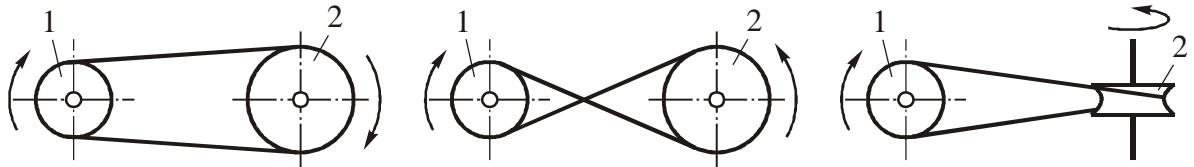


Лекция 5. Ременные передачи

1. Ременные передачи

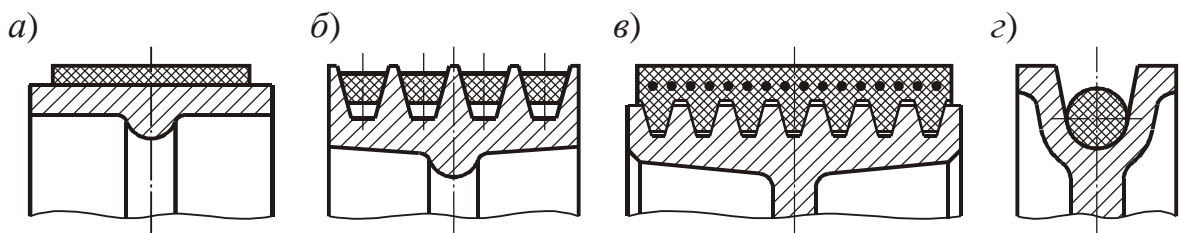
Ременная передача представляет собой фрикционный механизм с гибким звеном, предназначенный для передачи вращательного движения при достаточно большом расстоянии между валами. Ременная передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, замкнутого ремня, а также натяжного устройства.



Схемы ременных передач: открытая, перекрестная и полуперекрестная

Наибольшее распространение в машиностроении получили: *а* – плоскоременные, *б* – клиноременные, *в* – поликлиновые передачи.

Плоские ремни обладают лучшей гибкостью и потому более долговечны. Плоскоременные передачи предпочтительны при больших расстояниях между валами и высоких окружных скоростях (до 100 м/с). Клиновые ремни имеют повышенную тяговую способность, поскольку благодаря расклиниванию ремня в желобе шкива увеличивается значение приведенного коэффициента трения. Поликлиновые ремни сочетают в себе гибкость плоских и тяговую способность клиновых ремней.



Материалы ремней. В отечественном машиностроении производят следующие виды плоских ремней: кожаные, прорезиненные, хлопчатобумажные (шитые или тканые), шерстяные, синтетические.

С целью повышения прочности клиновых и поликлиновых ремней их армируют в продольном направлении кордовыми нитями из полиамидных волокон или стальными тросами.

Основные характеристики. Передаваемые мощности клиноременных передач лежат в пределах 0,5 ... 50 кВт. Плоскоременные передачи могут передавать мощность до 200 кВт. Обычные значения окружных скоростей – 5 ... 25 м/с. В редких случаях с применением плоскоременных быстроходных передач удается повысить скорость ремня до 50 м/с.

Расстояние между входным и выходным валами ременной передачи может достигать 15 м. Передаточные числа плоскоременных передач без натяжного ролика ограничены значением $u = 3$; для передач с натяжным роликом $u = 5$; для клиноременных передач $u = 7$. Значения коэффициента полезного действия плоскоременных передач лежат в пределах $\eta = 0,93 \dots 0,98$. Для клиноременных и поликлиновых передач ввиду повышенных потерь на внутреннее и внешнее трение эти значения несколько ниже.

Достоинства:

- 1) возможность передачи вращения на большие расстояния;
- 2) плавность и бесшумность хода благодаря эластичности ремня;
- 3) работа при высоких окружных скоростях;
- 4) предохранение механизма от перегрузок за счет пробуксовки ремня, когда нагрузка достигает некоторого предельного значения;

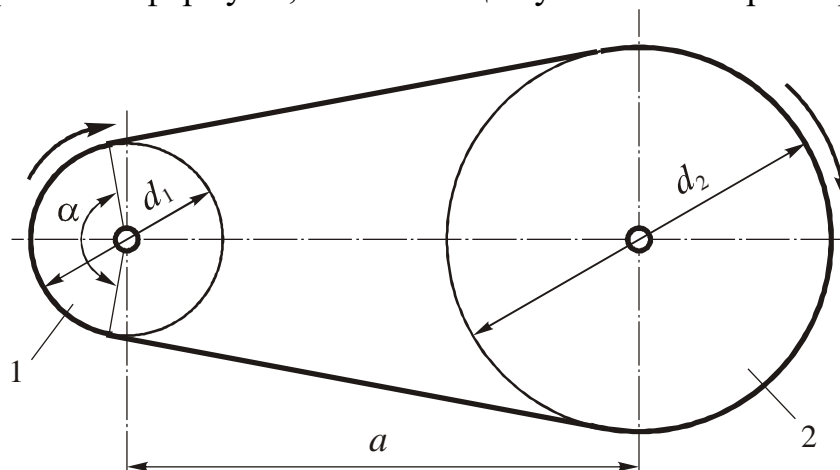
Недостатки:

- 1) повышенные габариты: диаметры шкивов в среднем в 5 раз больше диаметров колес зубчатых передач равной мощности;
- 2) непостоянство передаточного отношения, составляющее 1 ... 2% и обусловленное упругим скольжением ремня;
- 3) повышенная нагрузка на валы и опоры из-за предварительного натяжения ремня: в 2 ... 3 раза выше, чем у зубчатых передач;
- 4) низкая долговечность ремней – 1000 ... 5000 часов наработки;
- 5) ограничение на передаваемые мощности до 50 кВт;
- 6) сравнительно низкий КПД.

Среди передач прочих видов ременные передачи выигрывают в условиях малых нагрузок и высоких окружных скоростей.

2. Геометрические параметры ременной передачи

Основными параметрами, определяющими геометрию ременной передачи, являются диаметры d_1 ведомого и d_2 ведущего шкивов; угол α обхвата ведущего шкива; межосевое расстояние a ; общая длина ремня L . Приведем полезные в расчетах формулы, связывающие указанные параметры.



Угол обхвата ремнем меньшего (ведущего) шкива

$$\alpha = \pi - 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

Формула, связывающая длину L ремня и межосевое расстояние a :

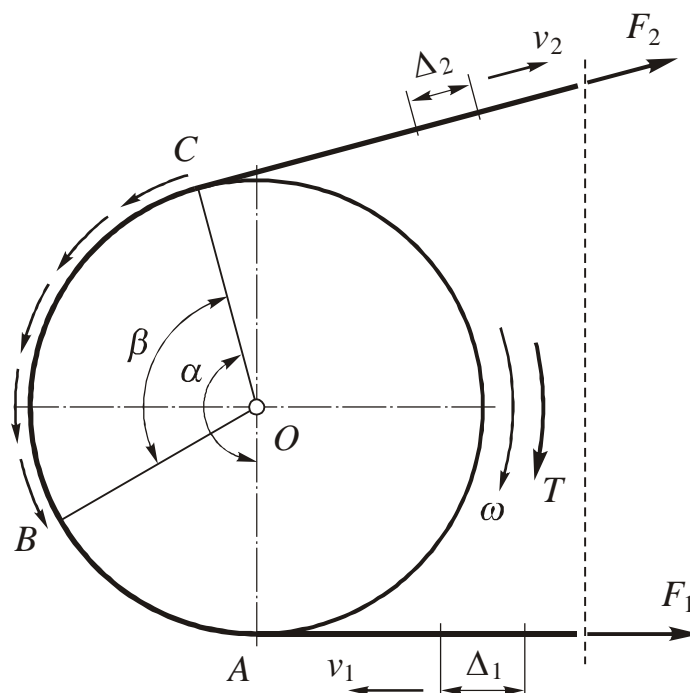
$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Обратная по отношению к записанной формула, связывающая межосевое расстояние a с длиной L ремня:

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}.$$

3. Кинематика ременной передачи

Упругое скольжение ремня следует отличать от буксования, поскольку полное скольжение по всему шкиву отсутствует. Скольжение в виде малой подвижки происходит лишь в области, ограниченной дугой BC с углом раствора $\beta \leq \alpha$. Стрелки вдоль дуги показывают направление относительного скольжения. Сам угол β называют *углом упругого скольжения*. Упругое скольжение является характерной особенностью работы ременных передач. В зоне скольжения BC скорость ремня постепенно уменьшается от значения v_1 на участке AB до значения v_2 в точке схода C . Также уменьшается и сила натяжения: от F_1 до F_2 .



На ведомом шкиве наблюдается аналогичная картина. Зона упругого скольжения также примыкает к точке схода ремня, но в отличие от ведомого шкива, в указанной зоне скорость ремня и сила его натяжения увеличиваются со значений v_2 и F_2 до значений v_1 и F_1 в точке схода.

Упругое скольжение ремня является одним из факторов, оказывающих негативное влияние на КПД ременной передачи. При скольжении ремня по шкивам происходит рассеяние механической энергии, снижается передаваемая мощность.

Передаточное отношение. Как следует из сказанного, окружная скорость ведомого шкива несколько меньше, чем у ведущего. Для оценки разности окружных скоростей вводят коэффициент скольжения ξ , значения которого для большинства ременных передач лежат в диапазоне $\xi = 0,01 \dots 0,02$. Скорость обода ведомого шкива

$$v_2 = v_1(1 - \xi).$$

Найдем передаточное отношение ременной передачи:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 / 0,5d_1}{v_2 / 0,5d_2} = \frac{v_1 d_2}{v_1(1 - \xi)d_1}.$$

Окончательно:

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

При грубых расчетах коэффициент скольжения принимают равным нулю.

4. Силовой расчет ременных передач

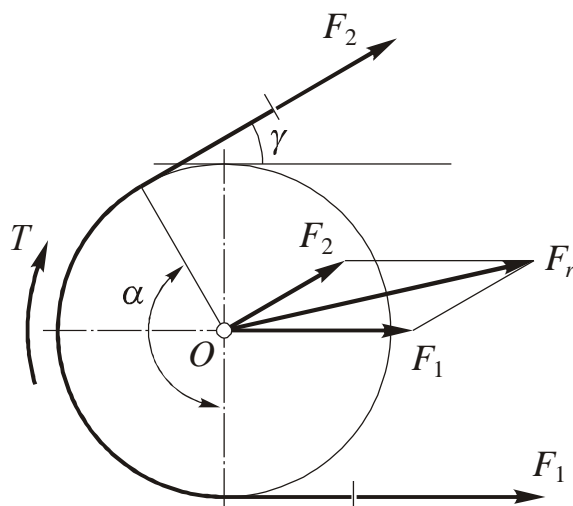
Основными задачами силового расчета являются задача определения сил, действующих на опоры валов передачи, и расчет ременных передач на тяговую способность. Рассмотрим каждую из этих задач в отдельности.

Определение силы давления на опоры вала. При определении силы давления F_r на опоры вес деталей передачи и силы инерции элементов ремня не учитывают. При этом сила давления может быть найдена как геометрическая сумма сил натяжения ветвей ремня F_1 и F_2 :

$$\vec{F}_r = \vec{F}_1 + \vec{F}_2.$$

По величине

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}.$$



Замечая, что угол γ между силами F_1 и F_2 и угол обхвата α в сумме составляют 180° , перепишем последнюю формулу в виде:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \alpha}.$$

Расчет на тяговую способность. Данный расчет имеет целью определить минимальную силу F_0 предварительного натяжения ремня для передачи заданного вращающего момента T_1 на ведущем шкиве.

Составим уравнение равномерного вращения ведущего шкива:

$$\sum m_o = 0; \quad F_1 r_1 - F_2 r_1 - T_1 = 0,$$

где через r_1 обозначен радиус шкива. Из полученной формулы следует:

$$F_1 - F_2 = 2T_1 / d_1.$$

или (формула *Сильвестра* для полезной окружной силы):

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (1)$$

Если считать ремень линейно упругим, суммарное натяжение его ветвей, как это следует из закона Гука, не должно зависеть от режима работы передачи. В самом деле, ввиду неизменности общей длины ремня одна из его ветвей под нагрузкой будет испытывать дополнительную деформацию растяжения, в то время как другая – такую же деформацию сжатия. По закону Гука продольные силы в сечениях ремня пропорциональны деформациям, поэтому, на сколько прирастет сила F_1 , на столько уменьшится сила F_2 . Таким образом,

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (2)$$

где F_0 – сила начального натяжения ремня.

Из формул (1) и (2) следует:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (3)$$

Недостающее уравнение, замыкающее систему, представляет собой уравнение *Эйлера*, определяющее равновесие гибкой нити, переброшенной через шероховатый цилиндр, под действием двух грузов. Это уравнение, которое мы приводим без вывода, определяет предельное значение отношения сил F_1 и F_2 из условия отсутствия проскальзывания нити:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha f}, \quad (4)$$

где f – приведенный коэффициент трения.

Подстановка выражений (3) в формулу Эйлера (4) дает:

$$\frac{F_0 + 0,5F_t}{F_0 - 0,5F_t} = e^{\alpha f}.$$

После преобразований получим следующее предельное соотношение:

$$F_0 = \frac{e^{\alpha f} + 1}{e^{\alpha f} - 1} \cdot \frac{F_t}{2}, \quad (5)$$

где F_t – полезная окружная сила.

Анализ формулы (5) позволяет сделать вывод о том, что с увеличением коэффициента трения f и угла обхвата α увеличивается и тяговая способность передачи.