

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Федеральное автономное Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н.Ельцина»

Детали машин и основы конструирования

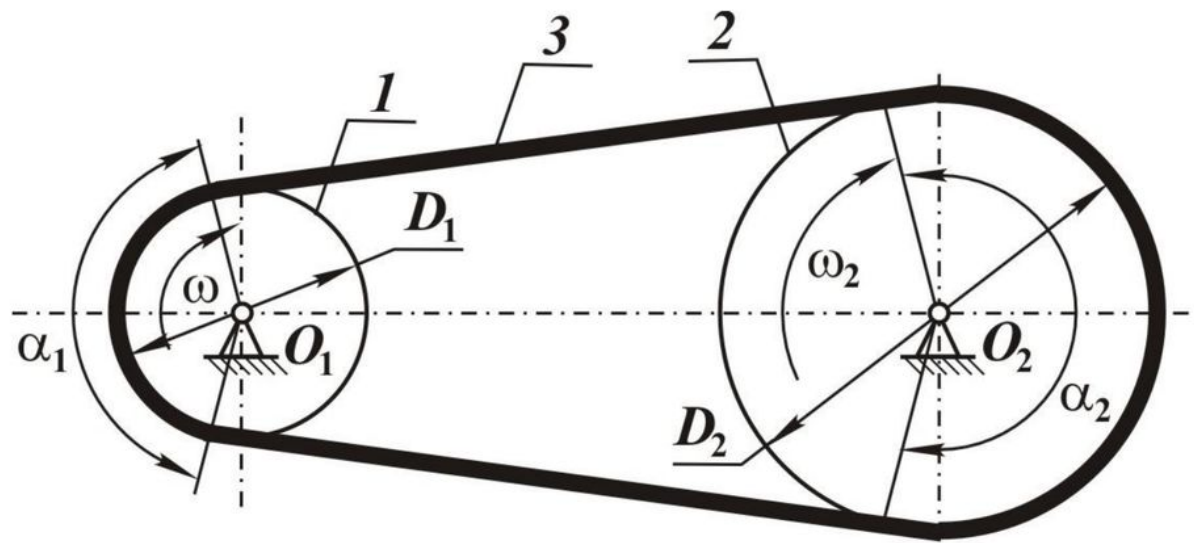
Доцент Реков Александр Михайлович

arekov@yandex.ru

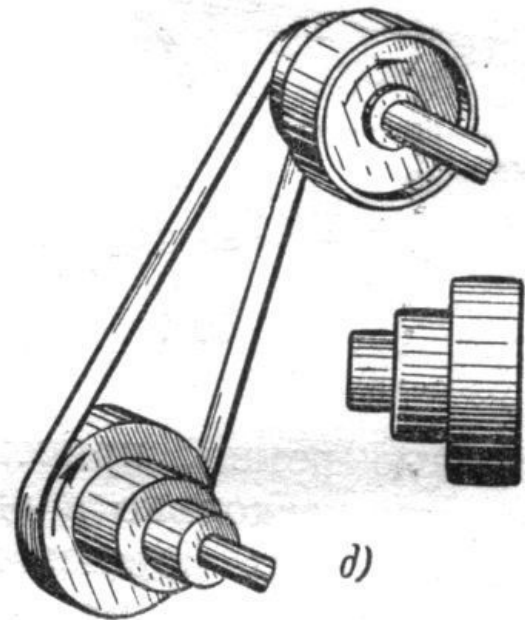
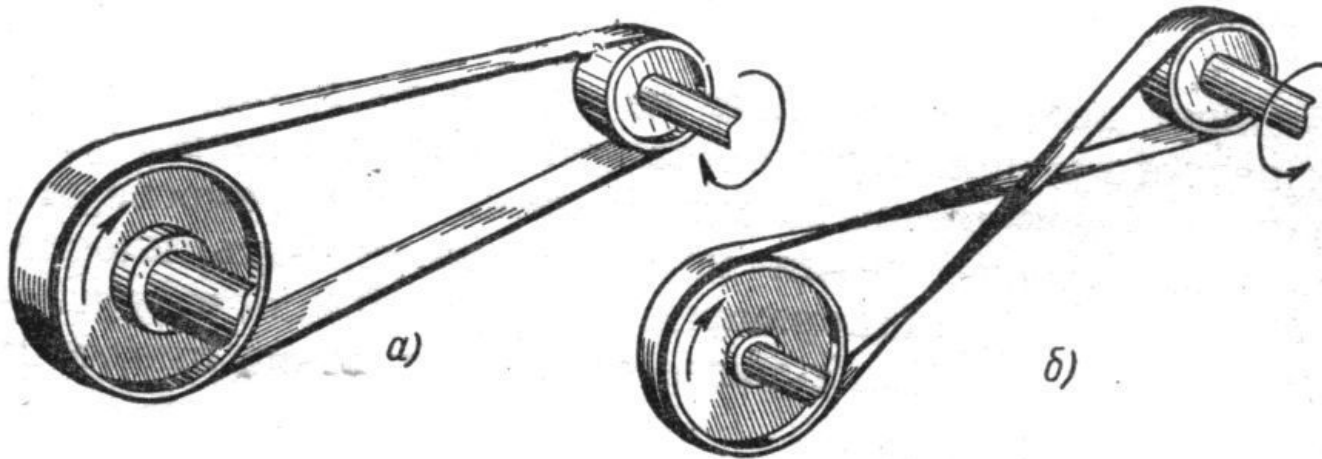
1

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с предварительным натяжением (рис. 1). Нагрузка передается за счет сил трения, возникающих между шкивами и ремнем.

Ременная передача

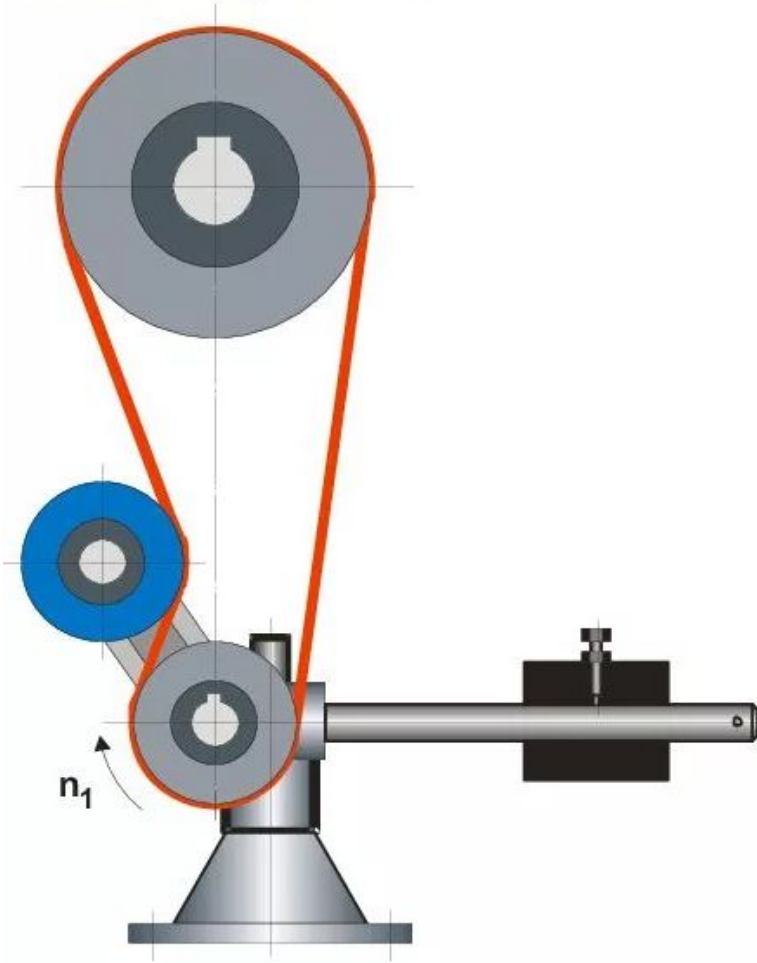


1,2 - шкивы 3 - ремень

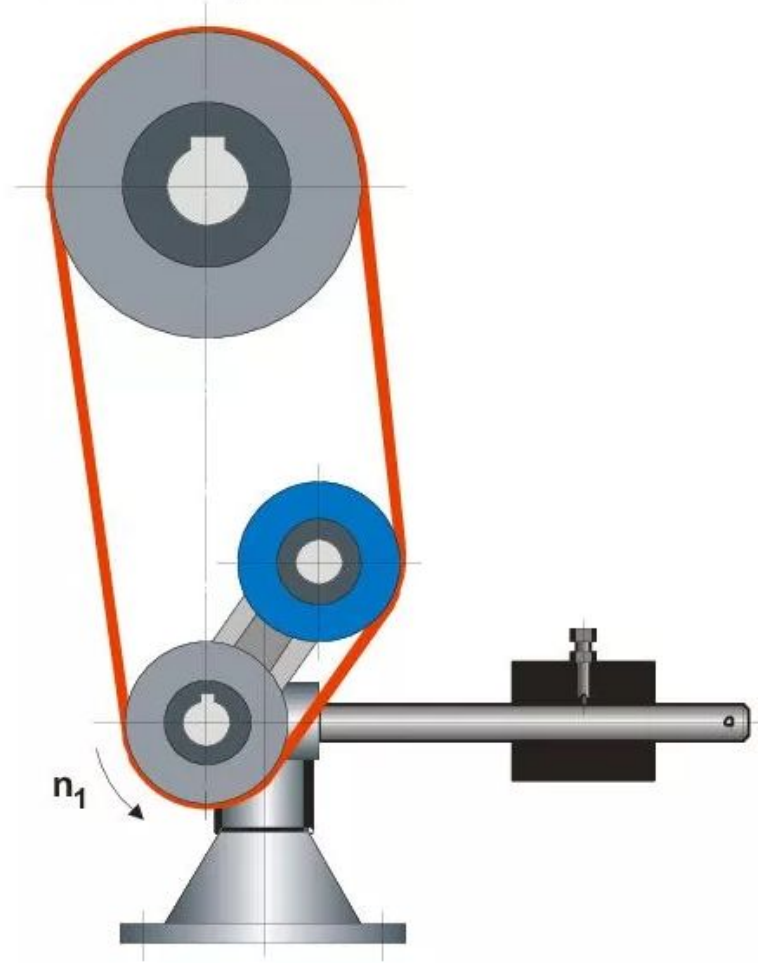


3

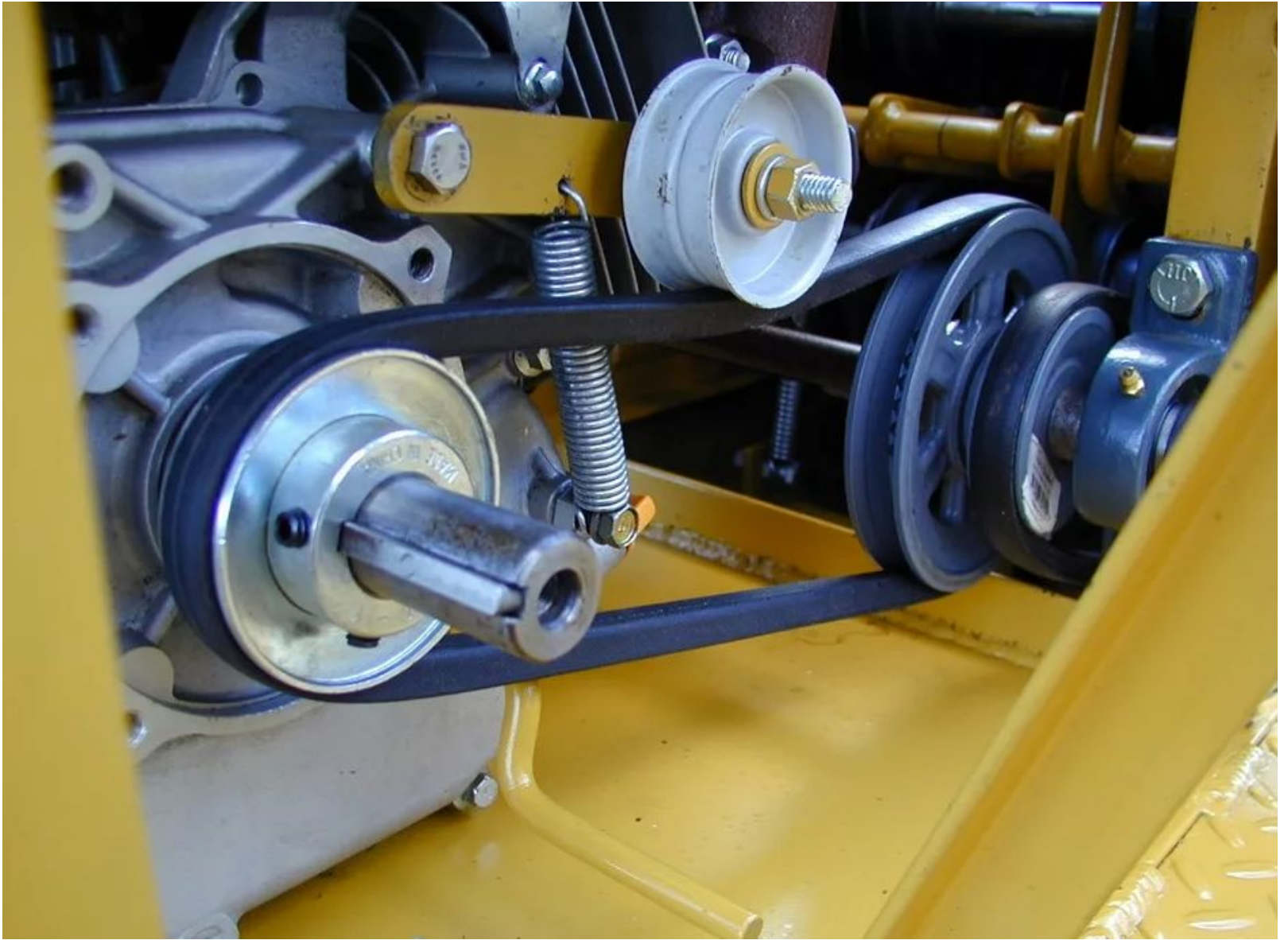
Натяжным роликом



Оттяжным роликом



4



Достоинства ременных передач

1. Возможность передачи мощности на большие расстояния (до 15 м и более).
2. Плавность и бесшумность работы, предохранение от перегрузок.
3. Простота конструкции и эксплуатации.

Недостатки:

большие габаритные размеры (при одинаковых условиях диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметра зубчатых колес);

высокие нагрузки на валы и их опоры (увеличение нагрузки на валы в 2 - 3 раза по сравнению с зубчатой передачей);

непостоянство передаточного числа большинства ременных передач;

Применение

При применяется преимущественно на быстроходных ступенях привода при средних мощностях (до 50 кВт) с окружной скоростью до 50 - 100 м/с.

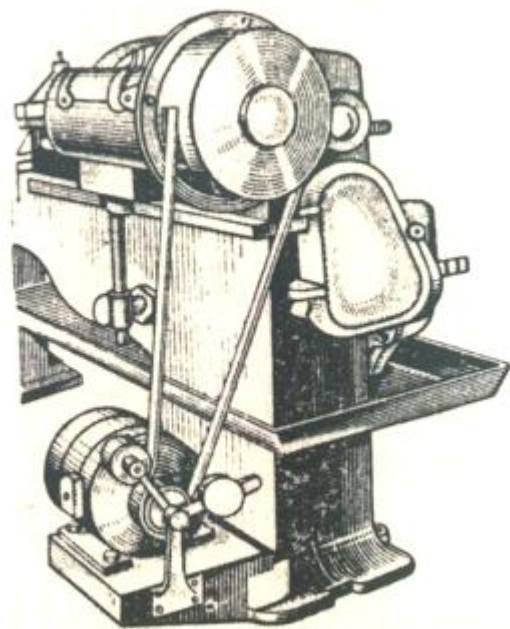


Рис.7

а)

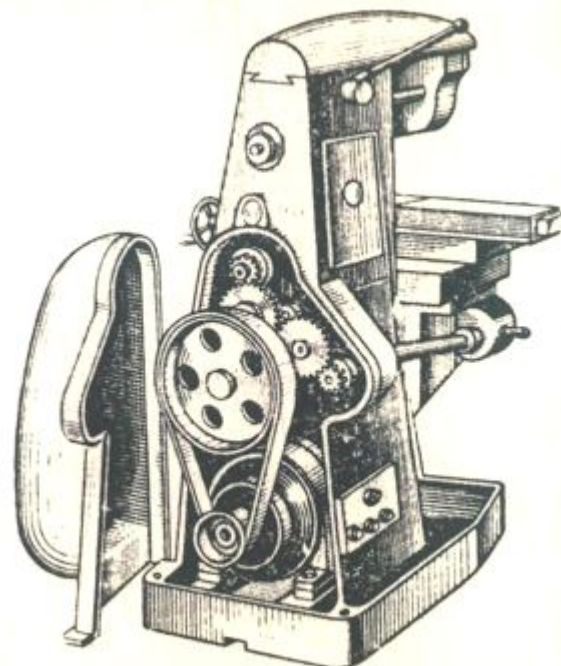
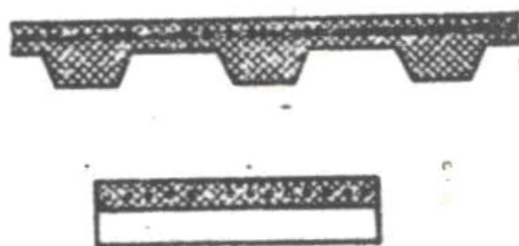
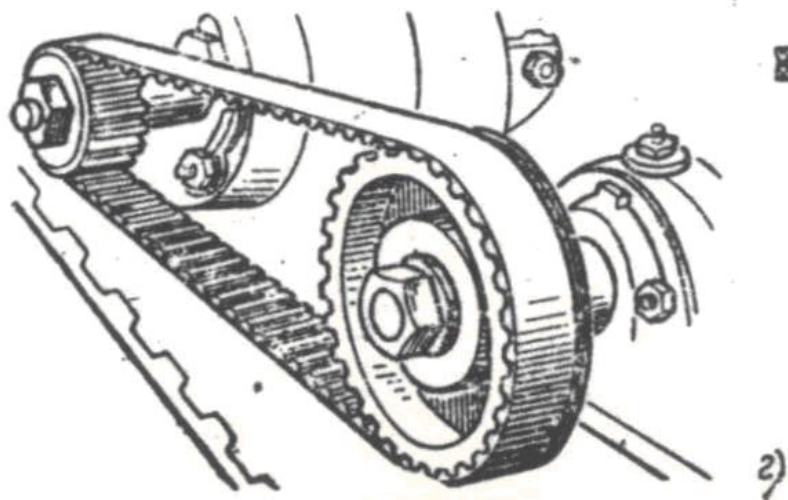
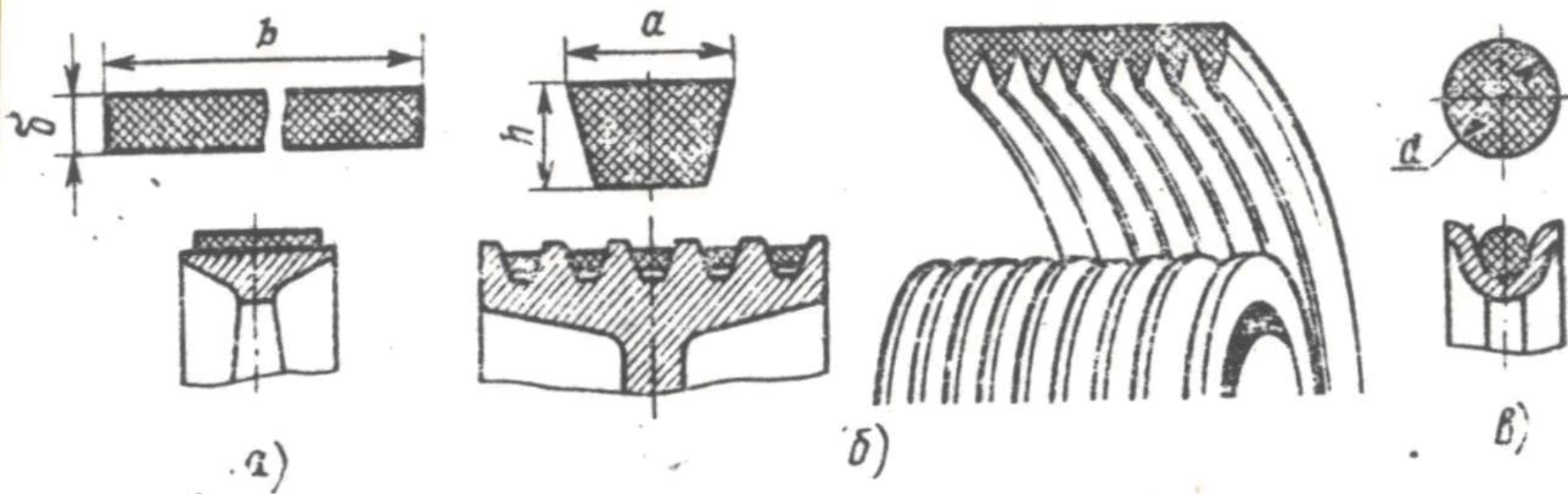


Рис8

б)



2)

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают следующие передачи: плоскоременные (рис. 2, *а*), клиноременные (рис. 2, *б*), с поликлиновым ремнем (рис. 2, *в*), зубчато-ременные (рис. 2, *г*), круглоременные.

Плоскоременные передачи используют при сравнительно больших межосевых расстояниях. Они могут работать при значительных скоростях, имеют достаточно высокий КПД $\eta = 0,97$.

Плоские ремни обладают высокой гибкостью и долговечностью. Основные типы плоскоременных передач представлены на рис. 3. Открытая передача (рис. 3, *а*) является наиболее распространенной, применяется при параллельном расположении валов и одинаковом направлении вращения шкивов.

Плоские ремни.

Плоские ремни бывают: кордшнуровыми (рис. 9.5а), резинотканевыми (рис. 9.5б); трех типов нарезными ($v \leq 30$ м/с) (рис. 9.5в), послойно завернутыми ($v \leq 20$ м/с) (рис. 9.5г) и спирально завернутыми ($v \leq 15$ м/с) (рис. 9.5д).

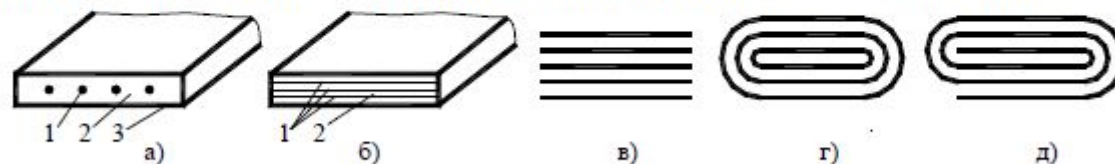


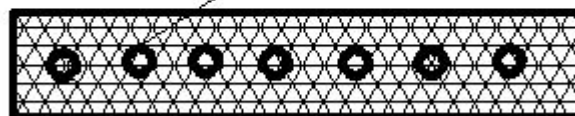
Рис. 9.5 Виды кордшнуровых и резинотканевых ремней

Кордшнуровые и резинотканевые ремни имеют наибольшее распространение. Они состоят из тканевого каркаса 1 с резиновыми прослойками 2 (см. рис. 9.5). Основная нагрузка воспринимается тканью, а резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения ремня о шкив.

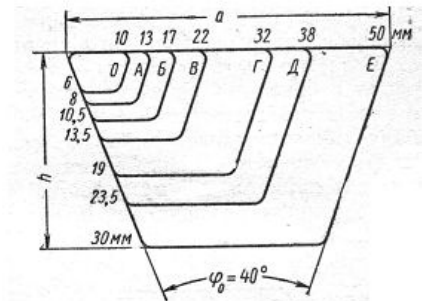
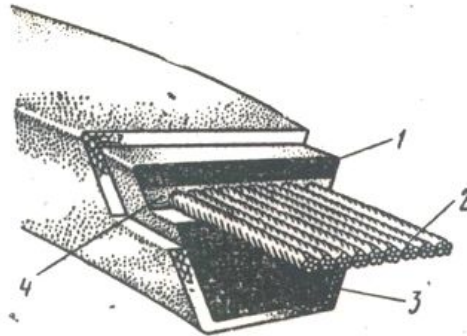
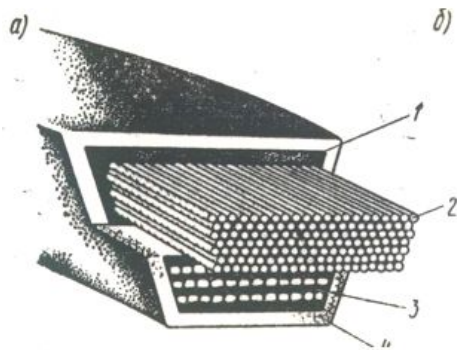
Резинотканевые ремни обладают хорошей тяговой способностью, прочностью, эластичностью, малочувствительны к влаге и колебаниям температуры, однако боятся нефтепродуктов. Резинотканевые ремни допускают скорость до 30 м/с.

Синтетические плоские ремни состоят из капроновой или лавсановой ткани, пропитанной полиамидными растворами и покрытой фрикционной полиамидной пленкой. Весьма перспективны плоские ремни из синтетических материалов, обладающие высокой статической прочностью, эластичностью и долговечностью. Скорость ремня достигает 100 м/с, передаваемая мощность – до тысячи киловатт.

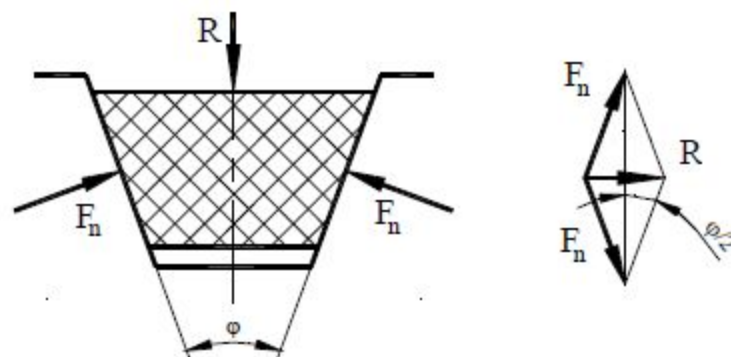
Корд (нить)



Клиноременная передача применяется в виде открытой передачи и работает с одним или несколькими ремнями. Клиновые ремни делятся на ремни с обычным трапецидальным сечением и ремни с гофрированной



Равновесие сил

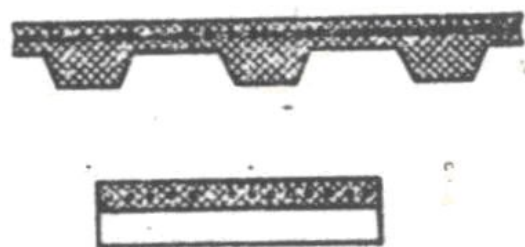
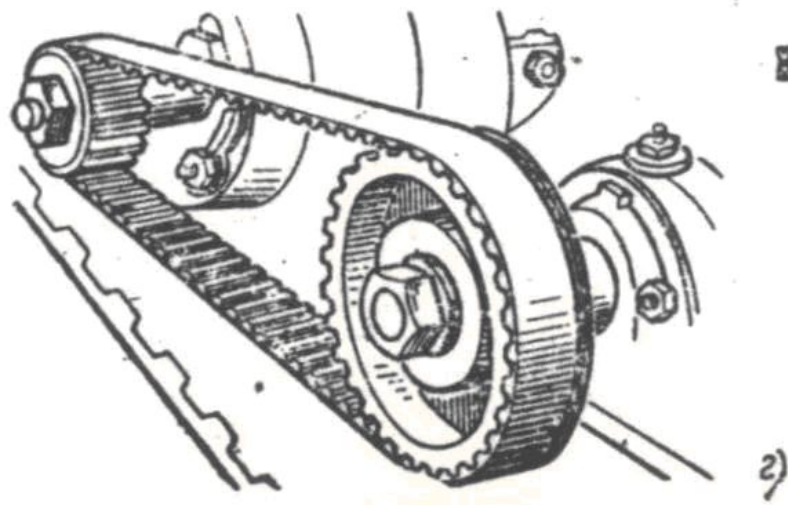
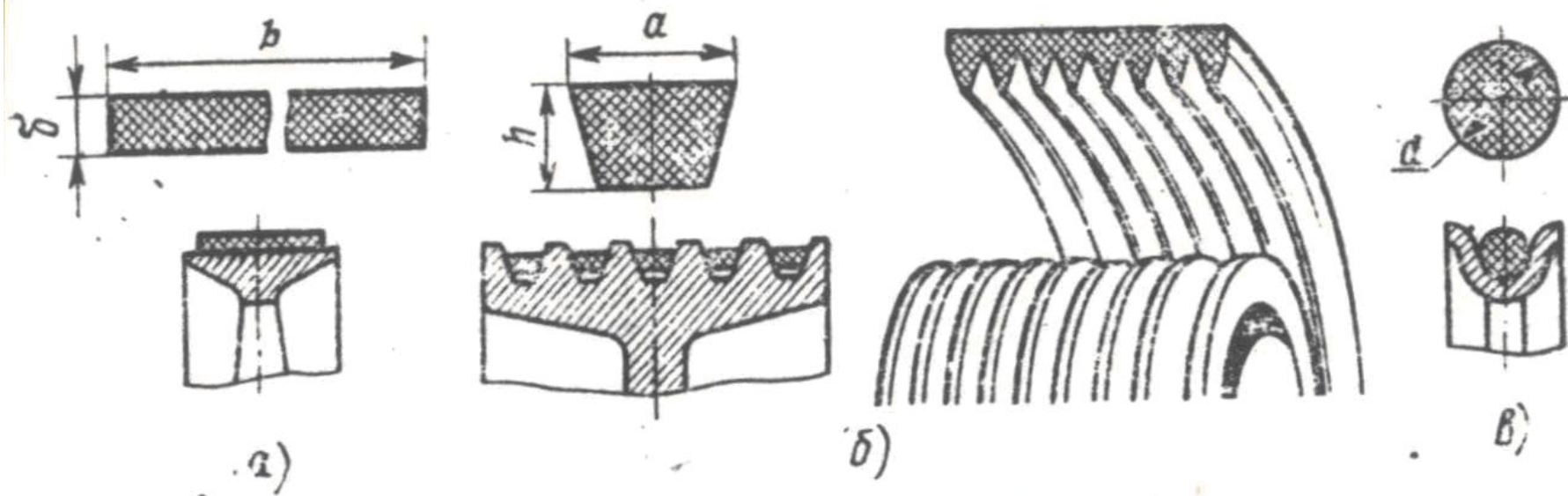


$$2 F_{\text{np}} = 2 F_n f = \frac{fR}{\sin(\frac{\varphi}{2})} = \frac{t}{\sin(\frac{\varphi}{2})} \cdot R = f_{\text{np}} \cdot R,$$

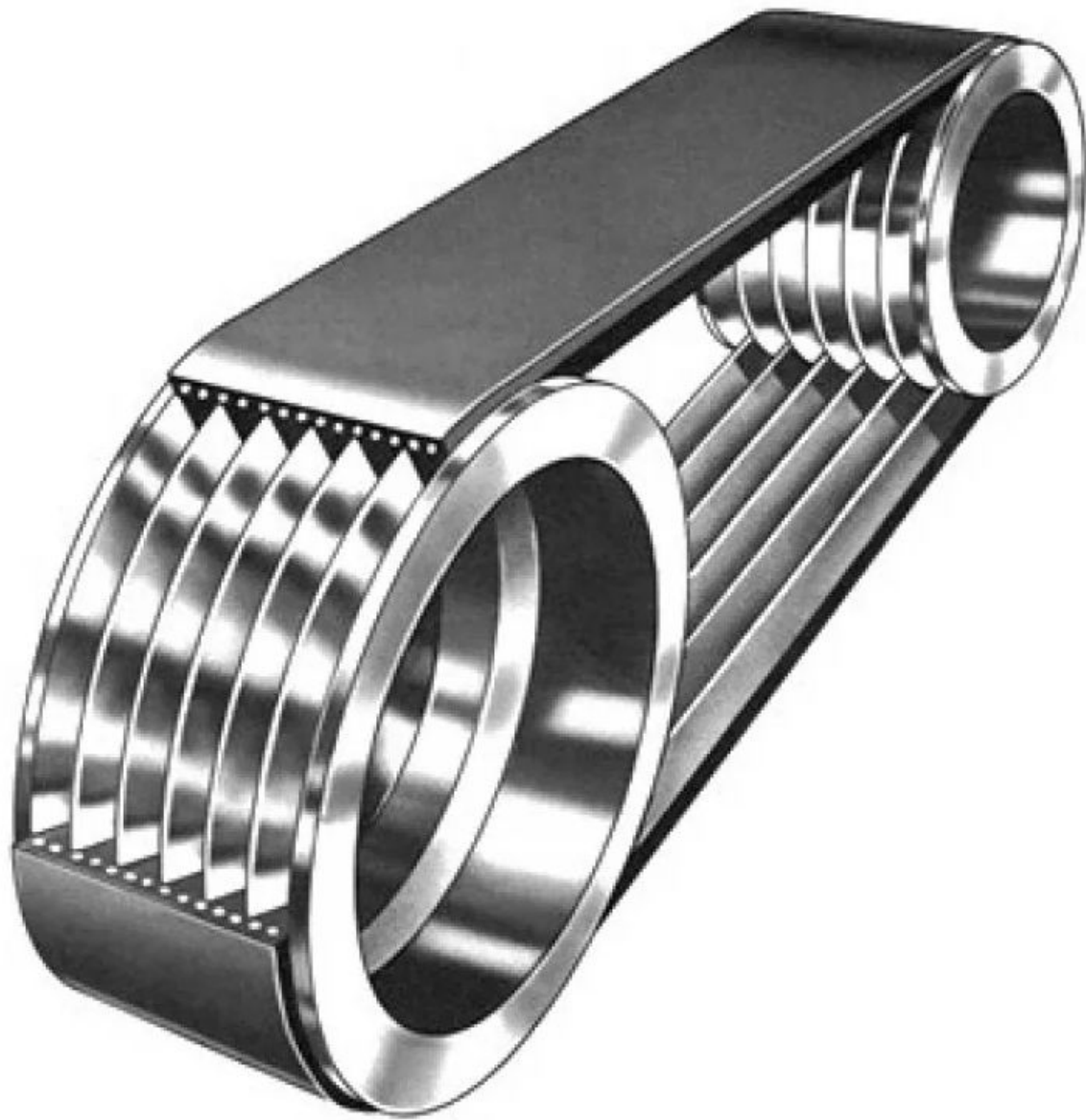
где $f_{\text{np}} = \frac{f}{\sin(\frac{\varphi}{2})}$ - приведенный коэффициент трения.

Для стандартных ремней $\varphi = 40^\circ$, тогда

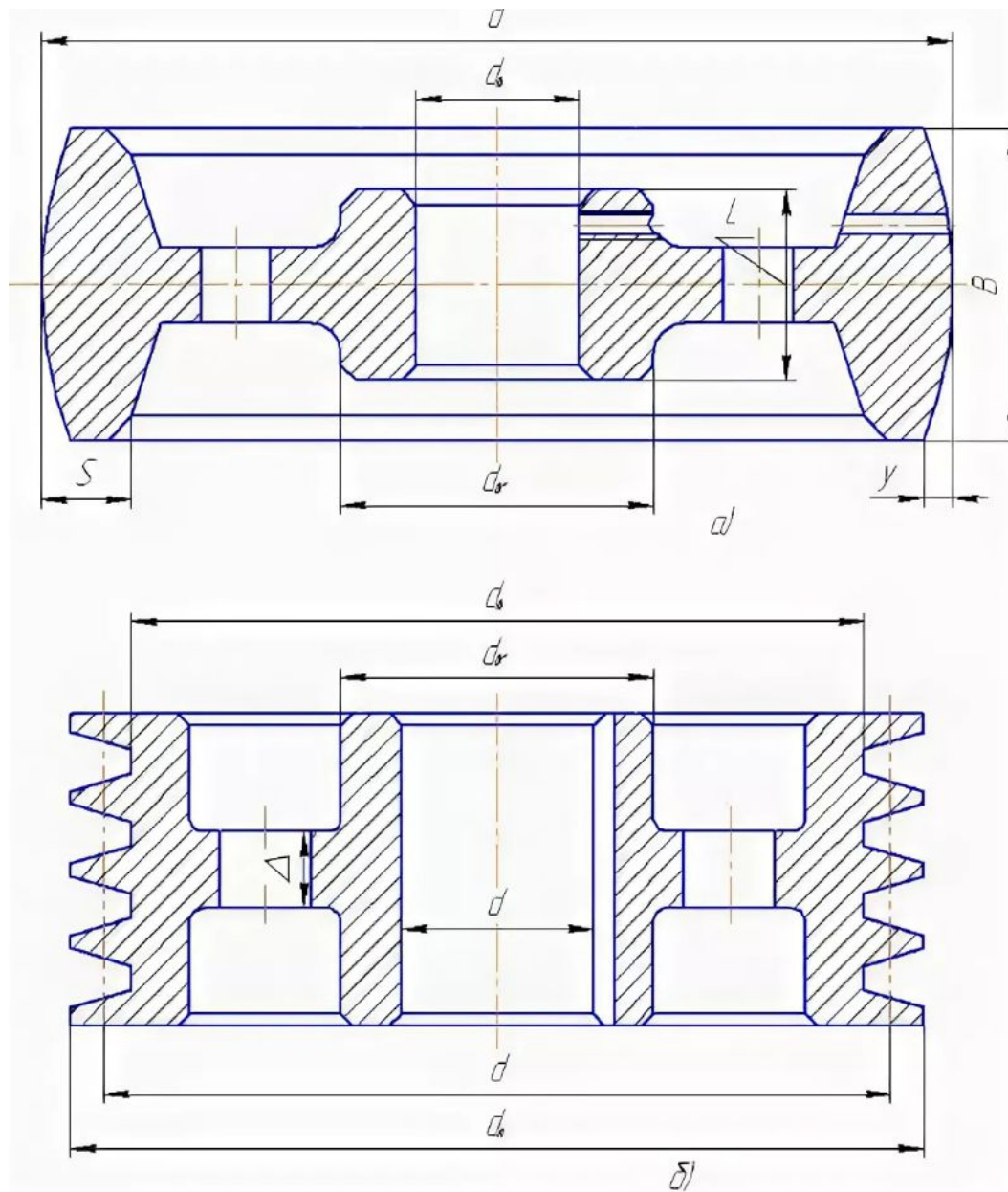
$$f_{\text{np}} = \frac{f}{\sin(20^\circ)} \approx 3f.$$



17



18



При скоростях ремня до 30 м/с применяют прорезиненные, хлопчатобумажные и кожаные ремни. При скоростях ремня до 100 м/с используют быстроходные ремни.

Наибольшее применение находят передачи клиноременные и с поликлиновым ремнем. Круглые ремни используют для передач малой мощности в приборах и бытовой технике.

Обычно ременные передачи применяют для сравнительно небольших мощностей (до 50 кВт) при значительных межосевых расстояниях и при отсутствии жестких требований к постоянству передаточного отношения.

2. Кинематика и геометрия ременных передач

При проектировании ременных передач определяют: диаметры шкивов d_1 и d_2 (рис. 4), межосевое расстояние a , расчетную длину ремня L , угол обхвата ремнем малого шкива α_1 .

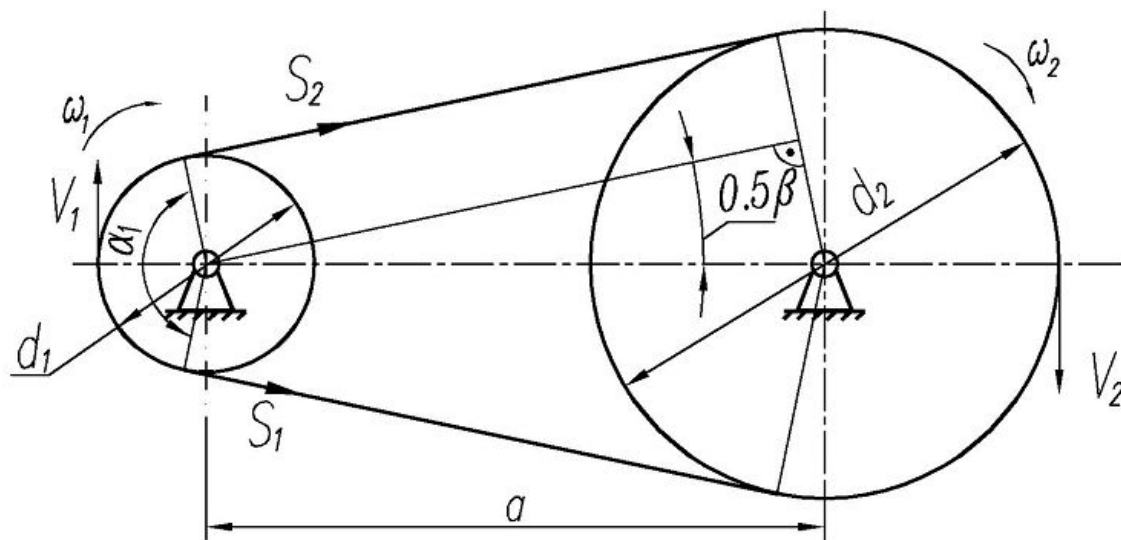


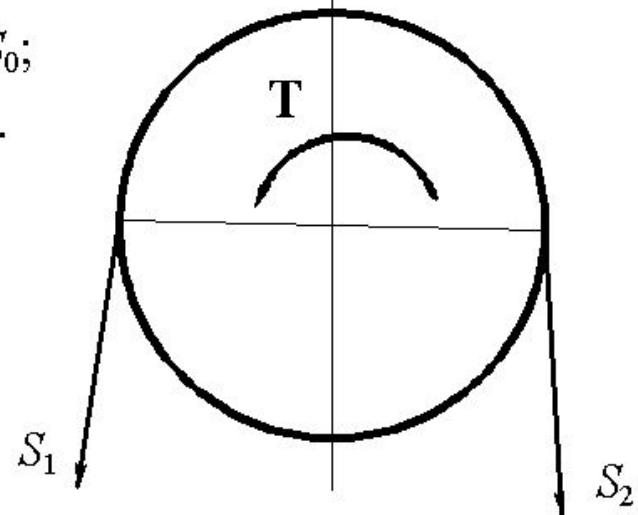
Рис. 4. Геометрические параметры передачи

3. Силовой расчет ременной передачи

До начала работы ременной передачи в ветвях ремня действуют усилия начального натяжения S_0 . В процессе работы передачи происходит перераспределение нагрузок между ветвями, в ведущей ветви ремня действует усилие натяжения S_1 , в ведомой ветви – S_2 . Разность этих усилий равна окружной силе F_t . Для определения трех неизвестных сил S_0 , S_1 и S_2 имеем два уравнения:

$$S_1 + S_2 = 2 S_0; \quad (3)$$

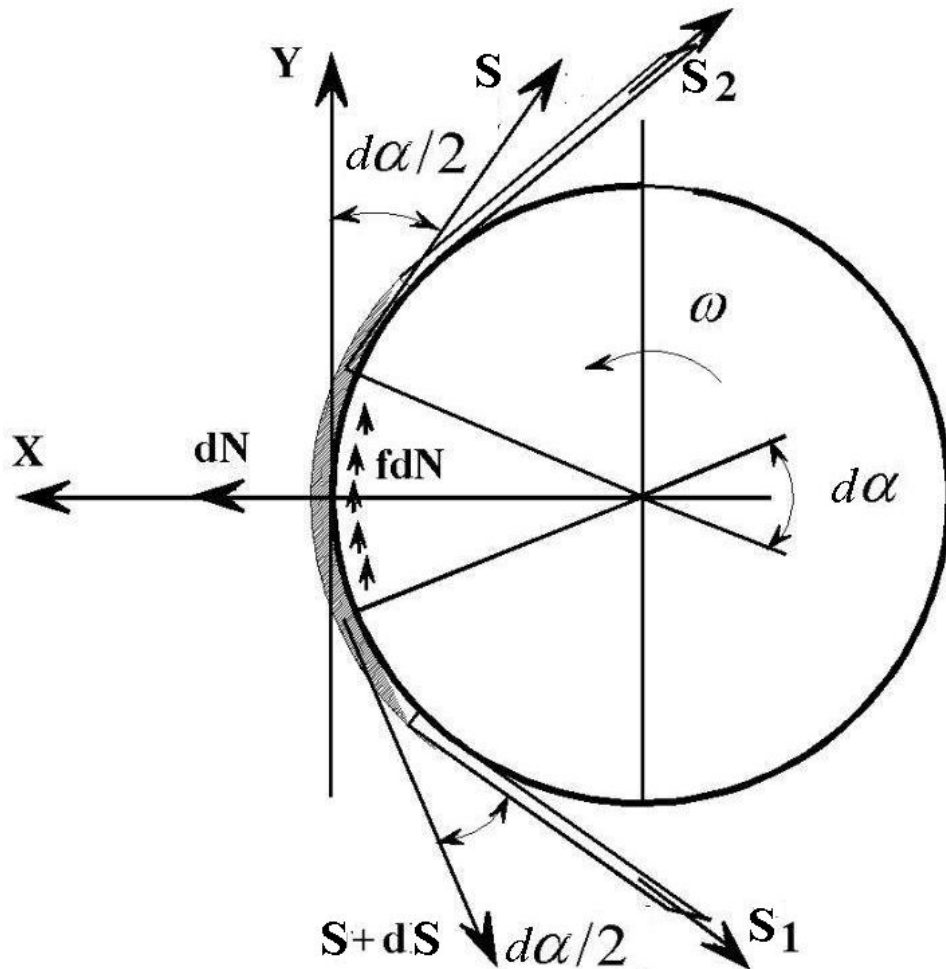
$$S_1 - S_2 = F_t. \quad (4)$$



Отсюда получим

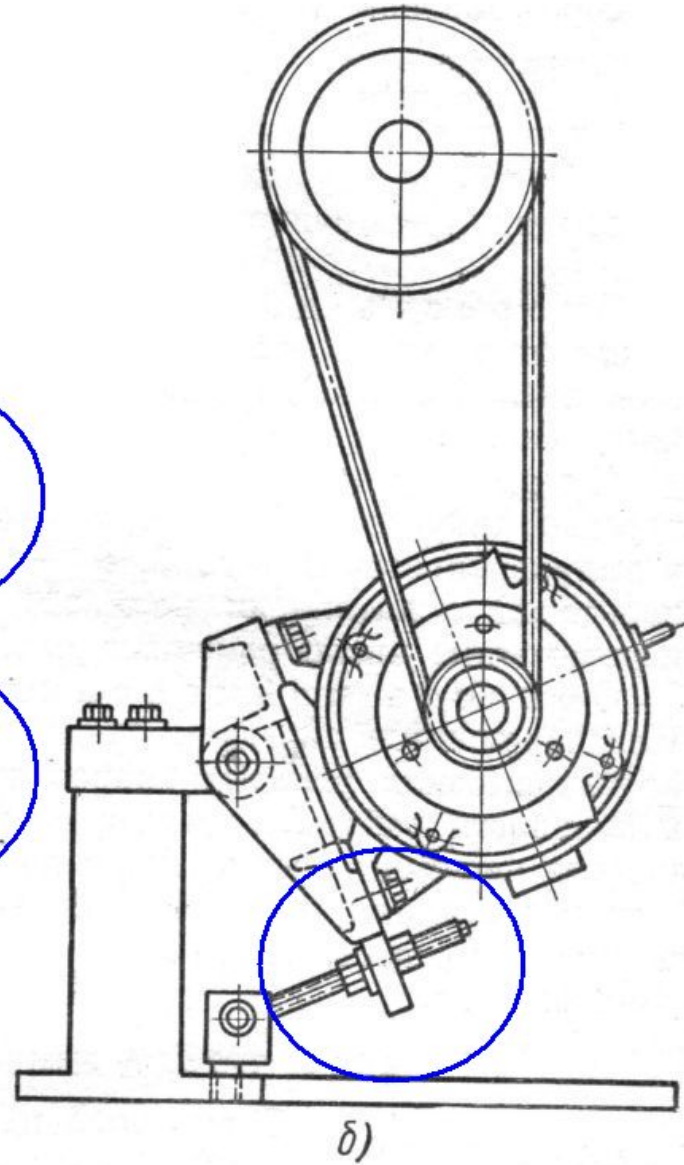
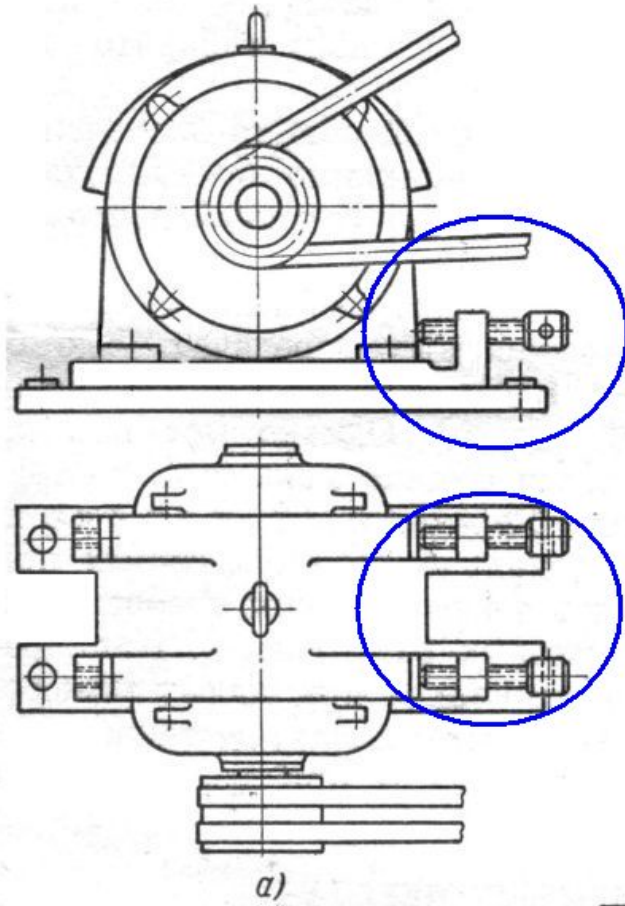
$$S_1 = S_0 + 0,5 F_t, \quad S_2 = S_0 - 0,5 F_t. \quad (5)$$

В качестве третьего уравнения используют установленное Эйлером соотношение между усилиями натяжения ветвей ремня в зависимости от условий трения между ремнем и шкивом, которое называют формулой Эйлера.

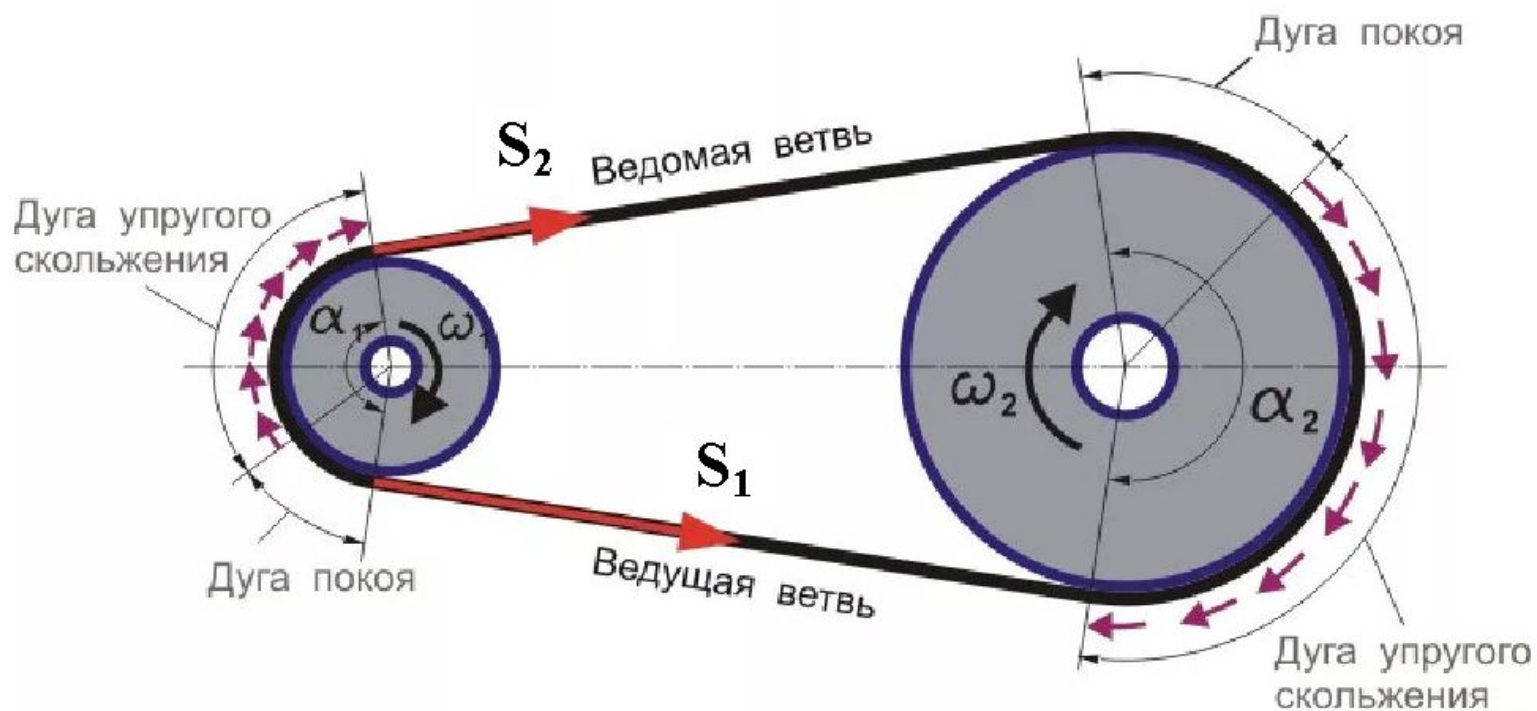


Равновесие элемента ремня

1. $\sum Y = 0$; $S \cos(d\alpha/2) - (S + ds) \cos(d\alpha/2) + fdN = 0$
или $-ds + fdN = 0$.
2. $\sum X = 0$; $dN - S \sin(d\alpha/2) - (S + ds) \sin(d\alpha/2) = 0$
или $dN - Sd\alpha = 0$
3. Решая совместно уравнения (1) и (2)
 $fSd\alpha - dS = 0$
или $fd\alpha = dS/S$.
4. Окончательно
 $S_1 = S_2 e^{f\alpha}$



УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ



3. Силовой расчет ременной передачи

Усилия в ремне зависят от площади его поперечного сечения. Для удобства пользования полученными зависимостями силовой расчет ременной передачи удобнее проводить в напряжениях.

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t,$$

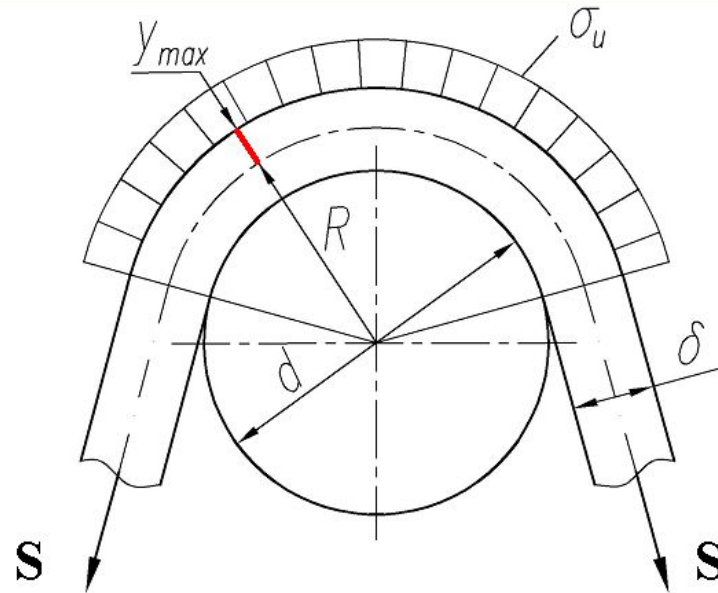
где $\sigma_1 = S_1/A$, $\sigma_2 = S_2/A$ – соответственно напряжения в ведущей и холостой ветвях ремня, $\sigma_0 = S_0/A$ – начальное напряжение.

Напряжение изгиба ремня

Для определения напряжения $\sigma_{и}$ принимают, что материал ремня подчиняется закону Гука, в соответствии с которым

$$\sigma_{и} = \varepsilon E,$$

где ε – относительное удлинение, E – модуль упругости.



$$\sigma_{и} = \frac{E\delta}{d+\delta} \approx \frac{E\delta}{d}.$$

Рис. 7. Напряжения в ремне от изгиба

Относительное удлинение волокна, наиболее удаленного от нейтральной оси ремня, определим по формуле

$$\varepsilon = y_{\max} / R,$$

где $y_{\max} = 0,5 \delta$ – расстояние от нейтрального слоя до поверхности ремня, R – радиус нейтрального слоя ремня, $R = 0,5 (d + \delta)$.

Отсюда следует, что для снижения напряжений изгиба необходимо уменьшать отношение δ/d . В зависимости от типа ремня это отношение выбирают из диапазона

$$\delta/d = \frac{1}{20} \dots \frac{1}{40}.$$

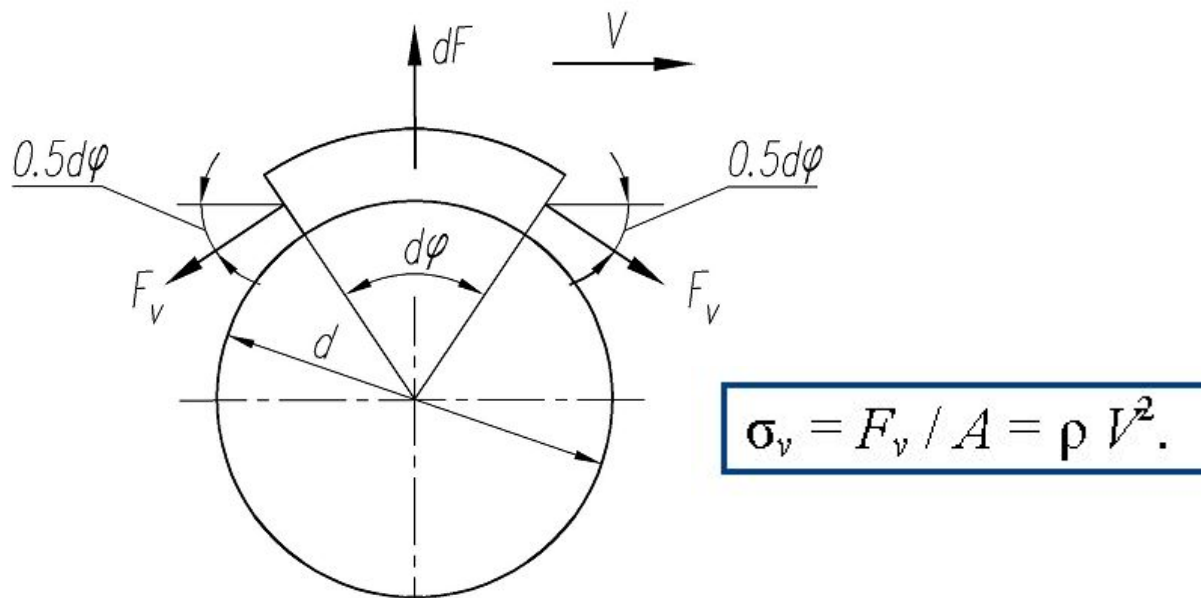


Рис. Напряжение ремня при действии центробежной силы

При движении ремня по шкиву со скоростью V на бесконечно малый элемент ремня массой dm в пределах дуги обхвата $d\varphi$ действует центробежная сила dF :

$$dF = \frac{V^2 dm}{0,5d}$$

Массу dm определим по формуле

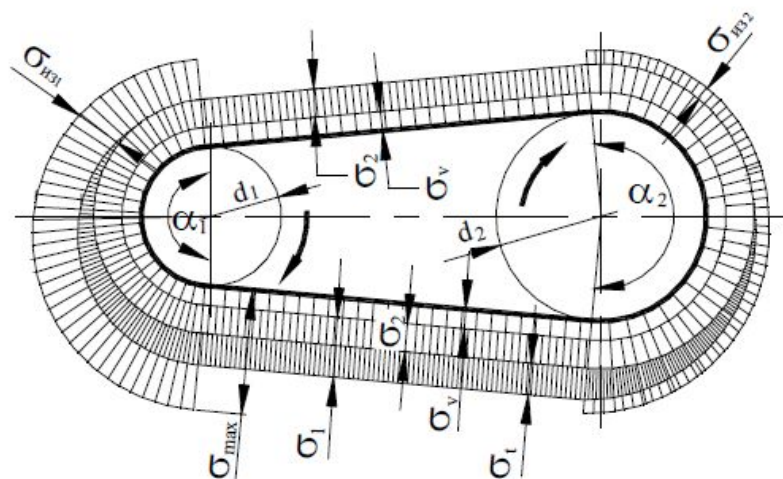
$$dm = \rho 0,5d A d\varphi,$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, ρ – плотность материала ремня.

Максимальное напряжение в ремне

При построении эпюры напряжений в ремне учитывают, что напряжения от действия центробежных сил σ_v одинаковы по всему контуру ремня, а напряжения изгиба зависят от диаметров шкивов.

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{\text{изг}}$$



Нагрузки на валы и опоры

Силы натяжения в ведущей и холостой ветвях ремня S_1 и S_2 передаются на валы и опоры (рис.). Их равнодействующая F_b определяется из параллелограмма сил по теореме косинусов

$$F_b = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \beta}$$

Подставляя сюда $2 S_0 = S_1 + S_2$, $\beta = \pi - \alpha_1$, получим после преобразований

$$F_b = 2 S_0 \sin (\alpha_1/2).$$

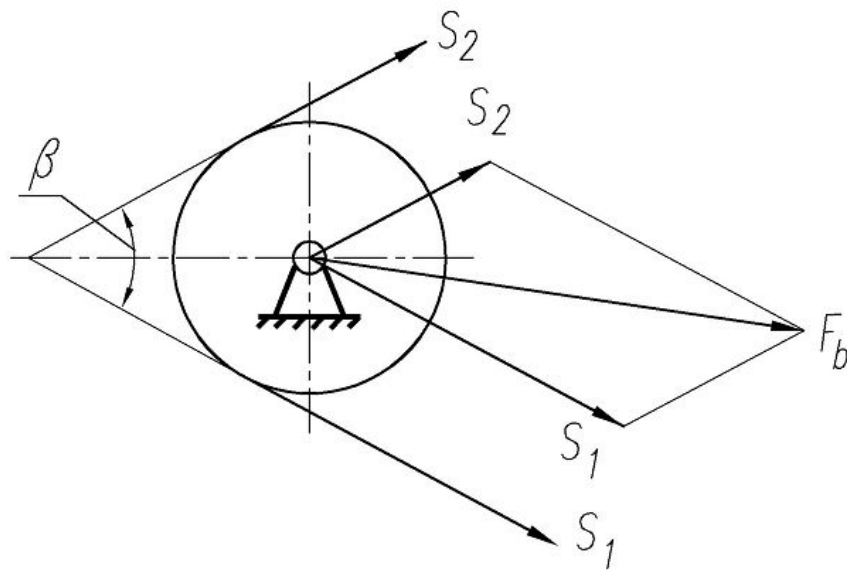


Рис. Схема нагружения валов ременной передачи

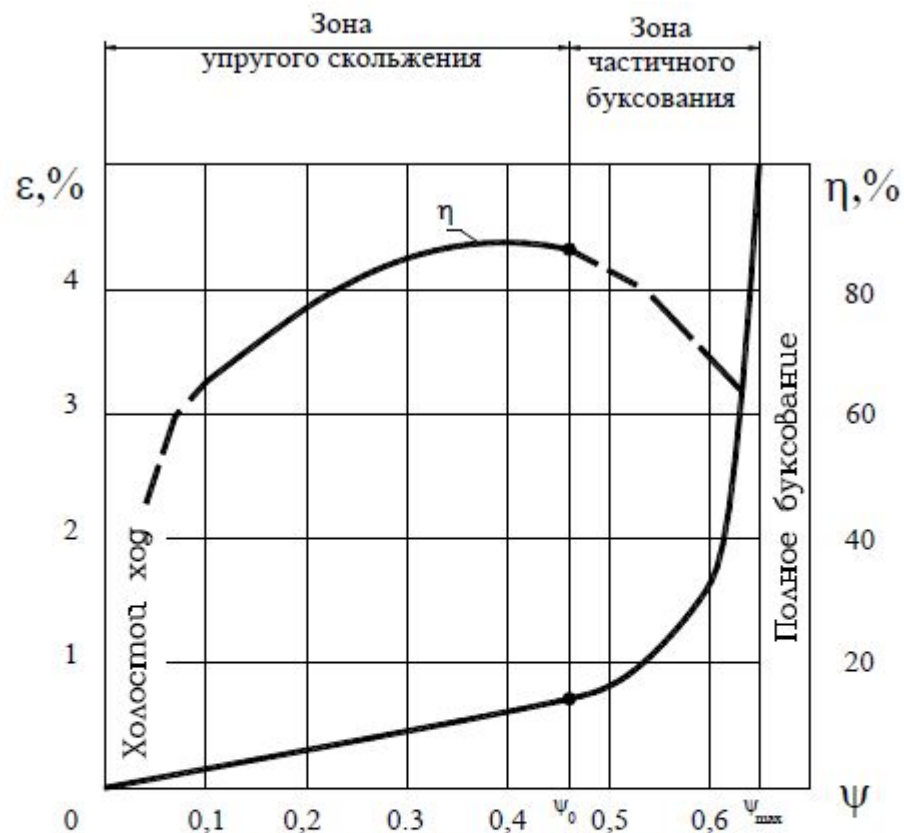


Рис. 8.10. Кривые скольжения

Тяговая способность ременной передачи выражается через коэффициент тяги φ , показывающий, какая часть предварительного натяжения ремня полезно используется для передачи нагрузки:

$$\varphi = \frac{F_t}{S_1 + S_2} = \frac{F_t}{2 S_0} = \frac{\sigma_{\pi}}{2 \sigma_0}$$