

ТЕМА МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Вопросы, изложенные в материале:

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

Учебная литература:

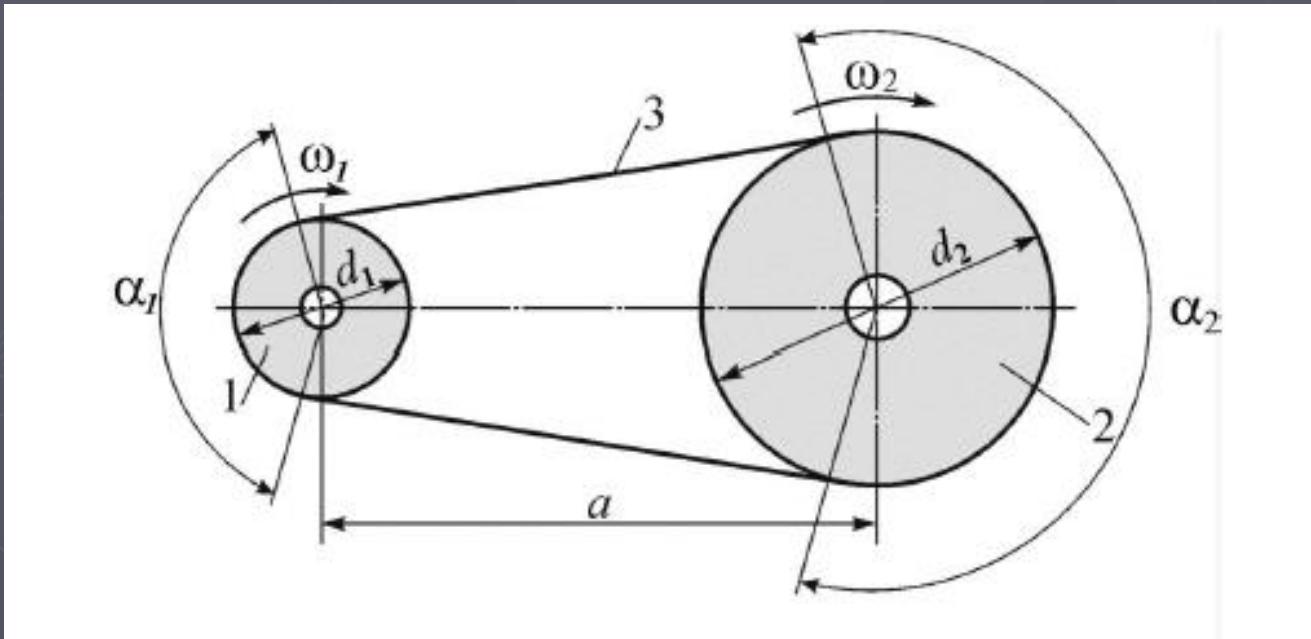
Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 33-56.

Н.Г. Кукин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Кукин, 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.

Ременные передачи.

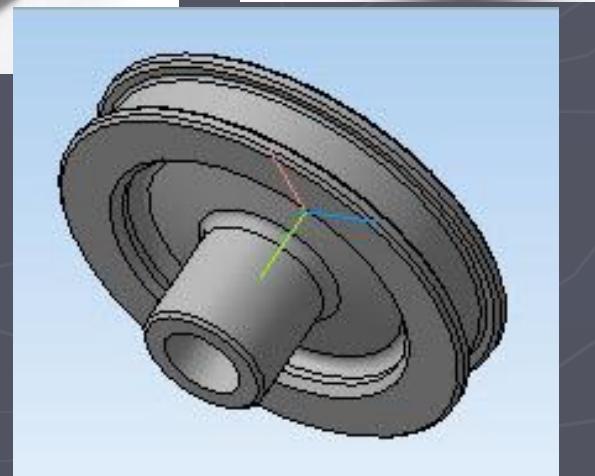
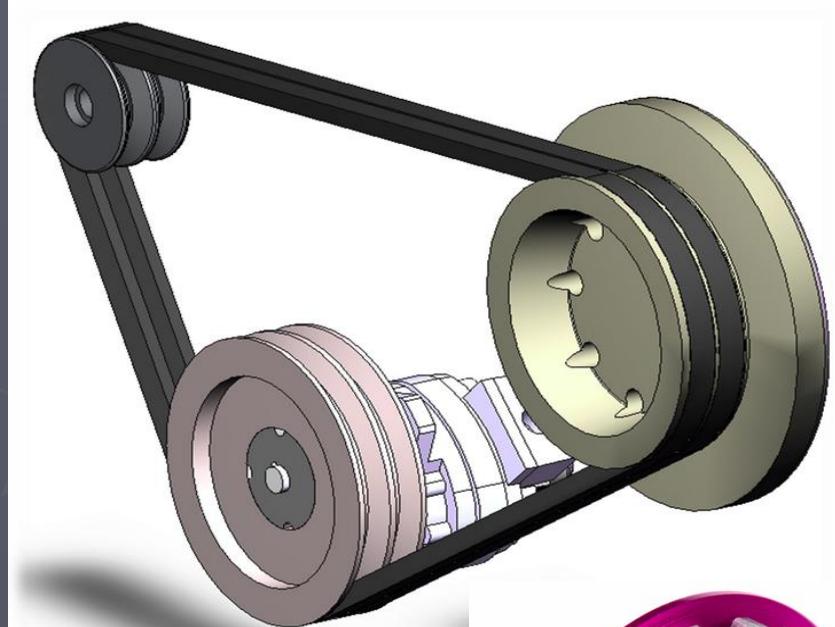
Ременная передача – это механизм, предназначенный для передачи вращательного движения посредством фрикционного взаимодействия или зубчатого зацепления замкнутой гибкой связи – ремня с жесткими звеньями – шкивами, закрепленными на входном и выходном валах механизма.



1 – малый шкив; 2 – большой шкив; 3 – ремень; a – межосевое расстояние;
 α_1 – малый угол обхвата; α_2 – большой угол обхвата; ω – угловая скорость.

Ременные передачи.

Шкив — фрикционное колесо с ободом или канавкой по окружности, которое передаёт движение приводному ремню или канату.



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 проскальзывания ремня.
5. Высокая чувствительность передачи к попаданию жидкостей (воды, топлива, масла) на поверхности трения.

Классификация ременных передач:

1. По форме поперечного сечения ремня:

1.1 *плоскоременные*;

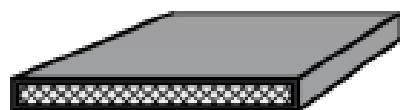
1.2 *клинеременные* (поперечное сечение ремня в форме трапеции);

1.3 *поликлинеременные* (наружная поверхность ремня плоская, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, в поперечном сечении имеющими форму трапеции);

1.4 *круглоременные* (поперечное сечение ремня имеет форму круга);

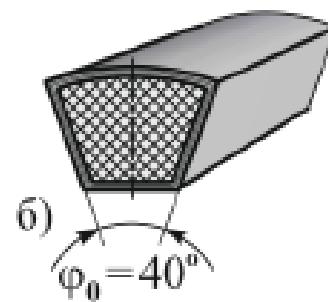
1.5 *зубчатоременная* (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов).

Плоский



a)

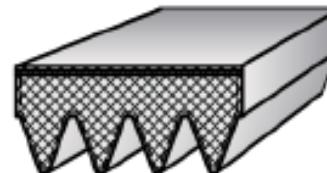
Клиновый



б)

$\varphi_0 = 40^\circ$

Поликлиновый



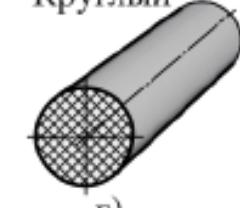
в)

трапецидальной формы

A

A - A

Круглый



г)

зубчатые

полукруглой формы

Б

Б - Б

д)

е)

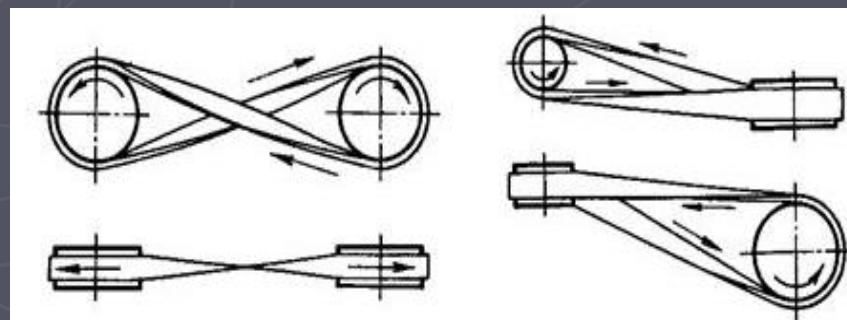
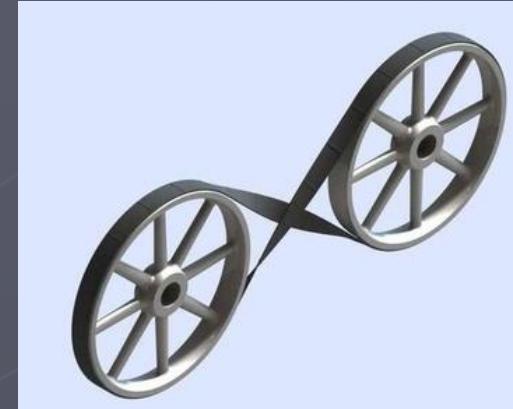
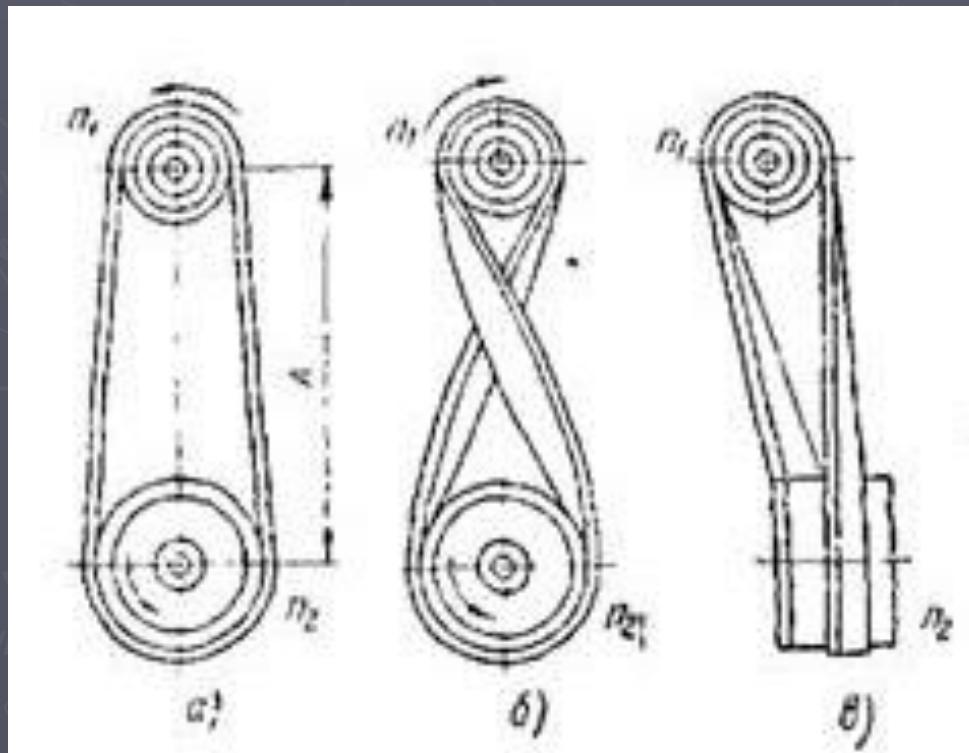


2. По взаимному расположению валов и ремня:

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 перекрециваются под некоторым углом (чаще всего 90°).



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-,

четырех- и

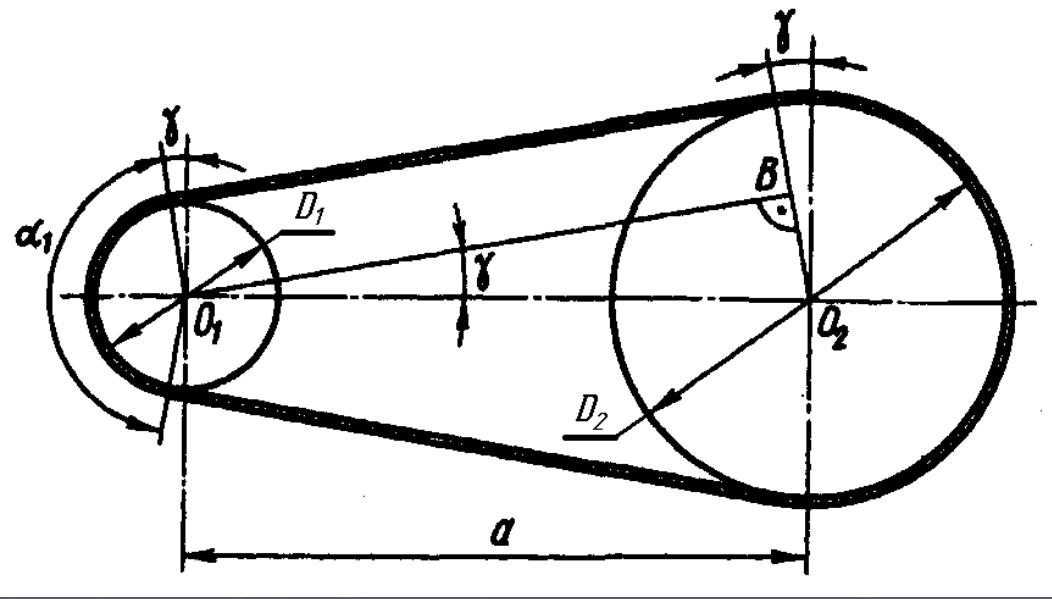
многовальная передача.

5. По наличию вспомогательных роликов:

без вспомогательных роликов,

с натяжными роликами;

с направляющими роликами.



Геометрия открытой ременной передачи.

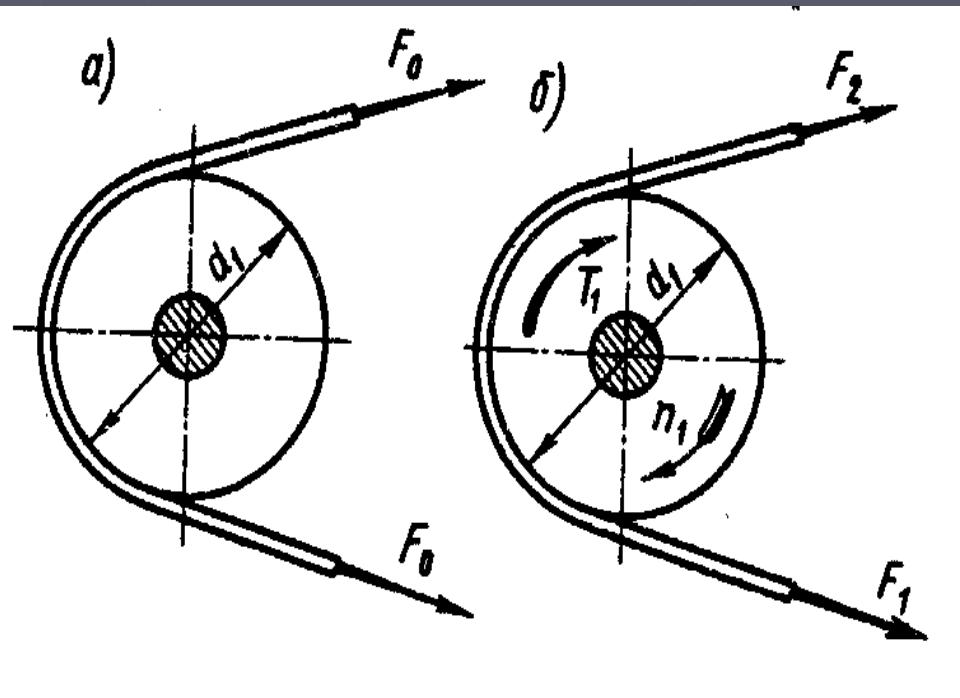
Геометрические соотношения в ременной передаче рассмотрим на примере открытой плоскоременной передачи. Межосевое расстояние a – это расстояние между геометрическими осями валов, на которых установлены шкивы с диаметрами D_1 (он, как правило, является ведущим) и D_2 (ведомый шкив).

При расчетах клиноременных передач для ведущего и ведомого шкивов используются расчетные диаметры d_{p1} и d_{p2} . Угол между ветвями охватывающего шкивы ремня - 2γ , а угол охвата ремнем малого (ведущего) шкива (угол, на котором ремень касается поверхности шкива) α_1 . Как видно из чертежа половинный угол между ветвями составит

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

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).



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). Окружное усилие, передающее рабочую нагрузку $F_t = F_1 - F_2$, но, как для передачи вращения $Ft = 2T_2/D$, 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 $F_1 + F_2 = 2F_0$.

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 ($V_1 > V_2$).

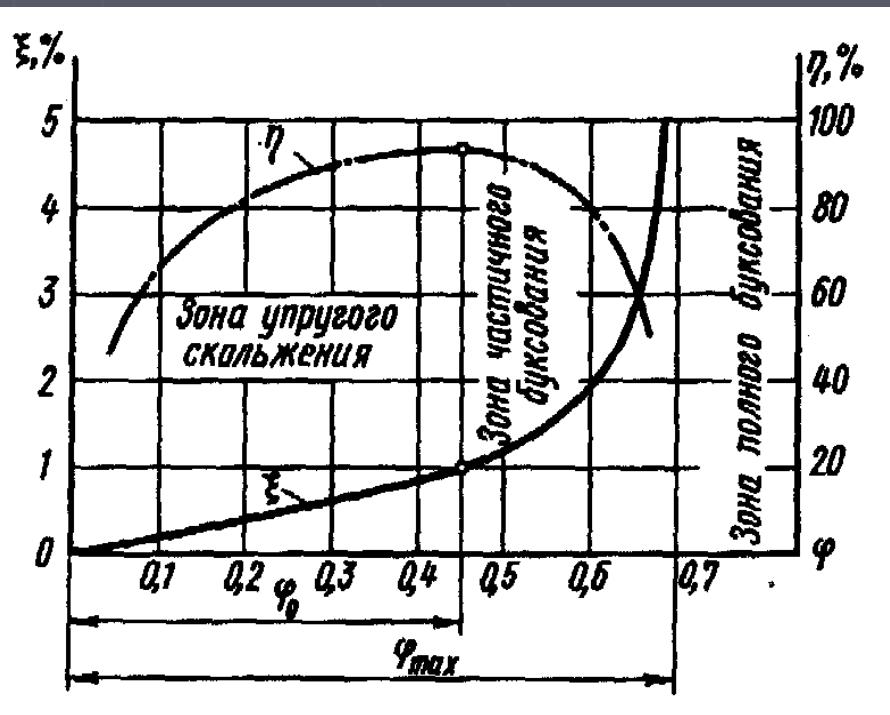
Отношение разности между окружными скоростями на рабочей поверхности ведущего и ведомого шкивов к скорости ведущего шкива называют коэффициентом скольжения передачи (ξ).

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}, \quad (2.23)$$

где индекс «1» соответствует ведущему, а индекс «2» – ведомому шкивам. Передаточное число ременной передачи, представленное через ее конструктивные параметры:

$$\frac{D_2}{D_1 \cdot \Omega - \varepsilon} . \quad (2.24)$$

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 ($0 \leq \varphi \leq \varphi_0$; ξ меняется линейно);
- 2 зона частичного буксования ($\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_{max}$; ξ быстро нарастает);
- 3 зона полного буксования ($\varphi > \varphi_{max}$ 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

$$\sigma_p = \frac{60 \cdot P}{\pi \cdot n_1 \cdot D_1 \cdot A_p} \cdot \frac{1}{1 - e^{-f \cdot \alpha}} ; \quad (2.25)$$

напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot E \cdot y_0}{D_1} ; \quad (2.26)$$

напряжения от действия центробежных сил

$$\sigma_u = \rho \cdot V_p^2 ; \quad (2.29)$$

где ρ – средняя плотность материала ремня, а V_p – средняя скорость движения ремня, обегающего шкив.

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

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u + \sigma_u . \quad (2.31)$$

Особенности конструкции, работы и расчета клиноременных и поликлиновых передач. Клиновые ремни имеют трапециевидное поперечное сечение, а поликлиновые – выполненную в форме клина рабочую часть (рис. 2.5). Угол клина для обоих видов ремней одинаков и составляет 40° . 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).

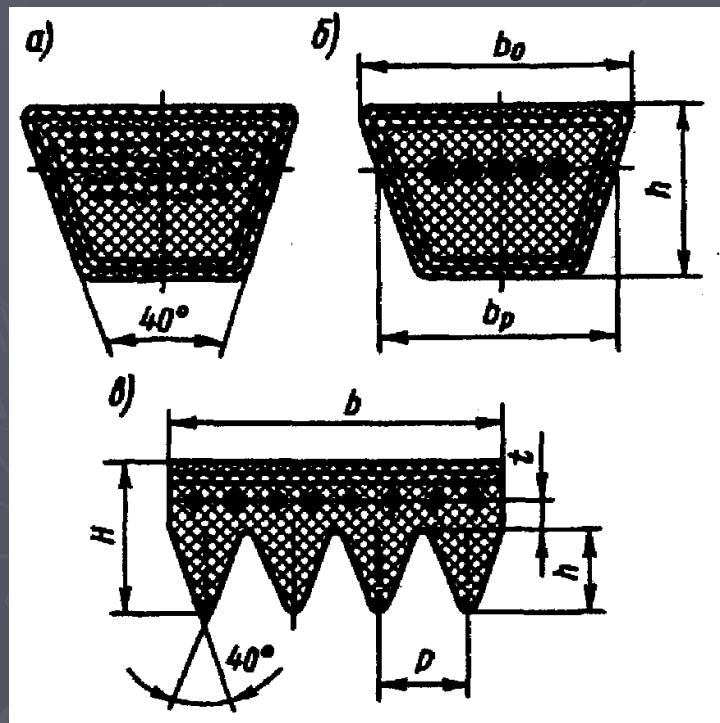


Рис. 2.5. сечения клинового (а, б) и поликлинового (в) ремней.

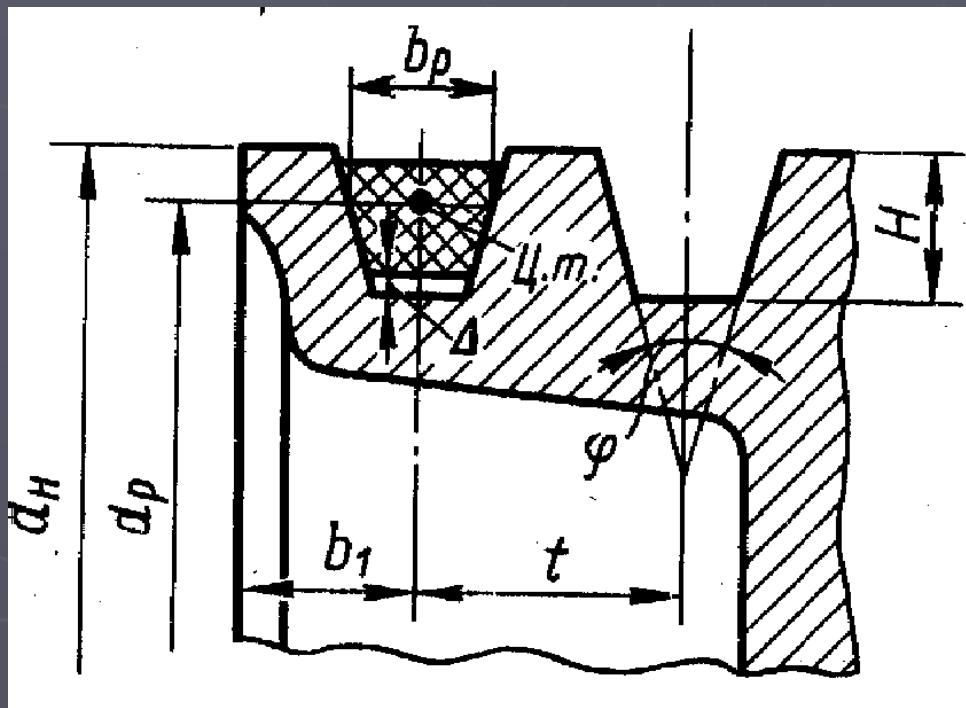


Рис. 2.6. Расположение клинового ремня в ручье шкива.

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.

Таким образом, ремень со шкивом образуют клиновую кинематическую пару, для которой приведенный коэффициент трения f^* выражается зависимостью

$$f^* = f / \sin \frac{\varphi}{2} , \quad (2.36)$$

где f – коэффициент трения между контактирующими поверхностями ремня и шкива, а φ – угол между боковыми рабочими поверхностями ремня. При $\varphi = 40^\circ$ получаем, что $f^* = 2,92 f$, 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.