

# 4. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

## Вопросы, изложенные в лекции:

4.3 Фрикционные передачи

4.4 Ременные передачи

## Учебная литература:

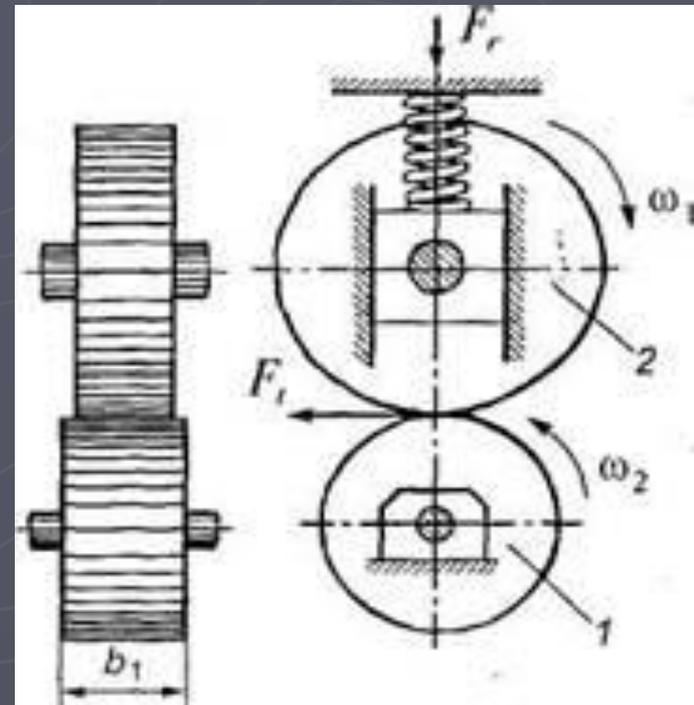
1. Прикладная механика. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стеблов В.С.- М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.(288-313)
2. Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 33-56.
3. Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 64-87.

## 4.3 Фрикционные передачи

### 4.3.1 Общие сведения

**Фрикционная передача** — механическая передача, служащая для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому.

Фрикционные передачи состоят из двух катков (рис.4.1): **ведущего 1** и **ведомого 2**, которые прижимаются один к другому силой  $F_r$  (на рисунке — пружиной), так что сила трения  $F_f$  в месте контакта катков достаточна для передаваемой окружной силы  $F_t$ .



▶ На практике применяют два способа прижатия катков: *постоянной силой и автоматическое*. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически — пропорционально изменению передаваемого вращающего момента. В этом случае **снижаются потери на трение, повышается долговечность передачи.**

▶ Один каток к другому может быть прижат:

- ▶ - предварительно затянутыми пружинами (в передачах, предназначенных для работы при небольших нагрузках);
- ▶ - гидроцилиндрами (при передаче больших нагрузок);
- ▶ - собственной массой машины или узла;
- ▶ - через систему рычагов с помощью перечисленных выше средств;
- ▶ - центробежной силой (в случае сложного движения катков в планетарных системах).

► Условие работоспособности передачи:

$$F_f \geq F_t \quad (1)$$

► Нарушение условия (1) приводит к буксованию и быстрому износу катков. Для того чтобы передать заданное окружное усилие  $F_t$ , фрикционные катки надо прижать друг к другу усилием  $F_r$  так, чтобы возникающая при этом сила трения  $F_f$  была бы больше силы  $F_t$  на величину коэффициента запаса сцепления  $\beta$ , который принимают равным  $\beta = 1,25 \dots 2,0$ .

► Значения коэффициента трения между катками в среднем:

► - сталь или чугун по коже или ферродо насухо  $f = 0,3$ ;

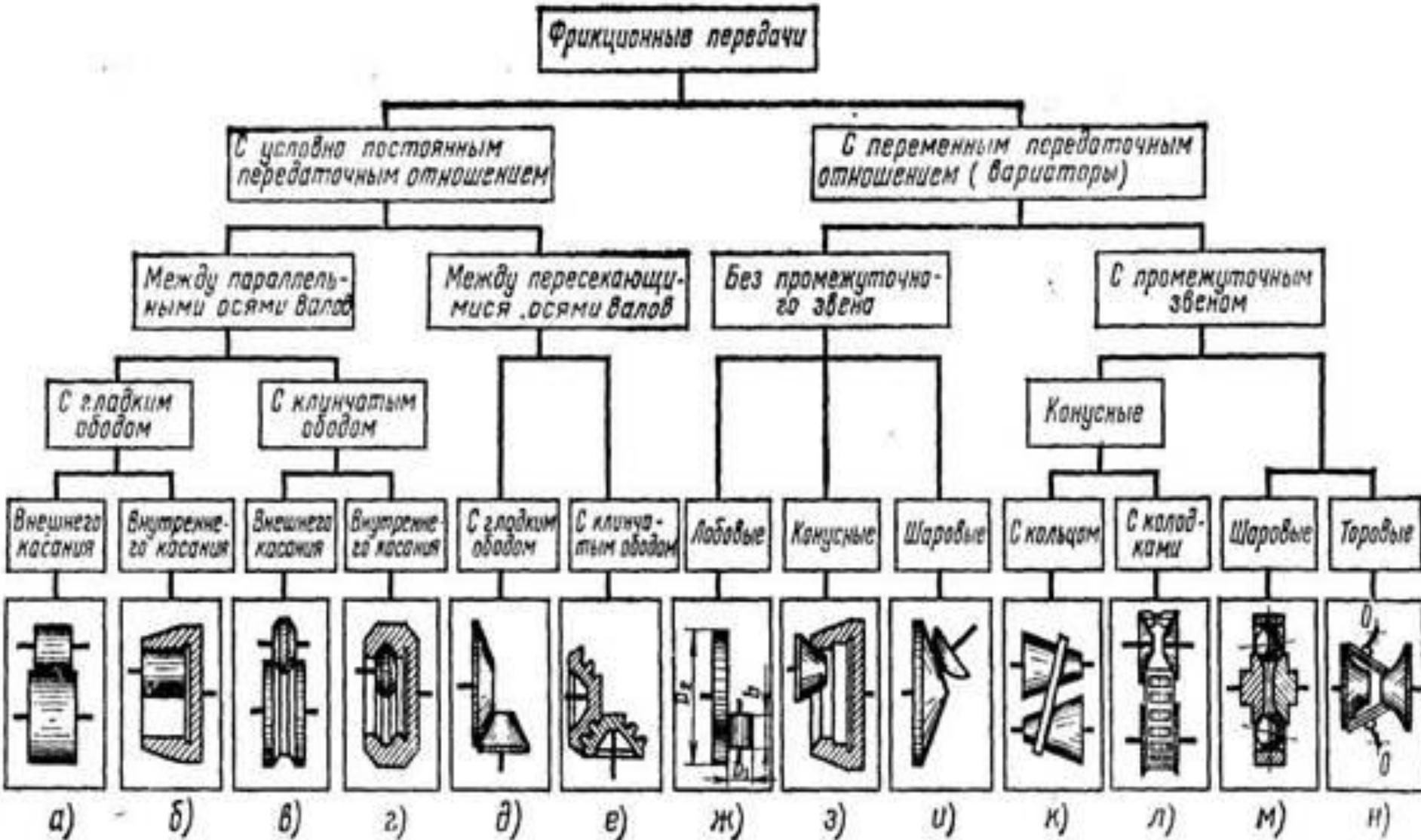
► - то же в масле  $f = 0,1$ ;

► - сталь или чугун по стали или чугуну насухо  $f = 0,15$ ;

► - то же в масле  $f = 0,07$ .

► Подставив эти значения в уравнение, можно убедиться в том, что усилие прижатия фрикционных катков во много раз превышает передаваемое окружное усилие.

# 4.3.2 Классификация



- Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:
- 1. По назначению:
  - - с нерегулируемым передаточным числом (рис.4.10-4.12);
  - - с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (*вариаторы*) Рис 4.13-4.15.
- 2. По взаимному расположению осей валов:
  - - цилиндрические или конусные с параллельными осями (рис.4.10,4.11);
  - - конические с пересекающимися осями (рис.4.12).
- 3. В зависимости от условий работы:
  - - открытые (работают всухую);
  - - закрытые (работают в масляной ванне).

Рис.4.10 - Цилиндрическая фрикционная передача:  
передача:

1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

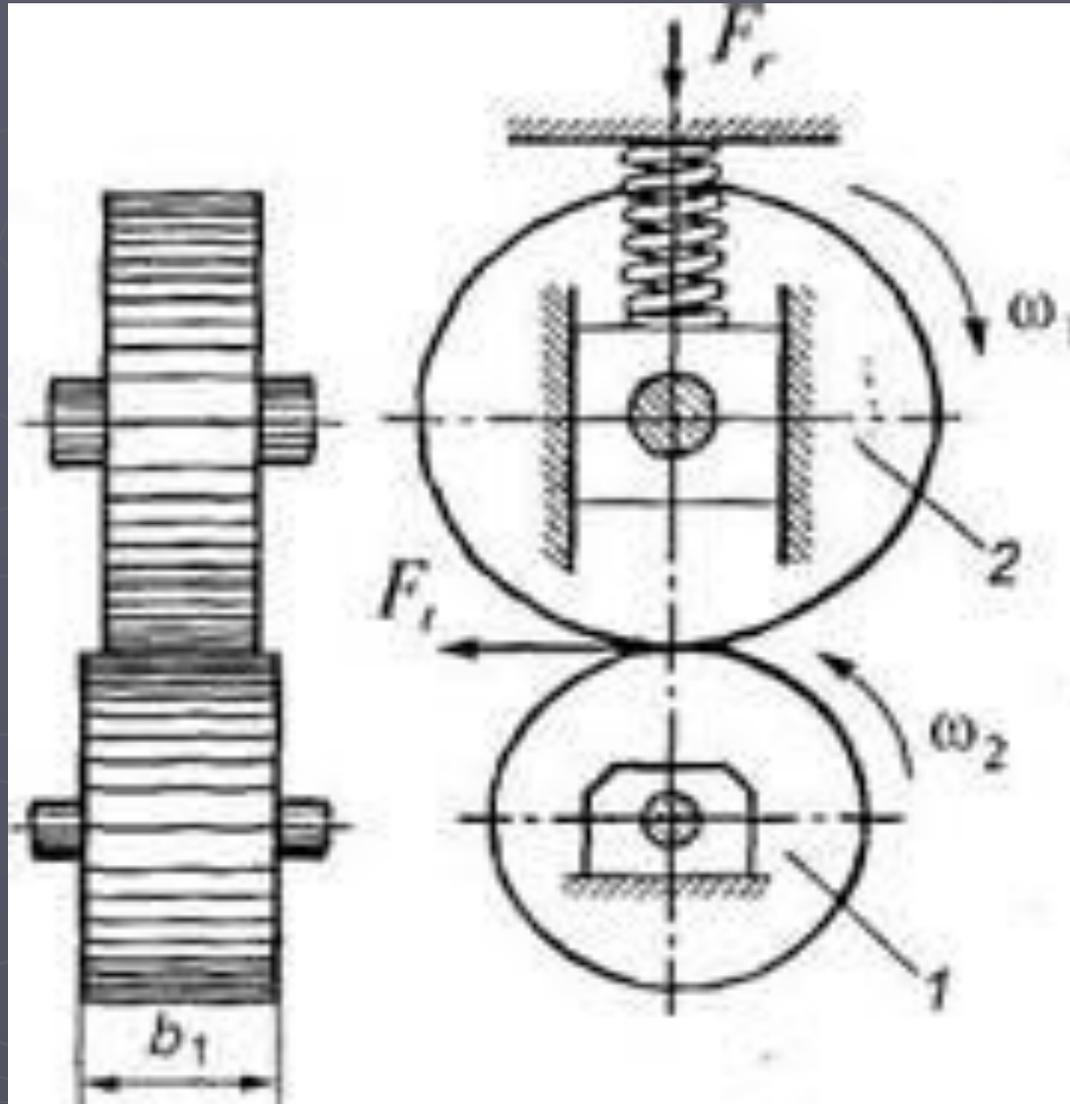
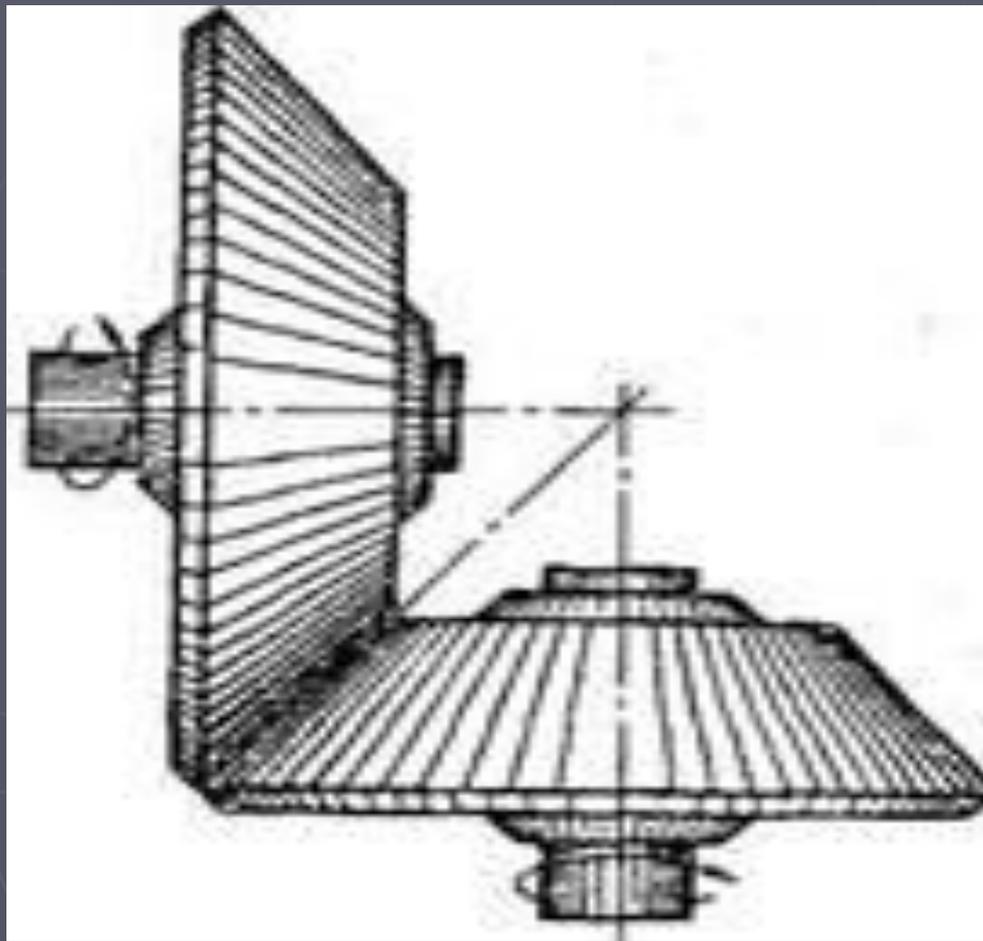
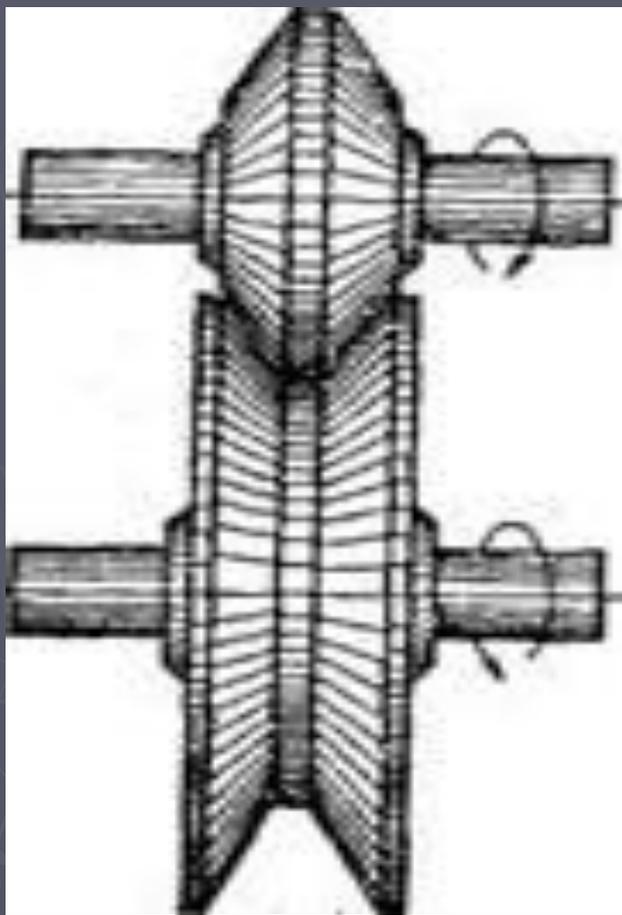
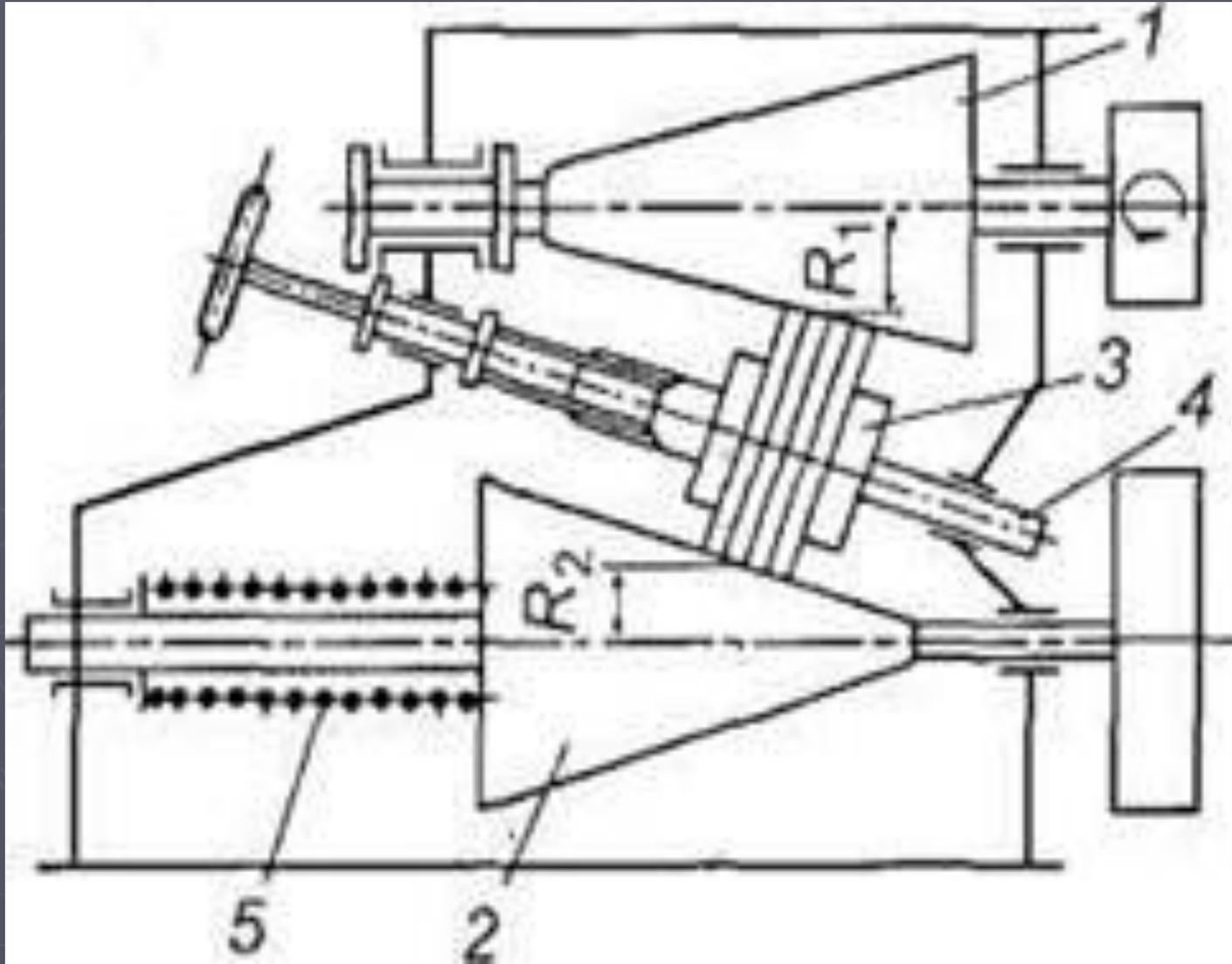


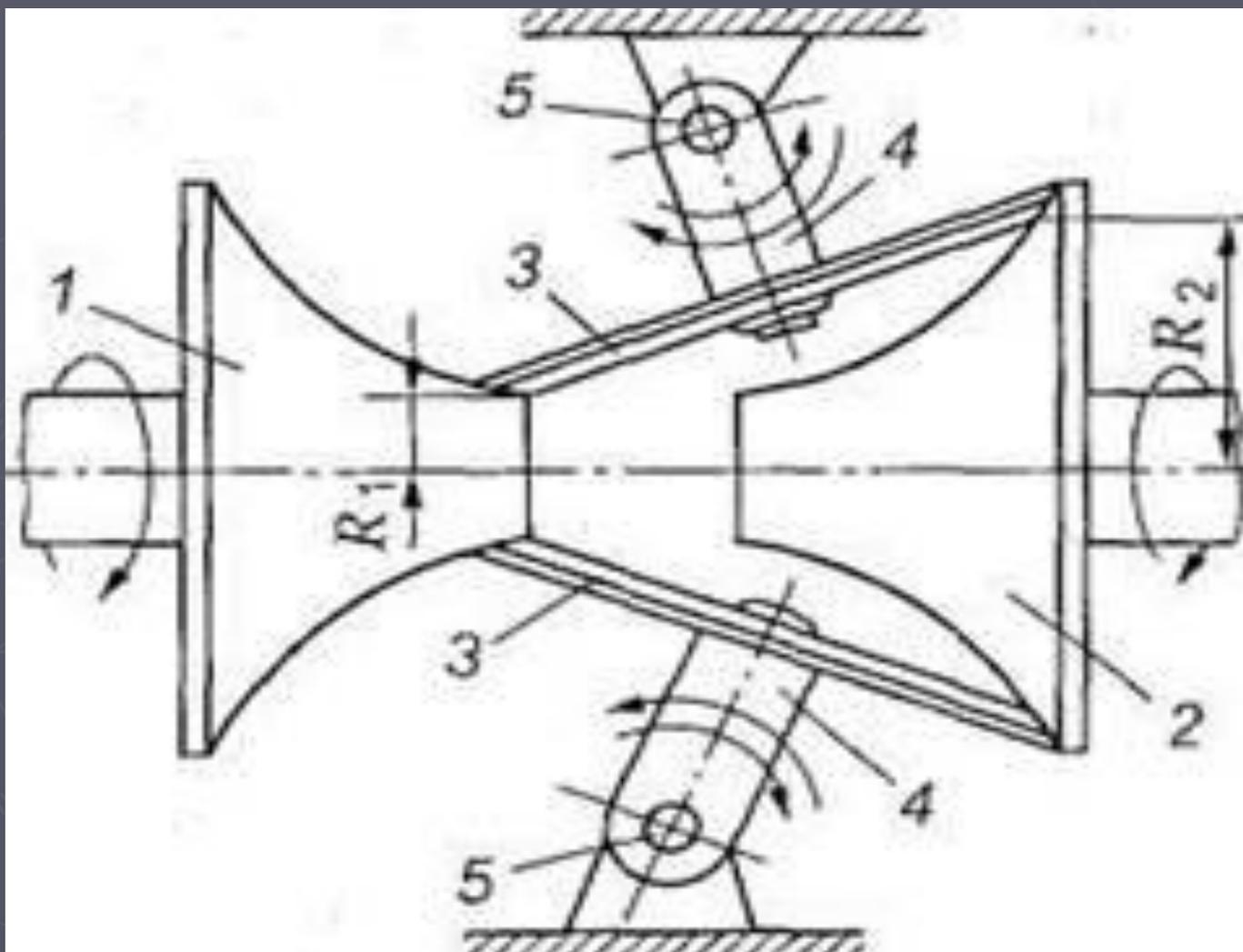
Рис.4.11 - Цилиндрическая фрикционная передача с катками клинчатой формы  
Рис.4.12 - Коническая фрикционная передача



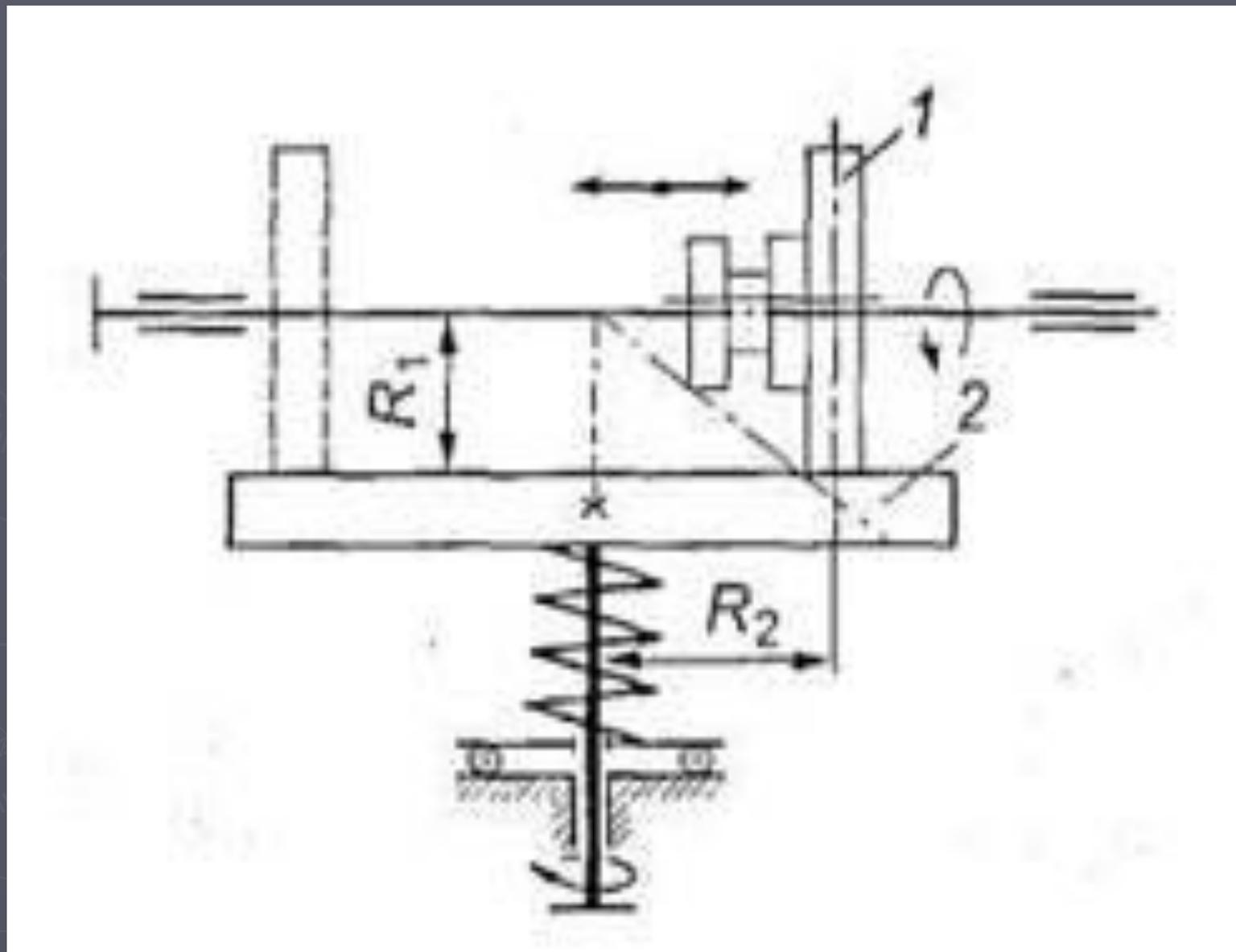
**Рис.4. 13. Конусный вариатор: 1 — ведущий каток: 2 — ведомый каток: 3 — промежуточный диск: 4 — ось диска; 5 — пружина**



**Рис.4.14. Тордовый вариатор: 1 — ведущая тордовая чашка; 2 — ведомая тордовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей**



**Рис.4.15. Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток**



➤ В открытых фрикционных передачах коэффициент трения  $f$  выше, прижимное усилие катков  $F_r$  меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

➤ 4. По принципу действия:

➤ - нереверсивные (рис.4.10-4.11);

➤ - реверсивные (рис.4.13).

➤ 5. Различают также передачи с постоянным или автоматическим регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него.

### ➤ 4.3.3 Достоинства и недостатки

#### ➤ *Достоинства фрикционных передач:*

- - простота конструкции и обслуживания;
- - плавность передачи движения и регулирования скорости и бесшумность работы;
- - большие кинематические возможности (преобразование вращательного движения в поступательное, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки);
- - за счет возможностей пробуксовки передача обладает предохранительными свойствами. Однако после пробуксовки передача, как правило, резко ухудшает свои качества – появляются лыски на катках, неравномерно срабатываются фрикционные поверхности и т.д. Поэтому использовать пробуксовку как предохранительное средство не рекомендуется;
- - отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- - равномерность вращения, что удобно для приборов;
- - возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

- ▶ **Недостатки:**
- ▶ - **непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания;**
- ▶ - незначительная передаваемая мощность (открытые передачи - до 10-20 кВт; закрытые - до 200-300 кВт);
- ▶ - для открытых передач сравнительно низкий КПД;
- ▶ - большое и неравномерное изнашивание катков при буксовании;
- ▶ - необходимость применения опор валов специальной конструкции с прижимными устройствами (это делает передачу громоздкой);
- ▶ - для силовых открытых передач незначительная окружная скорость
  - ▶ ( $v \leq 7-10$  м/с);
- ▶ - **большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы  $F_r$ , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой.** Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности;
- ▶ - **большие потери на трение.**

#### 4.3.4 Применение фрикционных передач

- Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяются сравнительно редко (во фрикционных прессах, молотах, лебедках, буровой технике и т.п.). В качестве силовых передач они громоздки и мало надежны.
- Применяются преимущественно в приборах, где требуется плавность и бесшумность работы (магнитофоны, проигрыватели, спидометры и т. п.).
- Они уступают зубчатым передачам в несущей способности.
- Вриаторы – широко применяются в различных машинах, например, в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д.
- На практике широко применяют реверсивные фрикционные передачи **винтовых прессов**, передачи **колесо — рельс** и **колесо — дорожное полотно** самоходного транспорта.
- Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 20 кВт, окружная скорость катков допускается до 25 м/с. Использование фрикционной передачи **в качестве предохранительного звена механизма не рекомендуется**, так как при буксовании повреждаются рабочие поверхности катков.

## 4.3.5 Геометрические параметры, кинематические и силовые соотношения во фрикционных передачах

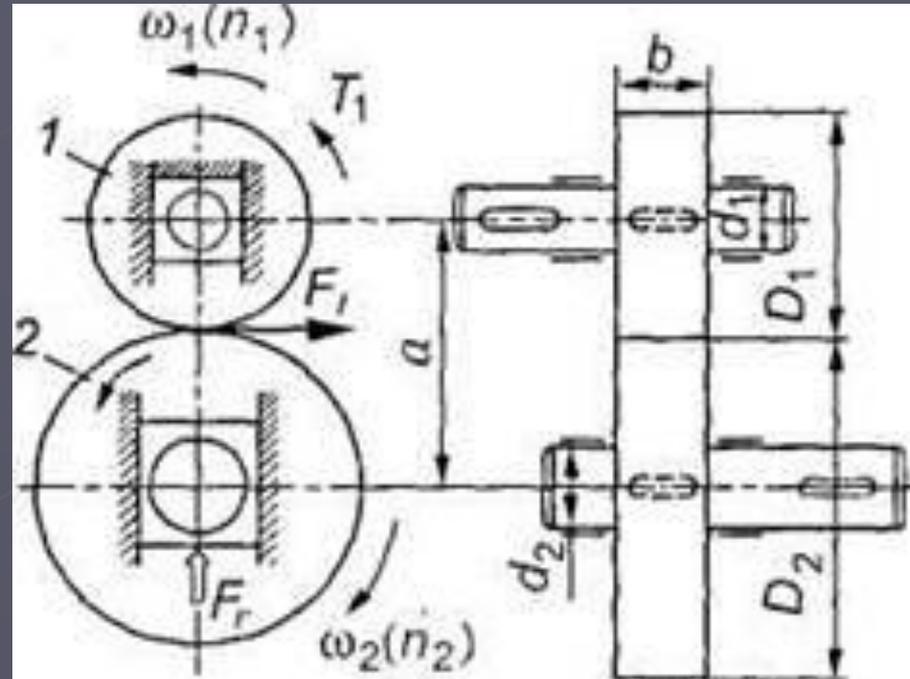
### Основные геометрические параметры фрикционной передачи:

$D_1$  и  $D_2$  — диаметры ведущего и ведомого катков;

$a$  — межосевое расстояние;

$b$  — ширина катка;

$d_1$  и  $d_2$  — диаметры валов ведущего и ведомого катков (рис. 4.14). Методика определения диаметров катков  $D_1$ ,  $D_2$  и их ширины, как относящихся к параметрам фрикционной передачи, будет рассмотрена далее. Диаметры валов  $d_1$  и  $d_2$  рассчитывают по известным формулам курса «Сопротивление материалов».



## ► Передаточное число.

► Если допустить, что во фрикционной передаче скольжение отсутствует, то окружные скорости катков будут равны, т.е.  $v_1 = v_2$ . Для передачи, показанной на рис.4.10:

$$\omega_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2}.$$

► Приравнявая правые части равенств, получим

$$\frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}$$

► или  $\omega_1 D_1 = \omega_2 D_2$ . Отсюда

$$\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 = u,$$

► где  $u$  — передаточное число.

► В действительности скольжение между катками есть, т.е.  $v_1 \neq v_2$ . Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения

$$\varepsilon = \frac{\omega_2^T - \omega_2}{\omega_2^T}$$

►  $\varepsilon = 0,005 \div 0,03$  (здесь  $\omega_2^T$  — теоретическая угловая скорость).

## ► Передаточное отношение цилиндрической фрикционной передачи с учетом скольжения (для практических расчетов)

$$\omega_1 \approx \frac{\omega_2}{\frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (2)$$

### ► КПД фрикционных передач зависит от следующих потерь:

- - связанных с использованием катков, имеющих формы, не позволяющие им перекатываться один по другому без проскальзывания; это отчетливо видно, например, в передаче с клиновыми катками (см. рис.4.11) и лобовой передаче,
- - проскальзывания, обусловленного масляной пленкой на рабочих поверхностях и т. д.;
- - трения качения, вызванного деформацией поверхностей катков в зоне контакта;
- - в подшипниках. Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием  $F_\eta$ .

► КПД фрикционной передачи определяют по формуле

$$\text{► } \eta = 1 - \Sigma \psi, \quad (3)$$

► где  $\Sigma \psi$  — сумма относительных потерь.

► Для закрытых фрикционных передач  $\eta = 0,88 - 0,93$ , для открытых  $\eta = 0,68 - 0,86$ .

### 4.3.6 Основные виды повреждений рабочих поверхностей катков и критерии расчета

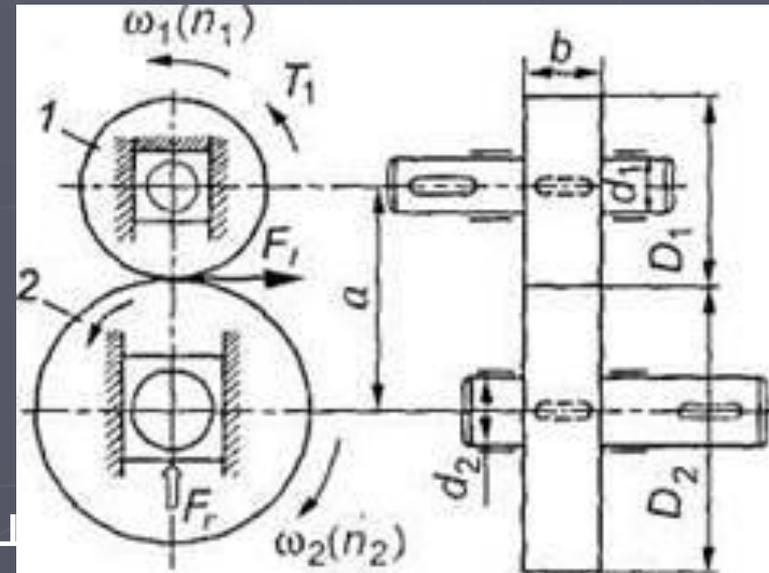
- ▶ **Усталостное выкрашивание (питтинг).** Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях катков.
- ▶ **Изнашивание.** Этот вид повреждения рабочих поверхностей катков чаще наблюдается в открытых передачах, так как именно в эти передачи в процессе работы больше всего попадает абразивных материалов, что, в свою очередь, увеличивает их изнашивание.
- ▶ **Задир** возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков.
- ▶ **Скольжение** является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. (буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение).
- ▶ **Буксование** наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (1). При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задир поверхности.

### 4.3.7 Цилиндрическая фрикционная передача. Устройство, основные геометрические и силовые соотношения

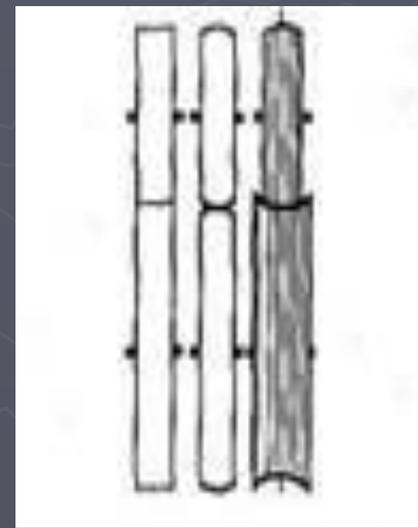
Фрикционную передачу с параллельными осями валов и с рабочими поверхностями цилиндрической формы называют **цилиндрической**. рис.4.10.

Один вал диаметром  $d_1$  устанавливают на неподвижных подшипниках, подшипники другого вала диаметром  $d_2$  — плавающие.

Катки 1 и 2 закрепляют на валах с помощью одного к другому специальным устройством с силой  $F_r$ . Цилиндрические фрикционные передачи с гладкими катками применяют для передачи небольшой мощности (в машиностроении до 10 кВт); эти передачи находят широкое применение в приборостроении. Для одноступенчатых передач рекомендуется  $u \leq 6$ .



- ▶ В передачах с клинчатыми катками при данной силе  $F_r$  прижатия одного катка к другому нормальные силы между рабочими поверхностями, а следовательно, и силы трения значительно больше, чем в передачах с гладкими катками (тем больше, чем меньше угол клина).
- ▶ Это позволяет снизить в передачах с клинчатыми катками силу  $F_r$  в 2-3 раза.
- ▶ Число клиновых выступов для катков принимают равным  $z = 3 \div 5$  (рис.4.16). При  $z > 5$  условие равномерного прилегания всех рабочих поверхностей таких катков ухудшается.
- ▶ **Цилиндрические фрикционные передачи могут быть выполнены с гладкими, выпуклыми и выпукло-вогнутыми катками (рис., а, б, в).**
- ▶ Имеются и другие конструктивные разновидности фрикционных цилиндрических передач.



а б в

► **Геометрические параметры передачи** (см. рис. 4.10).

► **Межосевое расстояние**

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1 + m)}{2}. \quad (6)$$

► **Диаметр ведущего катка**

$$D_1 = \frac{2a}{1 + m}. \quad (7)$$

► **Диаметр ведомого катка**

$$D_2 = D_1 m = \frac{2am}{1 + m}. \quad (8)$$

► **Рабочая ширина обода катка**

$$b = a \psi_a. \quad (9)$$

► где  $\psi_a = 0,2 \div 0,4$  — коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию.

► Для компенсации неточности монтажа на практике ширину малого катка (см. рис.9) принимают, мм:

►  $b_1 = b + (5 \div 10) \quad (10)$

## ► **Силы в передаче.**

► Для обеспечения работоспособности фрикционных передач необходимо прижать катки (см. рис.4.14) силой нажатия  $F_r$  таким образом, чтобы соблюдалось условие(1), т.е.

$$F_f = F_r \cdot f \geq F_t \quad (11)$$

► где  $F_f$  — максимальная сила трения;  $F_t$  — передаваемая окружная сила;  $f$  — коэффициент трения (выбирается по табл.1). Отсюда сила нажатия  $F_r > F_t/f$  или

$$F_r = \frac{K_c F_t}{f} \quad (12)$$

► где  $K_c$  — коэффициент запаса сцепления; вводится для предупреждения пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи (для силовых передач  $K_c = 1,25 \div 1,5$ ; для передач приборов  $K_c = 3 \div 5$ ).

По схеме, показанной на рис.4.10,

$$F_r = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(1 + \alpha)}{\alpha} \quad (13)$$

- ▶ Подставив формулу (13) в формулу (12), определим силу нажатия

$$F_B = \frac{K_r T_1 (1 + \alpha)}{f \alpha} \quad (14)$$

- ▶ Большие силы прижатия катков создают значительные радиальные нагрузки на опоры валов и вызывают появление больших контактных напряжений на рабочих поверхностях катков, что делает силовые фрикционные передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

## 4.3.8 Вариаторы

- ▶ Фрикционный механизм, предназначенный для бесступенчатого регулирования передаточного числа, называют **фрикционным вариатором** или просто **вариатором**.
- ▶ Вариаторы можно разделить на следующие группы:
  - ▶ *клиноременные,*
  - ▶ *цепные,*
  - ▶ *фрикционные.*
- ▶ Рассмотрим только фрикционные вариаторы.
- ▶ Фрикционные вариаторы нашли применение в приводах с малыми габаритами — в станках и транспортных машинах. При рациональном конструировании и тщательном изготовлении они имеют наиболее высокий КПД - до 0,95. Однако надлежащее качество исполнения их возможно только на специализированных заводах.

- Вариаторы разделяются на два основных типа:
- а) простые, в которых изменяется только один радиус контакта, а другой остается постоянным (лобовой, конусный, дисковый);
- б) сложные, в которых изменяются оба радиуса (торовый, шаровой).
- Вариаторы выполняют в виде отдельных одноступенчатых механизмов с непосредственным касанием катков без промежуточного диска (см. рис.4.15) или с промежуточным диском (см. рис.4.13 и 4.14).
- Предельные передаточные отношения вариатора, будут

$$i_{\text{max}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{d_1(1-\varepsilon)} \quad \text{и} \quad i_{\text{min}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

- где  $D_1, d_1$  и  $D_2, d_2$  — наибольший и наименьший диаметры ведущего и ведомого колеса;  $\varepsilon$  — коэффициент скольжения, который зависит от типа и конструкции передачи.

- Основной кинематической характеристикой вариатора является **диапазон регулирования** угловой скорости (передаточного числа) ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала:

$$D = \frac{\omega_{\text{вед}}^{\text{max}}}{\omega_{\text{вед}}^{\text{min}}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{\omega_{\text{вед}}} = \frac{D_1 D_2}{d_1 d_2} \quad (31)$$

- Скольжение снижает угловую скорость ведомого вала, но на диапазон регулирования не влияет.
- В простых вариаторах передаточное отношение:

$$\omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}; \quad \omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}$$

- В сложных вариаторах передаточное отношение:

$$\omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}; \quad \omega_{\text{вед}} = \frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}$$

- Диапазон регулирования:

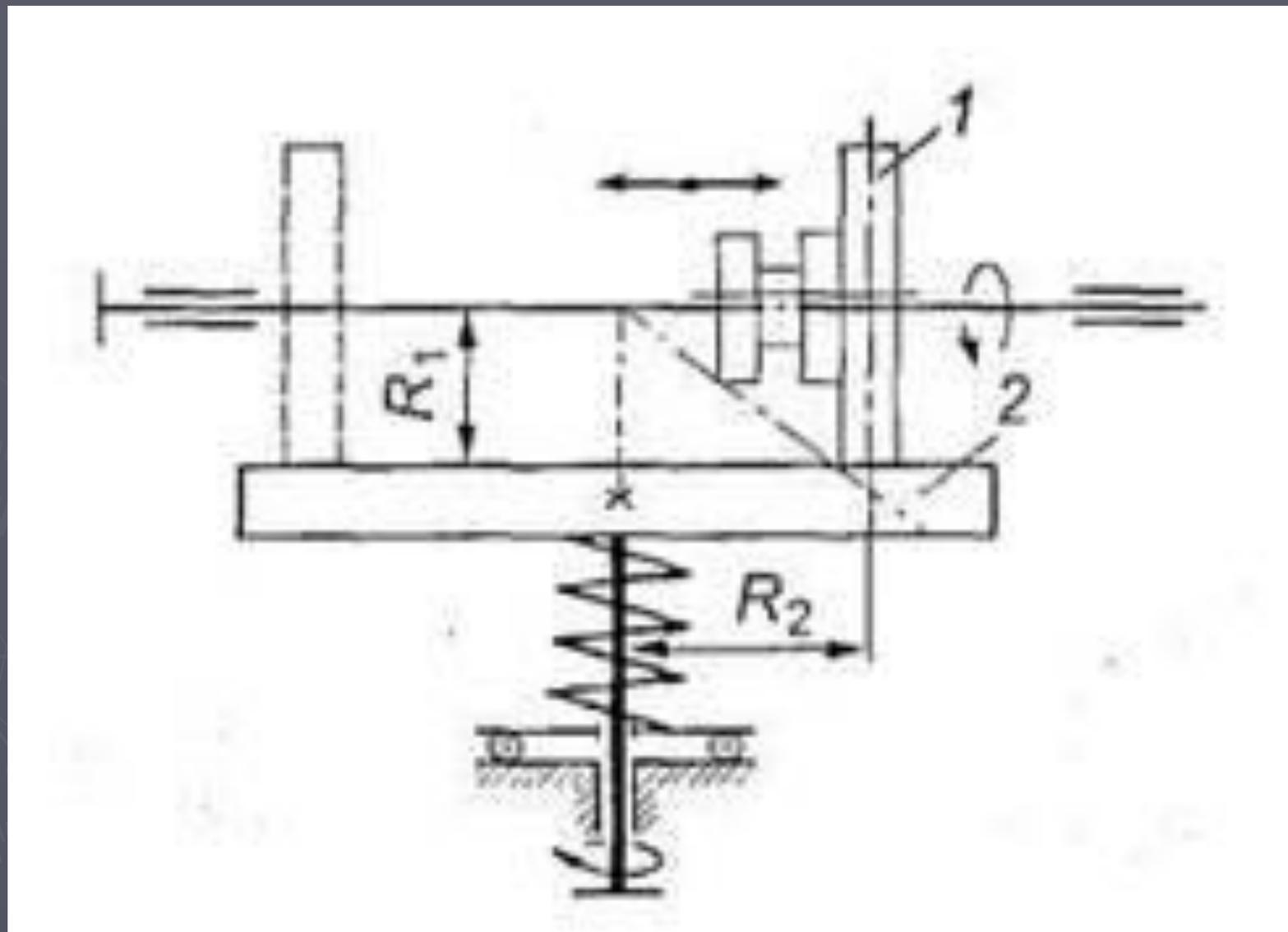
(32)

$$D = \frac{\omega_{\text{вед}}}{\omega_{\text{вед}}} = \frac{\frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}}{\frac{\omega_{\text{вед}}}{i_{12}}} = \left( \frac{\omega_{\text{вед}}}{\omega_{\text{вед}}} \right)^2 = \omega^2$$

- ▶ В сложных вариаторах передаточное отношение может принимать значения, равные:
  - ▶  $u > 1$ ;  $u < 1$ ;  $u = 1$ .
- ▶ Диапазон регулирования  $D$  равен квадрату максимального передаточного отношения. Это значительно расширяет область применения сложных вариаторов.
- ▶ Для одноступенчатых вариаторов  $D=3...6$ .
- ▶ С увеличением диапазона регулирования снижается КПД вариатора.
- ▶ **Лобовые вариаторы** (см. рис. 4.15). Наиболее просты, но из-за значительной величины геометрического скольжения уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости.
- ▶ Диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \frac{\Omega_{\max}}{\Omega_{\min}}$$

Рис. 4.15 - Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток



Для уменьшения геометрического скольжения, которое приводит к интенсивному износу и снижению КПД, рабочую поверхность ролика делают выпуклой, но при этом уменьшается площадка контакта и, следовательно, увеличиваются контактные напряжения.

Лобовые вариаторы нашли применение в маломощных передачах приборов.

Ведущий каток лобового вариатора 1 радиуса  $R_1$ , устанавливается на валу на скользящей шпонке и может перемещаться вдоль оси. Ведомый каток 2 радиуса  $R_2$  закреплен на валу неподвижно. За счет нажимного устройства создается сила трения, необходимая для работы вариатора.

Бесступенчатое изменение угловой скорости в этом вариаторе достигается перемещением вдоль вала ведущего катка 1; при этом  $R_1 = \text{const}$ ;  $R_2 \neq \text{const}$ . Отсюда передаточное число

$$i \approx \frac{R_2}{R_1} \neq \text{const.} \quad (33)$$

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

► **Торовые вариаторы** (см. рис. 4.14). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2, выполненные по форме круглого тора. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5.

► При этом изменяются радиусы  $R_1$  и  $R_2$  чашек 1 и 2, т.е.  $R_1 \neq \text{const}$ ;  $R_2 \neq \text{const}$ . Отсюда

$$\omega \approx \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \neq \text{const.}$$

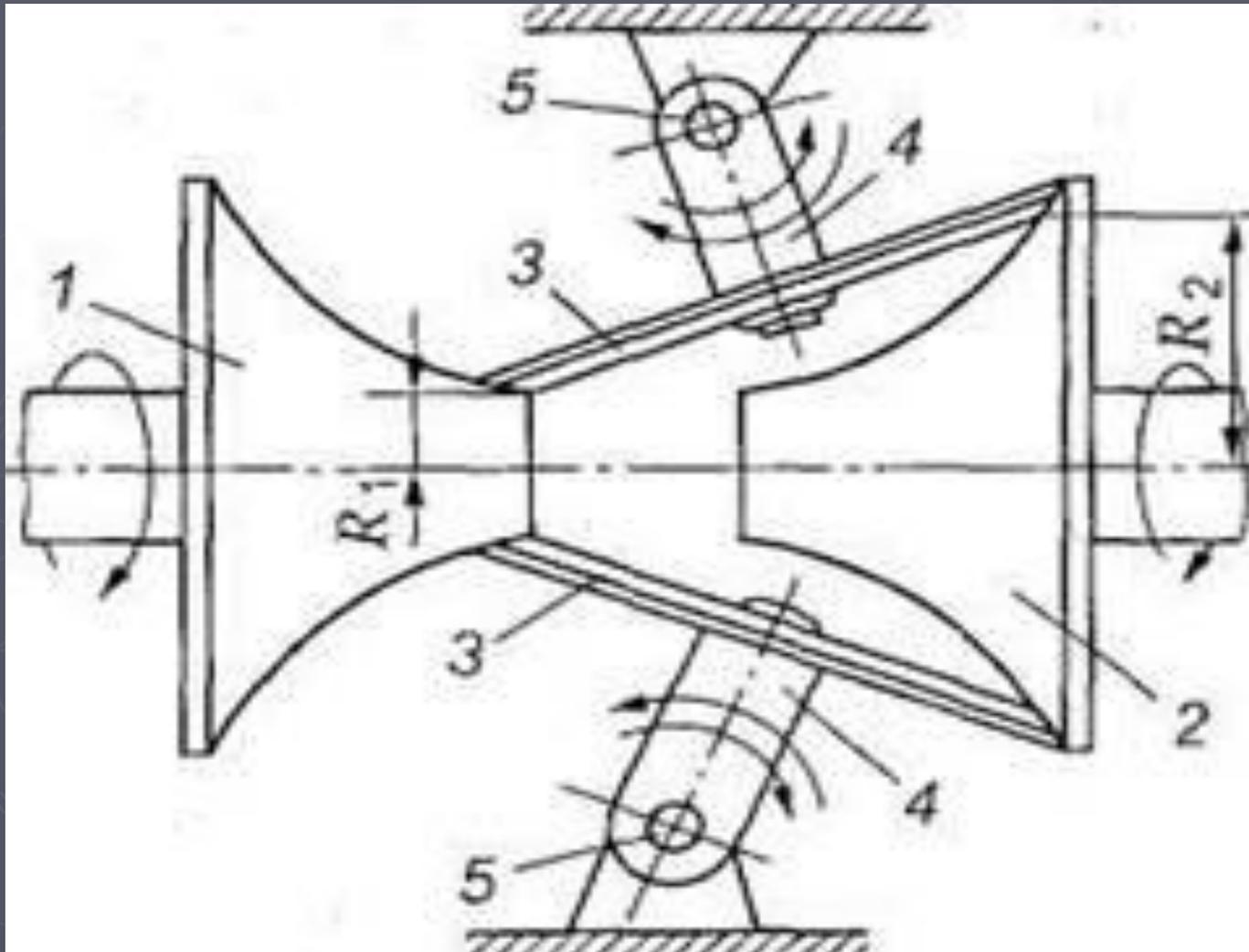
► Для торовых вариаторов диапазон регулирования

$$D \approx \left( \frac{\Omega_{\text{max}}}{\Omega_{\text{min}}} \right)^2.$$

(34)

► Такая схема вариатора характеризуется малым геометрическим скольжением, что является основным преимуществом торового вариатора, позволяющим повысить КПД до 0,95.

**Рис.4.14. Тордовый вариатор: 1 — ведущая тордовая чашка; 2 — ведомая тордовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей**



## ➤ **Рекомендации по конструированию фрикционных передач**

- 1. Ведущий каток изготавливают из менее твердого материала, чем ведомый, чтобы при буксовании на рабочей поверхности ведомого катка не образовались задиры.
- 2. Ширину обода  $b_1$  малого катка выполняют на 5 – 10 мм больше расчетной величины  $b_2$  с целью компенсации возможного осевого смещения катков из-за неточности сборки. Предельный размер  $b_2 \leq D_{min}$  так как трудно обеспечить равномерное прилегание катков на большой ширине обода.
- 3. Прижимное устройство катков может создавать постоянную силу с помощью пружины, силы тяжести конструкции и др.
- 4. Для уменьшения буксования при пуске в цилиндрических фрикционных передачах нажимным выполняют ведомый каток.
- В многоступенчатых приводах фрикционную передачу целесообразно применять на быстроходных ступенях.

## 4.4 Ременные передачи.

### ► 4.4.1 Устройство и назначение

**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.

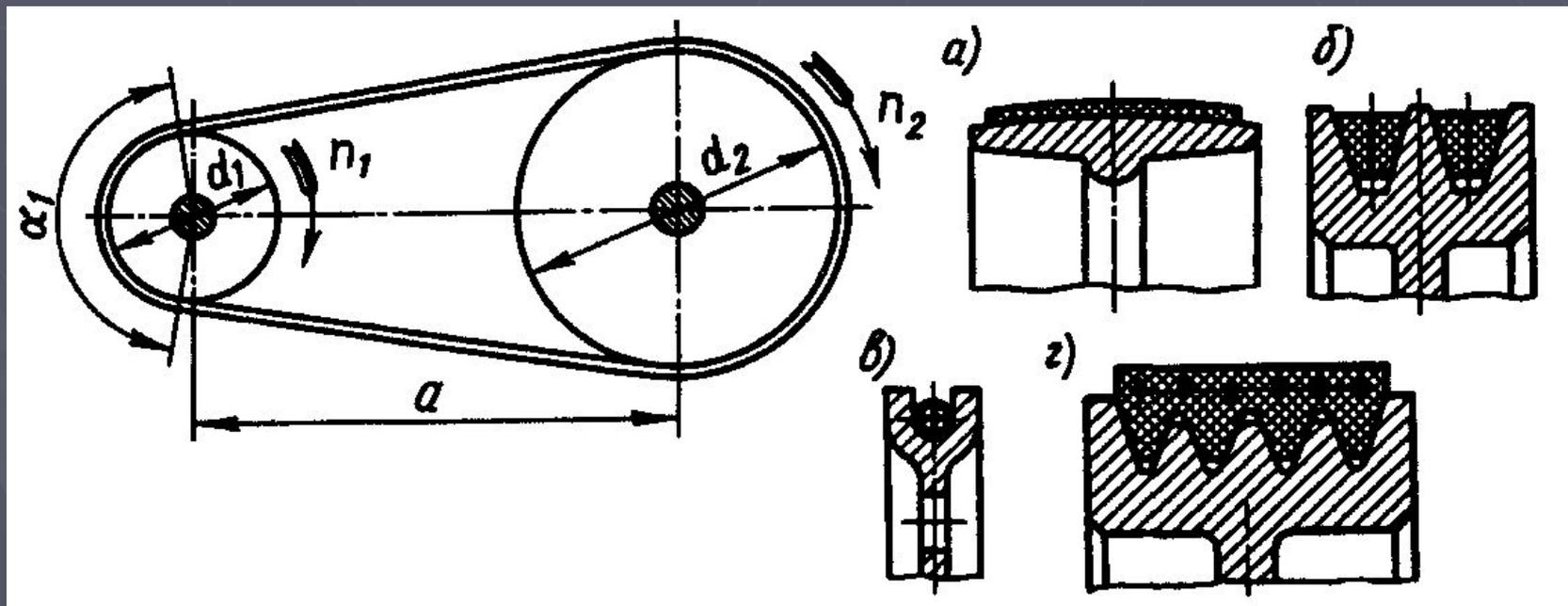


Рис. 4.21. Принципиальная схема ременной передачи и основные виды фрикционных ремней: *а)* плоский; *б)* клиновой; *в)* круглый; *г)* поликлиновой.

## ► 4.4.2 Классификация ременных передач

### 1. По форме поперечного сечения ремня:

**1.1 плоскоремные** (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис. 4.21.а);

**1.2 клиноремные** (поперечное сечение ремня в форме трапеции рис. 4.21.б);

**1.3 поликлиноремные** (наружная поверхность ремня плоская, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, в поперечном сечении имеющими форму трапеции, рис. 4.21.г);

**1.4 круглоремные** (поперечное сечение ремня имеет форму круга, рис. 4.21.в);

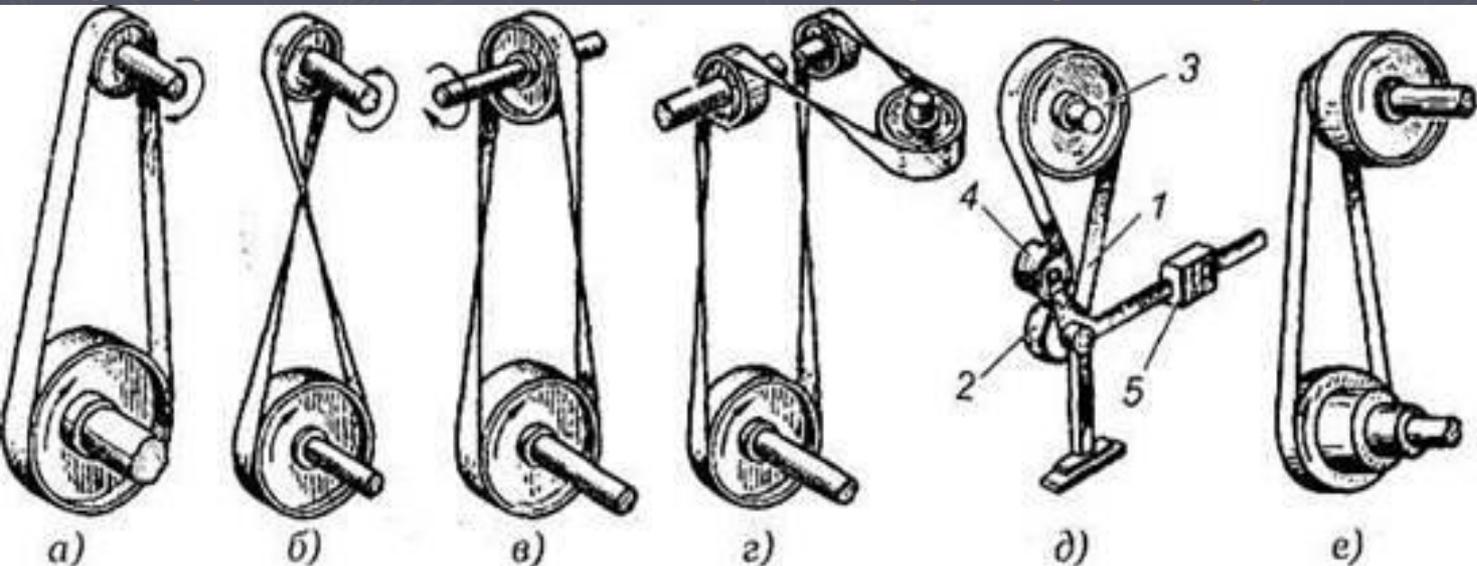
**1.5 зубчаторемная** (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов).

## 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) а;

2.2 перекрестная передача – передача с параллельными валами и ремнем, охватывающим шкивы в противоположных направлениях (шкивы вращаются во встречных направлениях) б;

2.3 полуперекрестная передача – оси валов которой перекрещиваются под некоторым углом (чаще всего  $90^\circ$ ) в.



г — угловая  
передача (с  
направляющим  
роликом); д  
— передача с  
нажимным  
роликом; е —  
передача со  
ступенчатым  
шкивом

**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).*

**4. По количеству валов, охватываемых одним ремнем:**

*двухвальная,*

*трех-,*

*четырёх- и*

*многовальная передача.*

**5. По наличию вспомогательных роликов:**

*без вспомогательных роликов,*

*с натяжными роликами;*

*с направляющими роликами.*

### 4.4.3 Область применения

- ▶ Ременные передачи относятся к механическим передачам трения с гибкой связью и применяют в случае если необходимо передать нагрузку между валами, которые расположены на значительных расстояниях и при отсутствии строгих требований к передаточному отношению.
- ▶ 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.

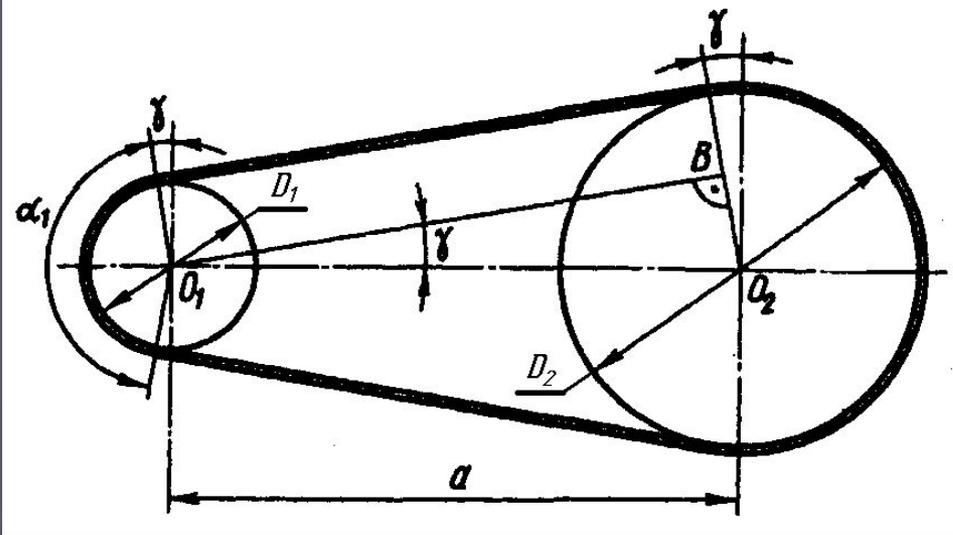
## 4.4.4 Достоинства и недостатки ременных передач

### 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.



#### 4.4.6 Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения

Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями с плоским приводным ремнем называют **плоскоременной**.

Рис. 4.22. Геометрия открытой ременной 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 -  $2\gamma$ , а угол охвата ремнем малого (ведущего) шкива (угол, на котором ремень касается поверхности шкива)  $\alpha_1$ . Как видно из чертежа (рис. 4.22) половинный угол между ветвями составит

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}\right) \quad , \quad (2.12)$$

Так как этот угол обычно невелик, то во многих расчетах допустимым является приближение  $\gamma \approx \sin\gamma$ , то есть

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a} \quad (2.13)$$

Используя это допущение, угол охвата ремнем малого шкива можно представить в следующем виде

$$\alpha = \pi - 2 \cdot \gamma \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (2.14)$$

в радианной мере, или в градусах:

$$\alpha = 180 \cdot \left( 1 - \frac{D_2 - D_1}{\pi \cdot a} \right) \quad (2.15)$$

Длину ремня при известных названных выше параметрах передачи можно подсчитать по формуле

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.16)$$

Однако, весьма часто ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца известной (стандартной) длины. В этом случае возникает необходимость уточнять межосевое расстояние по заданной длине ремня

$$a = \frac{l}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{\left[ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) \right]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} \quad (2.17)$$

С целью обеспечения стабильности работы передачи обычно принимают

для плоского ремня –  $a \geq 2 \cdot (D_2 + D_1)$  ,

а для клинового –  $2 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) \geq a \geq 0,55 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + h_p$

где  $h_p$  – высота поперечного сечения ремня (толщина ремня).

В процессе работы передачи ремень обегает ведущий и ведомый шкивы.

**Долговечность ремня** в заданных условиях его работы характеризует отношение  $V_p / L_p$  (в системе СИ его размерность –  $c^{-1}$ ), чем больше величина этого отношения, тем ниже при прочих равных условиях долговечность ремня.

Обычно принимают

для плоских ремней –  $V_p / L_p = (3 \dots 5) c^{-1}$ ,

для клиновых –  $V_p / L_p = (20 \dots 30) c^{-1}$ .

**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  $F_0$ , как на рис 2.3,а). 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  $F_2$ , рис. 2.3,б).

Окружное передающее усилие, рабочую нагрузку  $F_t = F_1 - F_2$ , но, как для передачи вращения  $Ft = 2T/D$ ,

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  $F_1 + F_2 = 2F_0$ .

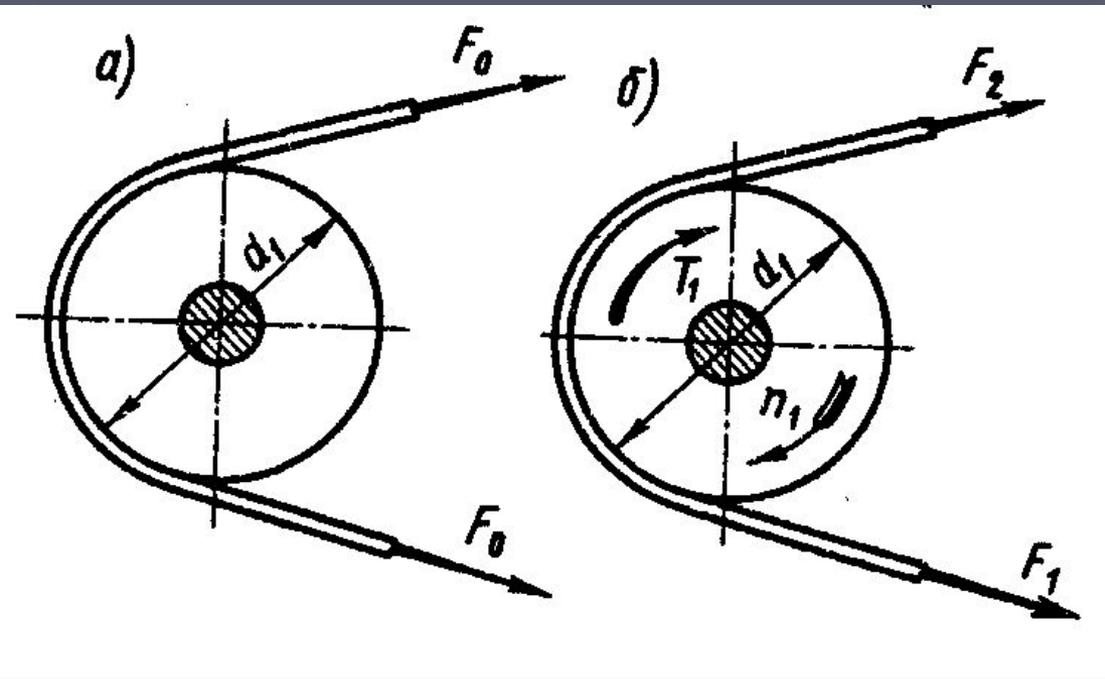


Рис. 4.23. Силы в ременной передаче.

Для ремня, охватывающего шкив, по формуле Эйлера  $F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}$ , где  $e$  – основание натурального логарифма ( $e \approx 2,7183$ ),  $f$  – коэффициент трения покоя (коэффициент сцепления) между материалами ремня и шкива,  $\alpha$  – угол охвата ремнем шкива. Тогда,

$$F_0 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1 \cdot D_1} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1}, \quad (2.19)$$

где индексы «1» указывают на параметры, относящиеся к ведущему шкиву передачи.

Отношение разности сил натяжения в ветвях ремня работающей передачи к сумме этих сил называется **коэффициентом тяги** ( $\phi$ ).

$$\phi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (2.21)$$

Оптимальная величина коэффициента тяги:

$$\phi_0 = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1} \quad (2.22)$$

**Оптимальная величина коэффициента тяги зависит только лишь от конструктивных параметров передачи и качества фрикционной пары материалов ремня и шкива.**

## **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 ( $V_1 > V_2$ ).

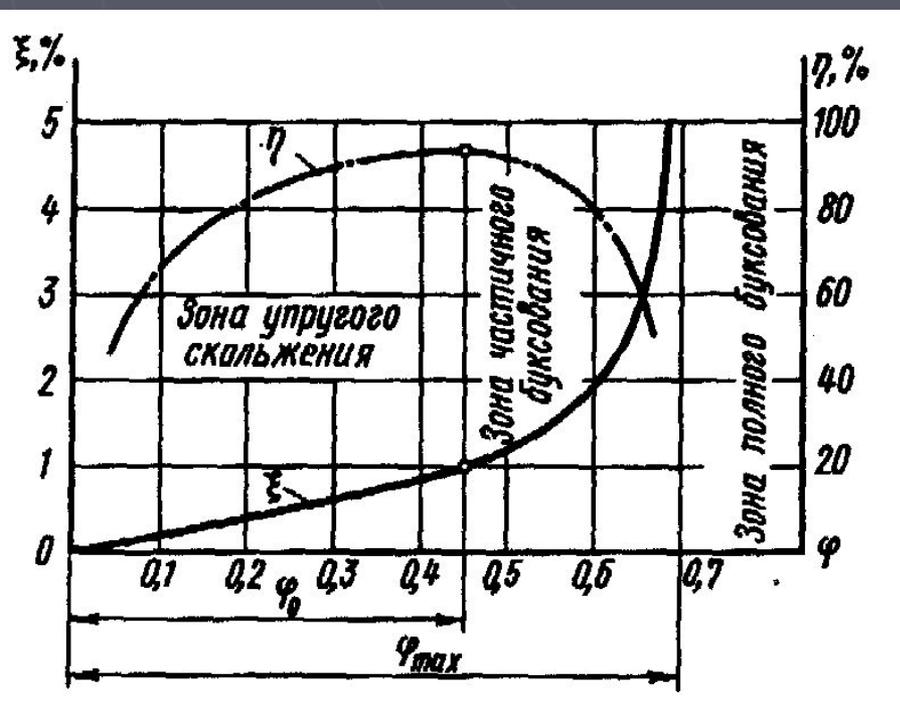
Отношение разности между окружными скоростями на рабочей поверхности ведущего и ведомого шкивов к скорости ведущего шкива называют коэффициентом скольжения передачи ( $\xi$ ).

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

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

$$u = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} \quad (2.24)$$

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 ( $0 \leq \phi \leq \phi_0$ ;  $\xi$  меняется линейно);
- 2 зона частичного буксования ( $\phi_0 \leq \phi \leq \phi_{max}$ ,  $\xi$  быстро нарастает);
- 3 зона полного буксования ( $\phi > \phi_{max}$  скольжение полное).

Рис. 2.4. Кривые скольжения и КПД.

## ➤ **Долговечность передачи.**

- Основной причиной выхода из строя ременной передачи является низкая долговечность ремней.
- Наиболее характерные виды разрушений, уменьшающих срок службы ремней, следующие:
  - - изнашивание, возникающее вследствие упругого скольжения, попадания абразивных материалов на рабочие поверхности и буксования;
  - - перегрев (по тем же причинам) и снижение при этом физико-механических свойств ремня, что часто приводит к его разрыву;
  - - усталостное разрушение в результате циклических деформаций (изгиб ремня по пульсирующему циклу при набегании его на шкивы). Этот вид разрушения приводит к расслаиванию, перетиранию тканей ремня и является главной причиной снижения его долговечности.

- ▶ Критерии работоспособности ременных передач:
- ▶ - полное использование тяговой способности ремня при отсутствии буксования. Несоблюдение этого условия отрицательно сказывается на работе передачи в целом;
- ▶ - долговечность ремня. Этот критерий не влияет на кинематические параметры передачи, но именно от него в основном зависит безаварийность (при внезапном разрыве ремня может быть авария) и надежность работы ременной передачи.
- ▶ Основным расчетом ременных передач является расчет на его тяговую способность.
- ▶ Расчет на долговечность производят как проверочный.

1. Предварительное напряжение  $\sigma_0$ , определяемое в зависимости от силы начального натяжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (31)$$

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение)  $K_f$ . Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы  $F_t$

$$K_f = \frac{F_t}{A}$$

$$(32) \quad K_f = \sigma_1 - \sigma_2$$

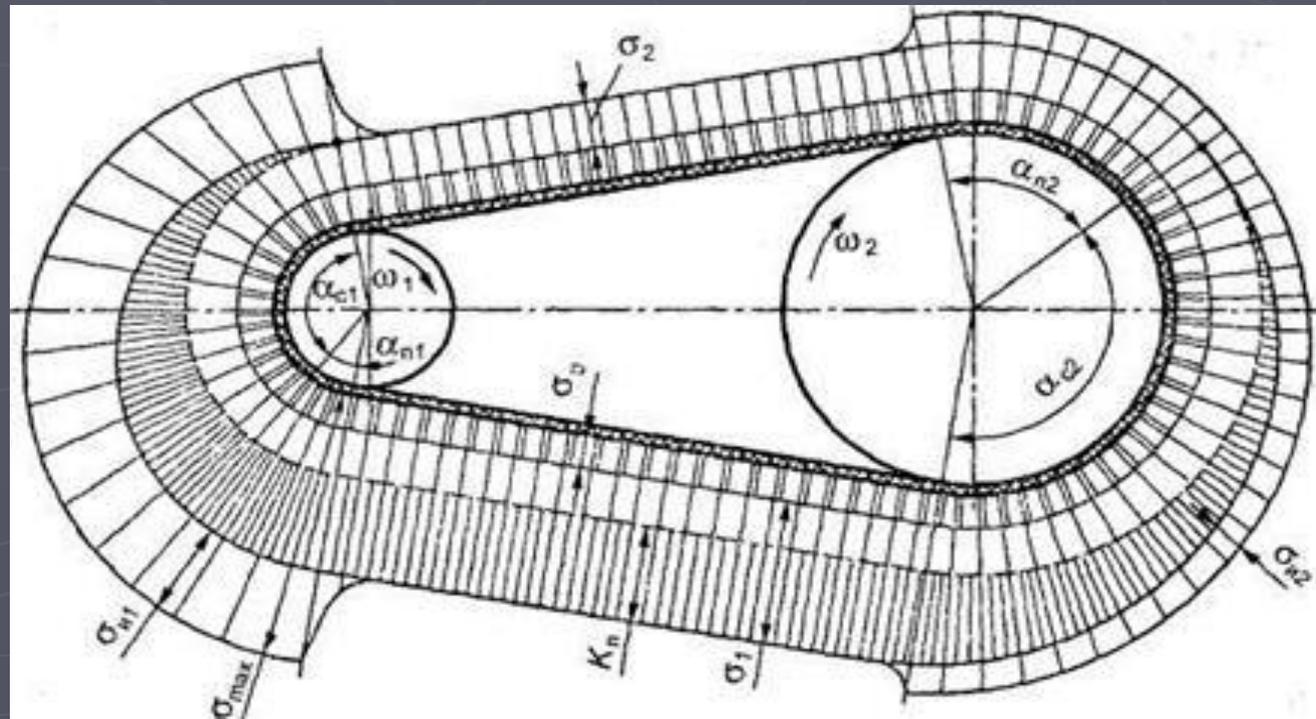
$$(33)$$

3. Напряжение изгиба  $\sigma_{и}$ , возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.) и изменяющееся по пульсирующему циклу.

$$\sigma_{и} = E \frac{\delta}{D_1}$$

(34)

## Напряжения в ремне.

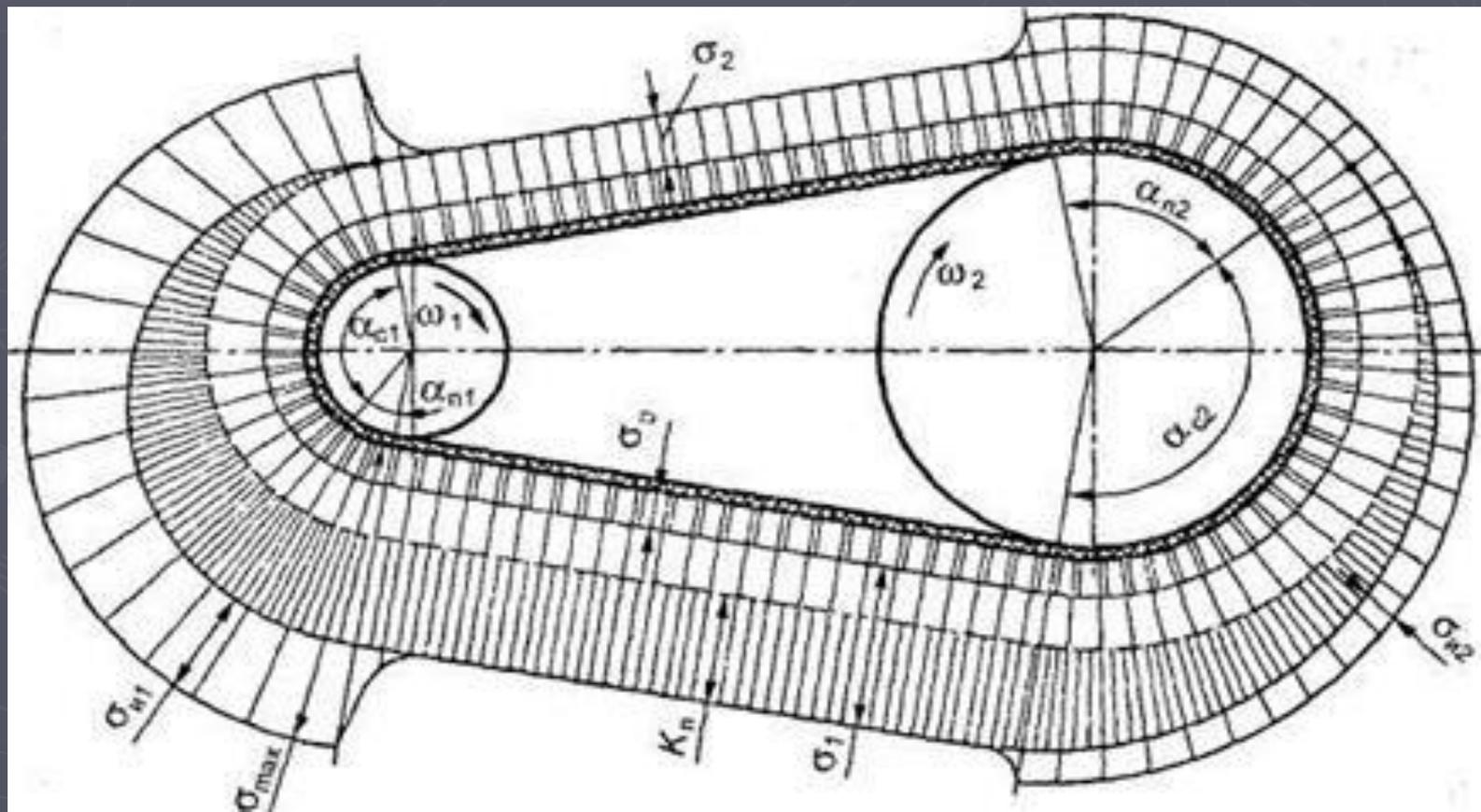


#### 4. Напряжение от центробежных сил оц.

$$\sigma_{ц} = \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} \quad (35)$$

5. Наибольшее суммарное напряжение  $\sigma_{\max}$  определяется как сумма полезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви и напряжения от центробежных сил

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{изг} + \sigma_{ц} \quad (36)$$



## ► Расчет передачи на тяговую способность.

► Для обеспечения передачи максимальной полезной окружной силы  $F_{\max} = F_{\text{т}}$  без пробуксовки необходимо, чтобы  $F_{\text{т}} A = K_{\sigma}$  для приведенных условий работы передачи или  $F_{\text{т}}/A = [K]_{\text{д}}$  — для передачи, не ограниченной этими условиями.

► Полезная окружная сила  $F$ , известна при расчете ременных передач; значения полезного допускаемого напряжения  $[K]_{\text{д}}$  определяются с учетом таблиц. Методика расчета плоскоремennых передач на тяговую способность сводится к определению расчетной площади сечения ремня:

$$A = \delta b = \frac{F_{\text{т}}}{[K]_{\text{д}}} \quad (42)$$

► где  $\delta$  и  $b$  — толщина и ширина ремня.

## ► Расчет на долговечность.

- В процессе работы ремень за один пробег испытывает переменные напряжения (см. рис.13). При многократном действии переменных напряжений возникают усталостные повреждения ремня (изменение его толщины, разрушение элементов несущего слоя и т. п.).
- Долговечность ремня в условиях нормальной эксплуатации в основном определяется его сопротивлением усталости, которое зависит от значения максимального переменного напряжения и частоты циклов изменения напряжений, иначе говоря, от числа изгибов ремня в единицу времени. Частоту циклов применения напряжений  $N$  удобно выражать через число пробегов ремня в секунду:

$$N = \frac{v}{L}$$

- где  $v$  – скорость ремня;  $L$  – длина ремня.

- Тогда

$$N = 36000 \cdot v \cdot Z_{\text{шк}} \cdot L_{\text{р}}$$

- где  $Z_{\text{шк}}$  – число шкивов в передаче;  $L_{\text{р}}$  – ресурс ремня, ч.

- Ориентировочно долговечность приводных ремней можно обеспечить, ограничив число пробегов ремня в секунду по условию:

$$U = \frac{v}{L} \leq [U], \quad (43)$$

- где  $U$  — действительное число пробегов ремня за 1 с;  $v$  — скорость ремня, м/с;  $L$  — длина ремня, м;  $[U]$  — допускаемое число пробегов за 1 с. Для скоростных плоскоременных передач  $[U] = 5 \text{ с}^{-1}$ ; для клиновых ремней  $[U] = 15 \text{ с}^{-1}$ ; для поликлиновых ремней  $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$ .
- На долговечность особенно влияет **напряжение изгиба, изменяющееся по пульсирующему циклу**. Наибольшее напряжение в ремне получается при огибании шкивов. Для уменьшения напряжений изгиба **рекомендуется выбрать оптимальное значение отношения  $v / L$** . Для плоскоременных передач рекомендуемые и допустимые значения  $v / L$ , при которых практически обеспечивается среднестатистическая долговечность ремня (около 3000—5000 ч)

Особенности конструкции, работы и расчета клиноременных и поликлиноременных 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  $40^\circ$ . 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).

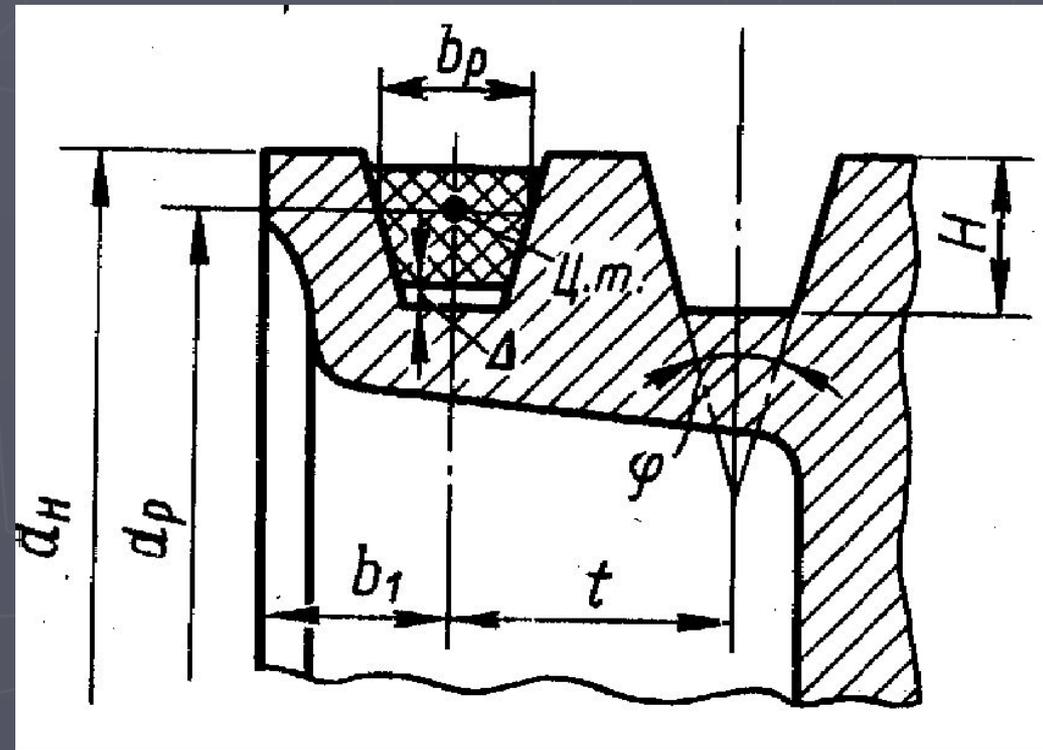
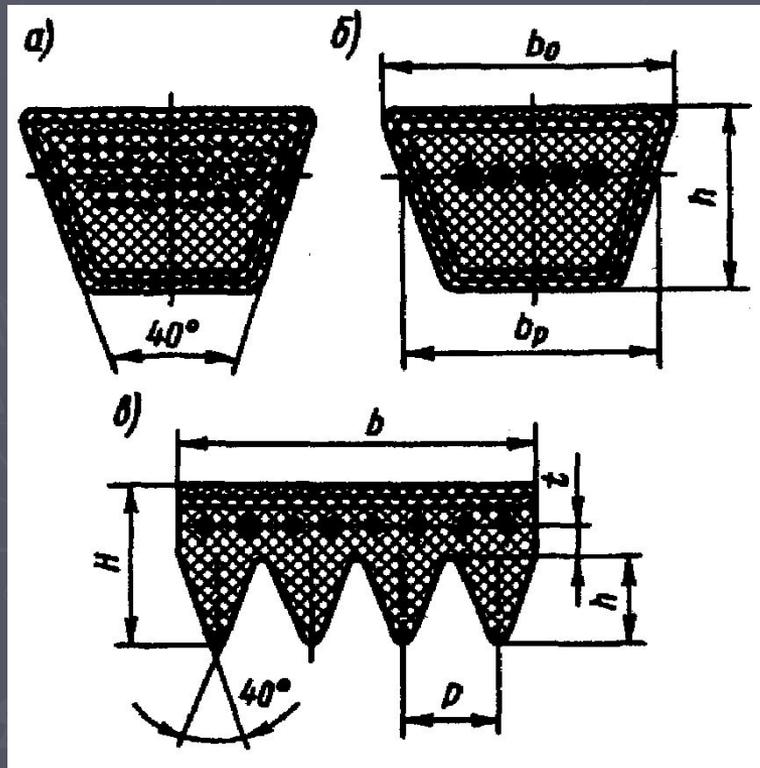


Рис. 2.5. сечения клинового (а, б) и поликлинового (в) ремней.

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  $b_f/h \approx 1,6$ , и 4 – узкого сечения (YZ, YA, YB, YC), у которых  $b_f/h \approx 1,25$ . 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

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

где  $f$  – коэффициент трения между контактирующими поверхностями ремня и шкива, а  $\phi$  – угол между боковыми рабочими поверхностями ремня. При  $\phi = 40^\circ$  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.

## Последовательность проектировочного расчета плоскоременных передач

Для проектного расчета задают мощность  $N_1$  в кВт, частоту вращения  $\omega_1$  в рад/с, передаточное отношение  $i$ . Определяют  $d_1$  и  $d_2$ ,  $a$ , тип и размеры ремня ( $\delta$ ,  $b$ ,  $l$ ).

1. В зависимости от заданных условий работы по табл. 1 выбрать тип ремня.
2. По формуле (10) определить диаметр малого шкива  $Z$ , его значение следует округлить до ближайшего большего стандартного.
3. Определить скорость ремня  $v$  и сравнивать с допускаемой для выбранного типа ремня (см. табл.1).
- Если  $v > [v]$ , то диаметр шкива  $D_1$  необходимо изменить.
4. Определить диаметр большого шкива  $D_2$  и округлить его значение по табл.2 до ближайшего стандартного.
5. Уточнить передаточное число передачи [формула (10)].  
При незначительном отклонении передаточного числа  $i$  (до 5%) диаметры шкивов  $D_1$  и  $D_2$  можно не изменять.

- ▶ 6. Назначить межосевое расстояние  $a$  в соответствии с требованиями конструкции, но в рекомендуемых пределах.
- ▶ 7. Определить расчетную длину ремня  $L$  [формула (3)] и проверить ремень на долговечность, исходя из числа пробегов:

$$\blacktriangleright U = v/L < [U].$$

- ▶ При  $U > [U]$  межосевое расстояние  $a$  необходимо увеличить.
- ▶ 8. По формуле (6) определить угол обхвата  $\alpha_1$  меньшего шкива. Если  $\alpha_1 < [a]$ , то необходимо увеличить межосевое расстояние  $a$  или применить натяжной ролик.
- ▶ 9. Задать отношение  $\delta$ , и определить толщину ремня  $b$ .
- ▶ По табл.1 следует округлить  $b$  до ближайшего меньшего стандартного значения.
- ▶ 10. Для выбранного типа ремня определить допускаемое полезное напряжение  $[K]_{\Gamma}$  [формула (39)], для чего с учетом табл. определяют допускаемое приведенное полезное напряжение  $K_{\sigma}$ , а из табл. — поправочные коэффициенты  $C_{\sigma}$ ,  $C_{\rho}$ ,  $C_{\sigma}$ ,  $C_{\nu}$ .

11. Рассчитать окружную силу передачи по формуле

$$F_t = \frac{P}{v} \quad \text{или} \quad F_t = \frac{2M_1}{D_1} \quad (44)$$

12. По окружной силе  $F_t$  выбранной толщине ремня  $\delta$  и допускаемому полезному напряжению  $[K]_p$  определить ширину ремня  $b$  [формула (40)]. Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного (см. табл.1).

13. Рассчитать силу предварительного натяжения ремня  $F_o$  [формула (16)]. По формуле (7) определить угол  $\alpha$ , после чего найти нагрузку на валы и опоры  $F_s$  [формула (28)].

14. В зависимости от ширины ремня  $b$  по табл. 2 выбрать ширину шкива  $B$  и определить все размеры ведущего и ведомого шкивов.

Лекция окончена.  
Спасибо за внимание!