

Лекция № 8

Ременные передачи.

Общие сведения и основные характеристики. Область применения. Классификация. Материалы ремней. Силы и напряжения в ремнях. Формула Эйлера. КПД. Нагрузка на валы. Кривые скольжения, их использование в расчетах тяговой способности передачи. Конструирование шкивов.

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, огибаемых ремнем 3 (рис. 8.1); α_1 и α_2 – углы обхвата малого и большого шкивов. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня.

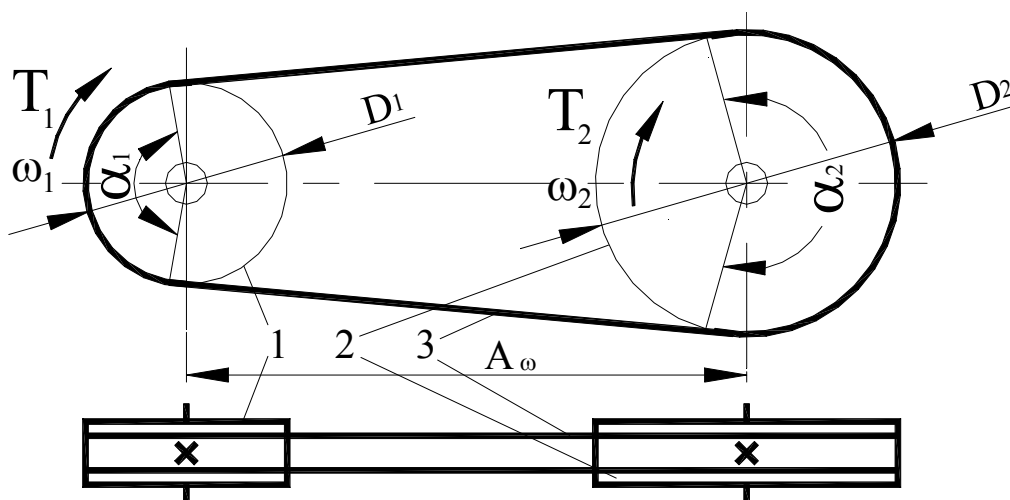


Рис. 8.1. Ременная передача

Разновидности ременных передач.

В зависимости от поперечного сечения ремня: плоскоремные (рис. 8.2а), клиноремные (рис. 8.2б), поликлиноремные (рис. 8.2в), круглоремные (рис. 8.2г), зубчато-ремные (рис. 8.2д).

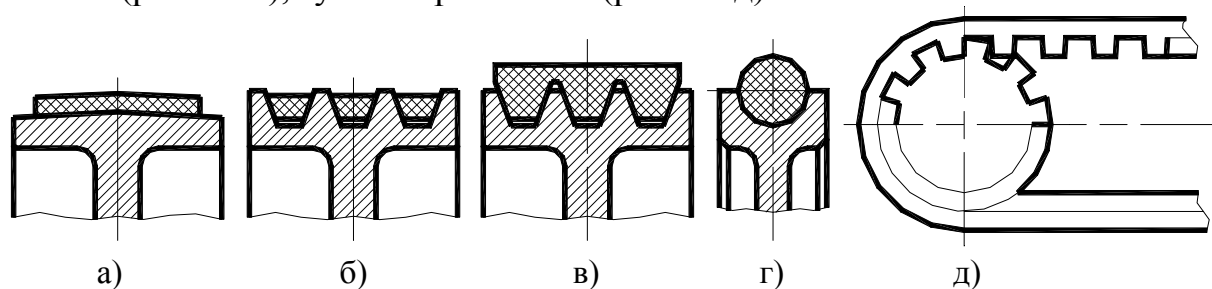


Рис. 8.2. Виды поперечных сечений ремней

В зависимости от положения ведущего и ведомого валов: открытая (рис. 8.3а), перекрестная (рис. 8.3б), полуперекрестная (рис. 8.3в), угловая (рис. 8.3г).

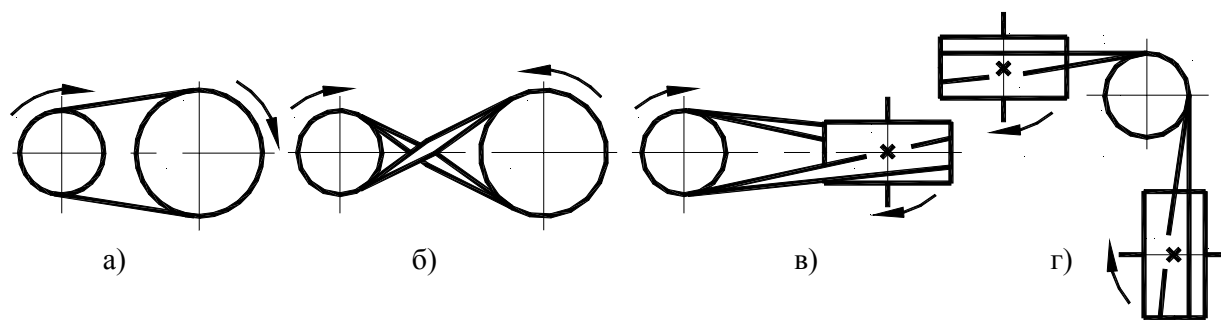


Рис. 8.3. Виды ременных передач

Достоинства:

- простота конструкции и малая стоимость;
- плавность и бесшумность работы, обусловленная значительной податливостью приводного ремня;
- возможность передачи вращения валам, удаленным на большие расстояния (до 15 м и более);
- смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки:

- малая долговечность приводных ремней;
- 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;
- неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня;
- необходимость в постоянном надзоре во время работы из-за возможного соскакивания или обрыва ремня (долговечность в пределах 1000 - 3000 ч).

Применение.

Для передачи движения на большие расстояния (до 15 м и более). Применяется преимущественно на быстроходных ступенях привода при средних мощностях (до 50 кВт) с окружной скоростью до 50 - 100 м/с.

Наиболее распространены клиноременные передачи благодаря:

- повышенной тяговой способности;
- большим передаточным числам;
- возможности работы при меньших межосевых расстояниях и углах обхвата;
- возможности работы в любом пространственном положении (ремень не спадает со шкива).

Среди плоскоремennых передач чаще всего применяют открытую, ре-же – перекрестную и угловую (см. рис. 9.2) из-за высокого износа ремня по кромке.

Плоскоремennая передача имеет простую конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью.

Эта передача рекомендуется при а) больших межосевых расстояниях (до 15 м и более), б) высоких скоростях (до 100 м/с).

Наиболее типичные схемы передач плоским ремнем:

открытая (оси валов параллельны, шкивы вращаются в одинаковом направлении) (см. рис. 9.3а);

перекрестная (оси валов параллельны, шкивы вращаются в противоположных направлениях) (см. рис. 9.3б);

полуперекрестная (оси валов перекрещиваются) (см. рис. 9.3в);

угловая (с направляющими роликами, оси валов перекрещиваются) (см. рис. 9.3г);

со ступенчатыми шкивами (регулируемая передача);

с холостым шкивом (применяется для пуска и остановки ведомого вала при непрерывном вращении ведущего);

с натяжным роликом (применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных числах $u \leq 10$); натяжной ролик увеличивает угол обхвата шкивов и автоматически обеспечивает постоянное натяжение ремня (рис. 9.4).

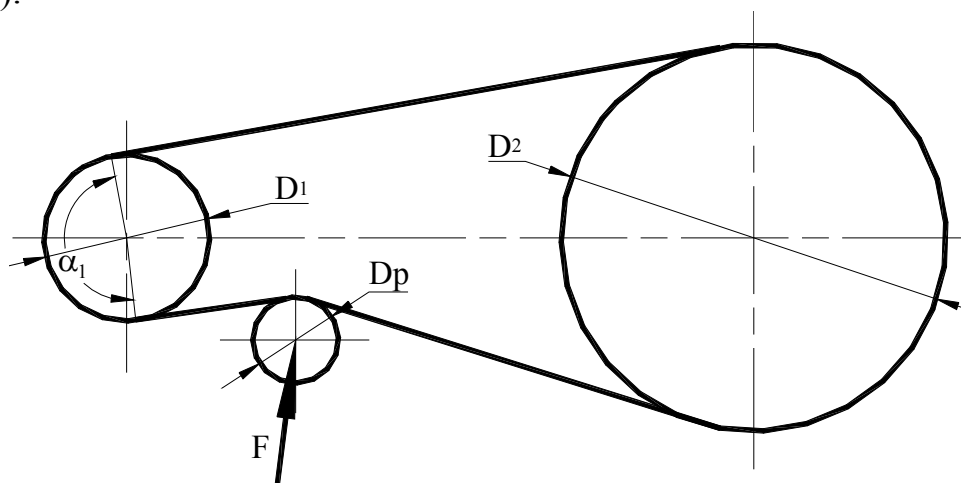


Рис. 84. Передача с натяжным роликом

Круглоремённые передачи применяют при небольших мощностях (≤ 1 кВт), например, в приборах, настольных станках, машинах домашнего обихода и т. д.

Зубчато-ременные передачи применяют при $P \leq 200$ кВт. Ограничения связаны с низкой долговечностью ремня и повышенной его стоимостью.

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиноремённые передачи; увеличивается применение поликлиновых и зубчатых ремней, а также плоских ремней из синтетических материалов, обладающих высокой статической прочностью и долговечностью.

МАТЕРИАЛ, ТИПЫ РЕМНЕЙ И ПЕРЕДАЧ

Общие требования: достаточно высокое сопротивление усталости, статическая прочность и износостойкость, высокий коэффициент трения, эластичность, а также невысокая стоимость и недефицитность.

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).

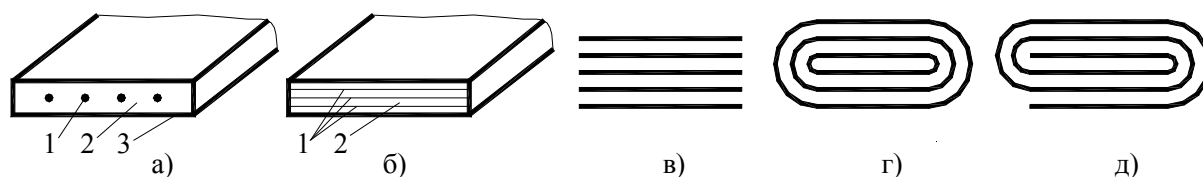


Рис. 8.5. Виды кордшнуровых и резинотканевых ремней

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.

Кожаные ремни среди плоских ремней обладают наибольшей тяговой способностью и эластичностью. Они хорошо работают при переменных и ударных нагрузках на шкивах малых диаметров и больших скоростях (до 45 м/с). Из-за дефицитности и высокой стоимости применение кожаных ремней весьма ограничено.

Шерстяные ремни дороги, но хорошо противостоят сырости и воздействию химических веществ. Они хорошо работают при неравномерных и ударных нагрузках и допускают скорости до 30 м/с.

Хлопчатобумажные ремни применяют при небольших мощностях и скоростях до 25 м/с; удовлетворительно работают на шкивах малых диаметров, непригодны для работы в агрессивных условиях.

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.

Пленочные ремни малой толщины (0.4 - 1.2 мм) работают до 100 м/с и на шкивах малых диаметров. Тяговую способность пленочных ремней повышают за счет специальных пленочных покрытий.

КПД передач плоским ремнем составляет 0.93 - 0.98. Передаточное число открытой передачи $u \leq 5$.

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

внутренней поверхностью. Последние отличаются повышенной гибкостью и хорошо служат на малых шкивах.

Достоинством этой передачи (рис. 86) по сравнению с плоскоременной является то, что она передает большую мощность (примерно в три раза большее окружное усилие ($f' = f/(\sin \alpha)$), где f – коэффициент трения на плоскости (для прорезиненной ткани по чугуну $f = 0.3$; $\varphi = 40^\circ$ – угол профиля канавки шкива) допускает меньшее межосевое расстояние α и меньший угол обхвата α_1 и силы давления на валы.

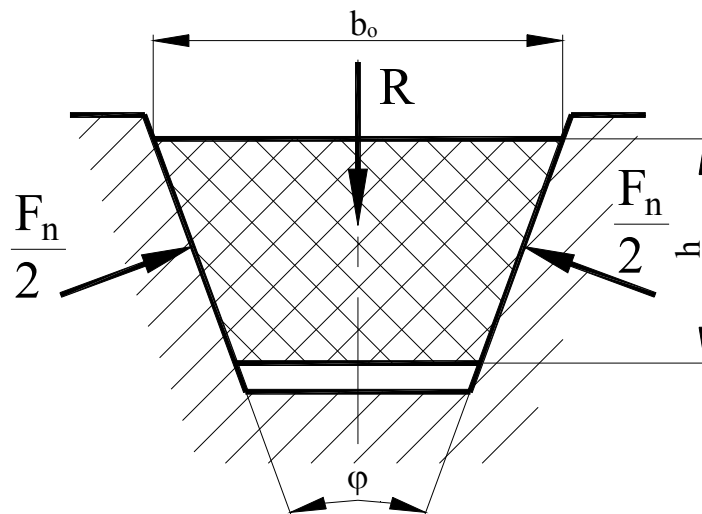


Рис. 8.6. Сечение ремня

Недостатками в сравнении с плоскоременной являются меньшая долговечность ремней вследствие значительной их толщины, более низкий КПД и большая стоимость шкивов.

Число ремней в одном комплекте не должно превышать 8 из-за отклонений в размерах шкивов и ремней и неравномерной их нагрузки. КПД клиноременной передачи составляет примерно 0.96.

Скорость ремней клиноременной передачи не должна превышать 30 м/с, наибольшую нагрузку ремни передают при $v = 20 - 25$ м/с. Невыгодны скорости меньше 5 м/с.

Клиноременная передача рекомендуется при малых межосевых расстояниях, больших передаточных отношениях, вертикальном расположении осей валов.

В соответствии с ГОСТ 1284.1, выпускаются ремни нормального ($b_0/h = 1.6$ для $v \leq 25$ м/с) (О(З), А, Б(В), В(С), Г(Д), Д (Е)) и узкого ($b_0/h \approx 1.2$ для $v \leq 50$ м/с) (У0, УА, УБ, УВ) сечений. Широкое распространение имеют специальные вентиляторные автотракторные ремни, а также ремни для приводов сельскохозяйственных машин. По конструкции они бывают кордтканевые и кордшнуровые.

Весьма перспективны узкие клиновые ремни, которые передают в 1.5 - 2 раза большие мощности, чем ремни нормальных сечений; допускают меньшие диаметры малого шкива и работают при больших скоростях, передачи получаются более компактными.

Узкие ремни обладают повышенной тяговой способностью за счет лучшего распределения нагрузки по ширине несущего слоя, состоящего из высокопрочного синтетического корда. Применение узких ремней значительно снижает материалоемкости ременных передач.

Поликлиновые ремни представляют собой бесконечные плоские ремни с ребрами на нижней стороне, работающие на шкивах с клиновыми канавками (см. рис. 9.2в). Ширина такого ремня в 1.5-2 раза меньше ширины комплекта клиновых ремней нормальных сечений при одинаковой мощности передачи.

Зубчато-ременные передачи – весьма перспективный вид передач для приводов машин (см. рис. 9.2д). В этих передачах бесконечный плоский ремень, имеющий на внутренней поверхности зубья трапецеидальной формы, входит в зацепление с зубчатым шкивом. По сравнению с другими видами передач гибкой связью зубчато-ременные передачи обладают рядом преимуществ: отсутствие скольжения, малые габариты, небольшие нагрузки на валы и их опоры (немного превышающие или равные окружному усилию), незначительная вытяжка ремня и высокий КПД (0.94 - 0.98).

Зубчато-ременные передачи применяют при скорости ремня до 50 м/с, передаточных числах $u \leq 12$ и мощностях до 100 кВт и более. Передачи зубчатым ремнем обычно являются понижающими в приводах от электродвигателей к приемным валам машин.

Основной конструктивный параметр зубчатого ремня – модуль $m = p/\pi$, где p – окружной шаг. Модули стандартизированы – (2; 3; 4; 5; 7; 10) мм.

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Межосевое расстояние a ременной передачи определяется в основном конструкцией привода машины. Рекомендуется:

для плоскоремненной передачи:

$$15m \geq a \geq 2(D_2 + D_1);$$

для клиноремненной передачи:

$$2(D_2 + D_1) \geq a \geq 0.55(D_2 + D_1) + h,$$

где D_2 и D_1 – диаметры шкивов; h – высота сечения ремня.

Расчетная длина ремня l равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов. Значение длины ремня:

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (81)$$

Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня:

$$a = 0.25(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2}),$$

где $\Delta_1 = L_p - 0.5\pi(D_1 + D_2)$; $\Delta_2 = 0.25(D_2 - D_1)^2$.

Угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a}. \quad (8.)$$

Для плоскоремненной передачи рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, а для клиноремненной $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

СИЛЫ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ

Для создания трения между ремнем и шкивом ремень натягивается с предварительной силой F_0 (рис. 9.7а). Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь передачи натянута одинаково с силой F_0 . При приложении рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 9.7б).

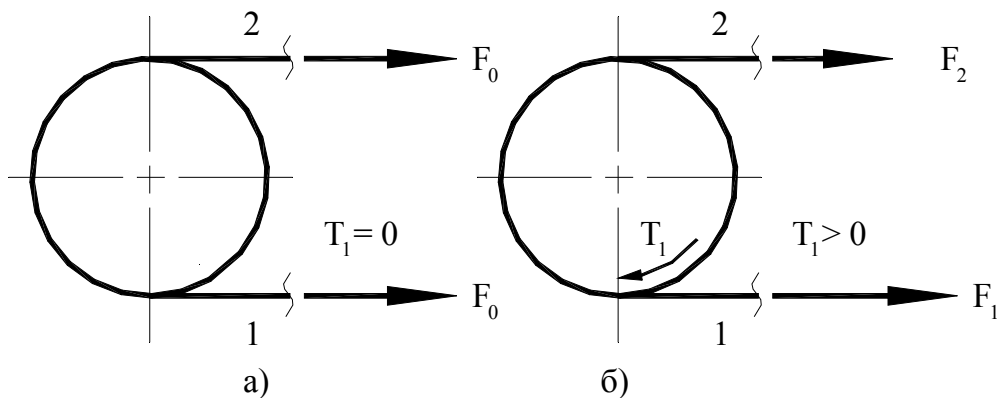


Рис. 8.7. Силы в ветвях ремня

Соотношение натяжений ведущей и ведомой ветвей при работе передачи на границе буксования определяют по уравнению Л. Эйлера:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (83)$$

где e – основание натурального логарифма; f – коэффициент трения; α – угол обхвата.

Из формулы видно, что нагрузочная способность ременной передачи возрастает с увеличением f и α .

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем

$$T_1 + \frac{F_2 D_1}{2} - \frac{F_1 D_1}{2} = 0$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (84)$$

где $F_t = \frac{2T_1}{D_1}$ – окружная сила на шкиве.

Теоретически и экспериментально установлено, что сумма натяжений ведущей и ведомой ветвей ремня при любом режиме работы передачи остается постоянной и равна удвоенному значению предварительного натяжения.

Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремня, настолько же оно снижается в ведомой, т. е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{и} \quad F_2 = F_0 - \Delta F$$

или $F_1 + F_2 = 2F_0$.

(85)

Решив совместно уравнения 9.4 и 9.5, получаем

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2. \quad (86)$$

Данные уравнения устанавливают изменения натяжения ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способность передавать эту нагрузку или тяговую способность передачи, которая связана с величиной силы трения. Такая связь устанавливается зависимостью Эйлера. Решив совместно уравнения 9.3, 9.4 и 9.5, получим значения, устанавливающие такую зависимость:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Если $F_0 > \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$, то передача будет работать без буксования.

При обегании ремнем шкивов в нем возникает центробежная сила

$$F_v = \rho A v^2,$$

где ρ – плотность ремня; A – площадь сечения ремня.

Сила F_v , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает полезное действие предварительного натяжения F_0 , понижая нагрузочную способность передачи. Влияние ее особенно существенно при $v > 20$ м/с.

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники (рис. 9.8). Равнодействующая сила $F_B = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$ (где α_1 – угол обхвата на малом шкиве).

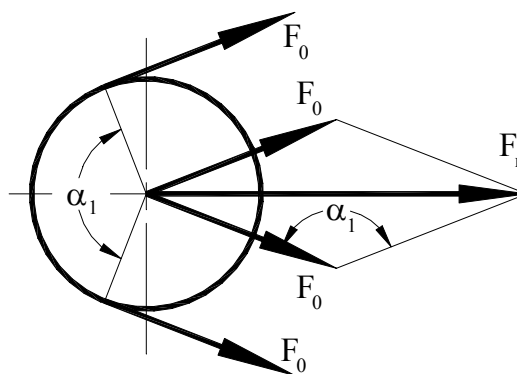


Рис. 8.8. Силы на ведущем шкиве

Направление силы F_B принимают по линии центров передачи. Обычно F_B в два-три раза больше окружной силы F_t , что является крупным недостатком ременных передач.

НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно (рис. 8.9). Различают следующие виды напряжений в ремне.

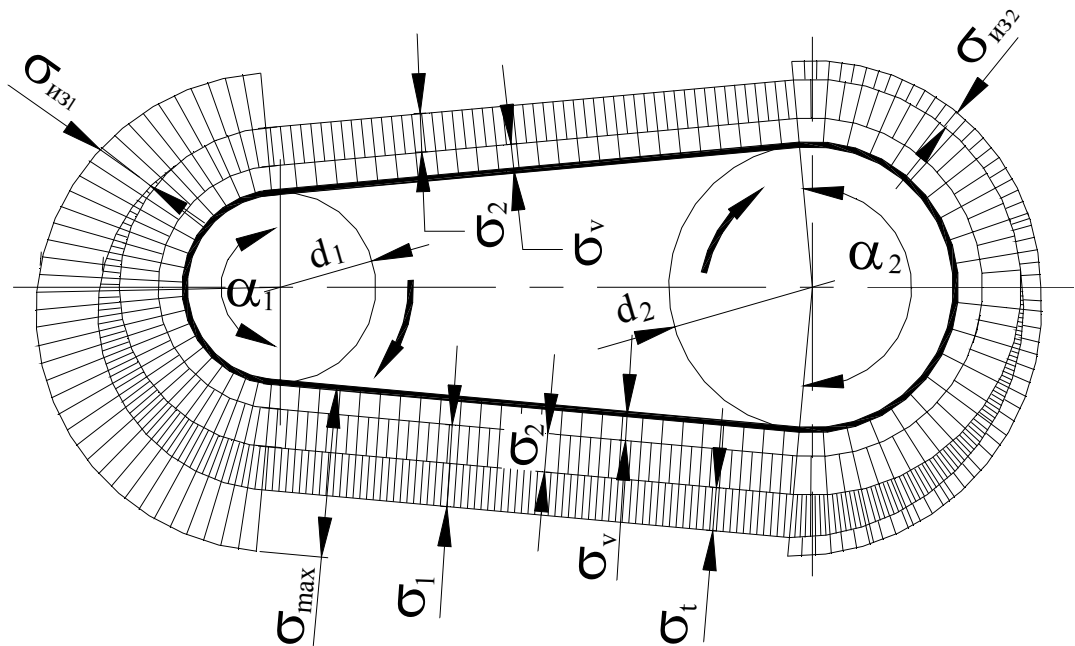


Рис. 8.9. Напряжения в ремне

Предварительное напряжение σ_0 . В состоянии покоя или холостом ходе каждая ветвь натянута с силой F_0 , следовательно,

$$\sigma_0 = F_0/A,$$

где A – площадь поперечного сечения.

Из условия долговечности рекомендуется: для плоских ремней $\sigma_0 = 1.8$ МПа, для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1.2 - 1.5$ МПа. С увеличением σ_0 снижается долговечность ремня.

От сил F_1 и F_2 при передаче крутящего момента

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0 + \frac{F_t}{2}}{A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2};$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0 - \frac{F_t}{2}}{A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}.$$

От действия центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{\rho A v^2}{A} = \rho v^2,$$

где ρ – плотность материала ремня.

От изгиба на шкивах

$$\sigma_{из} = \frac{E\delta}{D},$$

где δ – толщина ремня; D – диаметр шкива; E – модуль упругости материала ремня.

Максимальные напряжения в ремне равны $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{\text{из}}$, они возникают в месте набегания ремня на ведущий шкив.

СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ

В процессе набегания ремня на ведущий шкив его натяжение падает от F_1 до F_2 . Ремень укорачивается и отстаёт от шкива, упруго скользя по нему. На ведомом шкиве натяжение возрастает от F_1 до F_2 . Ремень удлиняется и опережает шкив, упруго скользя по нему. Результатом упругого скольжения является некоторое снижение скорости ведомой ветви и ведомого шкива.

Коэффициент скольжения

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad \xi = 0.01 - 0.02.$$

Упругое скольжение является причиной непостоянства передаточного отношения:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Причиной потери работоспособности передачи могут быть:

буксование, обусловленное недостаточным сцеплением ремня со шкивом;

усталостное разрушение ремня, обусловленное циклическими напряжениями изгиба и внутренним трением.

Поэтому основными критериями работоспособности ременных передач являются:

тяговая способность, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом;

долговечность ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Проектным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности. Расчет на долговечность производится как проверочный.

Расчет ременных передач по тяговой способности заключается в определении критического значения коэффициента тяги φ_0 по экспериментальным кривым скольжения для всех типов ремней (рис. 8.10).

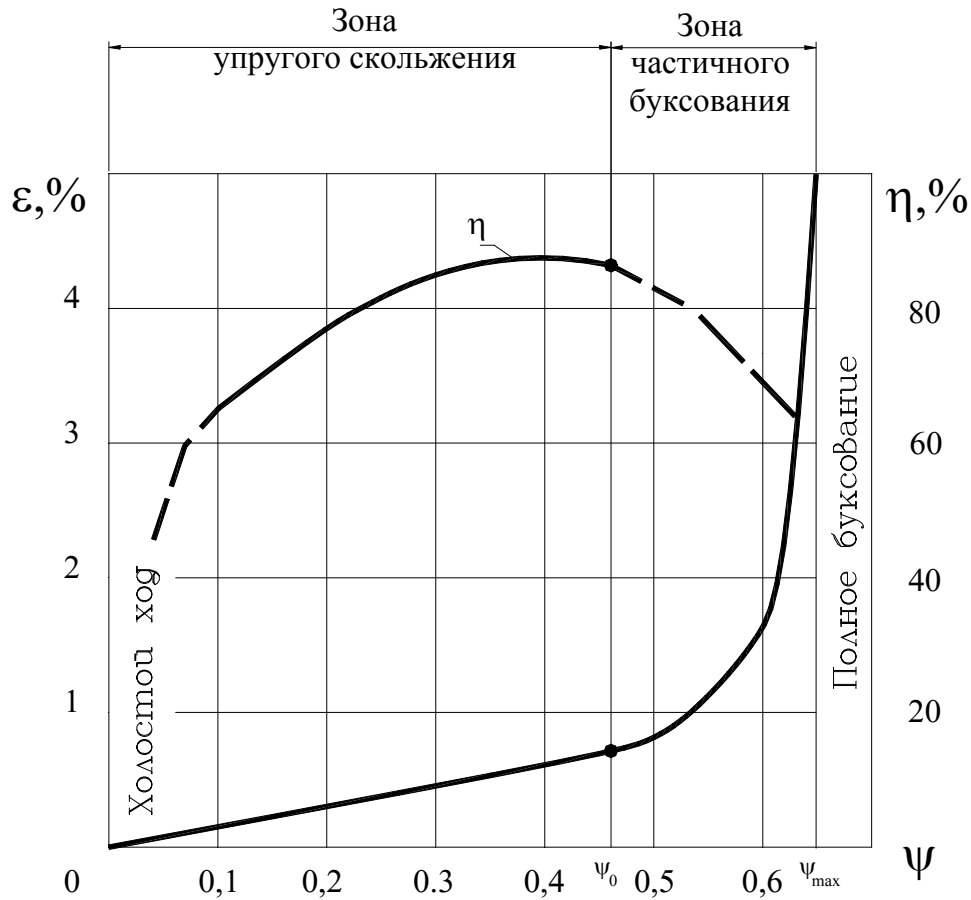


Рис. 8.10. Кривые скольжения

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

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_{\text{п}}}{2\sigma_0}$$

или

$$\varphi = \frac{\sigma_{\text{п}}}{2\sigma_0},$$

если числитель и знаменатель разделить на площадь поперечного сечения ремня A .

По оси абсцисс откладывают коэффициент тяги φ , а по оси ординат – коэффициенты ε и η . При постоянном натяжении $F_1 + F_2 = 2F_0$ постепенно повышают полезную нагрузку F_t , а следовательно, и коэффициент тяги φ и измеряют значение коэффициента ε , а также КПД передачи η . При возрастании коэффициента тяги φ от нуля до критического значения φ_0 наблюдается только упругое скольжение, которое пропорционально нагрузке, и кривая скольжения имеет прямолинейный участок. Передача работает нормально.

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{\max} к упругому скольжению добавляется частичное буксование. Нормальная работа передачи нарушается. Зона частичного буксования ($\varphi_0 - \varphi_{\max}$) определяет способность передачи переносить кратковременные перегрузки, например при пуске. При предельном значении $\varphi_0 = \varphi_{\max}$ наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается.

Критическое значение коэффициента тяги φ_0 характеризует предел рационального использования ремня. Значение φ_0 соответствует наибольшей нагрузке на ремень F_t , до которой отсутствует буксование.

$$F_t = 2\varphi_0 F_0.$$

Экспериментально установлено, что в среднем для плоских ремней $\varphi_0 = 0.4 - 0.5$; для клиновых ремней $\varphi_0 = 0.7 - 0.8$. Отношение $B = \varphi_{\max}/\varphi_0$ – коэффициент запаса сцепления, характеризующий возможную перегрузку передачи (до наступления буксования), $B = 1.15 - 1.5$.

КПД передачи растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения роли потерь холостого хода и достигает максимума в зоне критического значения коэффициента тяги. В зоне частичного буксования КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение, при этом ремень быстро изнашивается. При $\varphi = \varphi_{\max}$ КПД падает до нуля.

Поэтому рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения φ_0 . В этом случае значение КПД принимают: для плоскоремной передачи $\eta = 0.93 - 0.98$; для клино- и поликлиноремной $\eta = 0.92 - 0.97$. КПД ременных передач зависит не только от потерь мощности на скольжение ремня по шкивам, но и потерь на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов и на трение в подшипниках.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

1. Увеличение предварительного натяжения ремня F_0 .

Достоинство
простота способа.

Недостатки:

необходимость использования ремней повышенной прочности; повышенные нагрузки на опоры.

2. Увеличение коэффициента трения между ремнем и шкивом.

Способы реализации: использование для ремней и шкивов материалов с высоким коэффициентом трения; использование ремней и канавок с клиновой формой сечения (рис. 8.1).

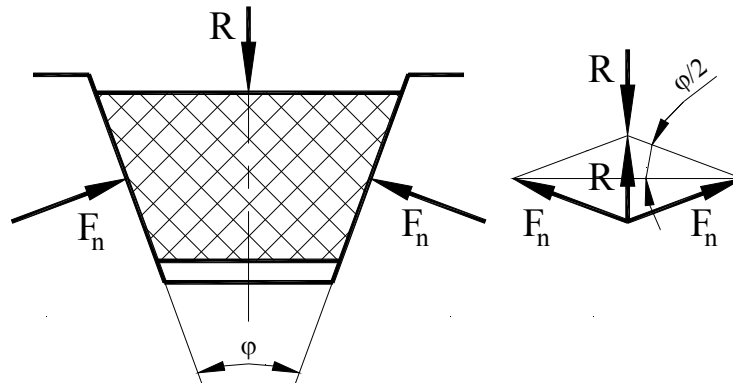


Рис. 8.1. Равновесие сил

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

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

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

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

Таким образом, клиновидная форма ремня увеличивает сцепление его со шкивом. Однако при $\varphi < 40^\circ$ возрастает вероятность самозаклинивания ремня.

Достоинства способа:

возможность работы при малых межосевых расстояниях и углах обхвата, больших передаточных отношениях;

возможность работы в любом пространственном положении из-за отсутствия сползания ремня со шкива.

Недостатки способа:

повышенные потери на трение;

опасность перегрева ремня и его заклинивания;

пониженная долговечность ремня.

3. Увеличение угла обхвата ремнем малого шкива.

Способы реализации:

1. Натяжными роликами (рис.9.9а) (со стороны менее нагруженной ведомой ветви).

Недостаток – снижение долговечности ремня из-за дополнительного перегиба.

2. За счет увеличения межосевого расстояния (рис. 9.12б и рис. 9.12в), $\alpha_1' > \alpha_1$,

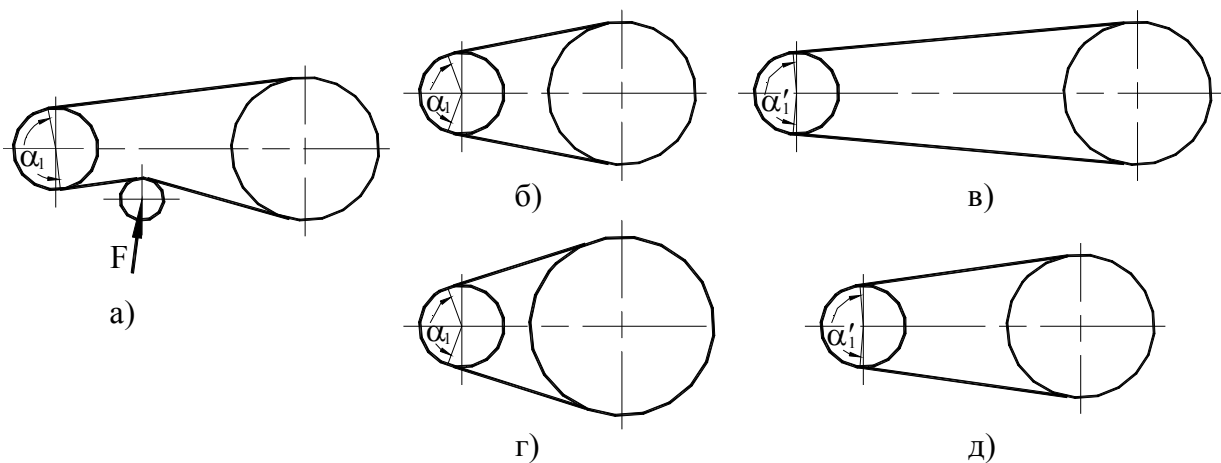


Рис. 8.12. Изменение межосевого расстояния

За счет уменьшения передаточного числа (рис. 9.12г и рис. 9.12д), $\alpha_1' > \alpha_1$.

Рекомендуемые значения α_1 и u :

плоскоремennая передача: $\alpha_1 \geq 150^\circ$; $u \leq 5$ (с натяжным роликом $u \leq 10$);

клино- и поликлиноремennая $\alpha_1 \geq 80 - 120^\circ$; $u \leq 10$ (иногда ≤ 15).

Долговечность ремня.

Методика расчета ремней на долговечность пока не разработана. Поэтому проверочный расчет на долговечность осуществляют по частоте пробегов ремня U' :

$$U = \frac{v}{L_p} \leq [U],$$

где U – действительная частота пробегов ремня, c^{-1} ; v – скорость ремня, м/с; L_p – длина ремня, м; $[U]$ – допускаемая частота пробегов ремня, c^{-1} , при которой не появляются признаков усталостного разрушения. Для плоскоремennой передачи $[U] \leq 3 - 5 c^{-1}$; для клиноремennой $[U] \leq 10 - 20 c^{-1}$. Если $U > [U]$, то увеличивают L_p .

Практика эксплуатации позволила установить, что ремни, рассчитанные по тяговой способности и при соблюдении вышеприведенного условия, имеют среднюю долговечность 2000 – 3000 ч.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Для удобства надевания ремней шкивы передач по возможности должны быть консольными.

2. Необходимо избегать минимальных диаметров шкивов, т. к. с уменьшением диаметра долговечность и КПД передачи резко падают.

3. Для создания натяжения ремня конструкция должна допускать изменение межосевого расстояния в сторону уменьшения $0.015L$ и в сторону увеличения на $0.03L$ (где L – длина ремня).

4. Рекомендуется ведомую ветвь передачи располагать вверху для увеличения угла обхвата при провисании ремня.

5. На поверхности обода шкивов, работающих с $v > 40$ м/с, необходимо протачивать кольцевые канавки для выхода воздуха из-под ремня.