

Раздел 14. Фрикционные передачи.

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. 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 .

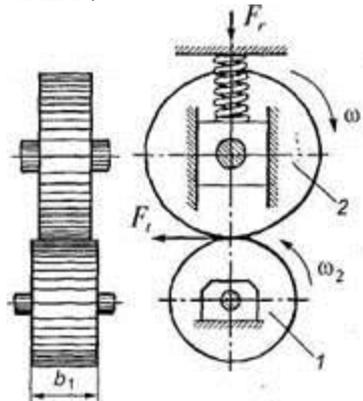


Рис.1. Цилиндрическая фрикционная передача:
1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

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.

В первом случае сила прижатия, осуществляемая обычно с помощью пружин, в процессе работы изменена быть не может; во втором случае сила прижатия изменяется с изменением нагрузки, что положительно сказывается на качественных характеристиках передачи. Однако применение специальных нажимных устройств (например, шариковое самозатягивающее устройство) усложняет конструкцию.

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 β , 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.

Классификация

Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:

1. По назначению:

- с нерегулируемым передаточным числом (рис.1-3);
- с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (вариаторы).

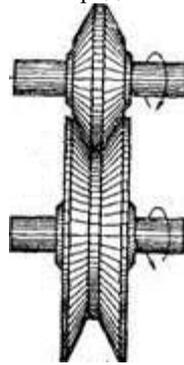


Рис.2. Цилиндрическая фрикционная передача с катками клинчатой формы

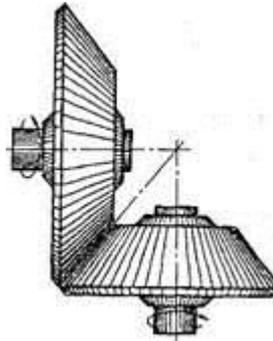


Рис.3. Коническая фрикционная передача

2. По взаимному расположению осей валов:

- цилиндрические или конусные с параллельными осями (рис.1, 2);
- конические с пересекающимися осями (рис.3).

3. В зависимости от условий работы:

- открытые (работают всухую);
- закрытые (работают в масляной ванне).

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков F_n меньше.

В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

4. По принципу действия:

- нереверсивные (рис.1-3, 11 и 12);
- реверсивные (рис.10).

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

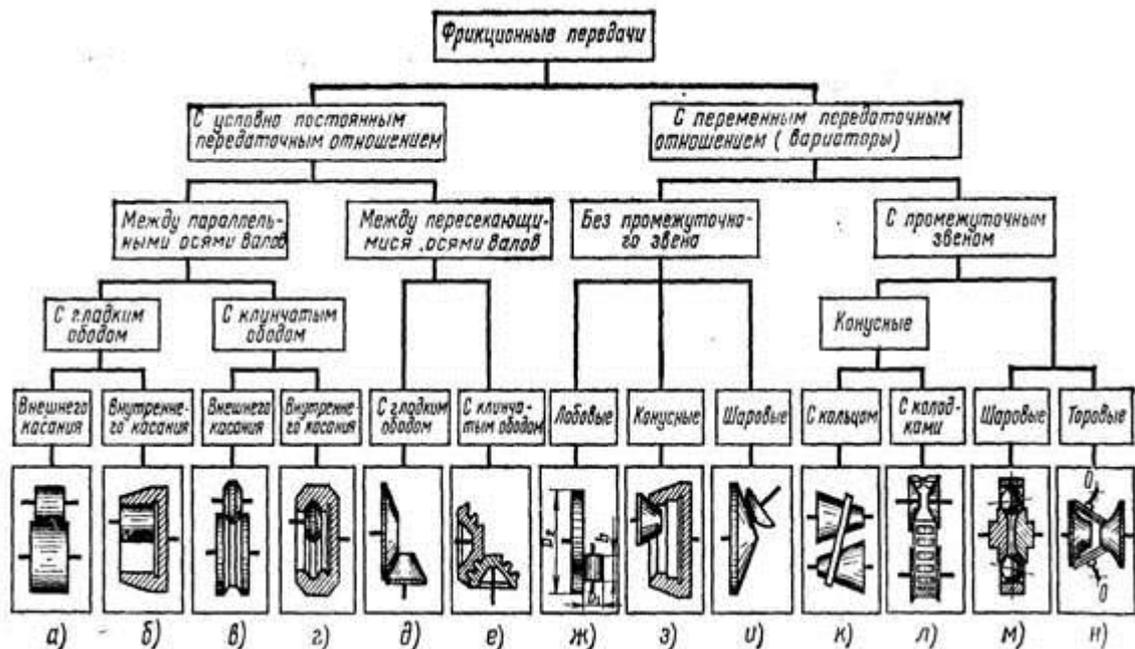


Рис.3.1. Классификация фрикционных передач

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_n , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности;
- большие потери на трение.

Применение фрикционных передач

Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяются сравнительно редко, например, во фрикционных прессах, молотах, лебедках, буровой технике и т.п.). В качестве силовых передач они громоздки и малонадежны. Эти передачи применяются преимущественно в приборах, где требуется плавность и бесшумность работы (магнитофоны, проигрыватели, спидометры и т. п.). Они уступают зубчатым передачам в несущей способности. Зато фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием скорости – вариаторы – широко применяются в различных машинах, например, в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д. Зубчатые

передачи не позволяют такого регулирования. 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.

Материалы катков фрикционных передач

К материалам трущихся поверхностей катков предъявляют следующие требования: высокие износостойкость, хорошей теплопроводностью, поверхностная прочность, коэффициент трения f (во избежание больших сил сжатия), модуль упругости E (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы), влагостойкость и во время работы не засаливаться. Первые два свойства особенно важны для передач, работающих в сухую. Катки фрикционных передач изготавливают из однородных или разнородных материалов. При этом целесообразно ведомый каток выполнять из более износостойкого материала. Передачи с металлическими рабочими поверхностями катков могут работать в масле или всухую, а с неметаллическими — только всухую.

Применяют следующие сочетания материалов.

1. Для быстроходных закрытых силовых передач - закаленная сталь по закаленной стали (стали ШХ15, 40ХН, 18ХГТ и др.). Такое сочетание обеспечивает наибольшую компактность передачи, но требует более точного изготовления и малых параметров шероховатости поверхностей.

2. Для открытых тихоходных силовых передач - чугун по чугуну (СЧ15; СЧ20; СЧ25 и др.) или чугун по стали. Чаще применяют чугун по стали, что обеспечивает меньший шум при работе передачи.

3. Для малонагруженных открытых передач, не требующих большой долговечности, — текстолит, гетинакс или фибра по стали или по чугуну.

Такое сочетание материалов позволяет уменьшить требования к качеству обработки контактирующих поверхностей, так как они хорошо прирабатываются (рис.4, в).

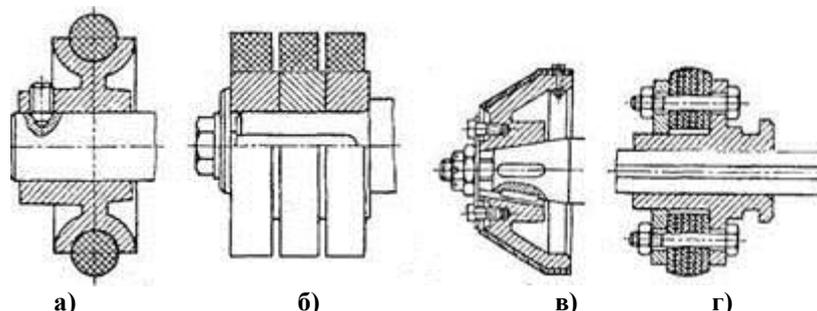


Рис.4. Материалы трущихся поверхностей катков: а, б — резина; в — фибра; г — кожа

4. Для передачи незначительных вращательных моментов - кожа, резина, прорезиненная ткань, ферродо, пластмасса по стали или чугуну. Один из катков изготавливают из стали или чугуна (чаще ведомый), а второй покрывают одним из перечисленных неметаллических материалов (рис.4, а, б, г).

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрезиненные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха. Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

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.5). Методика определения диаметров катков D_1 , D_2 и их ширины, как относящихся к параметрам фрикционной передачи, рассмотрена в

настоящей главе. Диаметры валов d_1 и d_2 рассчитывают по известным формулам курса «Сопротивление материалов».

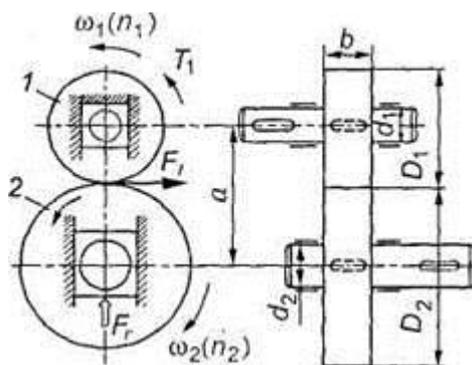


Рис.5. Геометрические параметры фрикционных передач

Передачное 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.1:

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2}.$$

Приравняв 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 $\varepsilon = \frac{\omega_1^T - \omega_2}{\omega_2^T}$; $\varepsilon=0,005 \div 0,03$ (здесь ω_2^T — теоретическая угловая скорость).

Передачное отношение цилиндрической фрикционной передачи с учетом скольжения (для практических расчетов)

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

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.2.2) и лобовой передаче (см. рис.2.11);

- 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_n .

КПД фрикционной передачи определяют по формуле

$$\eta = 1 - \Sigma \psi, \quad (3)$$

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

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

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. Сила прижатия катков F_n необходимая для обеспечения работоспособного состояния фрикционной передачи, на опорной поверхности катков вызывает значительные контактные напряжения σ_n . Эти напряжения (рис.2.7, а) носят циклический характер, так как при обкатывании точки обода катка проходят неподвижную точку контакта. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях катков. На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины. В закрытых передачах, работающих при обилии смазочного материала, микротрещины расклиниваются смазочным материалом, и от рабочей поверхности катка выкрашиваются частицы металла (рис.6, б). Такой вид разрушения катка называют **усталостным выкрашиванием**. Поэтому проектный расчет фрикционных передач выполняют на контактную прочность. При этом повышение твердости поверхностного слоя катков обеспечивает более высокие допускаемые контактные напряжения. Условие для предотвращения усталостного выкрашивания (или условие прочности):

$$\sigma_n \leq [\sigma]_n, \quad (4)$$

где $[\sigma]_H$ — допустимое контактное напряжение для материала катков. На основании опытов допускаемые напряжения рекомендуют принимать в этом случае при 10^7 циклов и постоянной работе $[\sigma]_H = 1000 \dots 1200$ МПа.

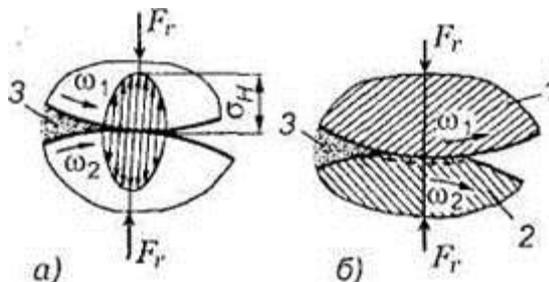


Рис. 6. Усилия и напряжения в контакте цилиндрических колес:
1 — ведущее колесо; 2 — ведомое колесо; 3 — смазочное масло

Наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца (для материалов, подчиняющихся закону Гука (металлы и текстолит)):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{\text{пп}}}{\rho_{\text{пп}}}}, \quad (5)$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий (для цилиндрических катков $q = \frac{F_r}{b}$); $E_{\text{пп}} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ — приведенный модуль упругости; E_1 и E_2 — модули упругости материалов ведущего и ведомого катков; $\rho_{\text{пп}} = \frac{R_1R_2}{R_1+R_2}$ — приведенный радиус кривизны цилиндрических катков; R_1 и R_2 — радиусы катков (равны $D_1/2$ и $D_2/2$).

При перекатывании катка, имеющего радиус R , внутри катка (кольца) радиуса R_2 приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{пп}} = \frac{R_1R_2}{R_1-R_2}$ (внутреннее зацепление).

Формула (5) применима для фрикционных передач из материалов, деформации которых отвечают закону Гука.

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. Наблюдается также изнашивание катков при буксовании и вследствие упругого скольжения, как в открытых, так и в закрытых передачах. Для обеспечения износостойкости фрикционные передачи рассчитывают на контактную прочность (для стальных или чугунных катков) или по условию ограничения нагрузки q на единицу длины контактной линии (для катков из фибры, резины и других материалов).

Задир возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков повышается температура, масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит приваривание частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задируют рабочие поверхности в направлении скольжения. Для предупреждения задира применяют противозадирные масла.

Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. Различают три вида скольжения: 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.

Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления K и не допускать использования фрикционной передачи в качестве предохранительного устройства от перегрузки.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями в зоне контакта. Величина этого скольжения невелика и обычно не превышает 0,2% для стальных катков и 1% для текстолита по стали. Это можно

объяснить на примере цилиндрической передачи. Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой. При этом окружные скорости по линии контакта равны и скольжения не происходит. При упругих телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке. Равенство окружных скоростей соблюдается только в точках, расположенных на одной из линий этой площадки. Во всех других точках происходит скольжение.

Геометрическое скольжение. Помимо упругого скольжения катков, которое возникает так же, как и в ременных передачах, во фрикционных передачах может иметь место еще геометрическое скольжение вследствие разности скоростей ведущего и ведомого катков по длине контакта b . Геометрическое скольжение не позволяет делать катки широкими, вследствие чего в передаче возникают большие контактные напряжения, ограничивающие передаваемую мощность. Геометрическое скольжение является основной причиной износа рабочих поверхностей фрикционных передач.

Широкое применение нашли фрикционные вариаторы, работающие в масле. Хотя при этом коэффициент трения ниже и сила прижатия больше, однако скольжение в этом случае менее опасно: наличие масла уменьшает износ, способствует лучшему охлаждению катков, приближая условия работы катков к работе зубьев зубчатой закрытой передачи.

Цилиндрическая фрикционная передача. Устройство, основные геометрические и силовые соотношения

Фрикционную передачу с параллельными осями валов и с рабочими поверхностями цилиндрической формы называют **цилиндрической**. Простейшая фрикционная передача с гладкими катками и постоянным передаточным числом показана на рис.5.

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 шпонок и прижимают один 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 силовых цилиндрических фрикционных передач рекомендуется $u \leq 6$.

В некоторых случаях применяется цилиндрическая **фрикционная передача с катками клинчатой формы** (см. рис.2).

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.7). 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. 8, а, б, в). Имеются и другие конструктивные разновидности фрикционных цилиндрических передач.

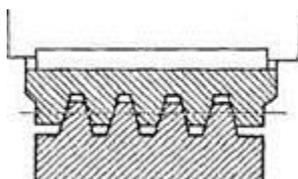


Рис.7. Катки клинчатой передачи



а) б) в)

Рис.8. Типы катков: а — гладкие катки; б — выпуклые катки; в — выпукло-вогнутые катки

Геометрические параметры передачи (см. рис. 5).

Межосевое расстояние

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

Диаметр ведущего катка

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

Диаметр ведомого катка

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

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.5) силой нажатия F_r таким образом, чтобы соблюдалось условие (1), т. е.

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

где F_t — 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.5,

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{T_1(1+u)}{a}. \quad (13)$$

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

$$F_R = \frac{K_c T_1 (1+u)}{fa}. \quad (14)$$

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.

Пример 1. Определить необходимую силу прижатия катков закрытой фрикционной цилиндрической передачи. Вращающий момент на ведущем катке $T_1 = 135$ Н·м. Материал обеих каток — сталь. Диаметр ведущего катка $D_1 = 270$ мм.

Решение. 1. Окружная сила.

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / D_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 135 / 270 = 1000 \text{ Н.}$$

Прижимная сила. Для закрытой передачи (при работе в масляной ванне) $f = 0,05$. По формуле (12) прижимная сила при коэффициенте запаса сцепления $K = 1,4$

$$F_r = K F_t / f = 1,4 \cdot 1000 / 0,05 = 28000 \text{ Н.}$$

В данном примере прижимная сила F_r больше окружной силы F_t в 28 раз. Большое значение прижимной силы является существенным недостатком фрикционных передач.

Расчет на прочность цилиндрической фрикционной передачи

Проверочный расчет передач с металлическими катками.

Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения. В процессе работы на поверхности тел качения возникают циклические изменяющиеся контактные напряжения (см. рис. 6, а), которые вызывают усталостное изнашивание поверхностей катков. Подставив в формулу (4) формулу Герца (5) для определения наибольших контактных напряжений и выполнив некоторые преобразования, получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_c (1+u)^3}{b u f}} \leq [\sigma]_H, \quad (15)$$

где a — межосевое расстояние, мм; E_{np} — приведенный модуль упругости, МПа; f — коэффициент трения (см. табл. 1); T_1 — момент на ведущем валу, Нмм; K_c — коэффициент запаса сцепления; $u \geq 1$ — передаточное число; b — рабочая ширина обода катка, мм; $[\sigma]_H$ — допустимое контактное напряжение для менее прочного материала, МПа (табл. 2).

Таблица 1. Значения коэффициента трения скольжения для различных материалов

Материал контактирующей пары	f
Сталь по стали или по чугуну	0,04-0,05

(со смазочным материалом)	
Чугун (всухую) по:	
стали или чугуна	0,1-0,18
текстолиту	0,15-0,25
фибре	0,15-0,30
коже	0,20-0,50
прессованной бумаге	0,40-0,50
резине	0,35-0,70
ферродо	0,30-0,35

Таблица 2. Допускаемые контактные напряжения, модуль упругости для катков из различных материалов

Материал	$[\sigma]_H$	E
	МПа	
Закаленная сталь (при хорошем смазывании)	600-800	$2,1 \cdot 10^5$
Серый чугун марок от СЧ 10 до СЧ30	420—720	$1,1 \cdot 10^5$
Текстолит	80-100	$6 \cdot 10^3$

Проектировочный расчет.

Подставив выражение (9) в формулу (15) и выполнив некоторые преобразования, получим формулу проектировочного расчета для определения межосевого расстояния фрикционной передачи из условия контактной прочности:

$$a = (1 + u) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{E_{\text{пр}} T_1 K_c}{u f \psi_a}}, \quad (16)$$

где ψ_a — коэффициент ширины обода катка по межосевому расстоянию, $\psi_a = \frac{a}{b}$.

Проверочный расчет передач с неметаллическими катками (текстолит, фибра, резина и т. п.).

Для этих передач основным критерием работоспособности является износостойкость. Материал не подчиняется закону Гука.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$q = \frac{F_T}{b} = \frac{T_1 K_c (1 + u)}{b f a} \leq [q], \quad (17)$$

где T_1 — момент на ведущем катке, Нмм; K_c — коэффициент запаса сцепления (см. табл.1); $u \geq 1$ — передаточное число; b — ширина обода меньшего катка, мм; f — коэффициент трения (см. табл. 1); a - межосевое расстояние, мм; $[q]$ — допускаемая нагрузка на единицу длины контактной линии для менее прочного материала, Н/мм.

Значения $[q]$ для некоторых контактирующих пар (один материал сталь или чугун) следующие:

$[q]$, Н/мм	
Фибра.....	34-39
Резина.....	10—30
Кожа.....	14,5-24,5
Дерево.....	2,4-4,9

Проектировочный расчет.

Подставив в формулу (17) $b=a \cdot \psi_a$ и решив уравнение относительно a , получим формулу проектировочного расчета для определения межосевого расстояния фрикционной передачи из условия износостойкости:

$$a = \sqrt{\frac{T_1 K_c (1 + u)}{[q] f \psi_a}}. \quad (18)$$

Последовательность проектировочного расчета.

1. В зависимости от условий работы выбирают материал катков и по табл.2 принимают $[\sigma]_H$, E или $[q]$ для менее прочного материала.

2. По табл.1 задаются коэффициентом трения f , после чего принимают коэффициент $\psi_a = 0,2 \div 0,4$; K_c .

3. По формуле (16) или (18) рассчитывают межосевое расстояние.

4. Определяют геометрические размеры катков: D_1 — диаметр ведущего катка [формула (7)], D_2 — ведомого (8); b — ширина обода катков (9).

По формуле (6) уточняют фактическое межосевое расстояние a .

5. По формуле (14) определяют силу нажатия.

6. Передачу проверяют по окружной скорости $v < v_{max} = (7 \div 10)$ м/с.

7. Проверочный расчет передачи на прочность проводят по формулам: (15) или (17). При этом следует иметь в виду, что допускаемая недогрузка передачи не более 10%, перегрузка — не более 5%.

Коническая фрикционная передача. Устройство и основные геометрические соотношения

Фрикционную передачу с пересекающимися валами и катками, рабочие поверхности которых конические, называют **фрикционной конической передачей**. На рис. 9 показана фрикционная коническая передача с нерегулируемым передаточным числом. Ее устройство аналогично цилиндрической фрикционной передаче. Прижимной каток конической передачи обычно меньше, так как при этом необходима меньшая сила нажатия. Угол Σ между осями валов (рис. 9) может быть различным. Как правило, межосевой угол передачи

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \quad (19)$$

где δ_1 — угол при вершине конуса ведущего катка; δ_2 — угол при вершине конуса ведомого катка. Для нормальной работы передачи необходимо, чтобы общая вершина конусов лежала в точке пересечения геометрических осей валов. Коническая фрикционная передача может быть нереверсивной (чаще) и реверсивной. Ее применяют для передачи небольшой мощности (до 25 кВт).

Передаточное отношение без учета скольжения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} \approx \frac{d_2}{d_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2.$$

Геометрические параметры конической фрикционной передачи (см. рис. 9).

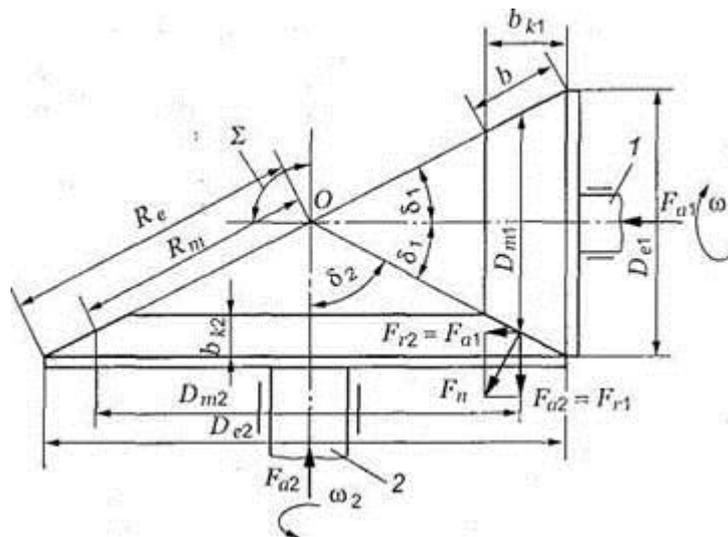


Рис.9. Геометрические параметры конической фрикционной передачи

1. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{D_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{D_{e1}}{2} \sqrt{1 + u^2}; \quad (20)$$

Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0,5b$; m — индекс среднего сечения.

2. Внешний диаметр ведущего катка

$$D_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1 + u^2}} \quad \text{или} \quad D_{e1} = 2R_e \sin \delta_1. \quad (21)$$

3. Диаметр ведомого катка

$$D_{e2} = \frac{2R_e u}{\sqrt{1 + u^2}} \quad \text{или} \quad D_{e2} = 2R_e \sin \delta_2. \quad (22)$$

4. Длина линии контакта

$$b = R_e \psi_R, \quad (23)$$

где $\psi_R = 0,25 \div 0,3$ — коэффициент длины линии контакта.

5. Ширина обода катка

$$b_{k1} = b \cos \delta_1; \quad b_{k2} = b \cos \delta_2. \quad (24)$$

6. Средний диаметр ведущего катка

$$D_{m1} = D_{B1} - 2\left(\frac{1}{2} b \sin \delta_1\right) = D_{B1} - b \sin \delta_1. \quad (25)$$

7. Средний диаметр ведомого катка

$$D_{m2} = D_{B2} - 2\left(\frac{1}{2} b \sin \delta_2\right) = D_{B2} - b \sin \delta_2. \quad (26)$$

$$u = \frac{D_{B2}}{D_{B1}}$$

отсюда $D_{B1} = \frac{D_{B2}}{u}$.

Подставив в формулу (20) значение $D_{B1} = \frac{D_{B2}}{u}$, получим

$$\begin{aligned} R_g &= \sqrt{\left(\frac{D_{B2}}{2u}\right)^2 + \left(\frac{D_{B2}}{2}\right)^2} = \frac{D_{B2}}{2} \sqrt{\frac{1}{u^2} + 1} = \frac{D_{B2}}{2} \sqrt{\frac{1+u^2}{u^2}} \\ &= \frac{D_{B2}}{2u} \sqrt{1+u^2}. \end{aligned}$$

Силы в передаче.

В конической фрикционной передаче действующие силы определяют по размерам средних сечений катков (см. рис.9).

Условие работоспособности для конической фрикционной передачи аналогичное ранее рассмотренному.

Силу нажатия катков F_n определяют по формуле

$$F_n = \frac{K_c F_t}{f} = K_c \frac{2T}{f D_m}, \quad (27)$$

где $F_t = 2T/D_m$.

Силу F_n можно разложить на осевую F_{a2} и радиальную F_{r2} составляющие (см. рис. 9).

Осевая сила ведущего катка

$$F_{a1} = F_n \cdot \sin \delta_1, \quad (28)$$

ведомого катка

$$F_{a2} = F_n \cdot \sin \delta_2, \quad (29)$$

Радиальные силы катков

$$F_{r1} = F_{a2}; \quad F_{r2} = F_{a1}. \quad (30)$$

Критерий работоспособности и принципы расчета конических фрикционных передач аналогичны рассмотренным ранее для цилиндрических передач, но основным расчетным параметрам следует считать средний диаметр D_m большего катка, т.к. в основном именно этот размер определяет габариты передачи.

Вариаторы

Большинство современных рабочих машин требует регулирования скорости рабочих органов в зависимости от условий осуществления технологического процесса. Для этого машины снабжают ступенчатыми коробками передач с большим числом зубчатых пар, например, в коробке передач автомобилей их 4 - 6 пар, станков 5 - 16 лишь в механизме главного движения. Применение в машинах вариаторов (бесступенчатых передач) значительно упрощает конструкцию, позволяет установить оптимальный скоростной режим и регулировать скорость на ходу. Все это существенно повышает производительность машины, качество продукции и, кроме того, вызывает уменьшение шума и вибрации. Эти достоинства вариаторов обусловили их широкое распространение в различных областях машиностроения (в станках, в машинах пищевой и легкой промышленности, в сельскохозяйственном и дорожном машиностроении и т.д.).

*Фрикционный механизм, предназначенный для бесступенчатого регулирования передаточного числа, называют **фрикционным вариатором** или просто **вариатором**.*

Вариаторы можно разделить на следующие группы: *клиноремные, цепные и фрикционные.*

В данном разделе 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.10) или с промежуточным диском (см. рис.11 и 12).

Предельные передаточные отношения вариатора, будут

$$u_{max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} = \frac{D_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

и

$$u_{min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} = \frac{d_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

где D_1 , d_1 и D_2 , d_2 — наибольший и наименьший диаметры ведущего и ведомого колеса; ε — 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:

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{u_{max}}{u_{min}} = \frac{D_1 D_2}{d_1 d_2} \quad (31)$$

Скольжение снижает угловую скорость ведомого вала, но на диапазон регулирования не влияет.

В простых вариаторах передаточное отношение:

$$u_{max} = \frac{R_{max}}{R_0}; \quad u_{min} = \frac{R_{min}}{R_0}.$$

В сложных вариаторах передаточное отношение:

$$u_{max} = \frac{R_{max}}{R_{min}}; \quad u_{min} = \frac{R_{min}}{R_{max}}.$$

Диапазон регулирования:

$$D = \frac{u_{max}}{u_{min}} = \frac{\frac{R_{max}}{R_{min}}}{\frac{R_{min}}{R_{max}}} = \left(\frac{R_{max}}{R_{min}}\right)^2 = u^2 \quad (32)$$

В сложных вариаторах передаточное отношение может принимать значения, равные:

$$i > 1; \quad i < 1; \quad i = 1.$$

Диапазон регулирования равен квадрату максимального передаточного отношения. Это значительно расширяет область применения сложных вариаторов.

Для одноступенчатых вариаторов $D=3 \dots 6$. С увеличением диапазона регулирования снижается КПД вариатора.

Существуют вариаторы *лобовые*, *конусные*, *торовые*, *дисковые* и др. Рассмотрим некоторые из них.

Лобовые вариаторы (см. рис.10). Наиболее просты, но из-за значительной величины геометрического скольжения уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости.

Диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{u_{max}}{u_{min}} = \frac{R_{max}}{R_{min}}.$$

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 $R_1 \neq const$; $R_2 = const$. Отсюда передаточное число

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

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

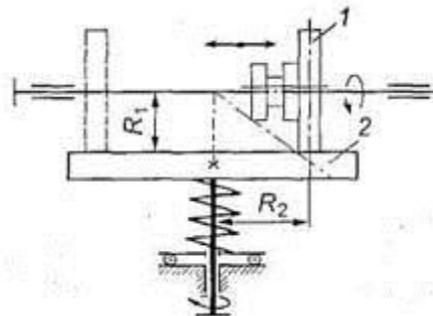


Рис.10. Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

Лобовой вариатор позволяет изменять направление и частоту вращения ведомого вала, останавливать его на ходу без выключения привода.

Торовые вариаторы (см. рис.11). 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

$$u \approx \frac{R_2}{R_1} \neq \text{const}.$$

Для торовых вариаторов диапазон регулирования

$$D \approx \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right)^2. \quad (34)$$

Такая схема вариатора характеризуется малым геометрическим скольжением, что является основным преимуществом торового вариатора, позволяющим повысить КПД до 0,95. Для прижатия тел качения применяют обычно шариковое нажимное устройство, при котором чашка 1 связана с валом при помощи двух или трех шариков, помещенных в гнездах клиновидной формы. Если вал привести во вращение, то он сместится по отношению к чашке на некоторый угол, выжмет шарики, создаст необходимую силу нажатия. Такое устройство обеспечивает величину силы нажатия в соответствии с изменением нагрузки. В СНГ торовые вариаторы нормализованы для мощностей от 1,5 до 20 кВт при D от 6,25 до 3. Материал тел качения — закаленная сталь по закаленной стали в масле или сталь по текстолиту без смазки.

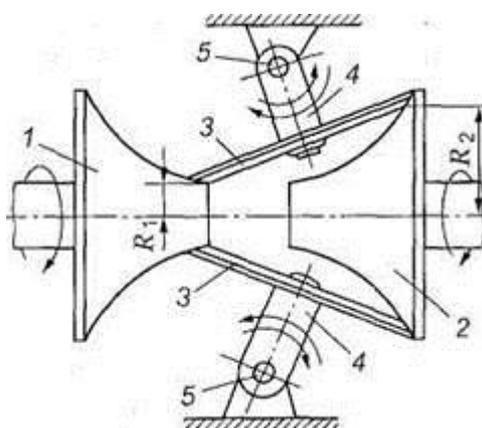


Рис.11. Тордовый вариатор: 1 — ведущая тордовая чашка; 2 — ведомая тордовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

Пример 2. Определить максимальную и минимальную частоты вращения вала ведомого катка, а также силу прижатия катков к роликам торового вариатора, работающего в масляной ванне. Диапазон регулирования $D=4$. Минимальный радиус катка $R_{1 \min} = 45$ мм, число роликов $z = 2$. Ведущий вал вариатора передает мощность $P_1 = 0,8$ кВт при частоте вращения $n_1 = 927$ мин⁻¹. Материал катков — сталь, закаливанию до твердости $H=61\text{HRC}$,

Решение. 1. Из формулы (32) следует

$$u_{\max} = \sqrt{D} = \sqrt{4} = 2; \quad u_{\min} = 1/\sqrt{D} = 1/\sqrt{4} = 0,5.$$

Максимальная и минимальная частота вращения ведомого вала катка:

$$n_{2\max} = n_1 u_{\max} = 927 \cdot 2 = 1854 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{2\min} = n_1 u_{\min} = 927 \cdot 0,5 = 463 \text{ мин}^{-1}$$

2. Вращающий момент на ведущем катке

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 0,8 / 927 = 8,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3. Окружная сила на ведущем катке

$$F_t = 10^3 T_1 / (z R_{1\min}) = 10^3 \cdot 8,24 / (2 \cdot 45) = 92 \text{ Н}.$$

4. Принимаем: $K=1,5$; для закрытой передачи $f=0,05$.

5. Сила прижатия катков к роликам

$$F_r = K F_t / f = 1,5 \cdot 92 / 0,05 = 2760 \text{ Н}.$$

Вариатор с коническими катками (см. рис.12). На ведущем и ведомом валу установлены катки 1 и 2 с рабочими поверхностями конической формы. Вращение от ведущего катка 1 к ведомому 2 передается промежуточным диском 3 цилиндрической формы, свободно вращающимся на оси 4. Пружина 5 обеспечивает необходимую силу нажатия для нормальной работы вариатора. При перемещении промежуточного диска 3 вдоль оси 4 радиусы R_1 и R_2 ведущего 1 и ведомого 2 катков изменяются. В данной конструкции вариатора $R_1 \neq \text{const}$; $R_2 \neq \text{const}$. Отсюда

$$u \approx \frac{R_2}{R_1} \neq const.$$

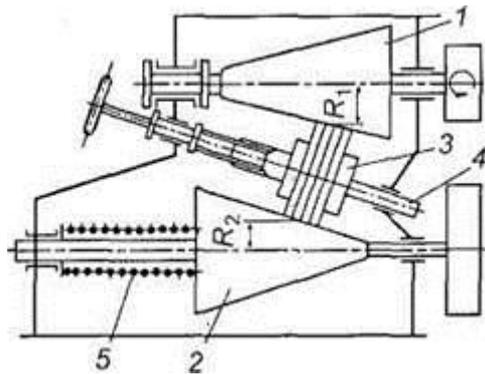


Рис.12. Конусный вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток; 3 — промежуточный диск; 4 — ось диска; 5 — пружина

Диапазон регулирования для вариаторов с коническими катками

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

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.