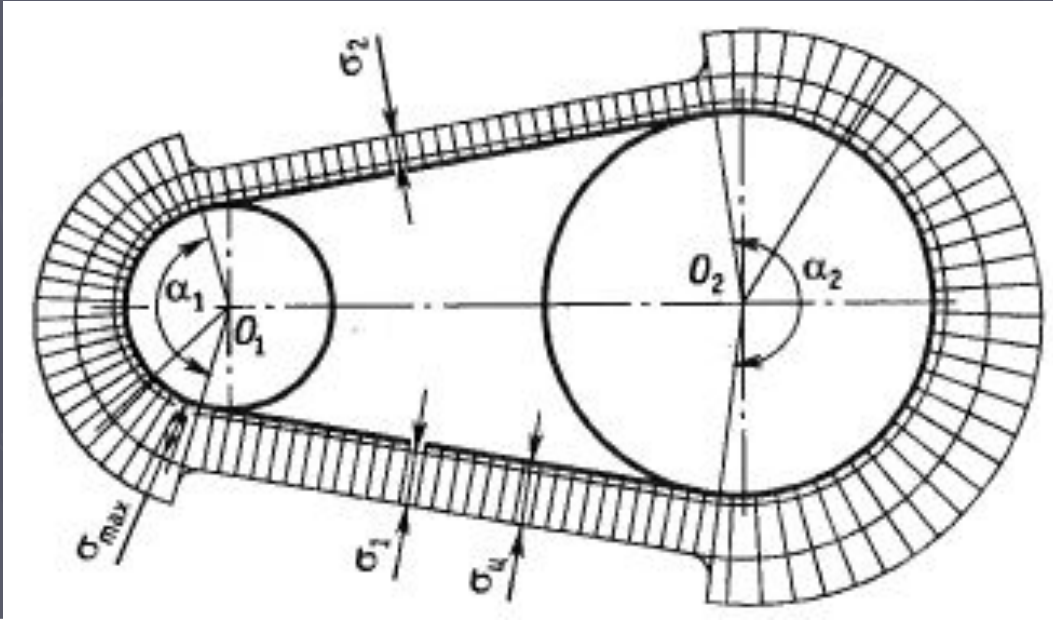
- 1 зона упругого скольжения ( $0 \leq \phi \leq \phi_0$ ;  $\xi$  меняется линейно);
- 2 зона частичного буксования ( $\phi_0 \leq \phi \leq \phi_{max}$ ,  $\xi$  быстро нарастает);
- 3 зона полного буксования ( $\phi > \phi_{max}$  скольжение полное).

Рис. 2.4. Кривые скольжения и КПД.

## Напряжения в ремне.

В ремне возникают напряжения от действия рабочей нагрузки, от изгиба вокруг шкива, от действия центробежных сил при обегании шкива.

напряжения растяжения от рабочей нагрузки



$$\sigma_p = \frac{F_{1,2}}{A_p}$$

напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot E \cdot y_0}{D_c}$$

напряжения от действия центробежных сил

$$\sigma_u = \rho \cdot V_p^2$$

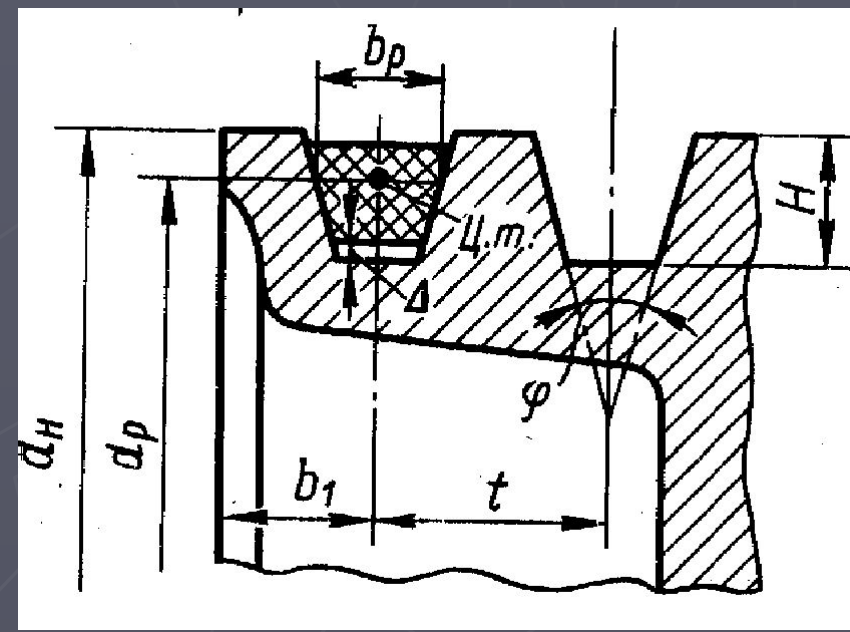
где  $\rho$  – средняя плотность материала ремня, а  $V_p$  – средняя скорость движения ремня, обегającego шкив.

На внешней стороне ремня все три вида названных напряжений являются растягивающими и потому суммируются. Таким образом, максимальные растягивающие напряжения в ремне

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u + \sigma_u$$



**Особенности конструкции, работы и расчета клиноременных и поликлиноременных передач.** Клиноременные ремни имеют трапецевидное поперечное сечение, а поликлиноременные – выполненную в форме клина рабочую часть. Угол клина для обоих видов ремней одинаков и составляет  $40^\circ$ . На шкивах такой передачи выполняются канавки, соответствующие сечению рабочей части ремня и называемые ручьями. Профили ремней и ручьев шкивов контактируют только по боковым (рабочим) поверхностям (рис. 2.6).

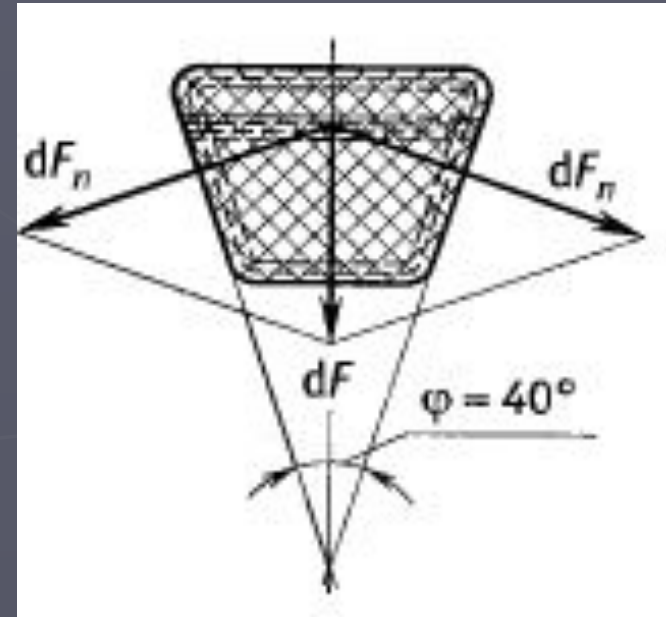
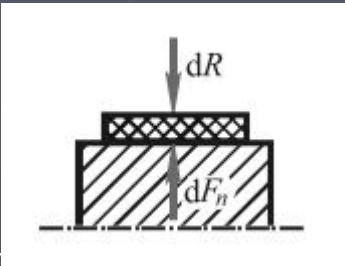


Размеры сечений клиновых ремней стандартизованы (ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 1284.3-89). Стандартом предусмотрено 7 ремней нормального сечения (Z, A, B, C, D, E, E0), у которых  $b_0/h \approx 1,6$ , и 4 – узкого сечения (YZ, YA, YB, YC), у которых  $b_0/h \approx 1,25$ . Ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца, поэтому их длины тоже стандартизованы.

**Рис. 2.6. Расположение клинового ремня в ручье шкива.**

Клиновой ремень со шкивом образуют клиновую кинематическую пару, для которой приведенный коэффициент трения  $F_{mp}$  выражается зависимостью

$$dF_n = \frac{dF}{2\sin \frac{\phi}{2}}, \text{ тогда сила трения } F_{тр} = 2dF_n f = \frac{dF f}{\sin 20^\circ}.$$



где  $f$  – коэффициент трения между контактирующими поверхностями ремня и шкива, а  $\phi$  – угол между боковыми рабочими поверхностями ремня. При  $\phi = 40^\circ$  получаем, что  $F_{mp} = 2,92 f$ , то есть при одном и том же диаметре ведущего шкива несущая способность клиноременной передачи будет примерно втрое выше в сравнении с плоскоременной.

Проектный расчет клиноременных передач выполняется достаточно просто методом подбора, поскольку в стандартах указывается мощность, передаваемая одним ремнем при определенном расчетном диаметре меньшего шкива и известной средней скорости ремня или частоте вращения шкива.

# РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основной деталью передачи является приводной бесконечный ремень. Ремень каждого сечения способен передавать максимально допустимую мощность при определенных значениях частоты вращения ведущего (меньшего) шкива, его диаметра, передаточного числа и окружной скорости ремня.

1. Выбор необходимого сечения ремня осуществляется по номограммам в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего шкива.

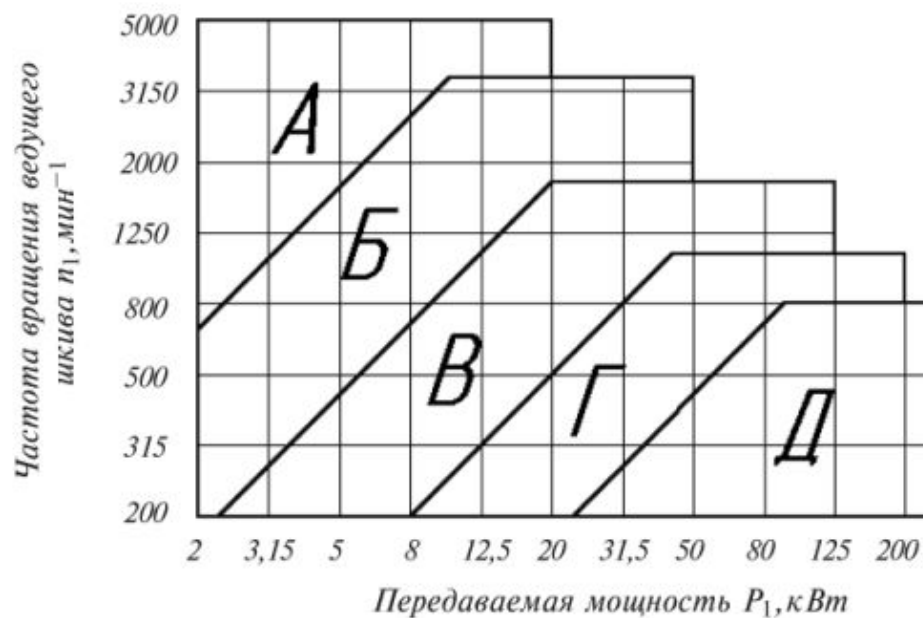


Таблица 1

Параметры ремней

Обозначение сечения	$W_p$ , мм	$W$ , мм	$T_0$ , мм	Площадь сечения, мм <sup>2</sup>	Масса 1 м длины, кг/м	Минимальный диаметр ведущего шкива $d_{\min}$ , мм
О (Z)	8,5	10	6,0	47	0,06	63
А (A)	11,0	13	8,0	81	0,105	90
Б (B)	14,0	17	10,5	138	0,18	125
В (C)	19,0	22	13,5	230	0,30	200
Г (D)	27,0	32	19,0	476	0,62	315
Д (E)	32,0	40	23,5	692	0,92	500
Е (EO)	42,0	50	30	1170	1,5	800

Ряд стандартных длин ремней  $L_p$  (мм): 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

2. Выбираем диаметр ведущего шкива. Расчетные диаметры ведущих шкивов  $D$  должны быть не менее минимальных значений, указанных в табл. 1. В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять шкивы с диаметрами  $D, > D_{min}$  из стандартного ряда, приведенного в табл. 2.

Таблица 2

**Расчетные диаметры шкивов**

Обозначение	Величина
$d_1, \text{ мм}$ $(d_2, \text{ мм})$	63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000

3. Определяем расчетный диаметр ведомого (большого) шкива  $D_2$ , по формуле: Полученное значение  $D_2$  округляют до ближайшего стандартного.

уточняют передаточное отношение Уточненное значение передаточного числа должно отличаться от ранее принятого не более чем на  $\pm 5\%$ .

С целью уменьшения габаритов передачи целесообразно принимать передаточное число ременной передачи  $u = 2 \dots 3$ , предельное значение  $u = 5$ .

4. Предварительно определяем значение межосевого расстояния

$$2 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) \geq a \geq 0,55 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + h_p$$

Ориентировочно межосевое расстояние можно принимать по рекомендации табл. 3 (в зависимости от величины передаточного числа  $u$ ).

Таблица 3

**Ориентировочные межосевые расстояния**

$U$	1	2	3	4	5	6
$a$	$1,5 \cdot d_2$	$1,2 \cdot d_2$	$d_2$	$0,95 \cdot d_2$	$0,9 \cdot d_2$	$0,85 \cdot d_2$

5. По принятому межосевому расстоянию определяю! расчетную длину ремня:

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

Полученную расчетную длину ремня  $L'$  округляют до ближайшего стандартного значения по табл. 1. а затем уточняют межосевое расстояние:

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\}$$

6. Определяем угол обхвата а ремнями ведущего шкива, который определяется по формуле

$$\alpha = \pi - 2 \cdot \gamma \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a}$$

7. Определяем число ремней в комплекте

$$Z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_Z},$$

Таблица 4

Значения коэффициента  $C_Z$

Число ремней в комплекте $Z$	$C_Z$
2...3	0,95
4...6	0,90
> 6	0,85

Мощность, передаваемая одним ремнем  $P_p$  условиях эксплуатации при заданном режиме работы:

$$P_p = P_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p}, \text{ кВт,}$$

Таблица 5

Номинальная мощность  $P_0$  (кВт), передаваемая одним ремнем сечения  $O$  при  $L_p = 2240$  мм (частичное извлечение из ГОСТ 1284.3–80)

$d_1$ , мм	U	Частота вращения меньшего шкива $n_1$ , мин <sup>-1</sup>								
		800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200
71	1,20	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82	0,94	1,05	1,14
	1,50	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08	1,18
	≥ 3,00	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11	1,22
80	1,20	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00	1,15	1,28	1,40
	1,50	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32	1,45
	≥ 3,00	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36	1,49
90	1,20	0,56	0,65	0,79	0,93	1,00	1,20	1,37	1,53	
	1,50	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58	
	≥ 3,00	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63	
100	1,20	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39	1,59	1,77	
	1,50	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83	
	≥ 3,00	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89	
≥ 112	1,20	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35				
	1,50	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40				
	≥ 3,00	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44				
v, м/с		5								10

Таблица 6

Значения коэффициента  $C_\alpha$

Угол обхвата $\alpha_1^0$ , град.	180	170	160	150	140	130	120	100	90
Коэффициент $C_\alpha$	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,73	0,68

Таблица 8

Значения коэффициента  $C_L$

Расчетная длина ремня $L_{p, \text{ мм}}$	Сечение ремня			Расчетная длина ремня $L_{p, \text{ мм}}$	Сечение ремня		
	A	B	B		A	B	B
500	-	-	-	1600	0,99	0,93	-
				800	1,01	0,95	0,86
				2000	1,03	0,98	0,88
				2400	1,06	1,00	0,91
				2500	1,09	1,03	0,93
				2800	1,11	1,05	0,95
				3150	1,13	1,07	0,97
				3550	1,15	1,09	0,99
				4000	1,17	1,13	1,02
				4500	-	1,15	1,04

Таблица 10

Значения коэффициента  $C_p$

Режим работы	Характер нагрузки	Типы машин	$C_p$ при числе смен работы		
			1	2	3
Легкий (Л)	С незначительными колебаниями, кратковременные перегрузки до 120%	Ленточные конвейеры; центробежные насосы и компрессоры; станки токарные, сверлильные и шлифовальные	1	1,1	1,4
Средний (С)	С умеренными колебаниями, кратковременные перегрузки до 150%	Цепные конвейеры, элеваторы; дисковые пилы; станки фрезерные	1,1	1,2	1,5
Тяжелый (Т)	Со значительными колебаниями, кратковременные перегрузки	Конвейеры винтовые и скребковые; станки строгальные, долбежные; деревообрабатывающее оборудование	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый (ОТ)	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300%	Подъемники, экскаваторы; прессы винтовые; молоты; дробилки	1,3	1,5	1,7

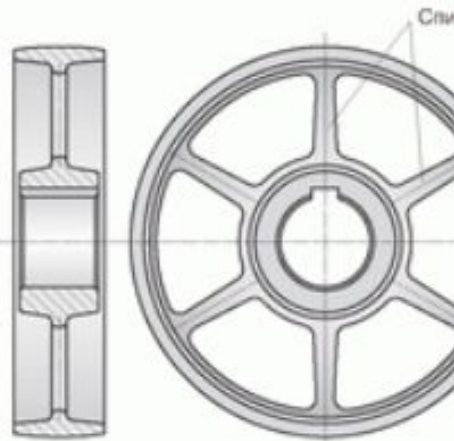
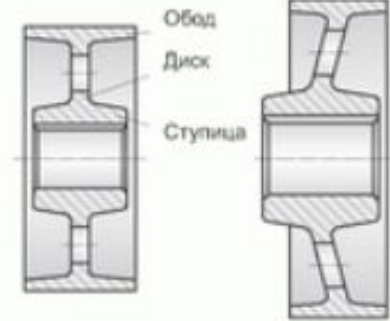
# КОНСТРУКЦИИ ШКИВОВ ПЕРЕДАЧ

## ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы диаметром до 200 мм

Шкивы диаметром 200...300 мм

Шкивы диаметром свыше 300 мм

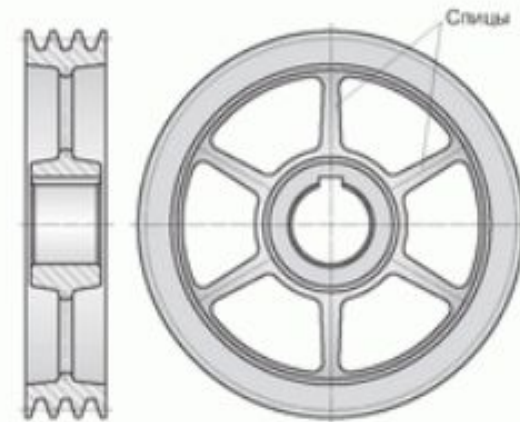
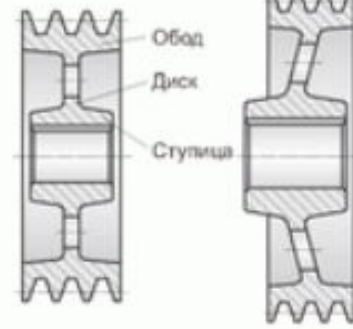


## ШКИВЫ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы диаметром до 200 мм

Шкивы диаметром 200...300 мм

Шкивы диаметром свыше 300 мм

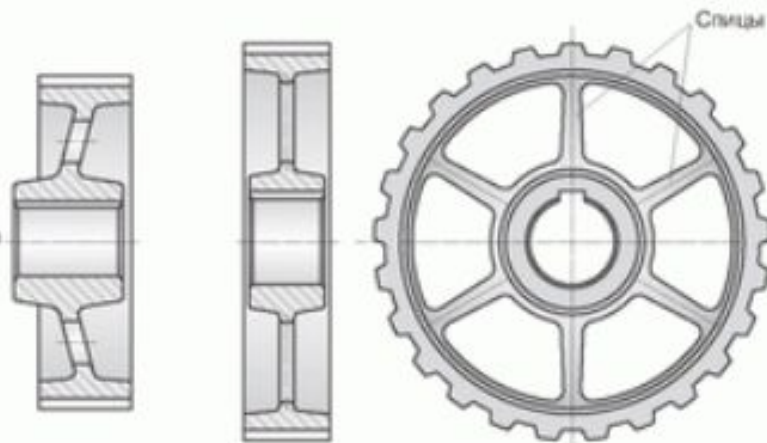
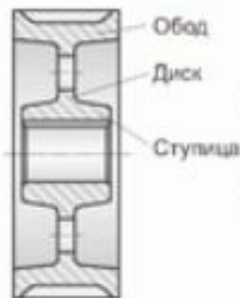


## ШКИВЫ ПЕРЕДАЧ ЗУБЧАТЫМИ РЕМНЯМИ

Шкивы диаметром до 200 мм

Шкивы диаметром 200...300 мм

Шкивы диаметром свыше 300 мм



Лекция окончена.  
Спасибо за внимание!