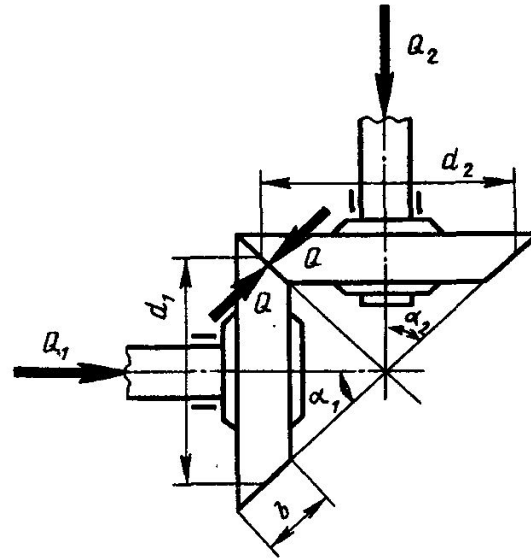
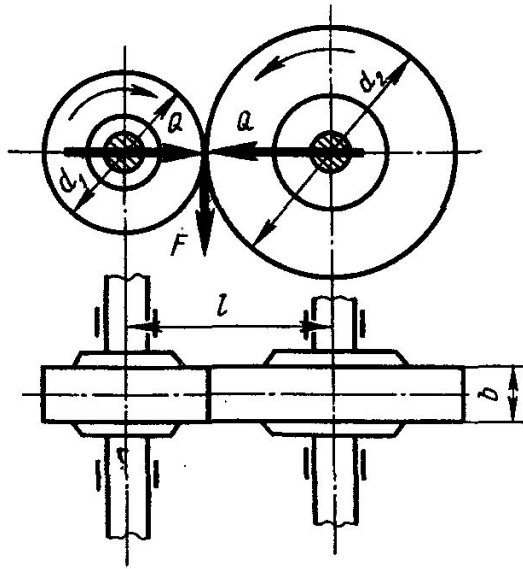


ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ



Фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков); вращение одного из колес преобразуется во вращение другого колеса за счет сил трения, развиваемых между ними.

Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сжимающих сил F_n . При этом должно быть $F_t \leq F_{тр}$ где F_t – окружная сила ; $F_{тр}$ – сила трения между катками

$$F_{тр} = F_n \cdot f$$

f – коэффициент трения.

Нарушение условия приводит к буксованию и усиленному износу катков.

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ, ПРИМЕНЕНИЕ

Достоинства:

- простота конструкции;
- бесшумность работы;
- равномерность вращения, что удобно для приборов;
- возможность бесступенчатого регулирования угловой скорости ведомого вала;
- предохранение частей от поломок;
- отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- небольшая стоимость .

Недостатки:

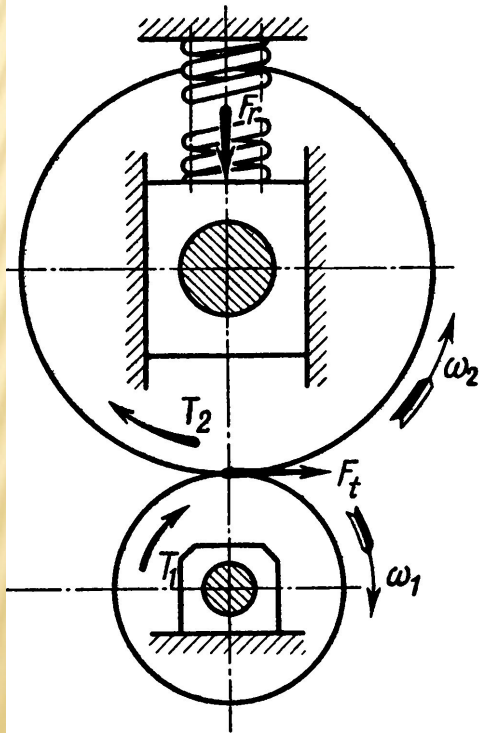
- потребность в прижимных устройствах;
- значительные давления на валы и опоры;
- повреждение катков при пробуксовке;
- непостоянство передаточного числа из-за пробуксовки.

Фрикционные передачи могут работать со скоростями 25 м/с и при передаточных числах до 10. Значения передаваемых мощностей колеблются в пределах от ничтожно малых в приборах до 300квт в силовых передачах.

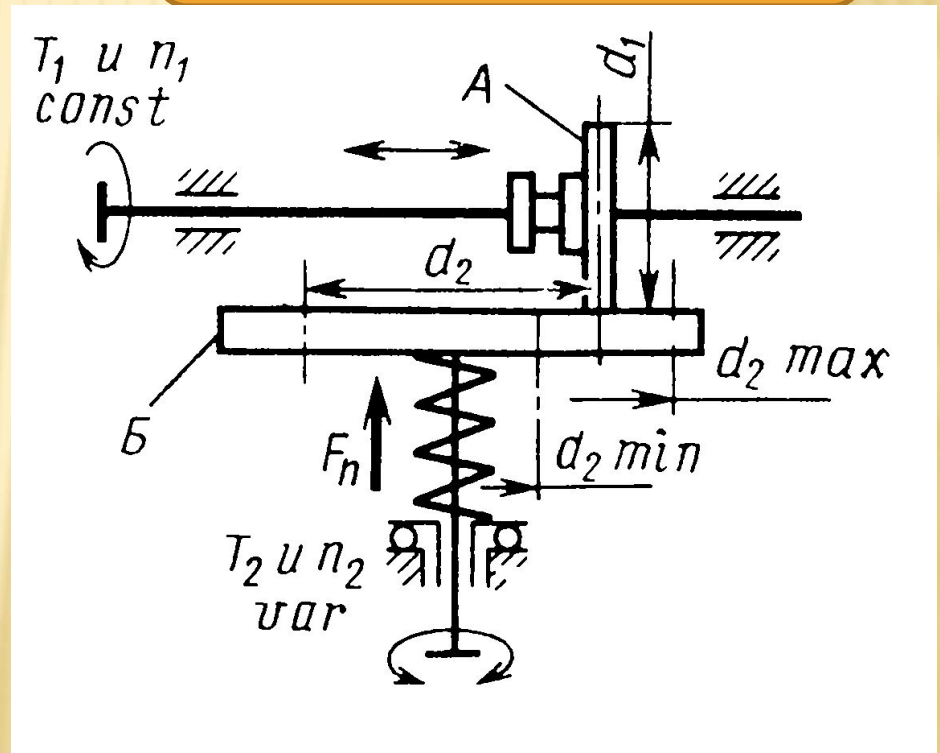
КЛАССИФИКАЦИЯ

Фрикционные передачи

Нерегулируемые
(с постоянным передаточным
отношением)



Регулируемые, или вариаторы
(передаточное переменное)



КЛАССИФИКАЦИЯ

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением

между параллельными осями валов

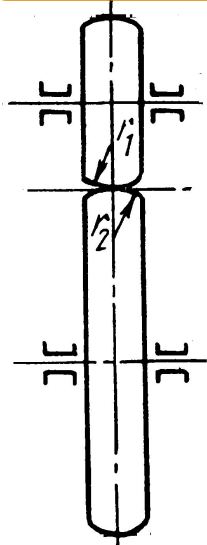
между пересекающимися осями валов

с гладким ободом

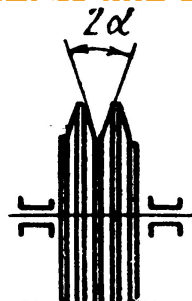
с клинчатым ободом

с гладким ободом

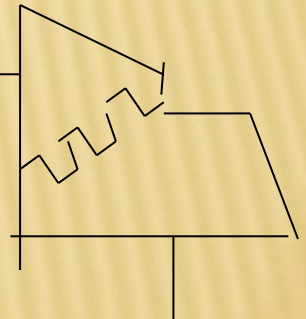
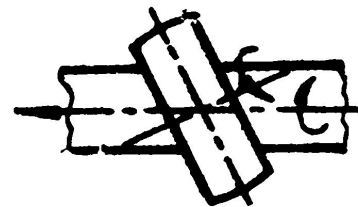
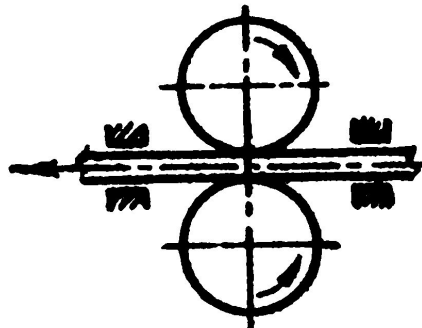
с клинчатым ободом



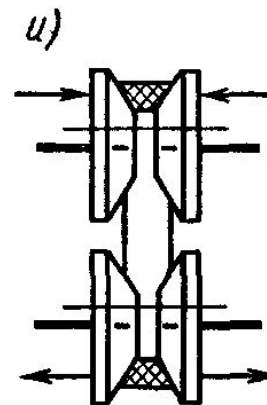
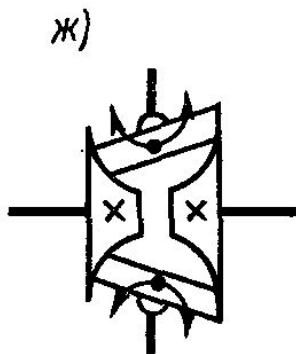
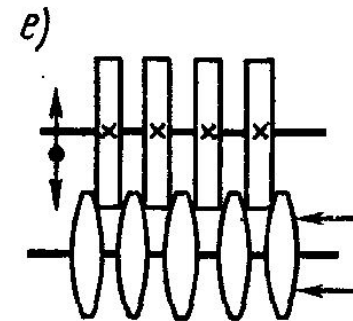
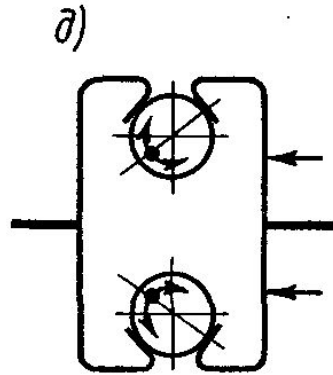
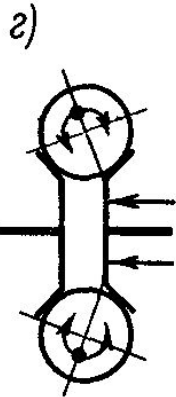
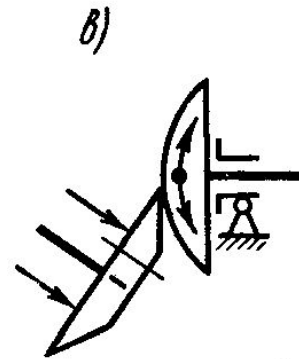
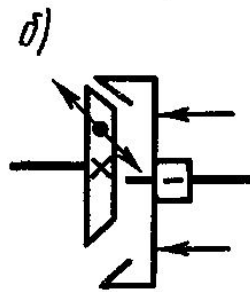
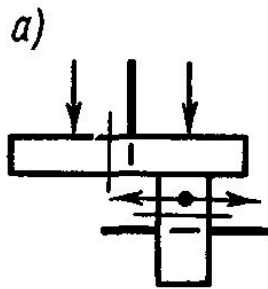
внешнее колесо



внутреннее колесо



КЛАССИФИКАЦИЯ



СПОСОБЫ ПРИЖАТИЯ КАТКОВ

- Способы прижатия катков :
- с постоянной силой (вследствие предварительной деформации податливых катков : установкой специальных пружин)
- с переменной силой (применением специальных нажимных устройств, например, шариковое самозатягивающее устройство, винтовое нажимное устройство).

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи :к.п.д., постоянство передаточного отношения, контактную прочность и износ катков. Лучшие показатели получают при регулируемом прижатии.

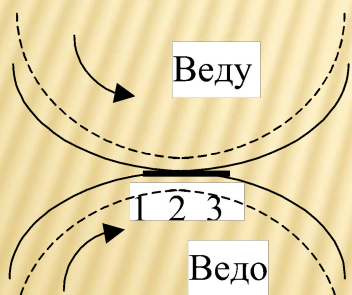
ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КАЧЕСТВО ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Скольжение является причиной износа, уменьшения к.п.д. и непостоянство передаточного отношения во фрикционных передачах.

Различают три вида скольжения :

- буксование;
- упругое скольжение;
- геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие $F_t < F_{тр}$. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задиры поверхности, что в конечном счете выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления k и не допускать использование фрикционной передачи в качестве предохранительного устройства от перегрузки.



□ **Упругое скольжение** связано с упругими деформациями в зоне контакта. Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой. При этом окружные скорости будут равны и скольжения не будет. При упругих телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке.

Удлинение поверхности ведущего колеса, соприкасающейся с укорачивающейся поверхностью ведомого колеса, приводит к скольжению, которое начинается в точке 2, возрастает на участке 2-3 и в т.3 достигает максимального значения.

□ **Геометрическое скольжение** возникает на площадке контакта вдоль образующих колес, зависит от формы последних и связано с неравенством скоростей на площадке контакта у ведущего и ведомого катков. Оно является решающим для фрикционных передач.

ОСНОВНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ, СИЛОВЫЕ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ.

В связи с проскальзыванием ведомого колеса относительно ведущего окружная скорость его v_2 несколько меньше окружной скорости последнего v_1 .

Зависимость между этими скоростями $v_2 = v_1 \zeta$,

где ζ - [дзета] - коэффициент, учитывающий упругое скольжение (от 0,995 для передач, работающих всухую, до 0,95 - для вариаторов).

Можно записать $\frac{\omega_2 \cdot D_2}{2} = \zeta \cdot \frac{\omega_1 \cdot D_1}{2}$ откуда

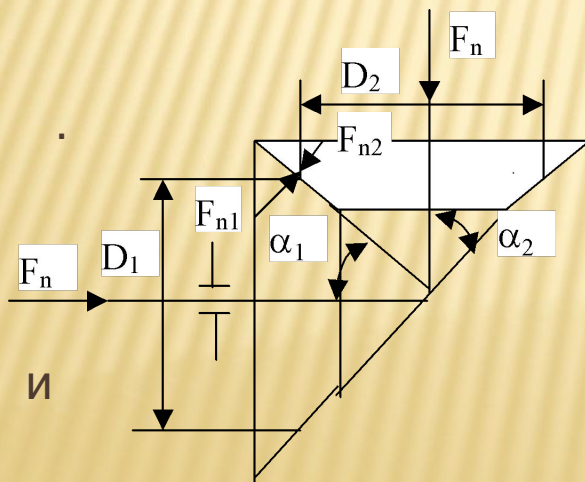
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \zeta}$$

Для конической фрикционной передачи D_1 и D_2 - средние диаметры колес.

Таким образом, передаточное число фрикционной передачи с условно постоянным передаточным отношением

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \zeta} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

где η - коэффициент полезного действия передачи.



Для конической фрикционной передачи с углом взаимного расположения валов, равным 90° ,

$$i = \frac{\sin \alpha_2}{\zeta \cdot \sin \alpha_1} = \frac{\text{ctg} \alpha_1}{\zeta} = \frac{\text{tg} \alpha_2}{\zeta}$$

Для передач с постоянным передаточным отношением, работающих всухую, можно не учитывать коэффициент ζ . Тогда

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

$$i = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = \text{tg} \alpha_2 = \text{ctg} \alpha_1$$

При расчетах вариаторов вместо отношения диаметров колес D_2/D_1 принимают отношение их радиусов R_2/R_1 .

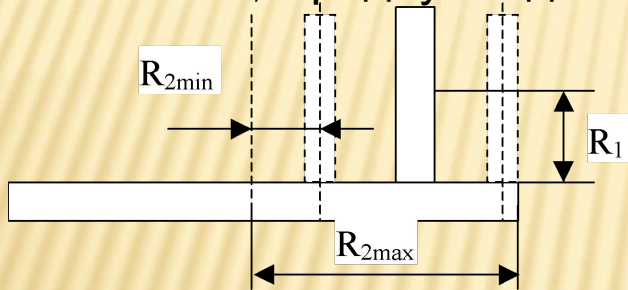
$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1 \cdot \zeta}$$

Передаточное число вариатора изменяется от минимального U_{\min} до максимального U_{\max} значения.

Отношение максимальной угловой скорости ведомого колеса вариатора $\omega_{2\max}$ к минимальной его угловой скорости $\omega_{2\min}$ называется диапазоном регулирования

$$D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}$$

Для простых вариаторов, у которых радиус ведущего колеса остается постоянным, а радиус ведомого колеса изменяется в пределах от $R_{2\min}$ до $R_{2\max}$



$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1 \cdot \zeta} \quad i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1 \cdot \zeta}$$

$$D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}$$

Диапазон регулирования в простых регуляторах $D < 4$.

Для сдвоенных вариаторов при одновременном и симметричном изменении радиусов ведущего R_1 и ведомого R_2 колес

$$D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{R_{\max}^2}{R_{\min}^2}$$

Диапазон регулирования в сдвоенных вариаторах $D \leq 16$.

Для передачи фрикционной передачей окружной силы F_t ее колеса должны прижиматься друг к другу с силой F_n , определяемой по формуле

$$F_n = \frac{k \cdot F_t}{f}$$

где k – коэффициент запаса сцепления колес.

В силовых передачах машин $k=1.25 \div 1.5$, в передачах приборов $k=2.5 \div 3$.

Коэффициент трения между колесами :

для стали по стали в масле $f=0.04 \div 0.05$;

или чугуну в сухую $f=0.15 \div 0.2$.

Силы F_{n1} и F_{n2} , действующие на валы конической фрикционной передачи с углом взаимного расположения валов, равным 90°

$$F_{n1} = F_n \cdot \sin \alpha_1$$

$$F_{n2} = F_n \cdot \sin \alpha_2$$

К.п.д. фрикционной передачи в зависимости от вида передачи может быть равен

$0.7 \div 0.96$. В основном, к.п.д. фрикционной передачи колеблется в пределах от $0.95 \div 0.96$.



С целью уменьшения потерь и повышения η целесообразно увеличивать диаметры и сохранять постоянными во время работы передачи коэффициент тяги.

Последнее достигается применением механизмов, автоматически регулирующих усилие нажатия в зависимости от передаваемой окружной силы.

$$\varphi = \frac{F_t}{F_n \cdot f} \leq F_t$$

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАТКОВ

- Усилие нажатия во фрикционных передачах вызывает на опорной поверхности колес значительные контактные напряжения, которые имеют циклический характер.
- При таком характере нагружения металлических колес, основными видами поломок фрикционных передач являются:
- усталостное выкрашивание (в передачах с жидкостным трением смазки, когда износ сводится к минимуму);
- износ (в передачах без смазки);
- задир поверхности при пробуксовке.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Контактные напряжения сжатия для фрикционных колес из стали и других материалов с коэф-том Пуассона $\mu=0.3$ определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}}$$

где q – удельная нагрузка, т.е. нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактной площади колес; E – приведенный модуль упругости материалов колес; ρ – приведенный радиус кривизны колес.

Расчет удельной нагрузки

$$q = \frac{k_H \cdot F_n}{b}$$

$k=1 \div 1.3$ – коэф-т, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной площади; b – длина контактной площади.

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

где E_1 и E_2 – соответственно модуль упругости материала ведущего и ведомого колеса. Если материалы колес одинаковы, то $E = E_1 = E_2$.

Приведенный радиус кривизны для цилиндрической фрикционной передачи

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

Для цилиндрической фрикционной передачи

$$\rho = \frac{D_1 \cdot D_2}{2 \cdot (D_1 + D_2)} \approx 0.5 \cdot D_1 \cdot \frac{U}{U + 1}$$

Для конической фрикционной передачи

$$\rho = \frac{D_1 \cdot D_2}{2 \cdot (D_1 \cdot \cos \alpha_1 + D_2 \cdot \cos \alpha_2)} \approx 0.5 \cdot D_1 \cdot \frac{U}{\sqrt{U^2 + 1}}$$

При проектном расчете обычно преобразуют так, чтобы разделить требуемый диаметр меньшего колеса D_1 .

Задавшись коэффициентом ширины колес $\psi = b/D_1$

$$D_1 = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{U+1}{U} \cdot \frac{K \cdot E \cdot T_1}{f \cdot \psi \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Средний диаметр меньшего колеса D_1 конической фрикционной передачи

$$D_1 = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{\sqrt{U^2+1}}{U} \cdot \frac{K \cdot E \cdot T_1}{f \cdot \psi \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Коэффициент ширины колес (длины контактной площади)

закрытой передачи $\psi = 0.8 \div 1.2$,

открытой передачи $\psi = 0.2 \div 0.6$.

Затем вычисляют $b = \psi \cdot D_1$ по D_1 и U определяют D_2 .

Проверочный расчет по контактным напряжениям сжатия фрикционных колес по формуле

$$\sigma_k = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}} \leq [\sigma_k]$$

$[\sigma_k]$ - для закаленных стальных колес с $HRC \geq 60$ $[\sigma_k] = 8000 \div 12000$ кгс/см² ;

- для текстолитовых колес $[\sigma_k] = 800 \div 1000$ кгс/см².