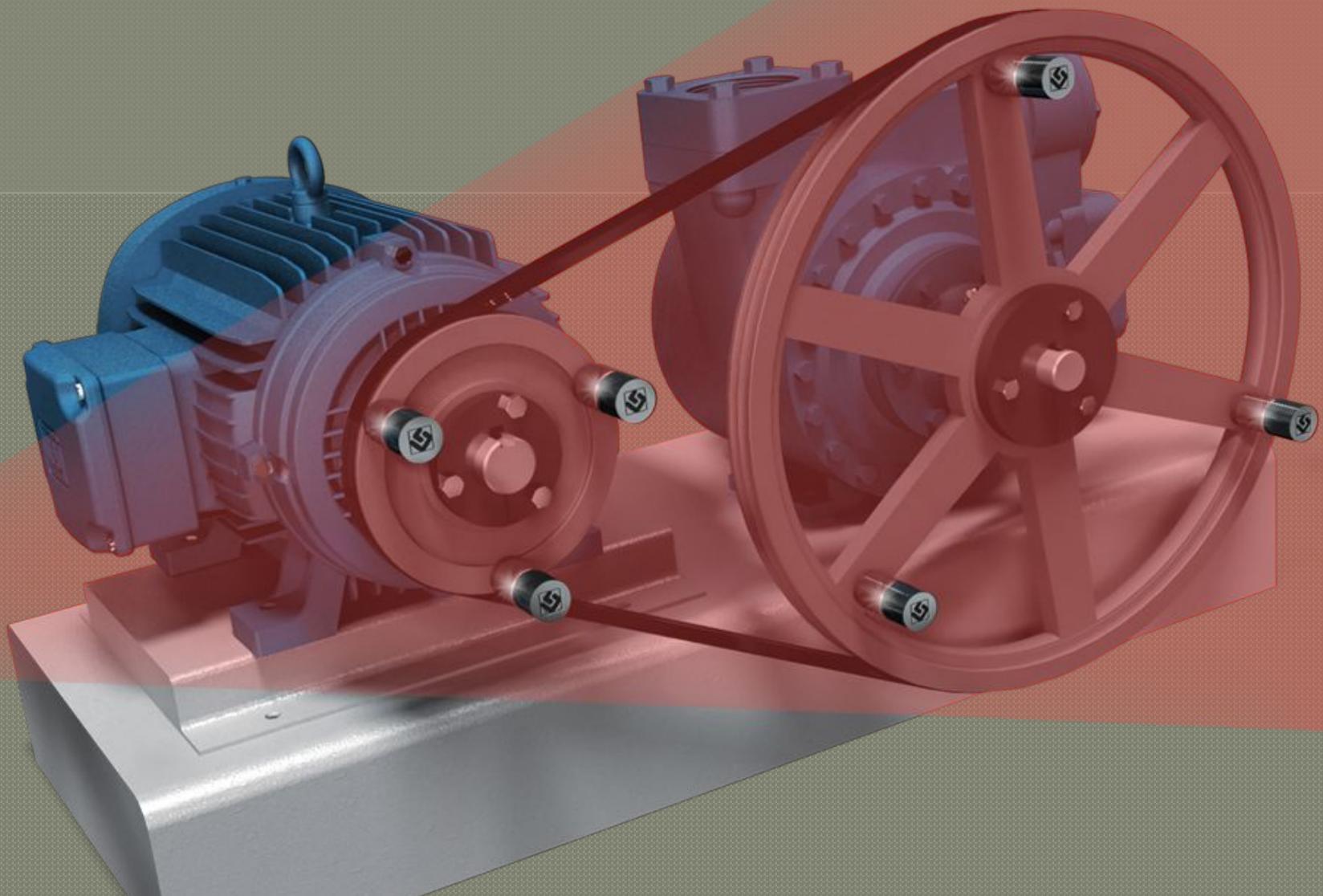


Ременные передачи



Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого.

Она состоит из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их ремня.

Принцип действия

Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый.

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив). Оно осуществляется: 1) вследствие упругости ремня — укорочением его при сшивке, передвижением одного вала или с помощью нажимного ролика; 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) с применением специальных натяжных устройств

Достоинства и недостатки

Достоинства:

- возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (более 15 метров);
- плавность хода, бесшумность работы передачи, обусловленные эластичностью ремня;
- малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность пробуксовывать;
- возможность работы с большими угловыми скоростями;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;
- возможность работы при высоких оборотах;
- простота конструкции и дешевизна.

Недостатки:

- непостоянство передаточного числа вследствие проскальзывания ремней;
- постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;
- необходимость постоянного ухода (установка и натяжение ремней, их перешивка и замена при обрыве и т. п.);
- сравнительно большие габаритные размеры передачи;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях (в пределах от 1000 до 5000 ч);
- необходимость натяжного устройства.

Классификация

1. По форме сечения ремня:
 - плоскоременные.
 - клиноременные.
 - круглоременные.
 - с зубчатыми ремнями.
 - с поликлиновыми ремнями.
2. По взаимному расположению осей валов:
 - с параллельными осями.
 - с пересекающимися осями — угловые.
 - со скрещивающимися осями.
3. По направлению вращения шкива:
 - с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые).
 - с противоположными направлениями (перекрестные).
4. По способу создания натяжения ремня:
 - простые.
 - с натяжным роликом.
 - с натяжным устройством.
5. По конструкции шкивов:
 - с однорядными шкивами.
 - со ступенчатыми шкивами.

Область применения.

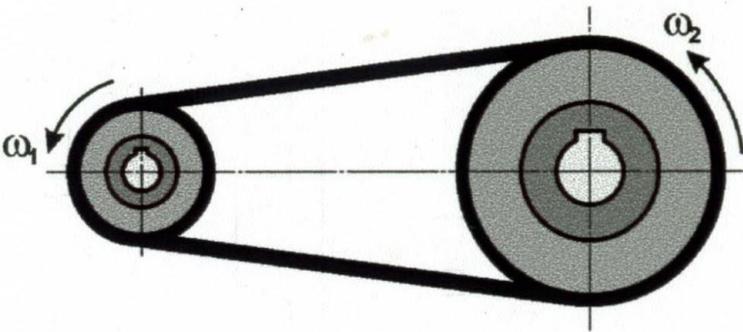
Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания. Наибольшее распространение в машиностроении находят клиноременные передачи (в станках, автотранспортных двигателях и т. п.). Эти передачи широко используют при малых межосевых расстояниях и вертикальных осях шкивов, а также при передаче вращения несколькими шкивами. При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа и хорошей тяговой способности рекомендуется устанавливать зубчатые ремни. Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Плоскоременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноременными). Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского. Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Клиновые ремни могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают $u_{\text{тах}} = 8 - 10$ без натяжного ролика.

Круглоременные передачи (как силовые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магнитофоны, радиолы, швейные машины и т. д.).

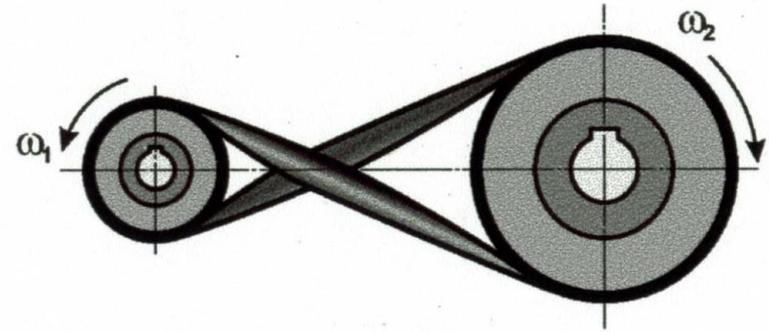
Передаваемая мощность силовых ременных передач практически достигает 50 кВт, хотя известны плоскоременные передачи мощностью и 1500 кВт. Скорость ремня $v = 5 - 30$ м/с (в сверхскоростных передачах $v = 100$ м/с). В механических приводах ременная передача используется чаще всего как понижающая передача. Максимальное передаточное отношение $U_{\max} = 5 - 6$ для передач без натяжного ролика и $U_{\max} = 6 - 10$ для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

СХЕМЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

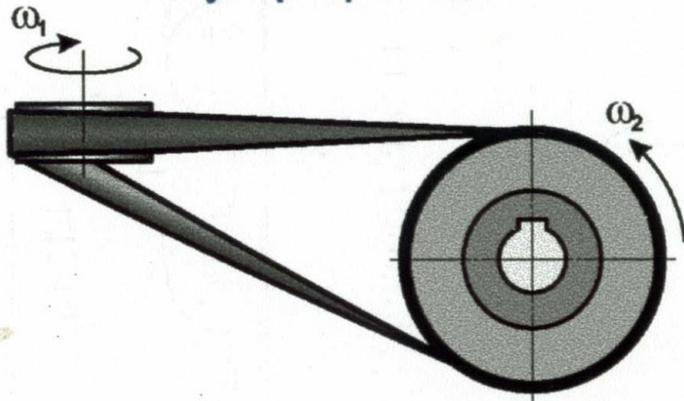
Открытая



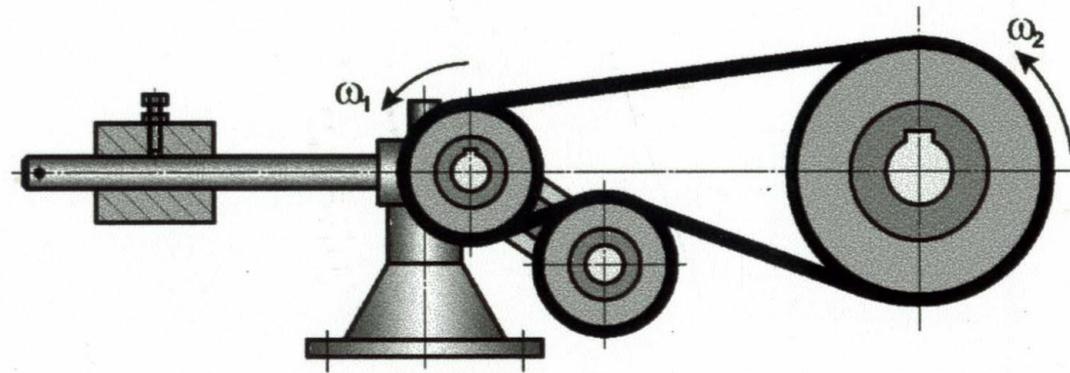
Перекрестная



Полуперекрестная



С натяжным роликом

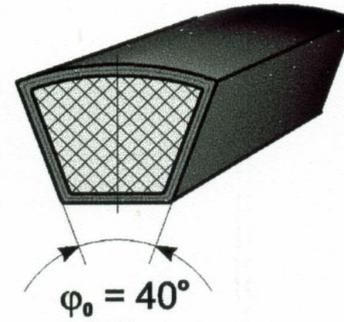


ПРОФИЛИ РЕМНЕЙ

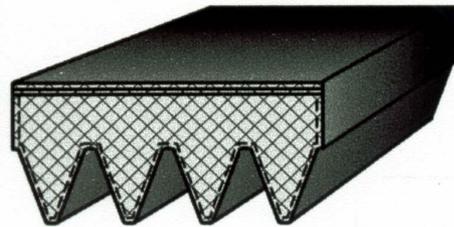
Плоский



Клиновы́й



Поликлиновы́й



Круглы́й



Зубчатые

трапецеидальной формы

A →



A →

A - A



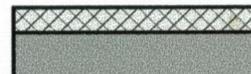
полукруглой формы

Б →

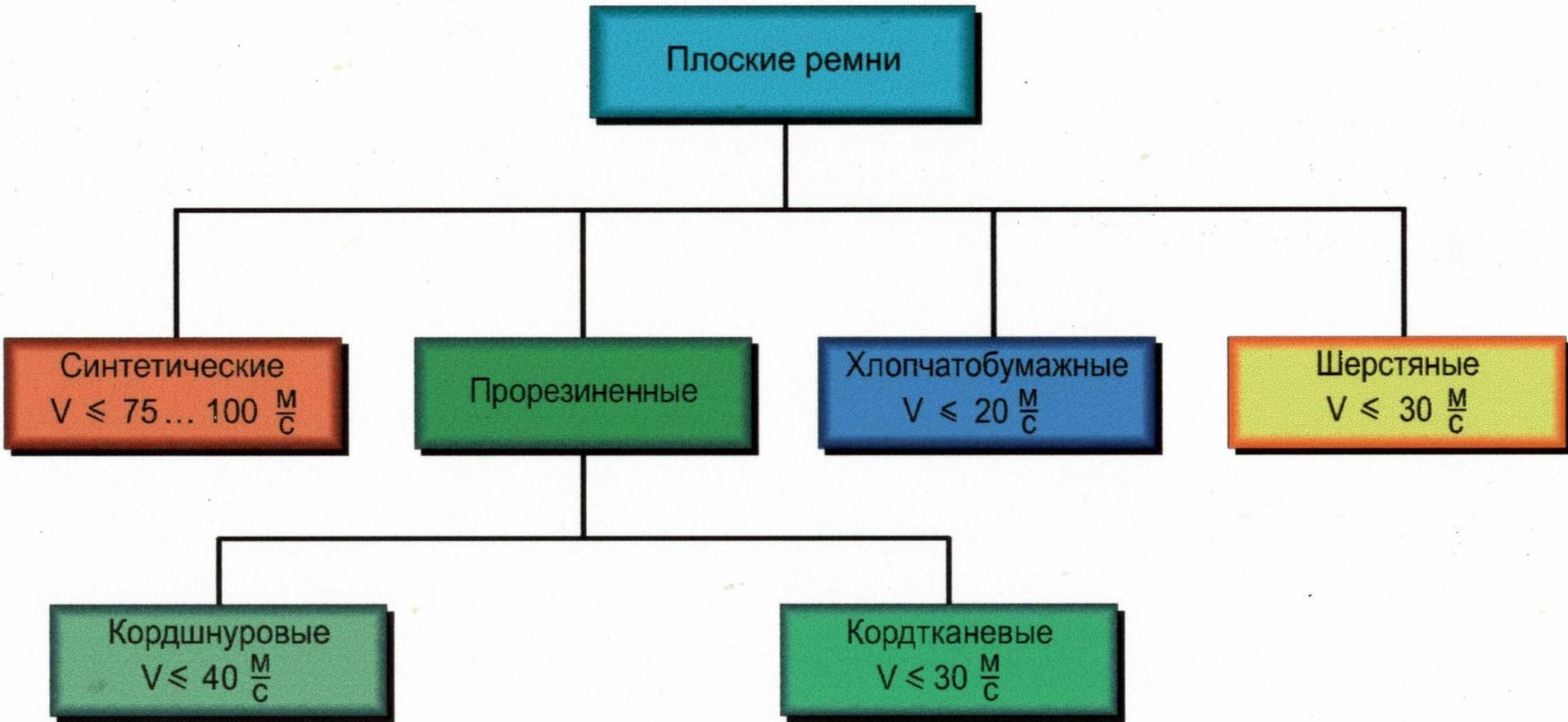


Б →

Б - Б



МАТЕРИАЛЫ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ



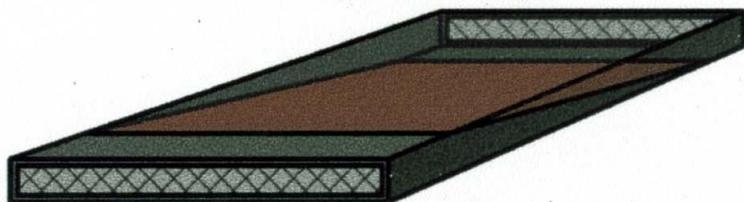
РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПЛОСКИХ ПРИВОДНЫХ РЕМНЕЙ

Показатели работы	Материалы ремней			
	синтетические	прорезиненные	хлопчатобумажные	шерстяные
Удельная тяговая способность	Высокая	Высокая	Средняя	Низкая
Предельная скорость, м/с	75...100	30...40	20	30
Кратность кратковременных перегрузок	1,5	1,2...1,3	1,3...1,4	1,4...1,5
Способность сохранять начальное натяжение	Хорошая	Хорошая	Недостаточная	Удовлетворительная
Предельная передаваемая мощность, кВт	5000	300	50	50
Диаметры шкивов	Малые	Большие	Малые	Малые
Долговечность	Высокая	Средняя	Низкая	Низкая

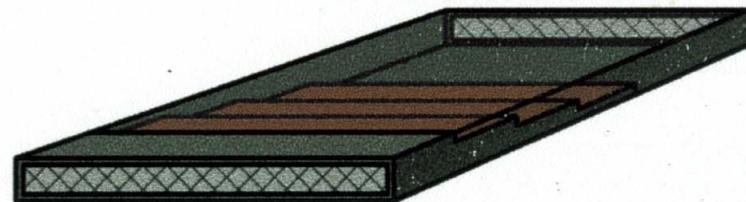
СПОСОБЫ СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ ПЛОСКОГО РЕМНЯ

Склеиванием

по косому срезу

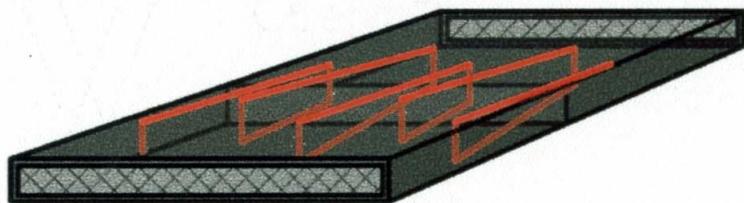


по ступенчатой поверхности

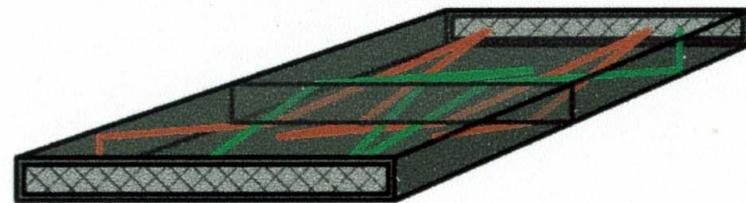


Сшивкой встык жильной струной

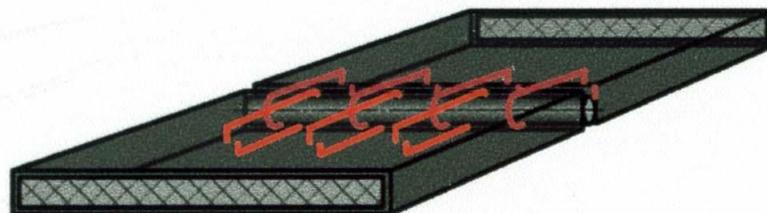
с выходом струны на поверхность ремня



с косыми проколами ремня



Металлическими скобами



ПРИВОДНЫЕ КЛИНОВЫЕ РЕМНИ

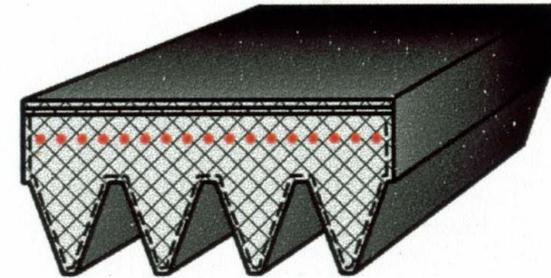
Кордшнуровой



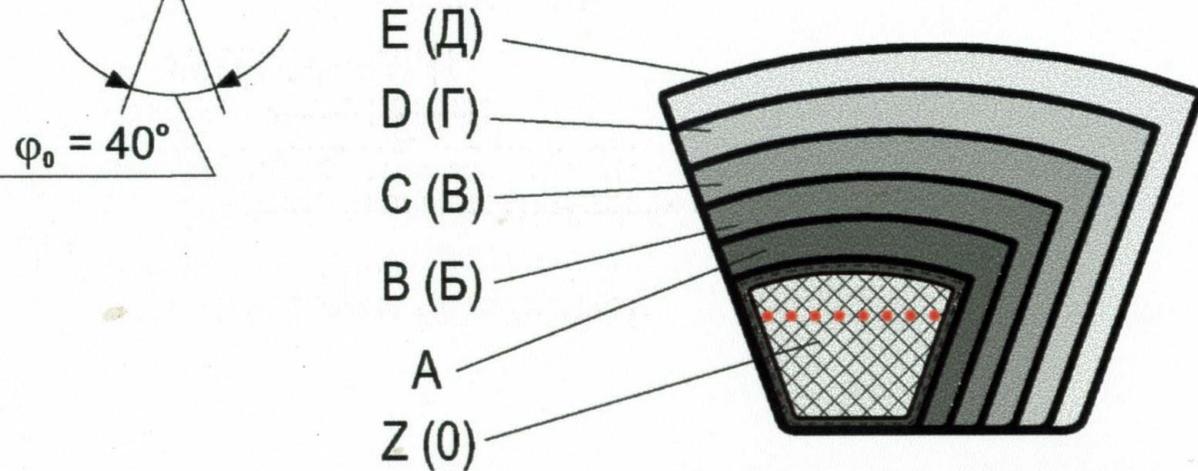
Кордтканевый



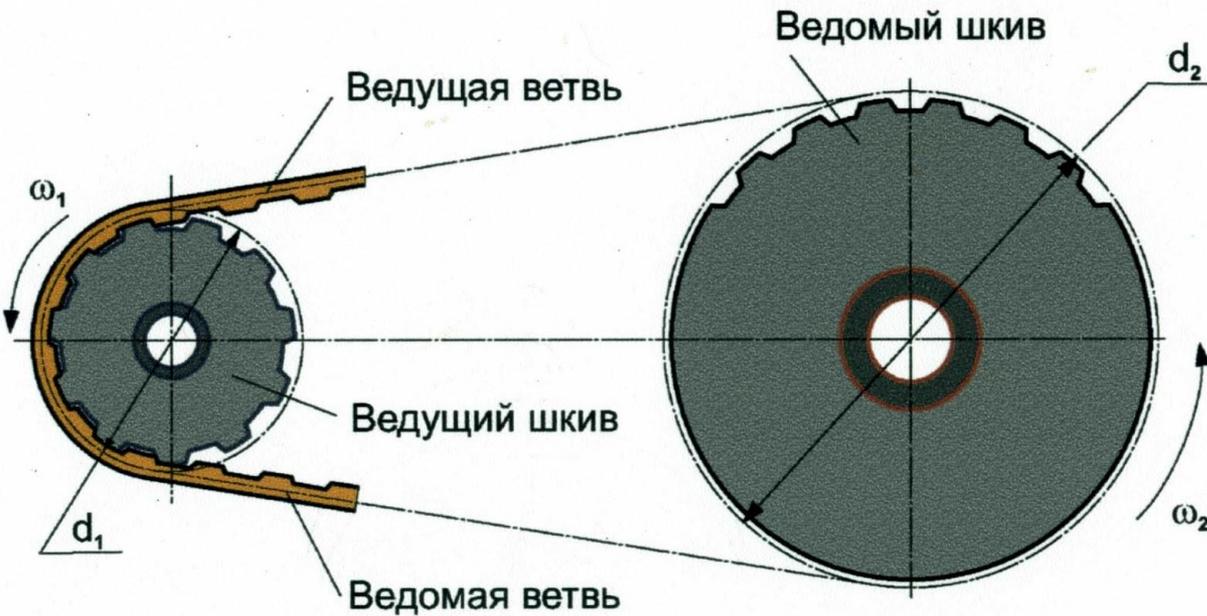
Поликлиновый



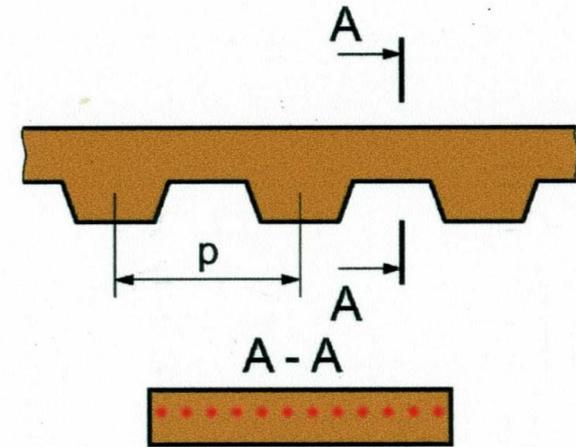
Размеры сечений ремня



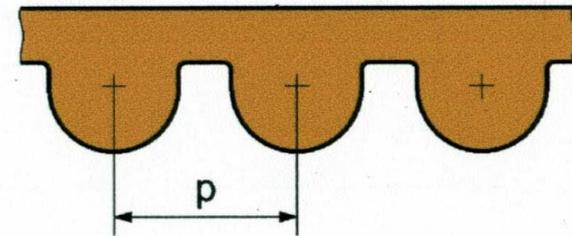
ПЕРЕДАЧА ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ



Ремень трапецеидальной формы



Ремень полукруглой формы



m - модуль ремня;

$p = \pi \cdot m$ - шаг ремня;

z_1, z_2 - числа зубьев шкивов;

d_1, d_2 - диаметры делительных окружностей шкивов;

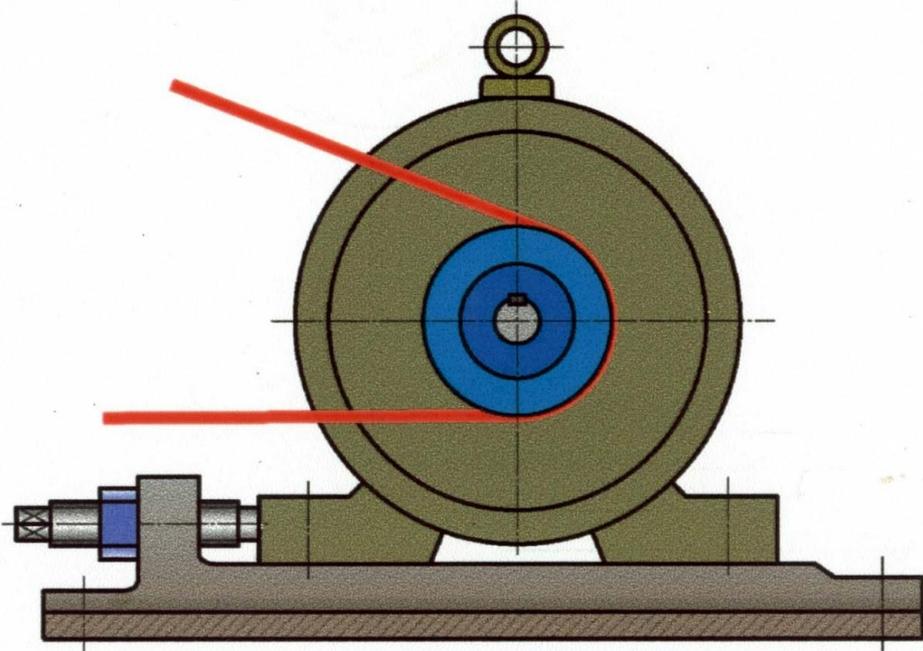
$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2;$

i - передаточное отношение;

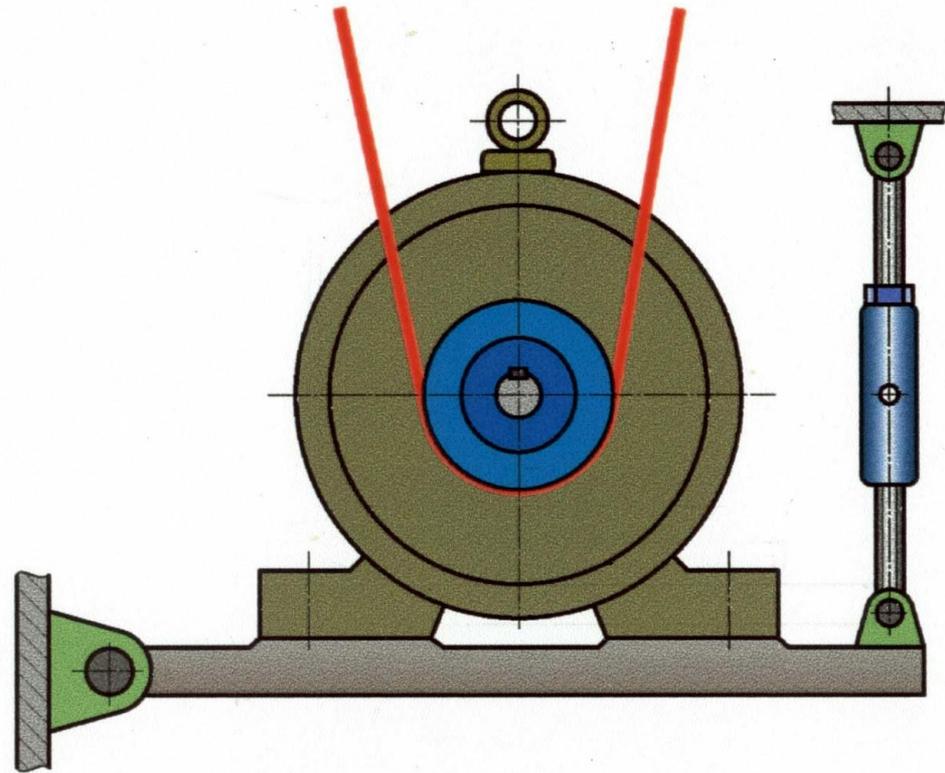
$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ШКИВА

Перемещением двигателя по салазкам

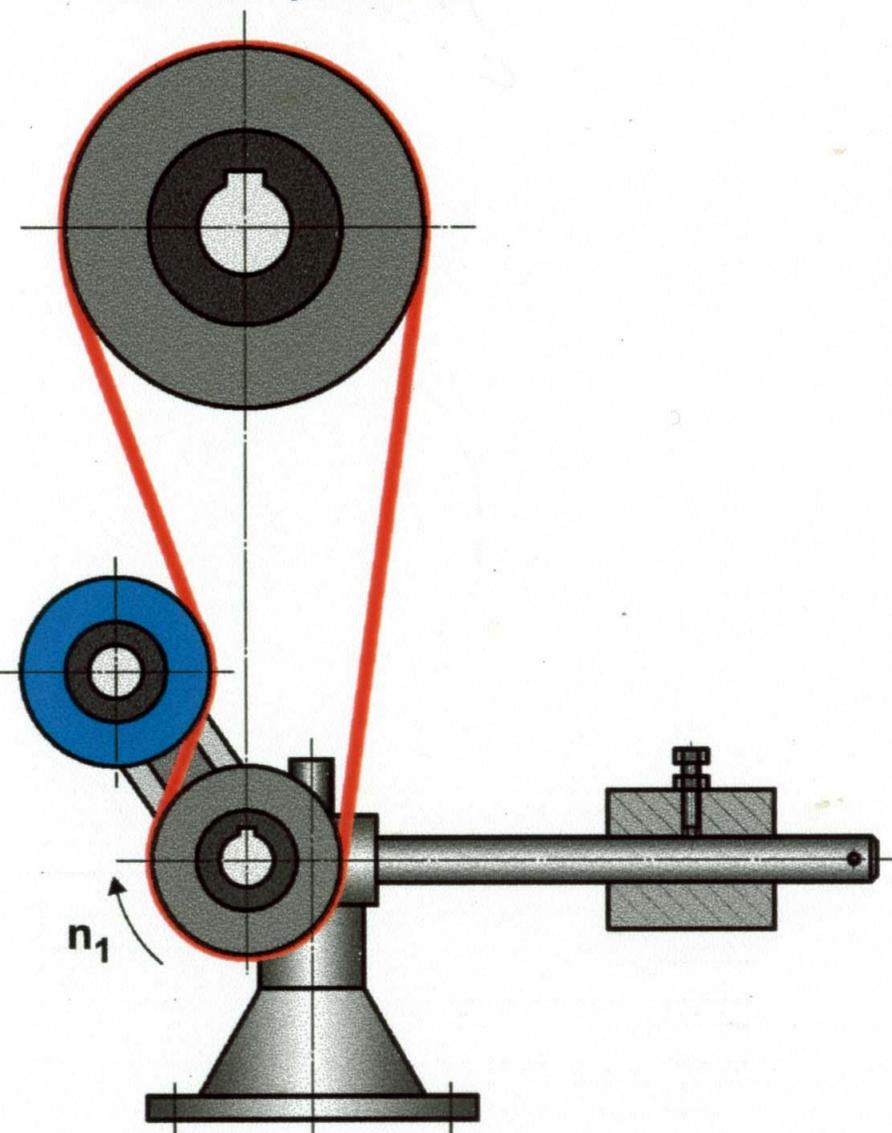


Поворотом двигателя на качающейся плите

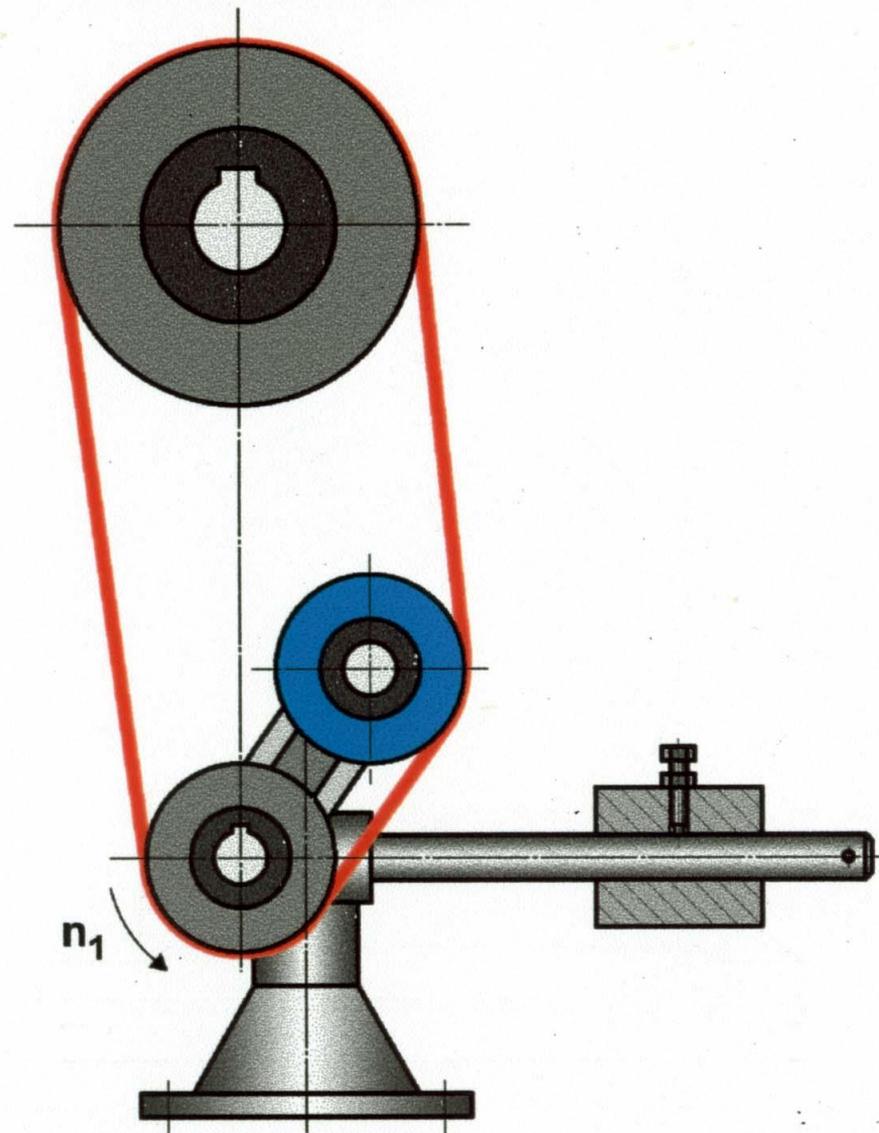


СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ

Натяжным роликом

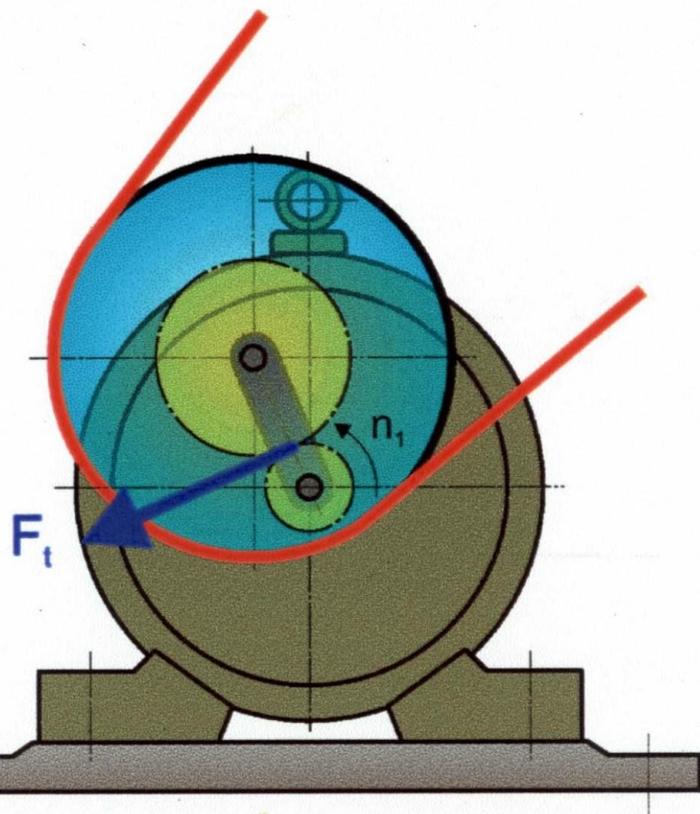


Оттяжным роликом

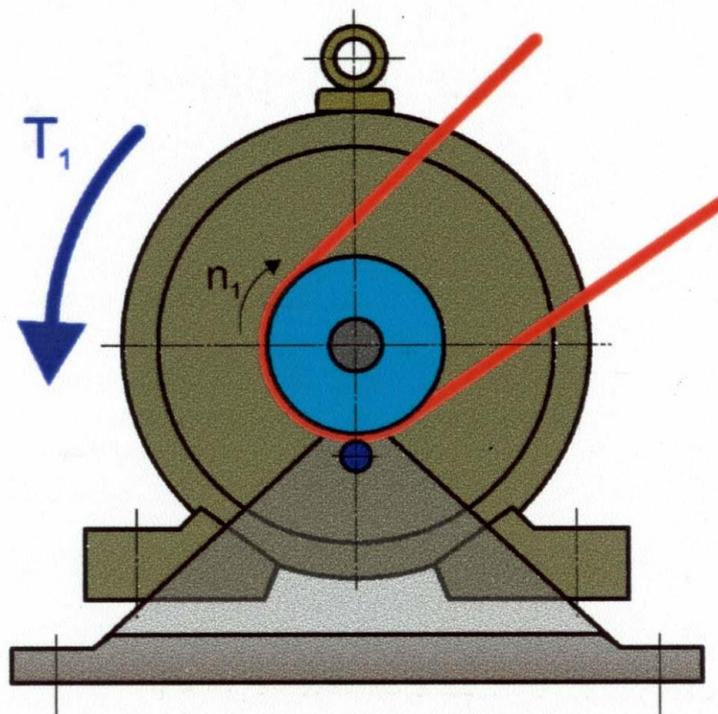


АВТОМАТИЧЕСКОЕ НАТЯЖЕНИЕ РЕМНЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНО ПЕРЕДАВАЕМОЙ НАГРУЗКЕ

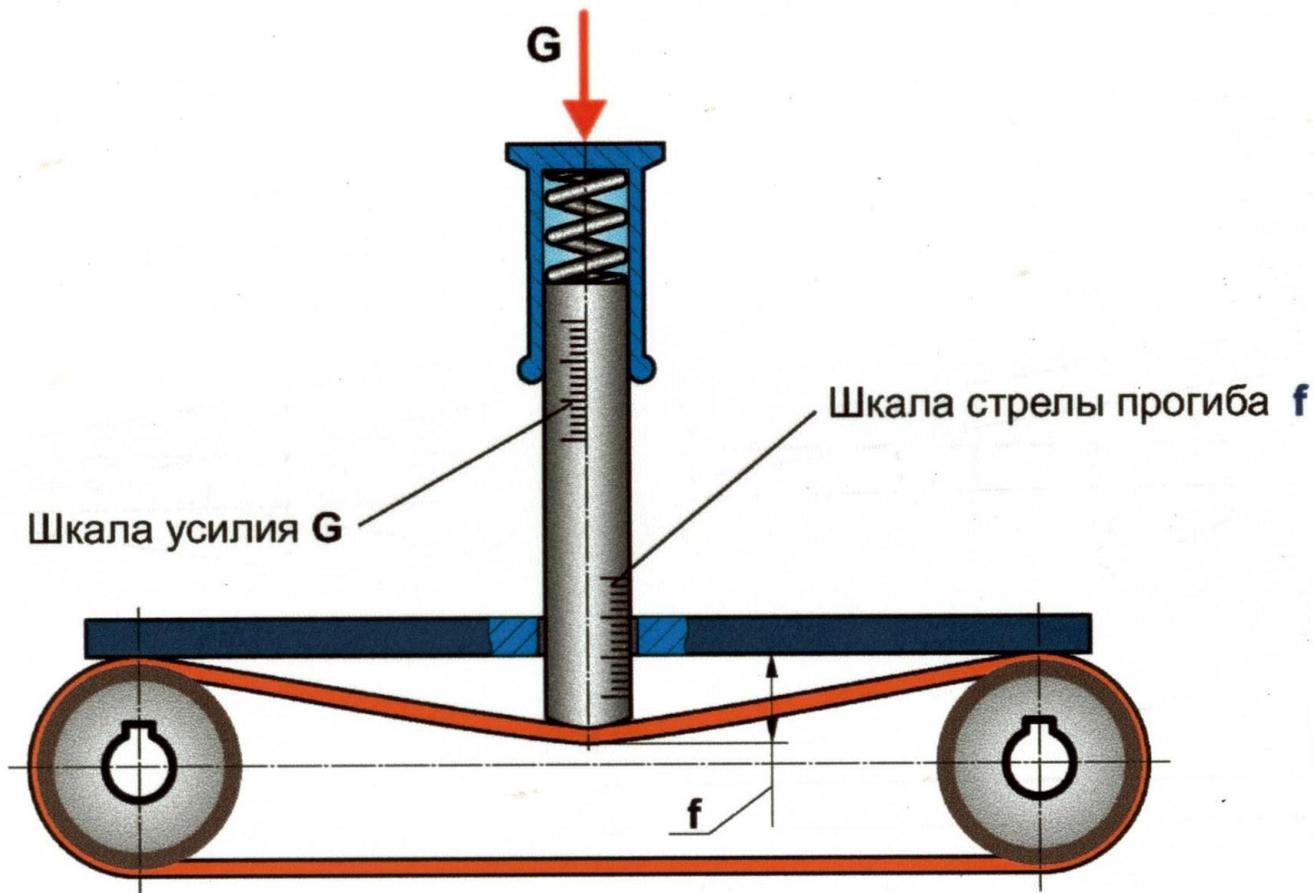
Окружной силой на колесе



Реактивным моментом на корпусе двигателя



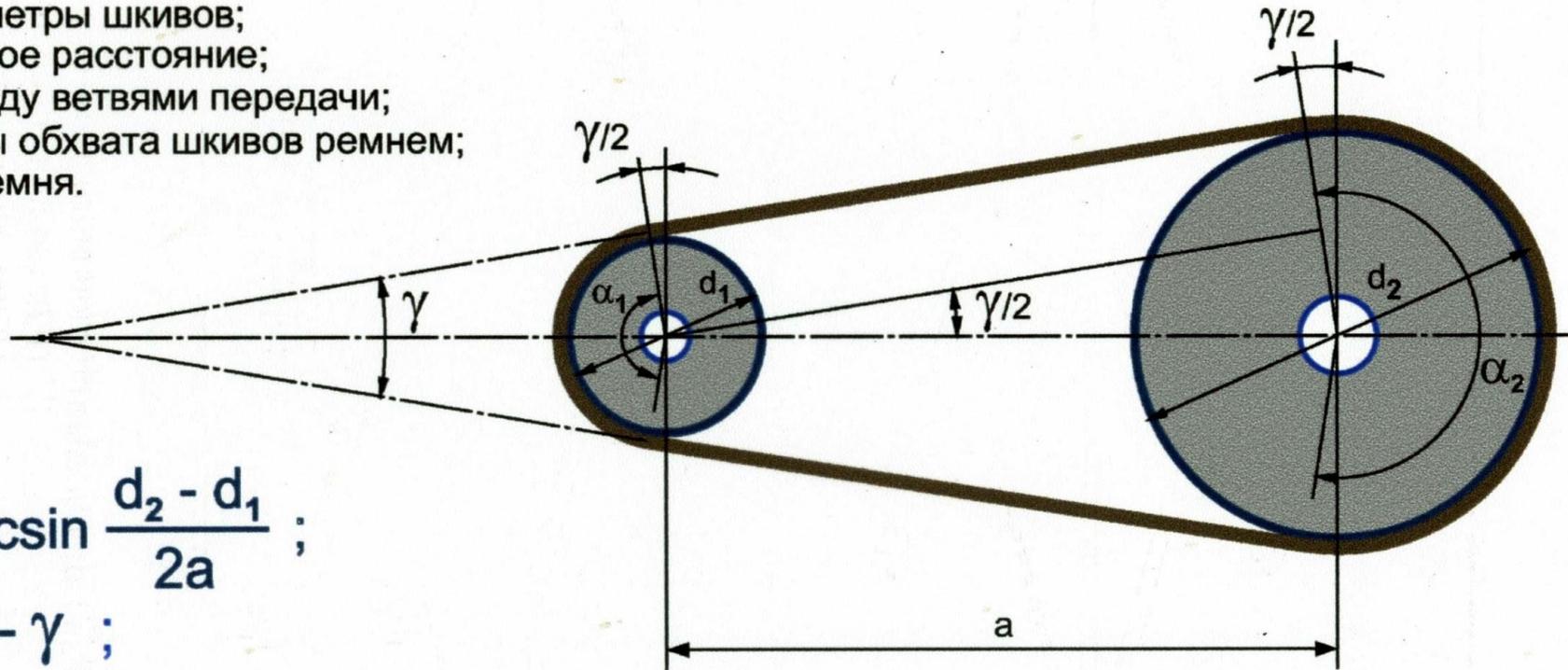
КОНТРОЛЬ НАЧАЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



К ремню в середине ветви прикладывают усилие $G = 10...30 \text{ Н}$ (в зависимости от ширины ремня) и, изменяя величину натяжения ремня, добиваются расчетного значения стрелы его прогиба f .

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

d_1, d_2 - диаметры шкивов;
 a - межосевое расстояние;
 γ - угол между ветвями передачи;
 α_1, α_2 - углы обхвата шкивов ремнем;
 L - длина ремня.



$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a};$$

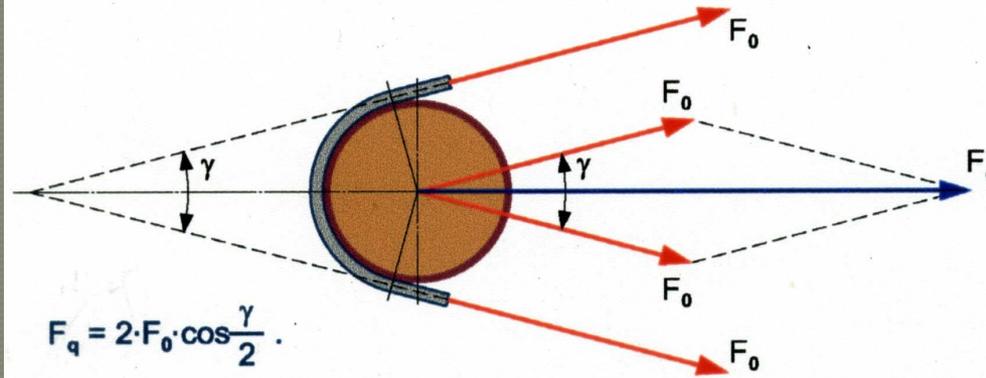
$$\alpha_1 = \pi - \gamma;$$

$$\alpha_2 = \pi + \gamma;$$

$$L = 2a \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi (d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{d_2 - d_1}{2}.$$

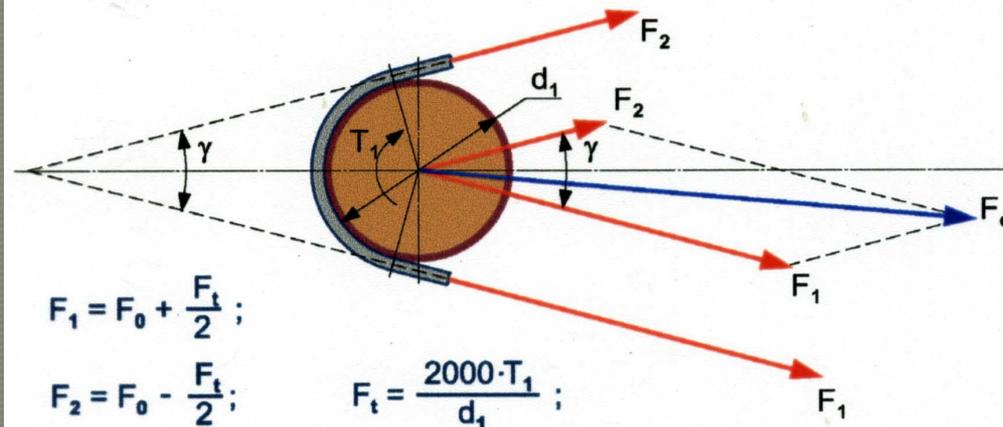
СИЛЫ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Силы в неработающей передаче



$$F_q = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \frac{\gamma}{2} .$$

Силы в работающей передаче



$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} ;$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} ;$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} ;$$

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \gamma} .$$

F_0 - усилие предварительного натяжения ремня, Н;

F_1 - усилие в ведущей ветви, Н;

F_2 - усилие в ведомой ветви, Н;

F_q - усилие давления на валы передачи, Н;

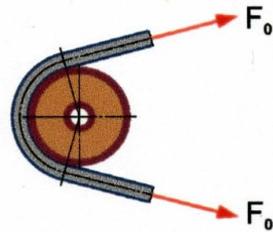
F_t - окружное усилие на ведущем валу, Н;

T_1 - вращающий момент на ведущем шкиве, Н·м;

d_1 - диаметр ведущего шкива, мм.

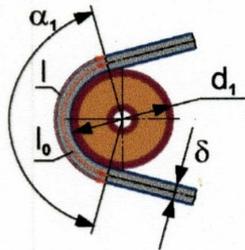
НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Напряжения предварительного натяжения



$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба ремня на шкивах

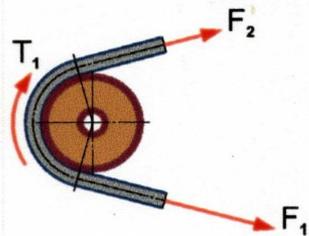


$$\sigma_{и1} = \varepsilon_1 \cdot E, \text{ МПа}; \quad \sigma_{и2} = \varepsilon_2 \cdot E, \text{ МПа};$$

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{\delta}{d_1 + \delta} \sim \frac{\delta}{d_1}; \quad \varepsilon_2 \sim \frac{\delta}{d_2};$$

$$\sigma_{и1} = \frac{\delta}{d_1} \cdot E; \quad \sigma_{и2} = \frac{\delta}{d_2} \cdot E; \quad \sigma_{и1} > \sigma_{и2}.$$

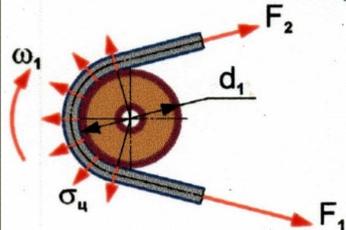
Напряжения в ветвях работающей передачи



$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \text{ МПа}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 > \sigma_2.$$

Напряжения от центробежных сил



$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-8}, \text{ МПа};$$

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2000}, \text{ м/с};$$

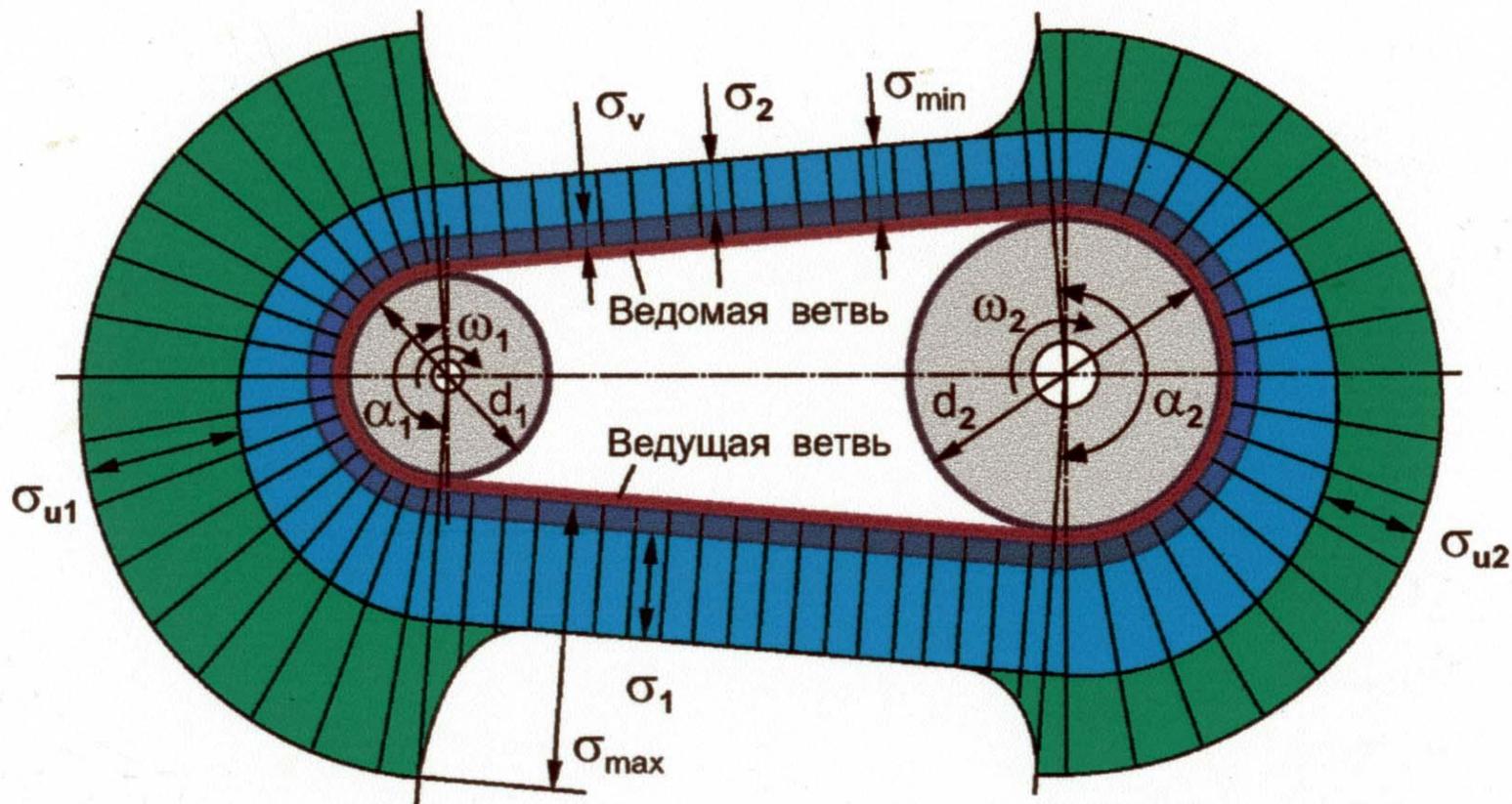
A - площадь поперечного сечения ремня, мм²;

ρ - плотность материала ремня, кг / м³;

E - модуль упругости материала ремня, МПа;

V - линейная скорость ремня, м / с.

ЭПЮРА НАПРЯЖЕНИЙ В РЕМНЕ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



σ_1, σ_2 - напряжения растяжения в ведущей и ведомой ветвях;

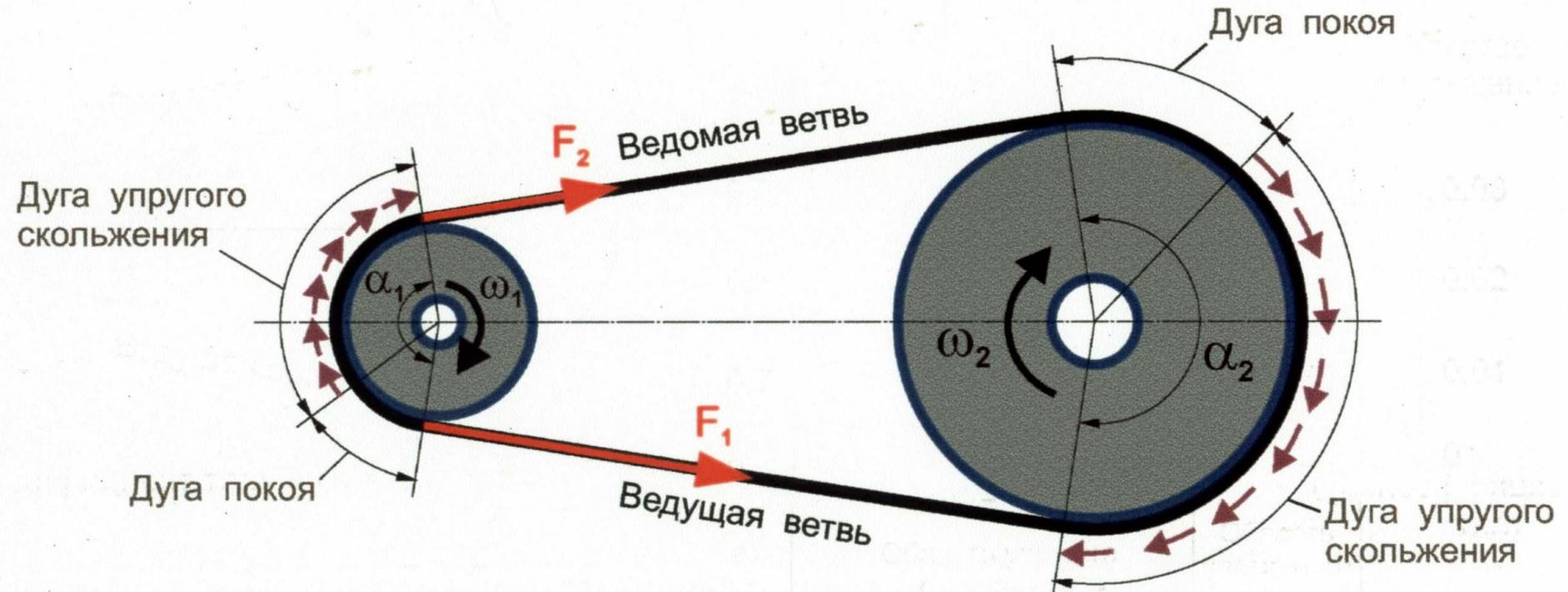
σ_v - напряжения от центробежных сил;

σ_{u1}, σ_{u2} - напряжения изгиба на участках огибания шкивов ремнем;

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u1};$$

$$\sigma_{min} = \sigma_2 + \sigma_v.$$

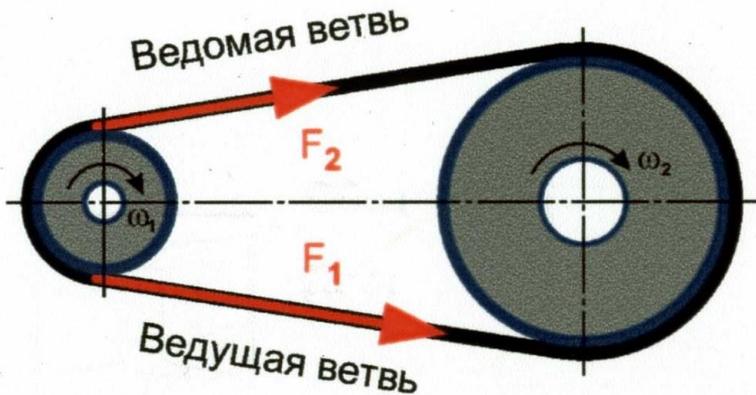
УПРУГОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ НА ШКИВАХ



Упругое скольжение ε ремня на шкивах вызвано разностью усилий F_1 и F_2 и относительных удлинений ε_1 и ε_2 ремня в ведущей и ведомой ветвях: $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$.

На дуге упругого скольжения ремень упруго скользит по шкиву, переходя из состояния ε_1 к ε_2 на ведущем шкиве и наоборот - на ведомом шкиве.

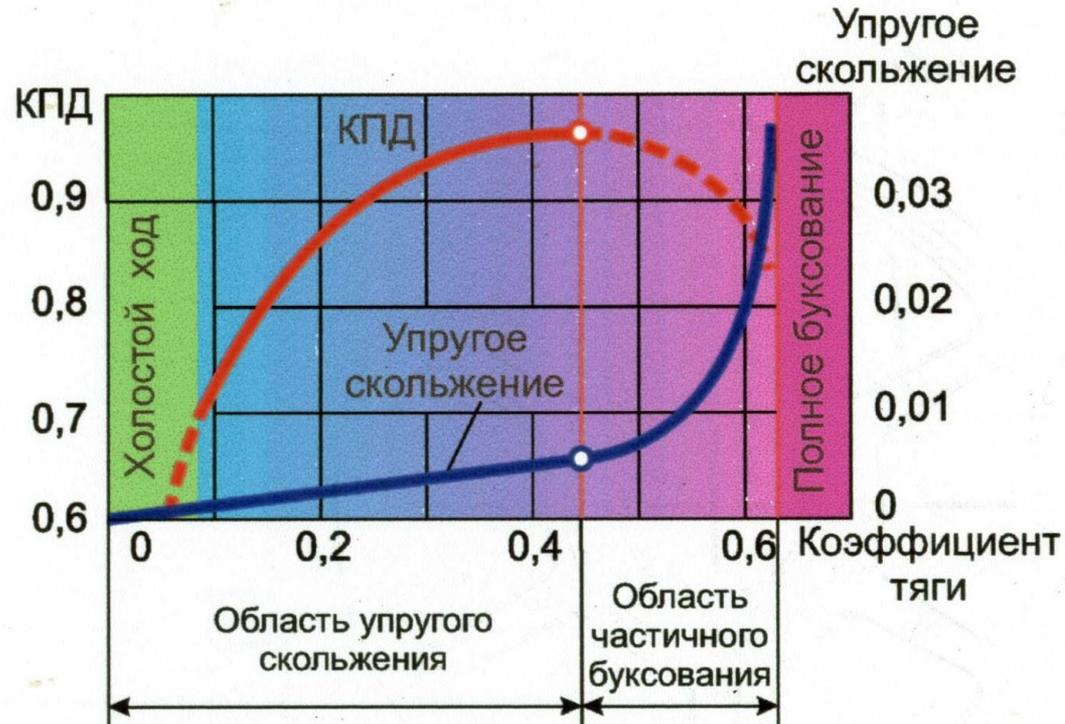
ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ И КПД РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ



Коэффициент тяги $\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2 \cdot F_0}$;

упругое скольжение $\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{A \cdot E} = \frac{F_t}{A \cdot E}$;

где A - площадь поперечного сечения ремня;
 E - модуль упругости материала ремня;
 F_t - окружное усилие на шкивах;
 F_0 - усилие предварительного натяжения.

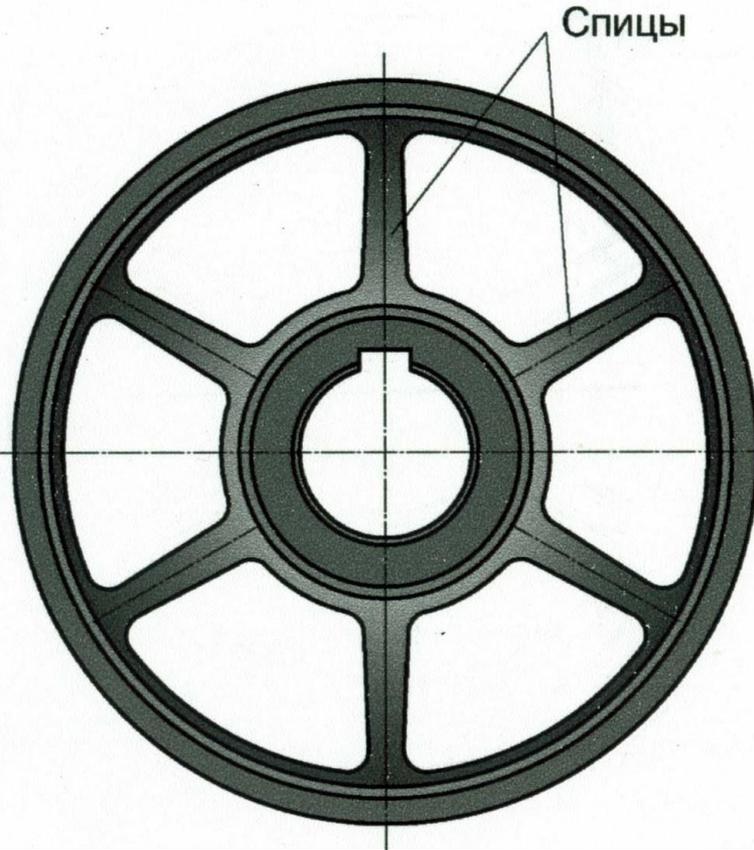
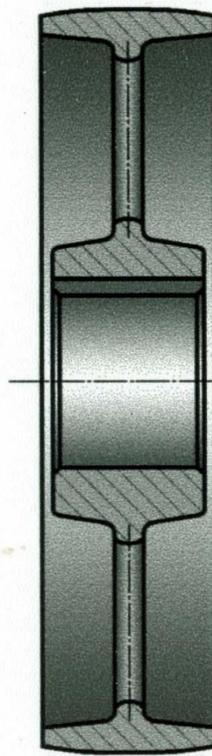
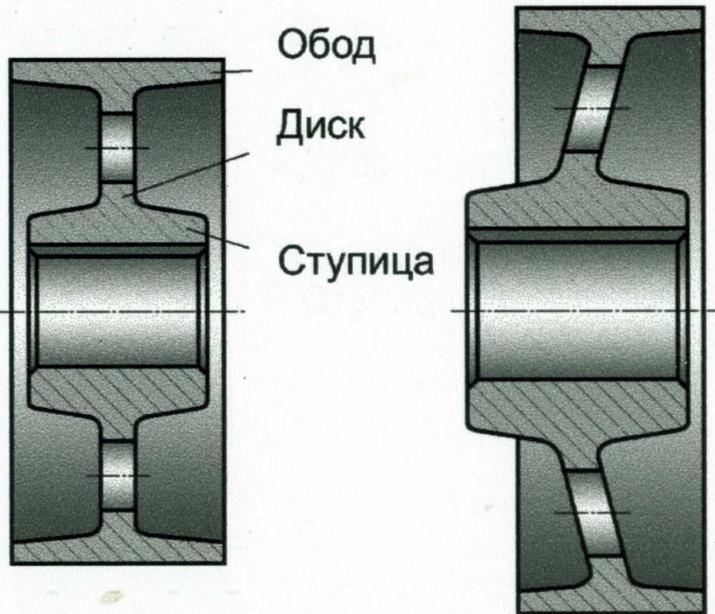


ШКИВЫ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Шкивы диаметром
до 200 мм

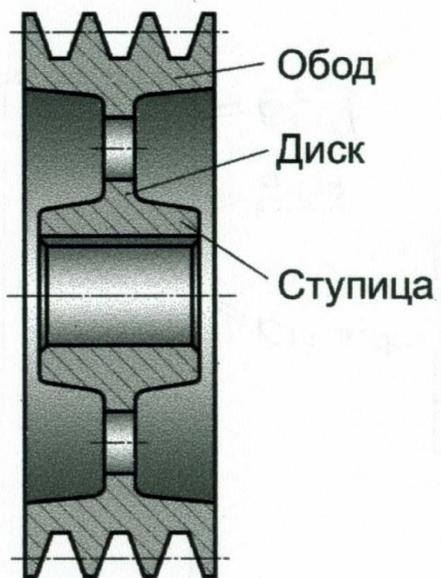
Шкивы диаметром
200...300 мм

Шкивы диаметром
свыше 300 мм

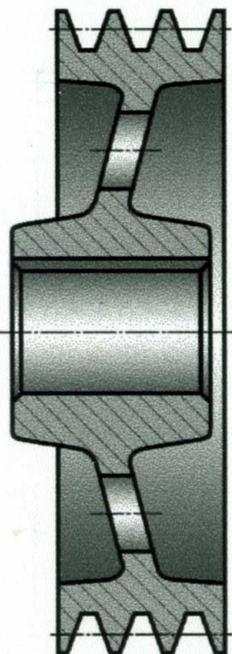


ШКИВЫ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

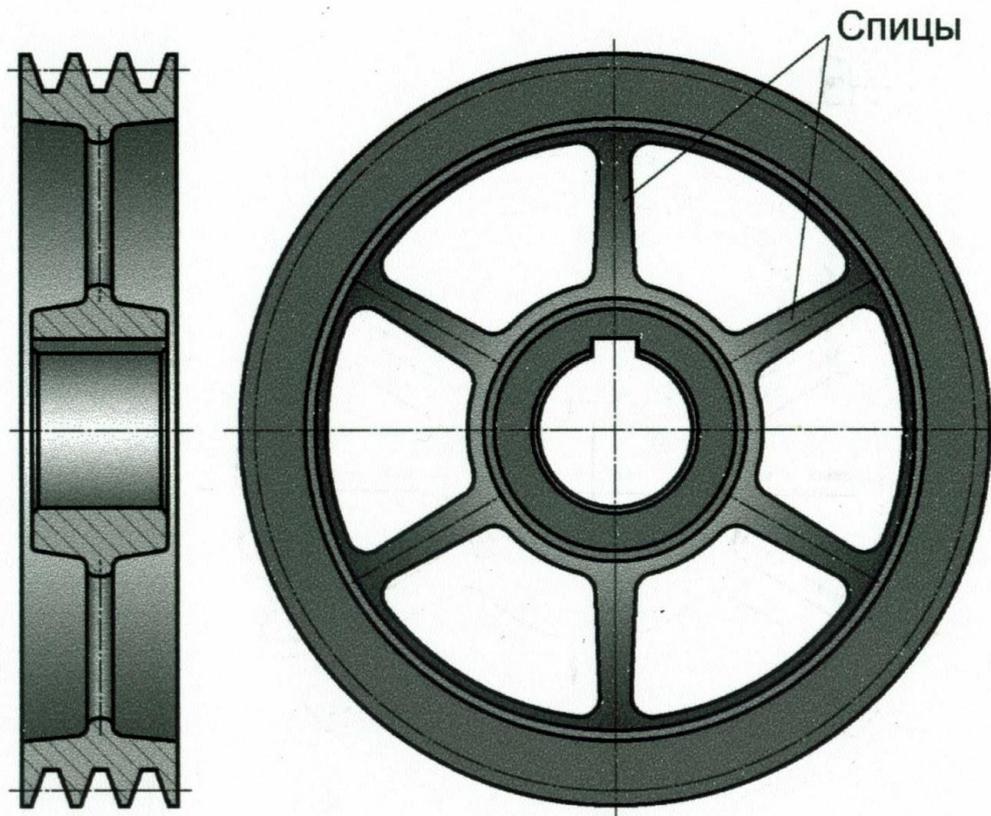
Шкивы диаметром
до 200 мм



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

