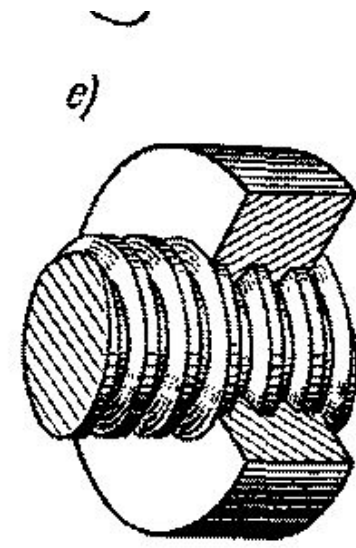
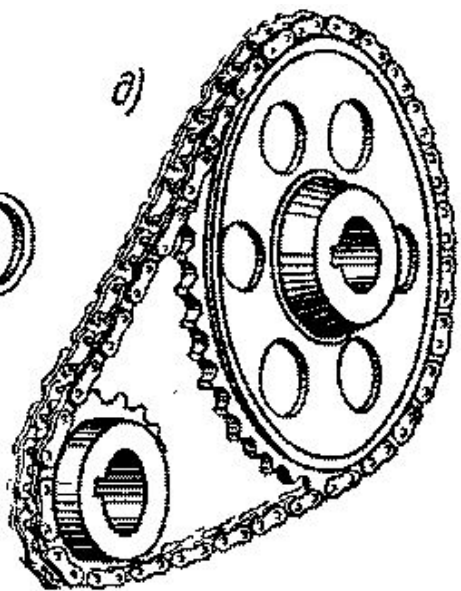
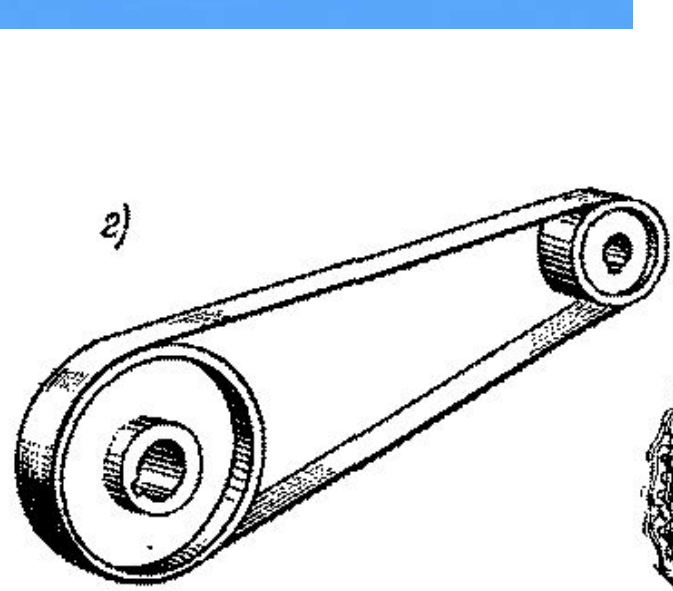
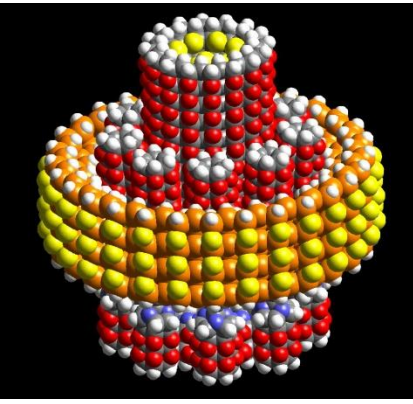
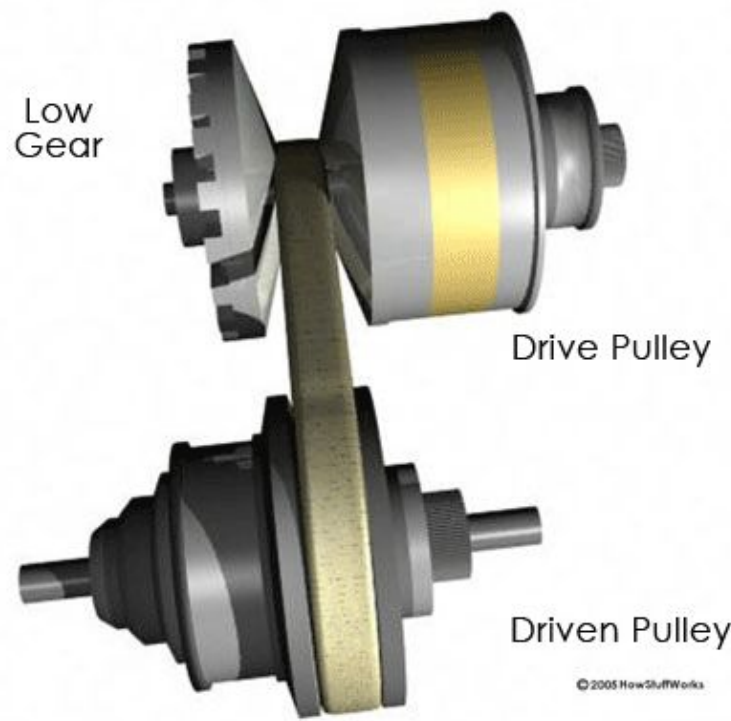


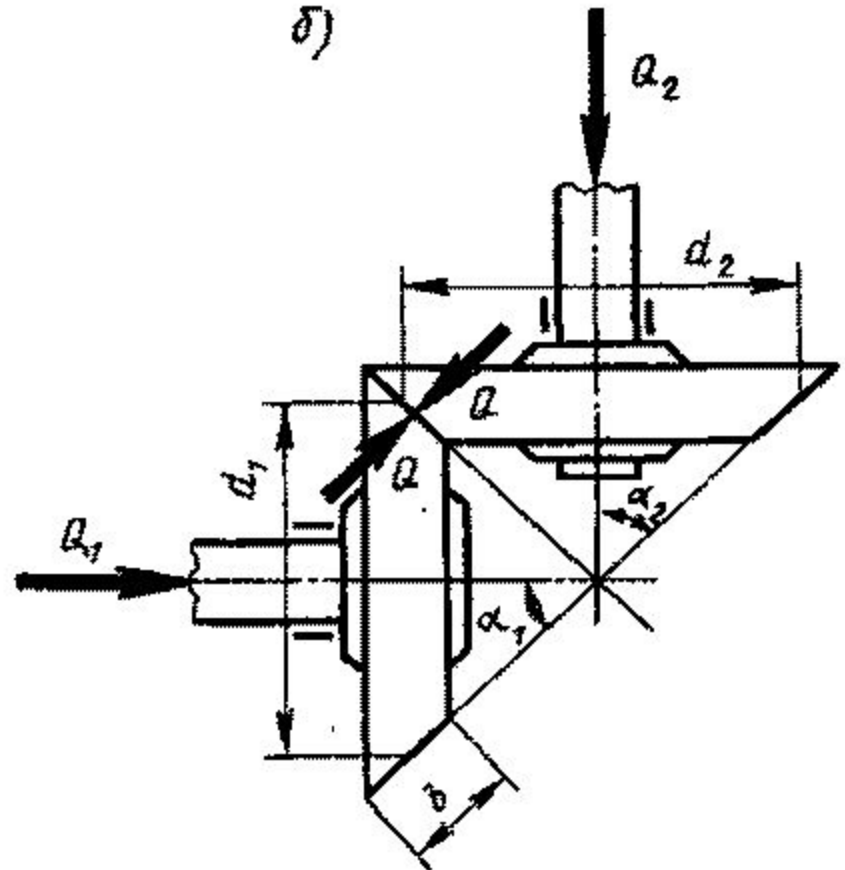
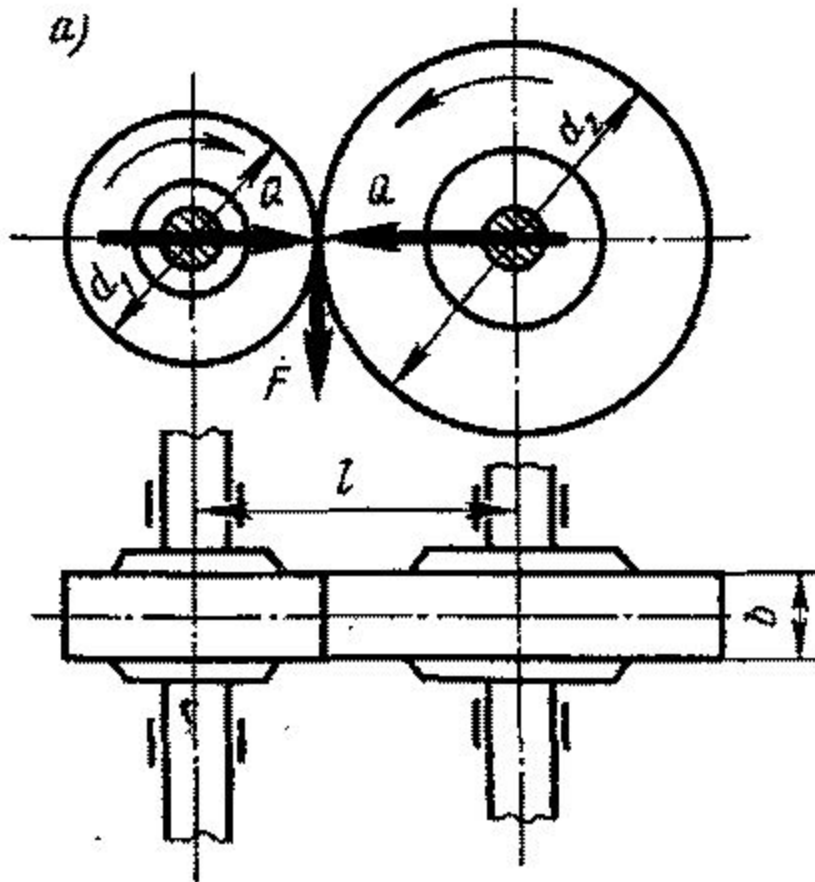
Передачей называется устройство для передачи энергии на расстояние.

Виды передач движения



ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков); вращение одного из колес преобразуется во вращение другого за счет сил трения, возникающих в месте контакта колес. Необходимая сила трения между колесами фрикционной передачи достигается прижатием одного из них к другому.



Фрикционная передача между параллельными валами — *цилиндрическая передача* (рис. 8.1,а). Фрикционная передача между валами с пересекающимися осевыми линиями — *коническая передача* (рис. 8.1,б). Угол между валами конической передача может быть любым, но в большинстве случаев он равен 90° . Для правильной работы колес конической передачи оба конуса должны иметь общую вершину.

Цилиндрическая и *коническая* фрикционные передачи характеризуются условно постоянным передаточным отношением.

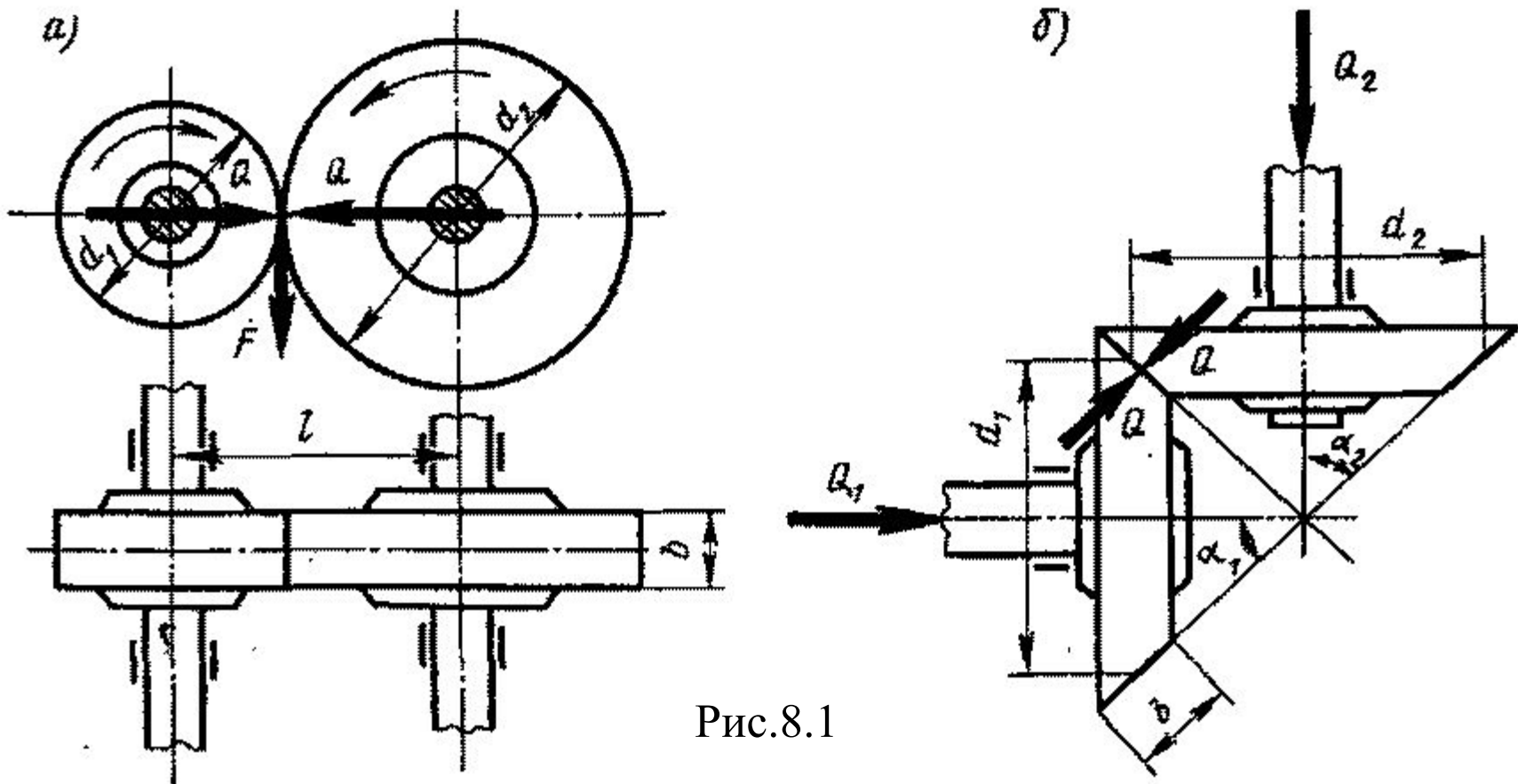
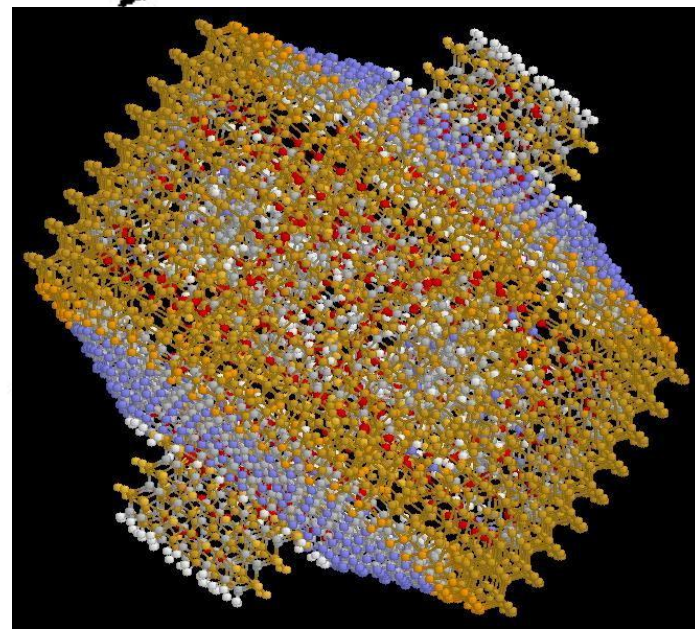
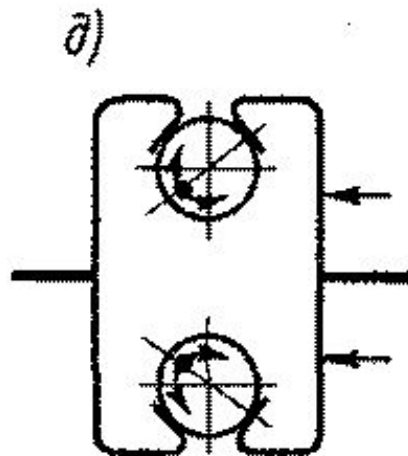
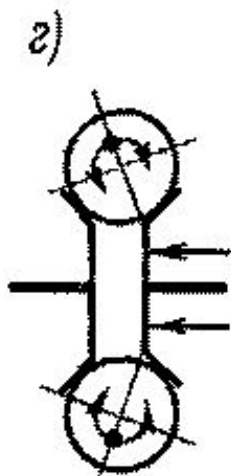
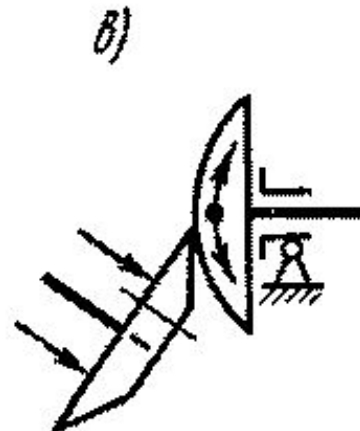
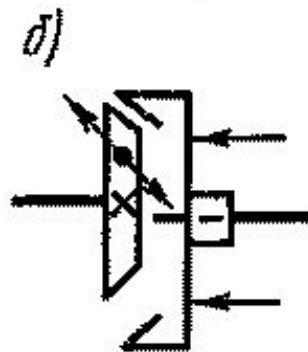
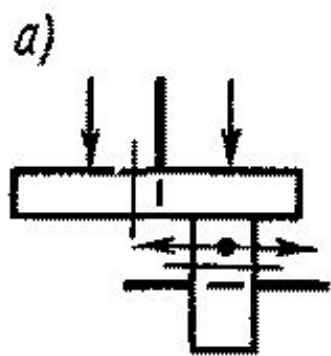


Рис.8.1

Если одно из колес (или оба колеса) фрикционной передачи имеет переменный диаметр вращения, то такая передача, называемая **вариатором**, характеризуется переменным передаточным отношением.

Фрикционные вариаторы по конструкции весьма разнообразны: лобовые (рис 8.2, а), конусные (рис. 8.2, б), шаровые (рис. 8.2, в, г, д), многодисковые (рис. 8.2, е),



Фрикционные **вариаторы** без промежуточного звена (рис. 8.2, а, б, в, е)

Торовые (рис. 8.2, ж, з) и клиноременные (рис. 8.2, и) работают с промежуточным звеном, также как и шаровые (рис. 8.2, г, д.).

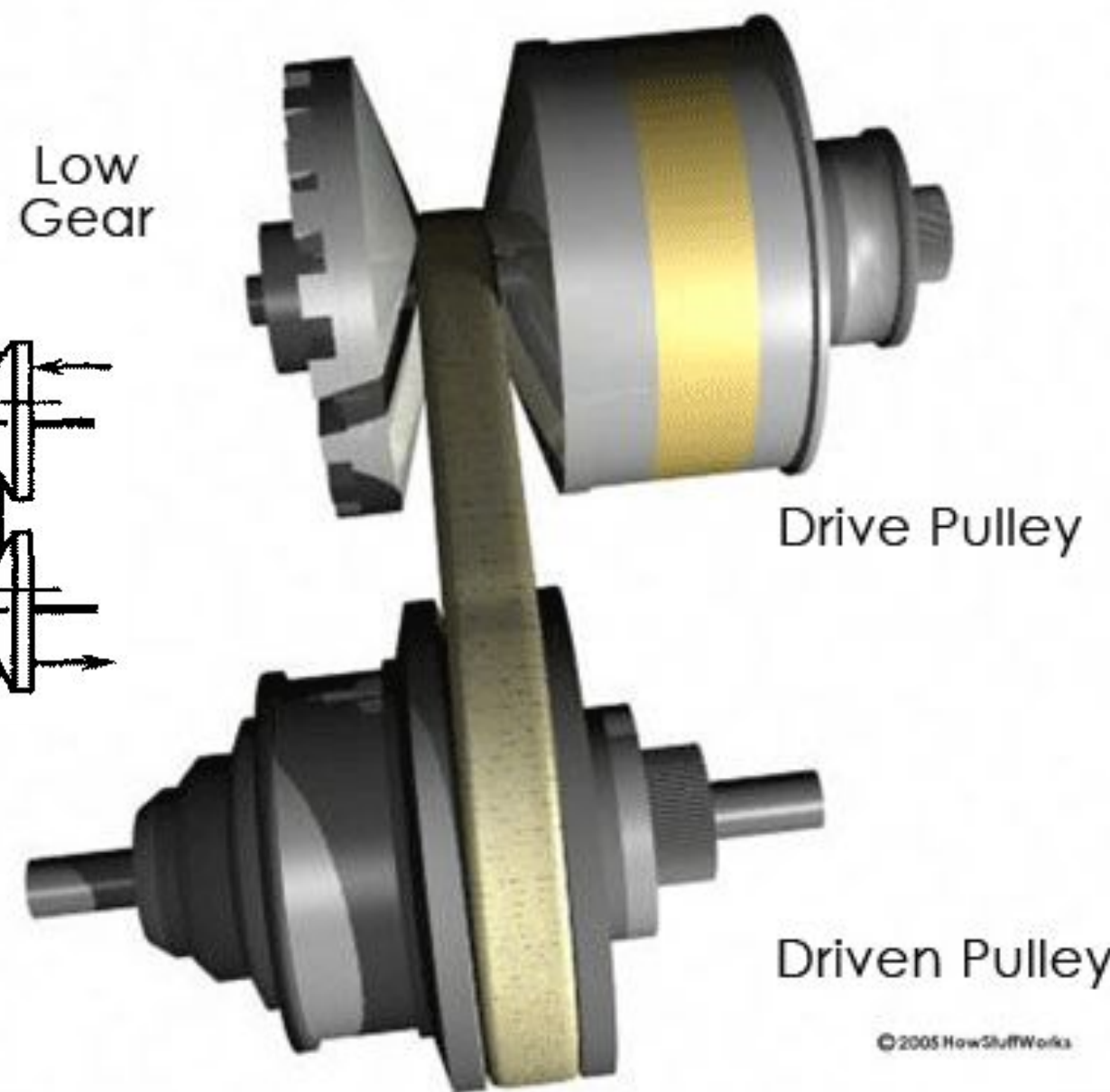
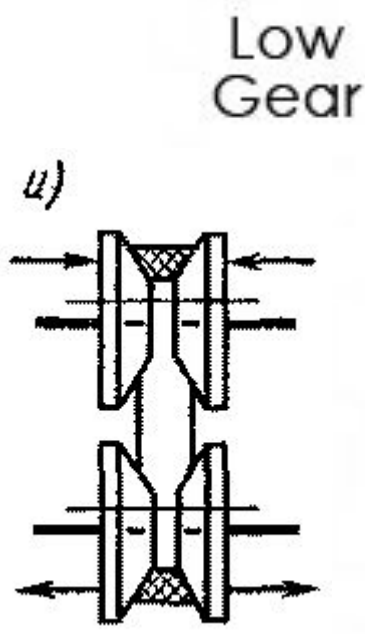
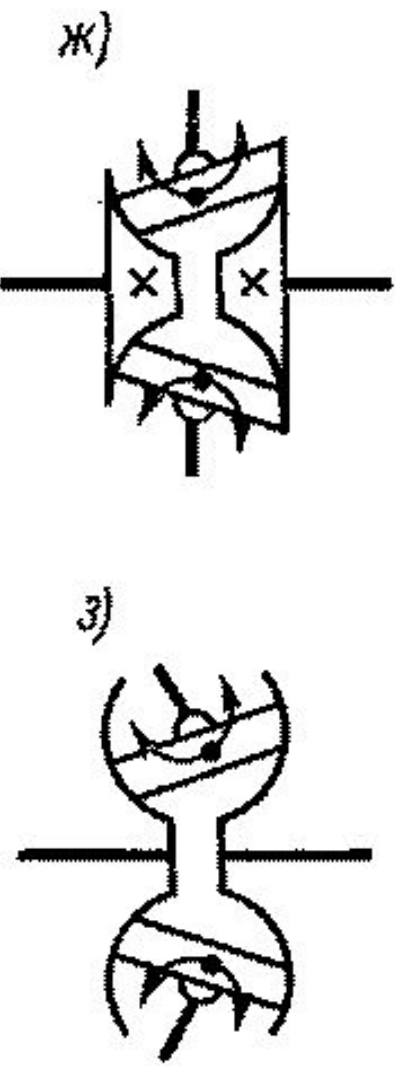
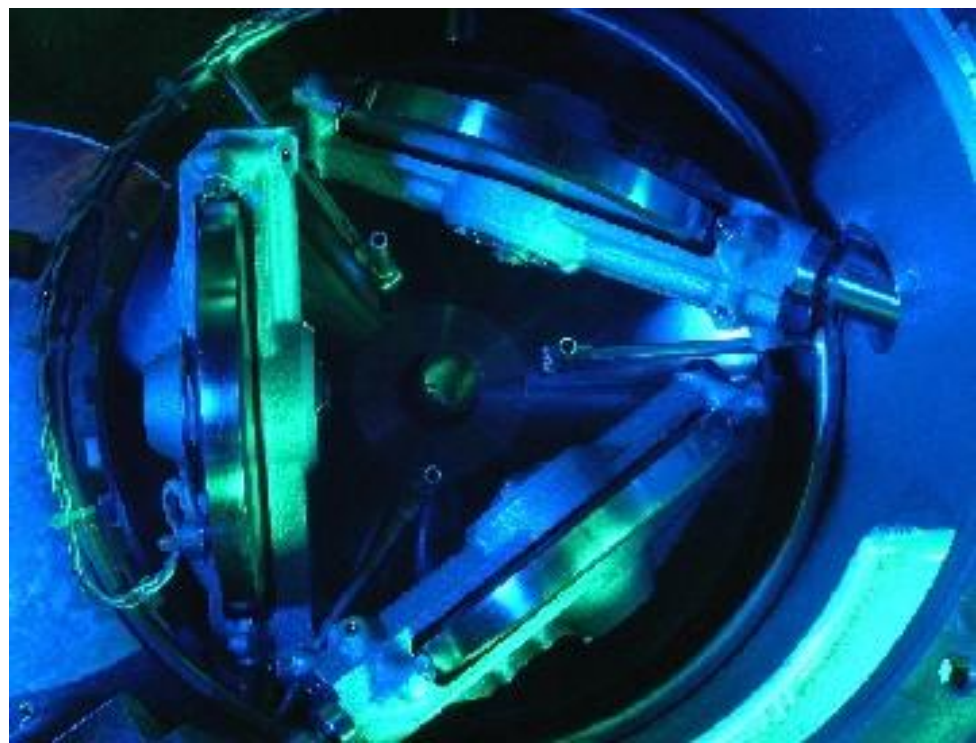
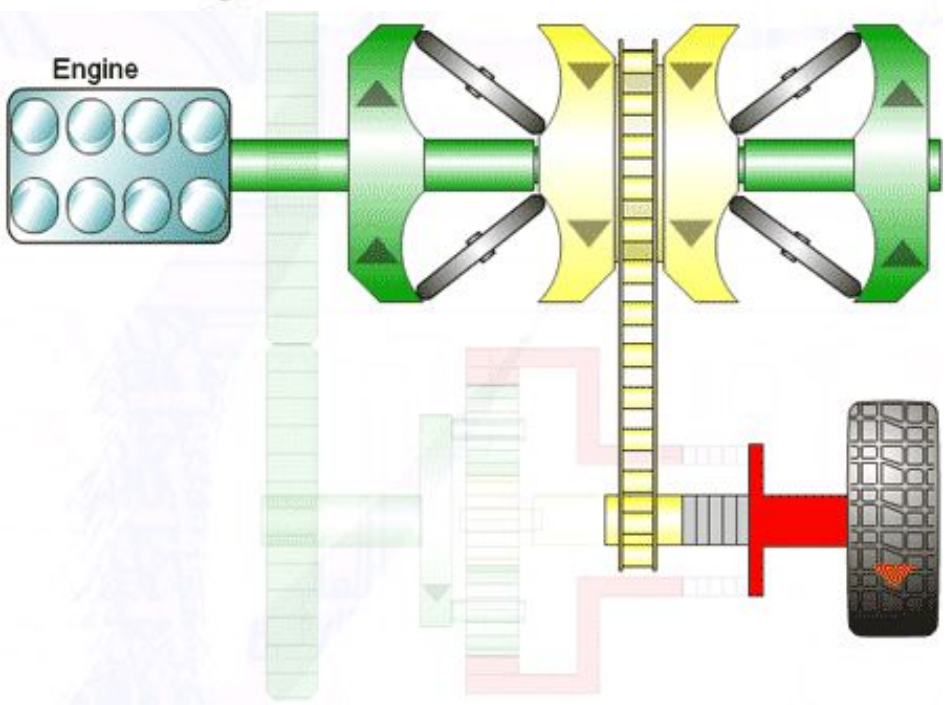
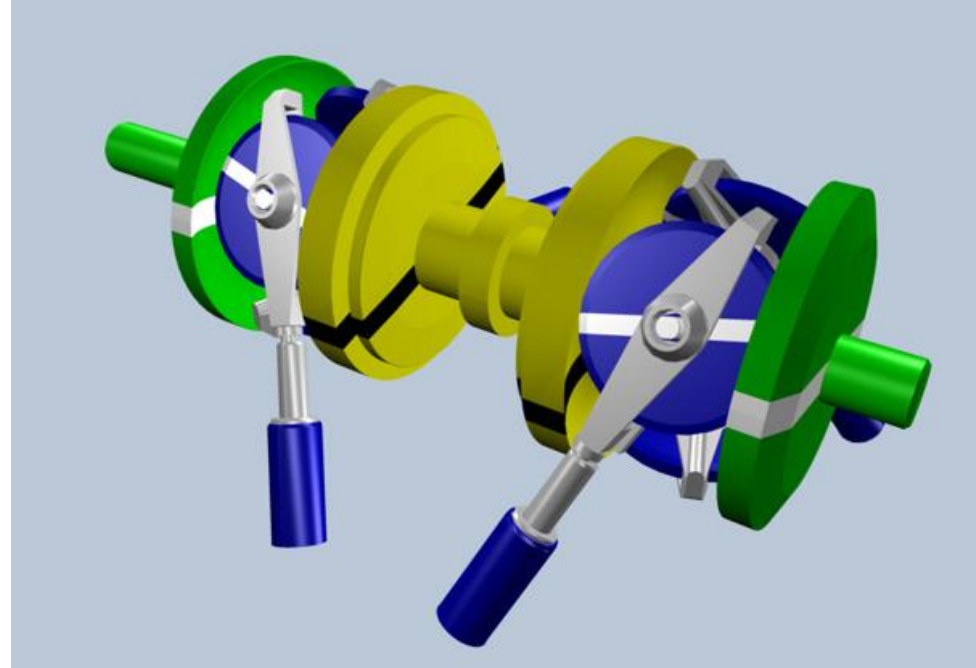


Рис.8.2



Кинематический и силовой расчеты

Зависимость между скоростями v_1 ведомого и v_2 ведущего колеса определяется формулой:

$$v_2 = \zeta v_1,$$

где ζ — коэффициент, учитывающий упругое скольжение колес при деформации в тангенциальном направлении, изменяющийся от 0,995 для передач, работающих всухую, до 0,95 для вариаторов, работающих в масле при значительных передаточных отношениях.

Передаточное отношение i фрикционной передачи с условно постоянным передаточным отношением

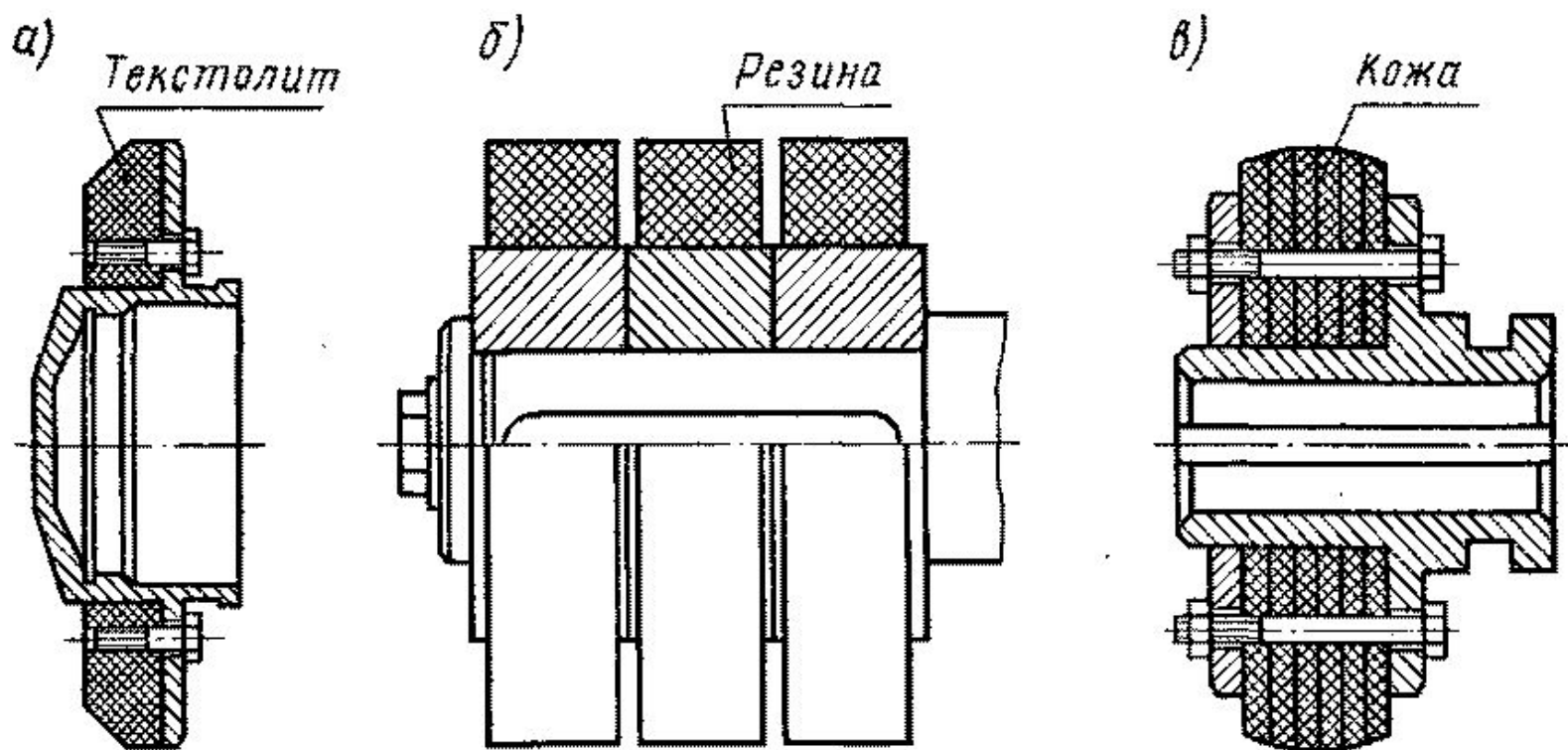
$$i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = d_2/(d_1\zeta) = T_2/(T_1\eta),$$

где d_1 и ω_1 — диаметр и угловая скорость ведущего колеса; d_2 и ω_2 — диаметр и угловая скорость ведомого колеса; для конической фрикционной передачи; d_1 и d_2 — средние диаметры колес

η — к. п. д. передачи; в зависимости от вида передачи $\eta = 0,7...0,95$.

передаваемые крутящие моменты T_1 и T_2 ,

Форма и материал колес фрикционной передачи определяются ее назначением. Основные требования к материалам фрикционных колес: высокие износостойкость и поверхностная прочность, повышающие долговечность передачи; достаточно высокий коэффициент трения, обеспечивающий наименьшую силу прижатия колес; высокий модуль упругости, способствующий уменьшению потерь на трение от упругого скольжения



Контактные напряжения сжатия σ_H для фрикционных колес из стали определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{qE/\rho},$$

где q — номинальная нагрузка на единицу длины контактной площадки колес; E — приведенный модуль упругости материалов колес; ρ — приведенный радиус кривизны колес.

Расчетная погонная нагрузка

$$q = kF/b,$$

где $k = 1 \dots 1,3$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной площадки; k принимается тем меньше, чем точнее изготовлена и смонтирована передача; b — длина контактной площадки.

Для передачи окружной силы F_t колеса фрикционной передачи должны быть прижаты друг к другу с силой

$$F = \beta F_t / f,$$

где β — коэффициент запаса сцепления колес; в силовых передачах машин $\beta = 1,25 \dots 1,5$, в передачах приборов $\beta = 2,5 \dots 3$; f — коэффициент трения между колесами, принимаемый для стали в масле $f = 0,04 \dots 0,05$, для стали по стали или чугуна всухую $f = 0,15 \dots 0,2$, для стали по текстолиту всухую $f = 0,2 \dots 0,3$.

Приведенный модуль упругости

$$E = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2),$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материала соответственно ведущего и ведомого колес. Если материалы колес одинаковы, то $E = E_1 = E_2$.

Приведенный радиус кривизны: для цилиндрической фрикционной передачи

$$\rho = d_1d_2 / [2(d_1 + d_2)] = 0,5d_1i / (i + 1); \quad (\text{г})$$

для конической фрикционной передачи

$$\rho = d_1d_2 / [2(d_1 \cos \alpha_2 + d_2 \cos \alpha_1)] \approx 0,5d_1i / \sqrt{i^2 + 1}. \quad (\text{д})$$

Задавшись отношением $\psi = b/d$, диаметр d_1 меньшего колеса цилиндрической фрикционной передачи

$$d_1 = 0,9 \sqrt[3]{\frac{1+i}{i} \frac{\beta k E T_1}{f \psi [\sigma_H]^2}},$$

T - передаваемый
телом вращения
крутящий момент

где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение на сжатие для фрикционных колес.

Коэффициент ширины колес (длины контактной площадки) для точных закрытых передач принимают $\psi = 0,8 \dots 1,2$ и для открытых передач $\psi = 0,2 \dots 0,6$.

Достоинства фрикционных передач:

- простота конструкции;
- бесшумность и плавность работы;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа.

Недостатки фрикционных передач:

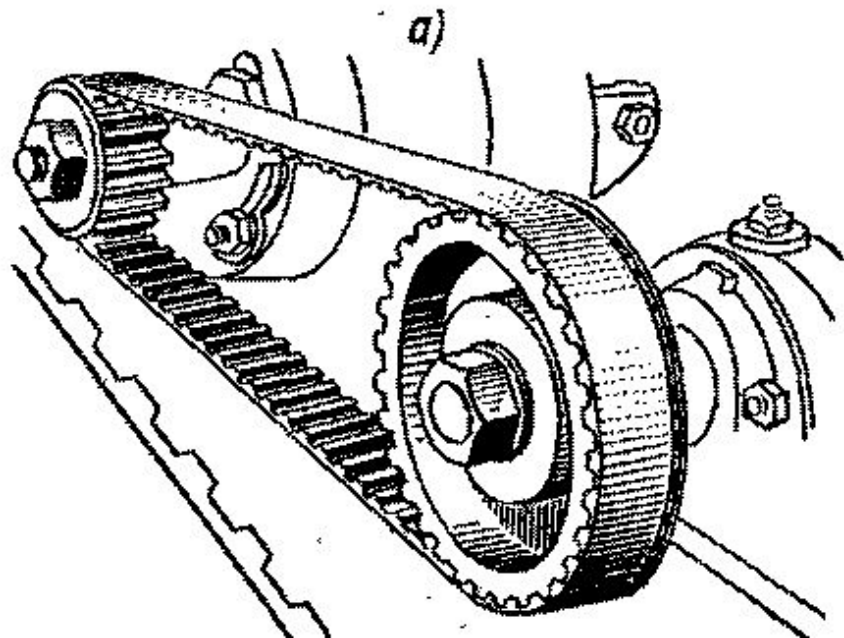
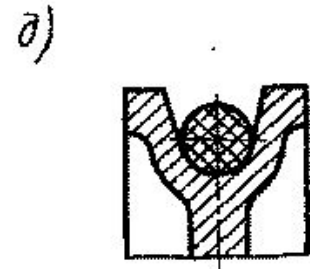
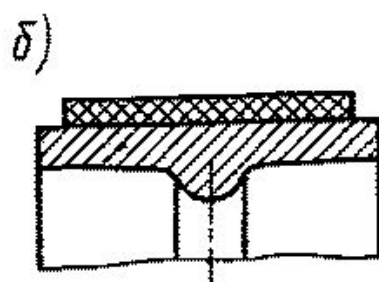
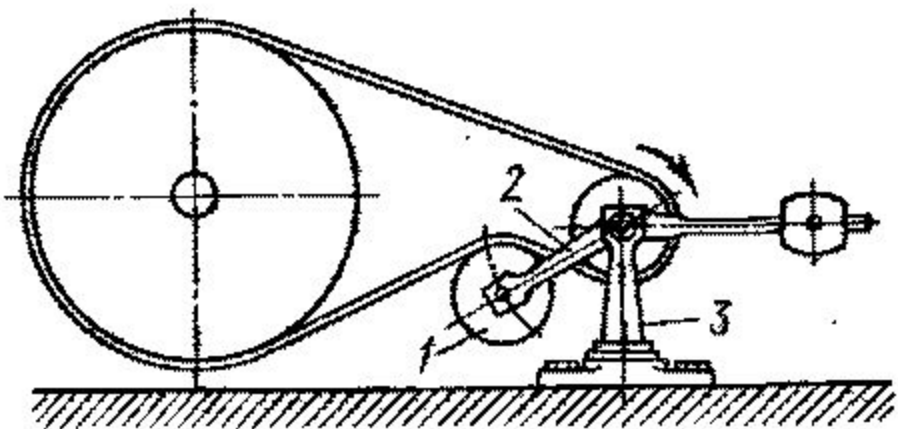
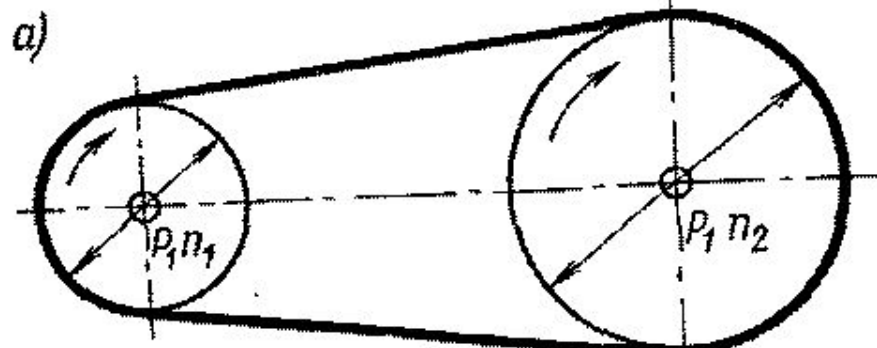
- значительное давление на валы и опоры, ограничивающее величину передаваемой мощности;
- скольжение в передаче, вызывающее непостоянство передаточного числа даже при тщательном изготовлении и монтаже передачи.

Виды разрушений и критерии работоспособности передачи:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей;
- заедание в тяжело нагруженных быстроходных передачах, работающих со смазкой;
- при разрыве масляной пленки образуются приваренные частицы, задирающие поверхность в направлении скольжения;
- изнашивание поверхности, часто неравномерное. Повышенное изнашивание наблюдается в открытых передачах.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

По форме поперечного сечения различают плоские (б), клиновые (в), поликлиновые (г) и круглые (д) приводные ремни. Плоские ремни в поперечном сечении имеют форму шириной, значительно превосходящей толщину.



Материалы и конструкция ремней

Резинотканевые ремни — самые распространенные. Они бывают двух видов: общего назначения и морозостойкие. Ремни общего назначения предназначены для работы в интервале температур от -25 до $+60$ °С, а морозостойкие — в интервале от -45 до $+60$ °С. Резинотканевые ремни состоят из тканевого каркаса нарезной конструкции и резиновых прослоек между тканевыми прокладками. Каркас ремней изготавливают из хлопчатобумажных тканей или тканей из комбинированных нитей

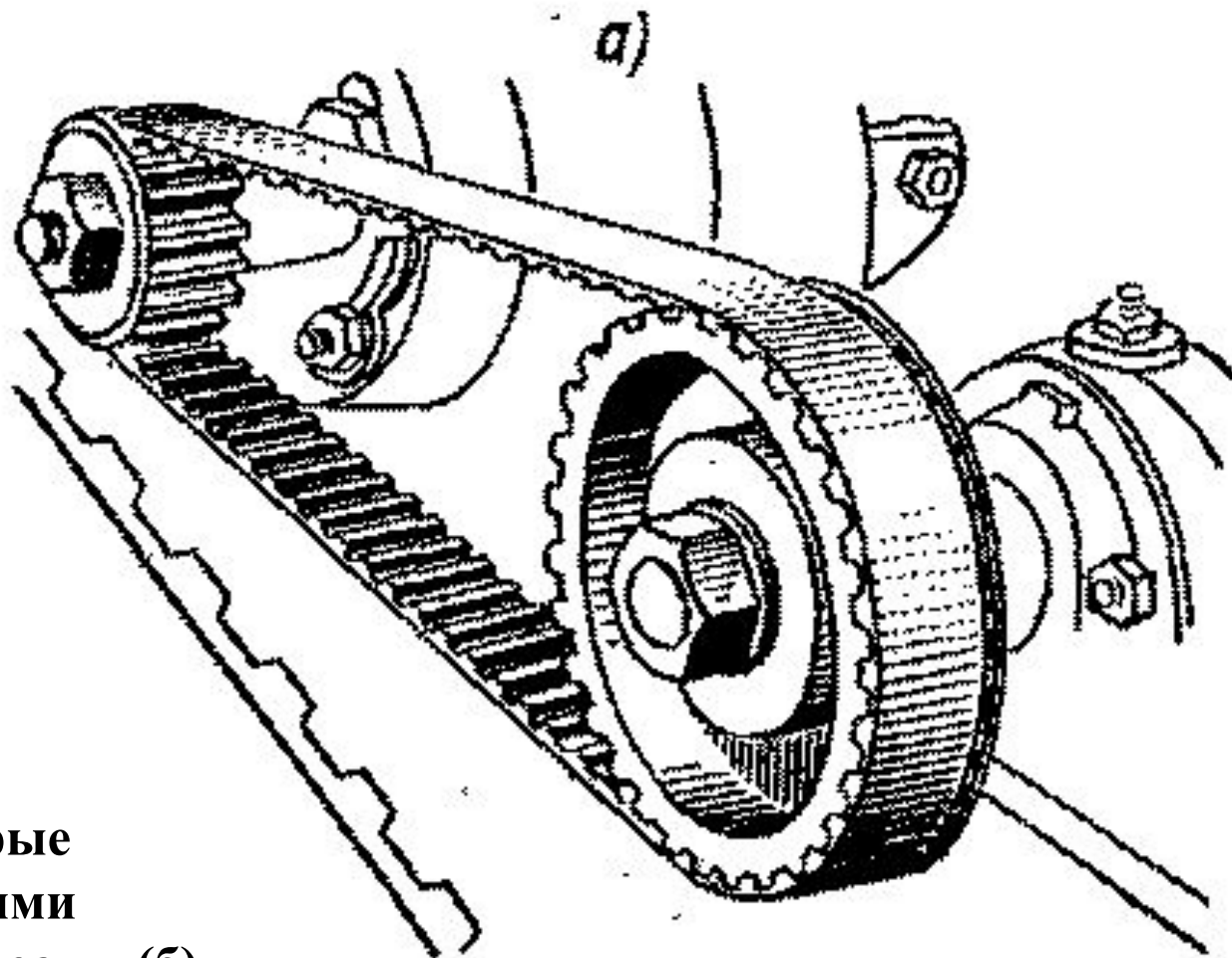
Кожаные ремни делают из отдельных полос кожи путем их склеивания специальным клеем или сшивки сыромятными ремешками

Хлопчатобумажные цельнотканые ремни изготавливают (ткут) из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев

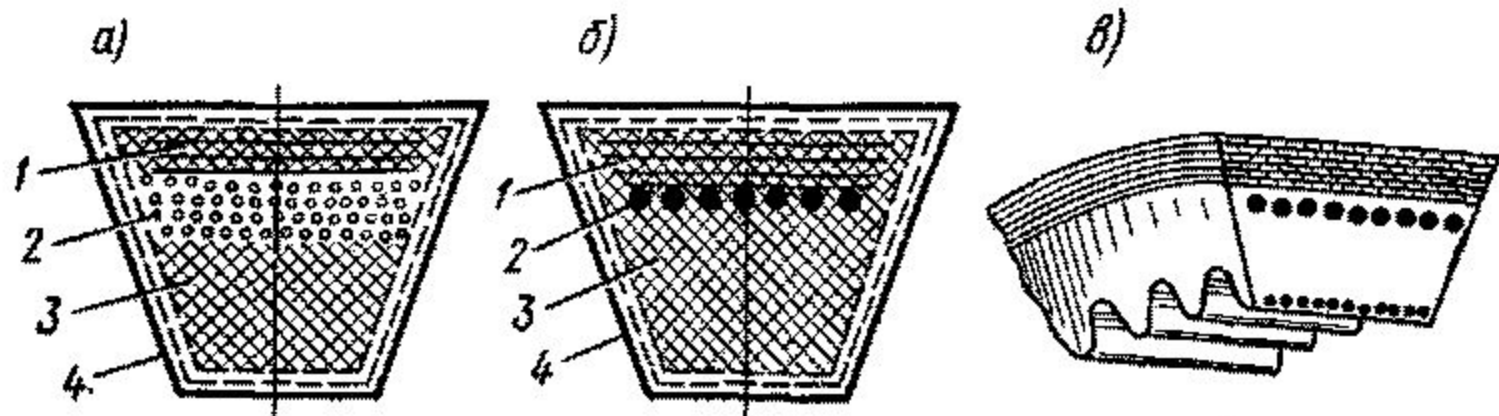
Шерстяные ремни выполняют (ткут) в несколько слоев из шерстяных и хлопчатобумажных нитей, пропитывают составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. Они менее чувствительны к воздействию повышенной температуры, влажности, паров кислот и щелочей,

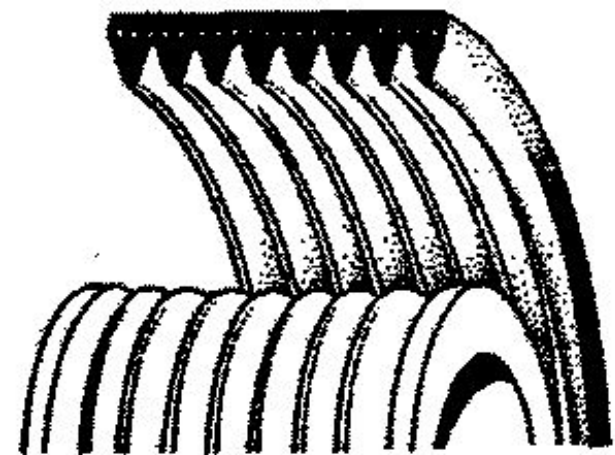
Полиамидные ремни ткут из полиамидных нитей, либо получают в виде плёночной многослойной ленты. Применяются также полиамидные ремни, армированные тонкими металлическими тросиками.

Зубчатые ремни
сочетают
преимущества
плоских ремней и
зубчатых
зацеплений. Их
изготавливают из
маслостойких
искусственных
материалов, из
резины на основе
хлоропреновых
каучуков,
и вулкана, которые
армируют стальными
проволочными тросами (б),
воспринимающими нагрузку
на ремень.



Клиновые ремни для приводов общего назначения изготовляют двух конструкций: кордтканевые и кордшнуровые. *Кордтканевые клиновые ремни* (рис. 11.6, а) состоят из нескольких слоев прорезиненной текстильной кордткани 2, передающей основную нагрузку и расположенной примерно симметрично относительно нейтрального слоя ремня; резинового или резиноктаневого слоя растяжения 1, находящегося над кордом; резинового или реже резиноктаневого слоя сжатия 3, расположенного под кордом; нескольких слоев оберточной прорезиненной ткани 4. В *кордшнуровых клиновых ремнях* (рис. 11.6, б) вместо слоев кордткани предусматривают один слой кордшнура 2 толщиной 1,6...1,7 мм, слой растяжения 1 из резины средней твердости и слой сжатия 3 из более твердой резины. Эти ремни, как более гибкие и долговечные, применяют при тяжелых условиях работы.





Поликлиновые ремни по конструкции подобны клиновым. В тонкой плоской части их помещаются высокопрочный шнуровой корд из вискозы, стекловолокна или лавсана и несколько слоев диагонально расположенной ткани, придающей ремню большую поперечную жесткость. Поликлиновые передачи — самые компактные из всех ременных передач и могут работать со скоростью $v \leq 40$ м/с.

Значения относительного скольжения ξ в зависимости от типа ремня:

Резинотканевые и шерстяные ремни	0,01
Кожаные ремни	0,015
Кордтканевые клиновые ремни	0,02
Кордшнуровые клиновые ремни	0,01

Расчет ременных передач производят по расчетной окружной силе

$$F_t = k_d P_1 / v, \quad \text{коэффициент динамической нагрузки } k_d \quad (1.1 \div 2)$$

где F_t — в Н; P_1 — в Вт; v — в м/с, или F_t — в кН; P_1 — в кВт; v — в м/с.

Начальная сила натяжения ремня $F_0 = A\sigma_0,$

Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня в нагруженной передаче:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t;$$

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t.$$

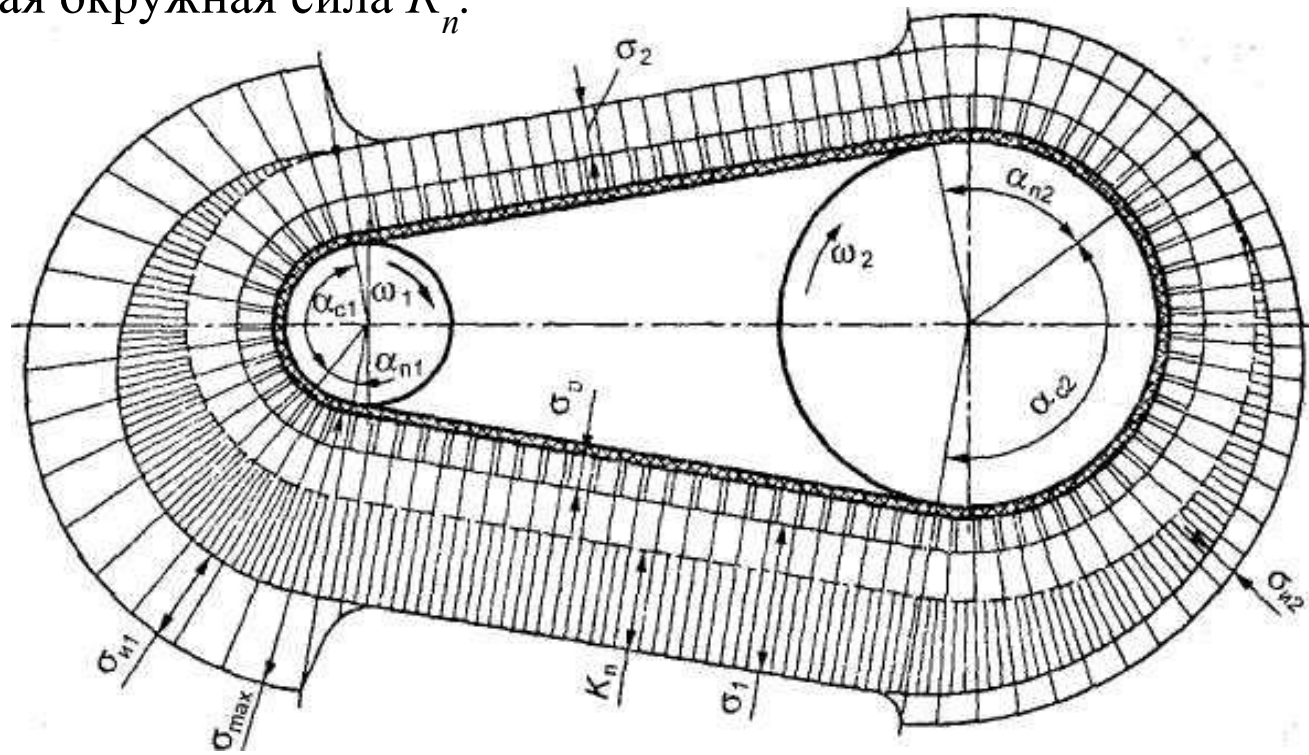
1. Предварительное напряжение , определяемое в зависимости от силы начального натяжения: $\sigma_0 = F_0/A$, где A — площадь поперечного сечения ремня.

Для стандартных ремней рекомендуется принимать: $\sigma_0 = 1,76$ МПа — для плоских ремней; $\sigma_0 = 1,18 - 1,47$ МПа — для клиновых.

2. В динамическом режиме напряжения перераспределяются , для формирования окружной силы . Удельная окружная сила K_n .

Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы F_t .
 $K_n = F_t/A$
 Полезное напряжение можно определить и как разность

$K_n = \sigma_1 - \sigma_2$
 где σ_1 и σ_2 — напряжения в ведущей и ведомой ветвях.



Должно соблюдаться $\rightarrow \sigma_0 = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2)}{2} + \sigma_\sigma$

3. Напряжение изгиба σ_u , возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.) и изменяющееся по пульсирующему циклу. В плоском ремне нейтральный слой проходит посередине толщины ремня. Наружные слои ремня при огибании шкива растягиваются, а внутренние — сжимаются.

$\sigma_u = E(\delta / D_1)$ где E — модуль продольной упругости материала ремня; δ — толщина ремня; D_1 — диаметр огибаемого шкива. В расчетах для плоскоремennых передач ограничиваются минимально допустимым значением δ / D_1 (в справочнике). На тяговую способность передачи напряжение изгиба не влияет, но является основной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжение от центробежных сил. Зависит от силы F_σ $F_\sigma = \rho A v^2$,
 $\sigma_\sigma = F_\sigma / A$ v — скорость ремня, A — ширина, ρ — плотность материала

5. Наибольшее суммарное напряжение определяется как сумма полезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви (и) и напряжения от центробежных сил $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{и1} + \sigma_\sigma$
 (σ_{max} возникает в ремне, в месте его набегания на малый шкив (см. рис.).

6. Коэффициент упругого скольжения: $\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1$,
 где v_1 и v_2 — окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы ременной передачи значение $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$.

Расчет геометрических параметров.

1. Межосевое расстояние определяется конструкцией машины или ее привода

$$a = \frac{1}{8} \{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1) - 8(D_2 - D_1)^2]}\},$$

где L — расчетная длина ремня; D_1 и D_2 — диаметры ведущего (1) и ведомого (2) шкивов.

Для нормальной работы плоскоремленной передачи должно соблюдаться условие:

$$a_{\min} \geq 1,5(D_1 + D_2);$$

$$a_{\max} \geq 2,5(D_1 + D_2)$$

при этом a должно быть не более 15 м.

2. Расчетная длина ремня (без учета припуска на соединение концов)

$$L \cong 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a};$$

на сшивку добавляют еще 100-300 мм.

3. Диаметр ведущего шкива (малого), мм

$$D_1 = (520 \div 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}},$$

где P_1 — мощность на ведущем валу, кВт; ω_1 — угловая скорость ведущего вала, рад/с.

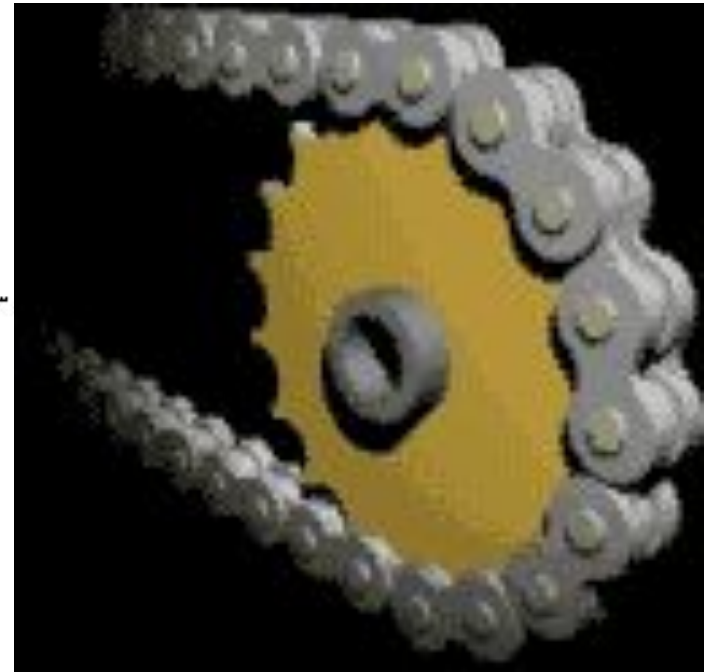
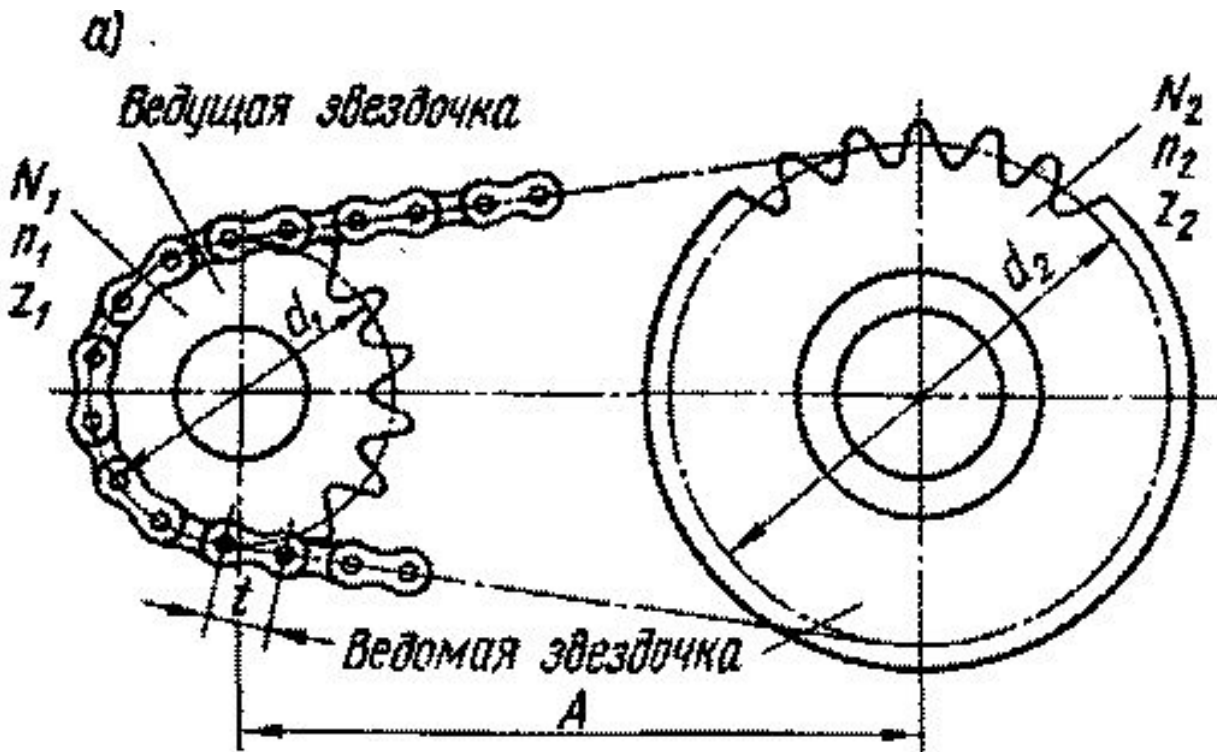
4. Диаметр ведомого шкива

$$D_2 = uD_1(1 - \varepsilon) \approx uD_1;$$

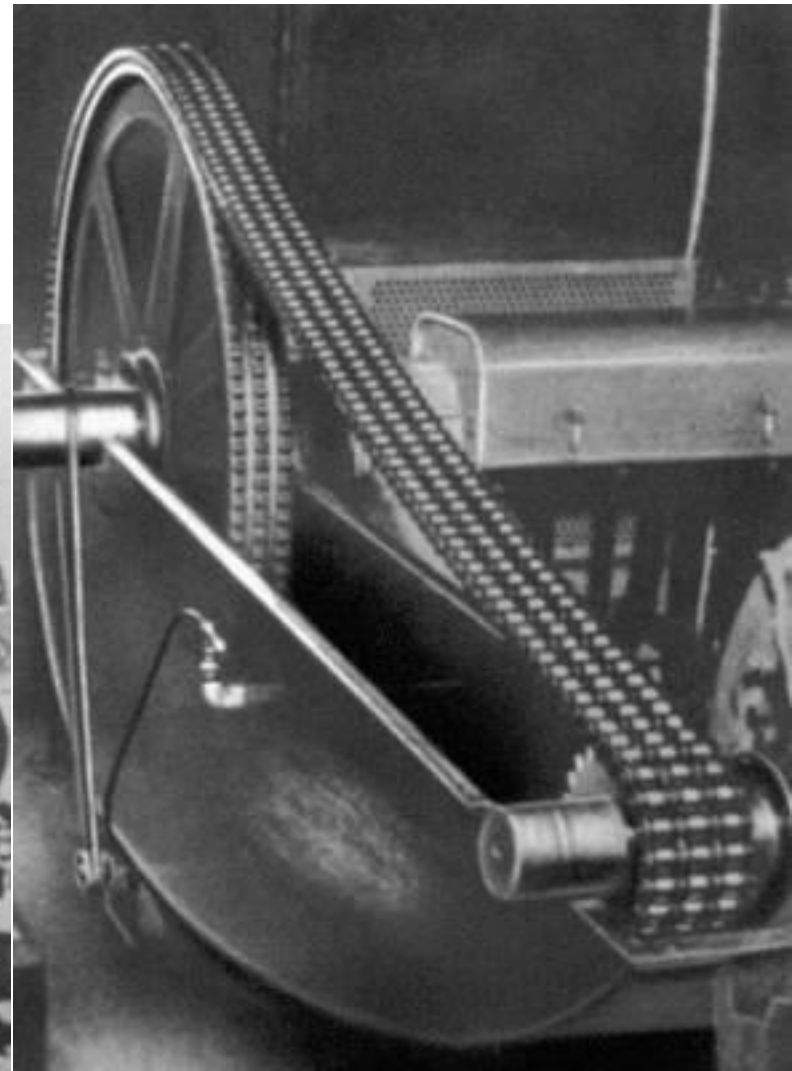
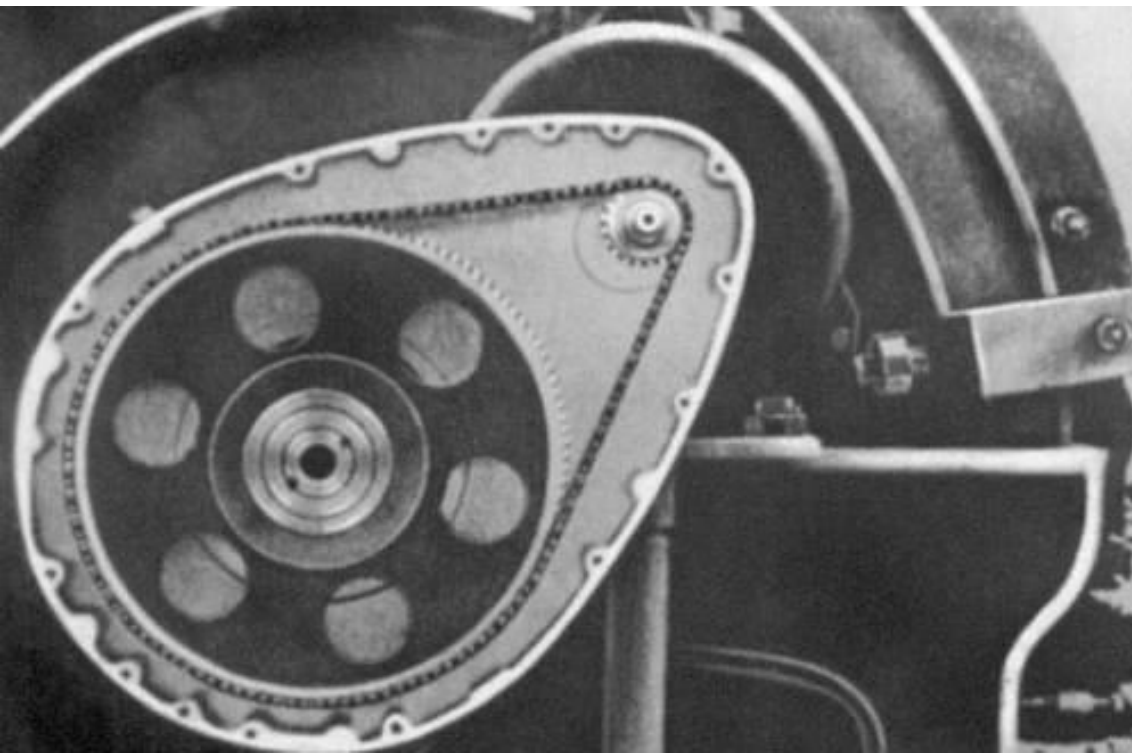
где u — передаточное число; ε — коэффициент скольжения.

Цепная передача

Цепная передача состоит из расположенных на некотором расстоянии друг от друга двух колес, называемых звёздочками в охватывающей их цепи. Вращение ведущей звездочки преобразуется во вращение ведомой благодаря сцеплению цепи с зубьями звездочек. Иногда применяют цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками.



Цепные передачи, работающие при больших нагрузках и скоростях, помещают в специальные кожухи, называемые картерами, что обеспечивает постоянную обильную смазку цепи, безопасность и защиту передачи от загрязнения и уменьшение шума, возникающего при ее работе.



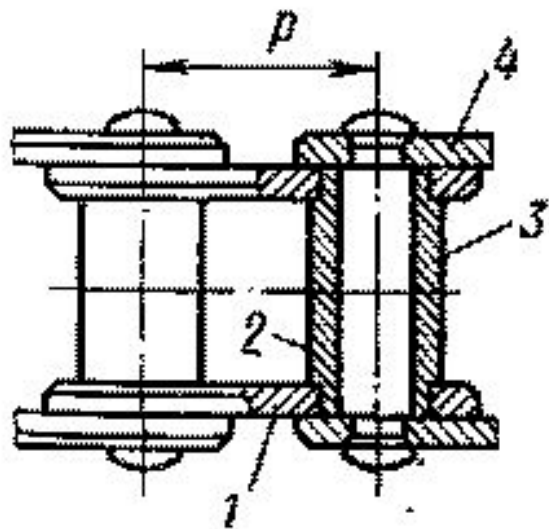
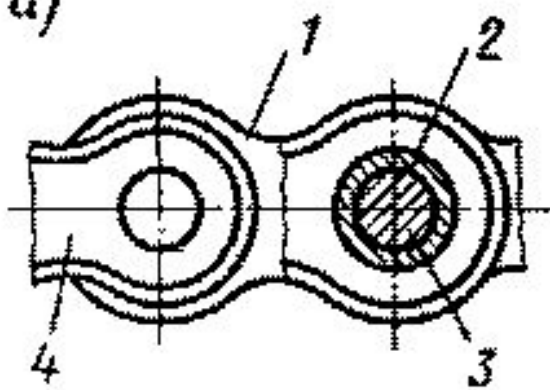
Достоинства цепных передач по сравнению с ременными — отсутствие проскальзывания, компактность, меньшие нагрузки на валы и подшипники (нет необходимости в большом начальном натяжении цепи), К. п. д. цепной передачи довольно высокий, достигающий значения $\eta = 0,98$.

Цепные передачи применяют при больших межосевых расстояниях, когда зубчатые передачи невозможно использовать из-за громоздкости, а ременные передачи — в связи с требованиями компактности или постоянства передаточного отношения.

Основные геометрические характеристики цепи — *шаг*, т. е. расстояние между осями двух ближайших шарниров цепи, и *ширина*, а основная силовая характеристика — *разрушающая нагрузка цепи*, устанавливаемая опытным путем.

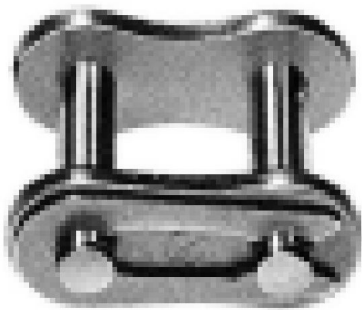


Цепи в цепных передачах называют *приводными*. Приводные цепи по конструкции различают: *втулочные, роликовые, зубчатые и фасоннозвенные*.



Втулочная однорядная цепь состоит из внутренних пластин 1, напрессованных на втулки 2, свободно вращающиеся на валиках 3, на которых напрессованы наружные пластины 4. В зависимости от передаваемой мощности приводные втулочные цепи изготавливают однорядными (ПВ) и двухрядными (2ПВ). Эти цепи простые по конструкции, имеют небольшую массу и наиболее дешевые, но менее износоустойчивы, поэтому применение их ограничивают небольшими скоростями, обычно до 10 м/с.

Fig. 2-1 Standard Connecting Link



Spring Clip



Cotter Pin



Приводные **роликовые** цепи различают *однорядные нормальные (ПР)*, *однорядные длиннозвенные облегченные (ПРД)*, *однорядные усиленные (ПРУ)*, *двух (2ПР)-, трех (3ПР) и четырехрядные (4ПР) и с изогнутыми пластинками (ПРИ)*.

Роликовая однорядная цепь отличается от втулочной тем, что на ее втулках устанавливают свободно вращающиеся ролики (5). Ролики заменяют трение скольжения между втулками и зубьями звездочек во втулочной цепи трением качения. Поэтому износостойкость роликовых цепей по сравнению со втулочными значительно выше и соответственно их применяют при окружных скоростях передач до 20 м/с.

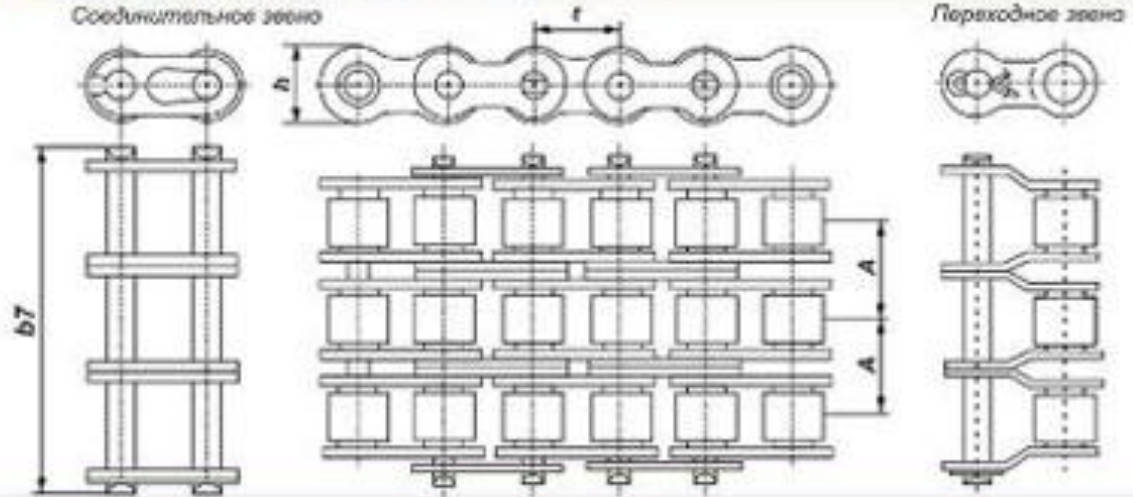


Многорядные цепи позволяют увеличивать нагрузку пропорционально числу рядов, поэтому их применяют при передаче больших мощностей.

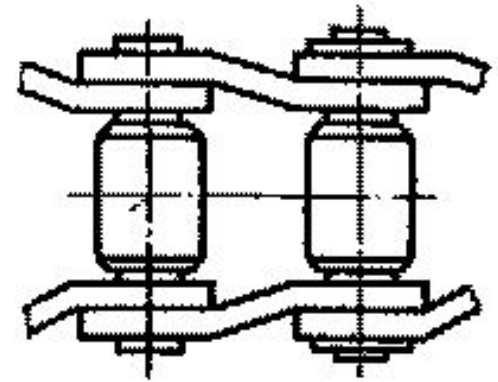
STRAIGHT EXTENDED PINS



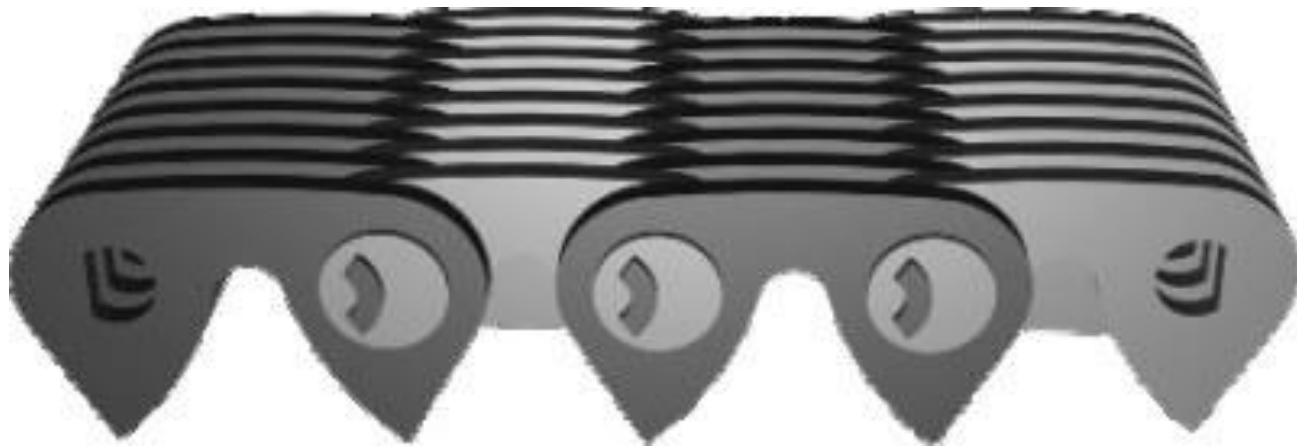
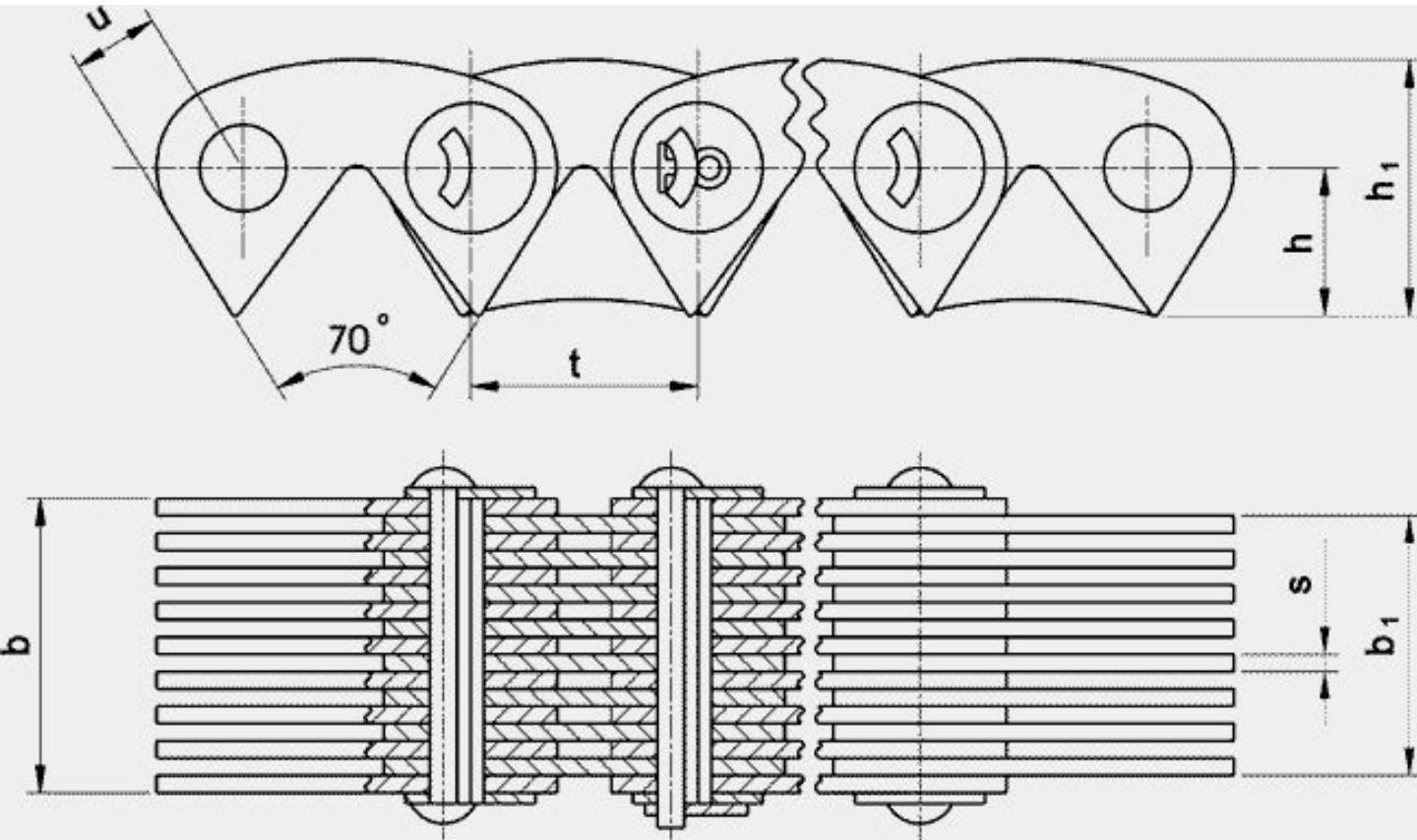
EXTENDED PINS WITH CIRCLIP GROOVE



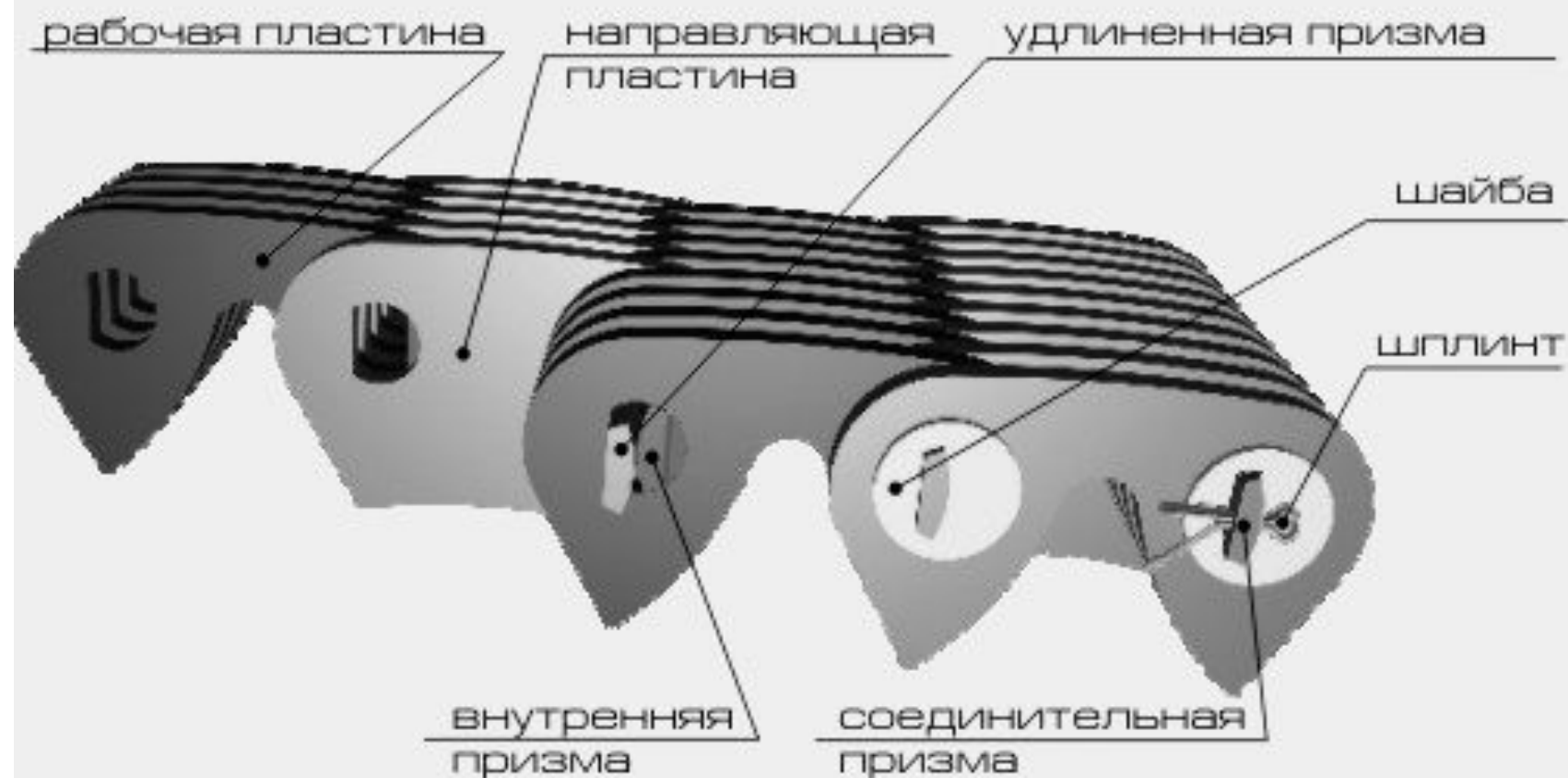
Роликовые цепи с изогнутыми пластинами повышенной податливости применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).



Цепи зубчатые



ЦЕПИ ПРИВОДНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ



Пример условного обозначения цепи:

ПЗ - 1 - 12,7 - 26 - 22,5 ГОСТ 13552-81

цепь
приводная
зубчатая

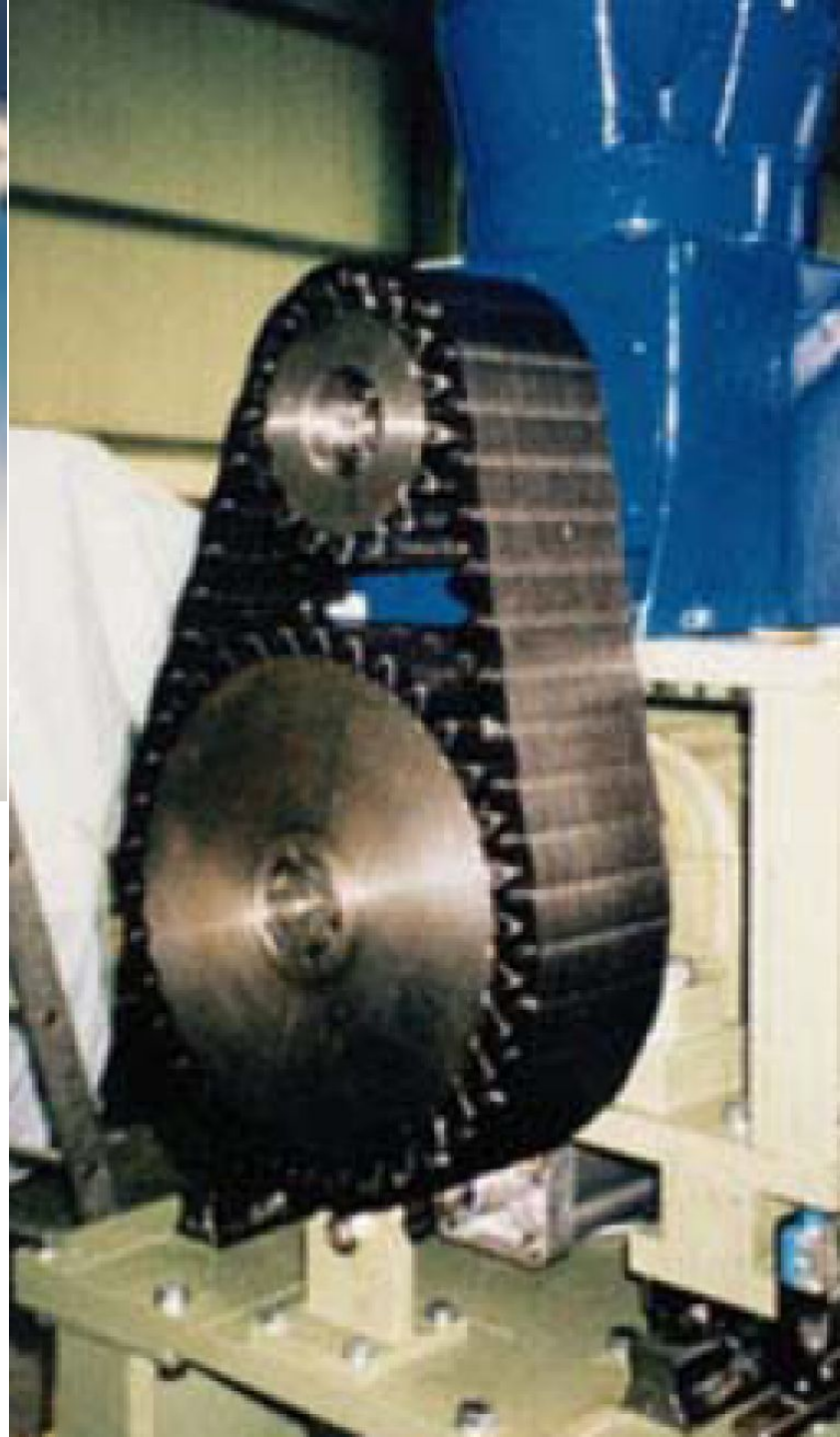
тип
(с односто-
ронним
зацеплением)

шаг цепи,
мм

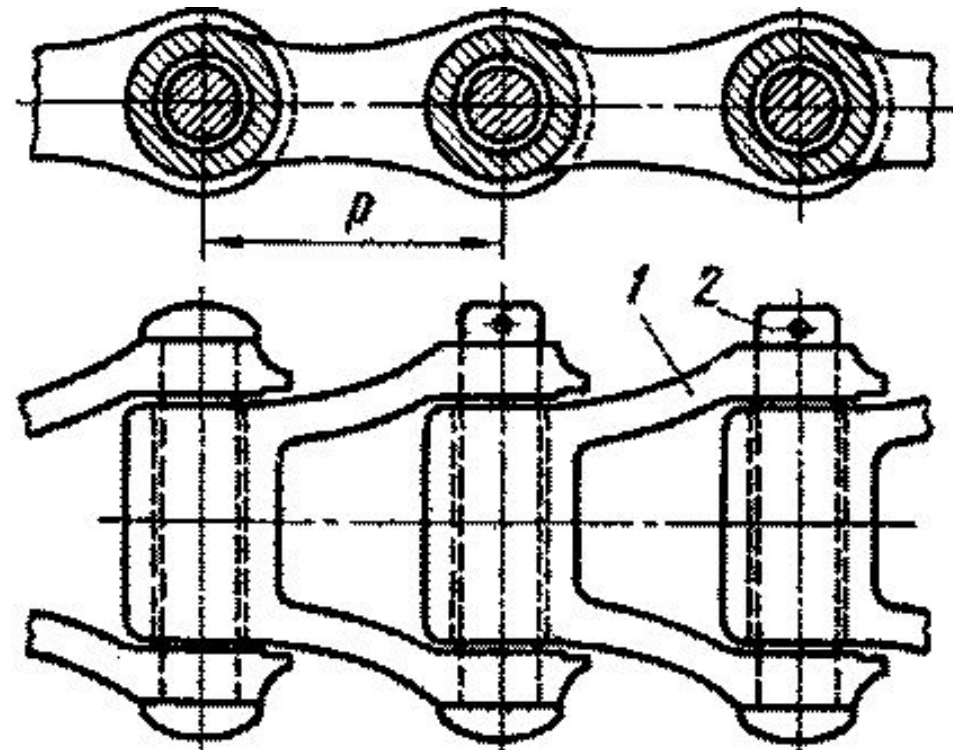
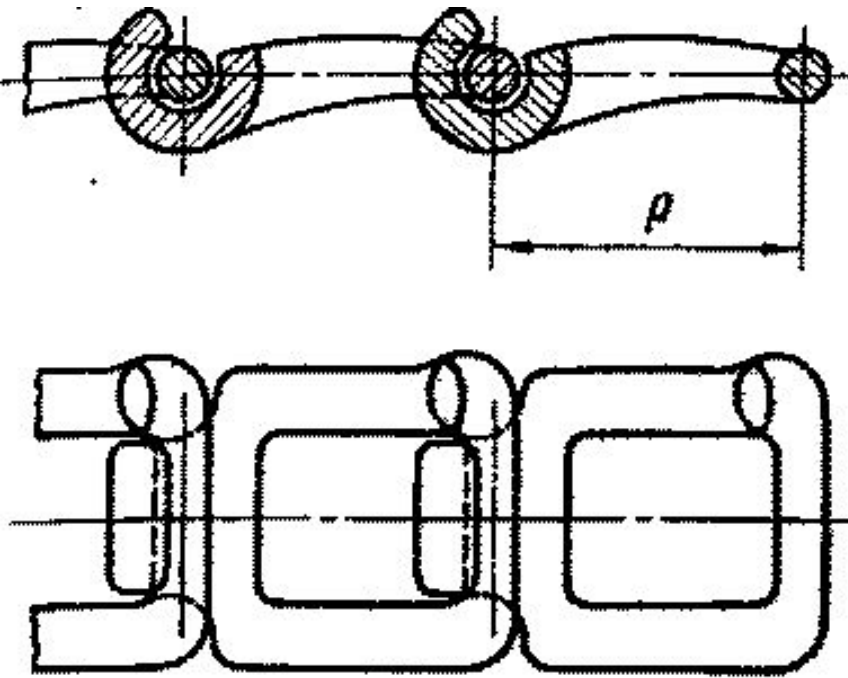
разрушающая
нагрузка, кН

рабочая
ширина, мм

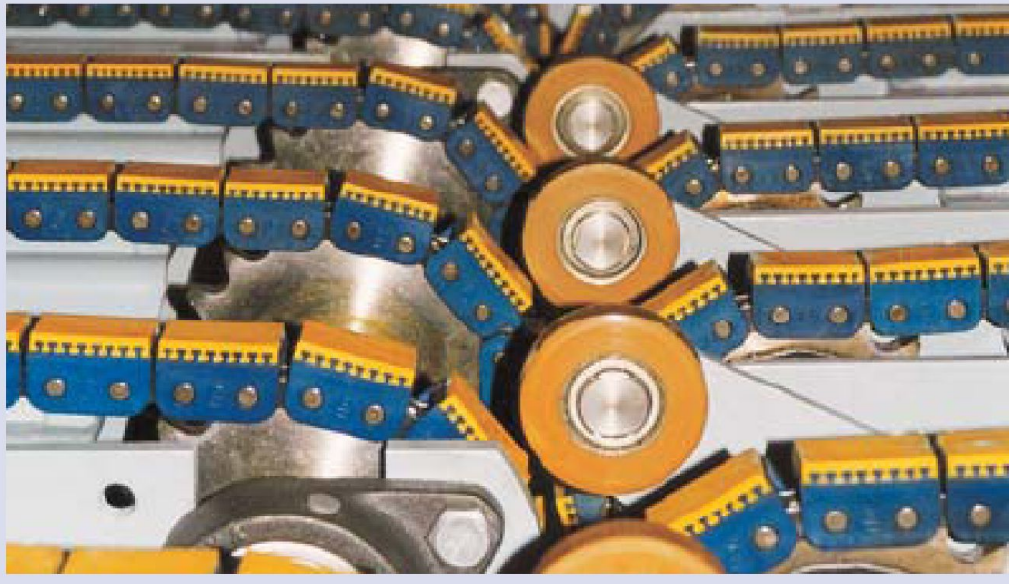
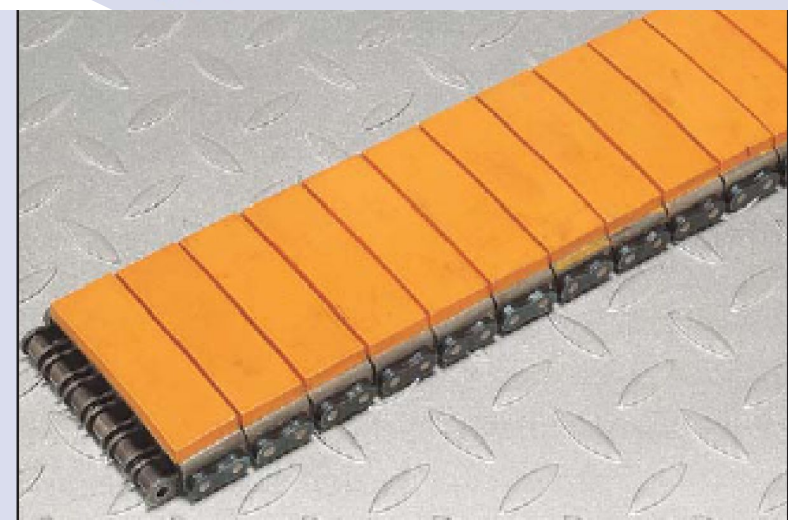
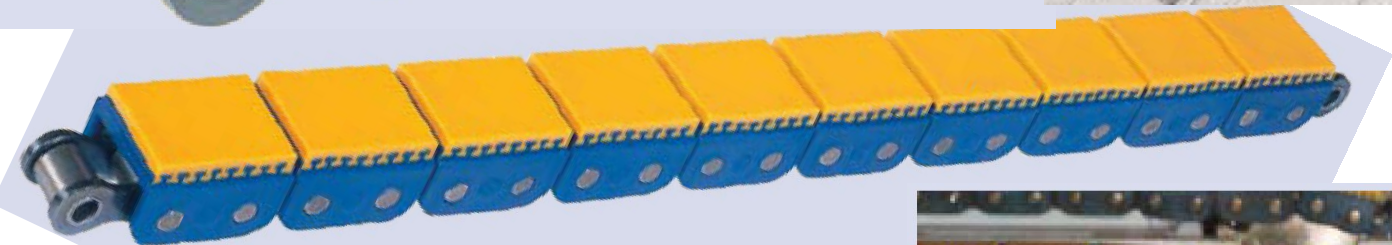
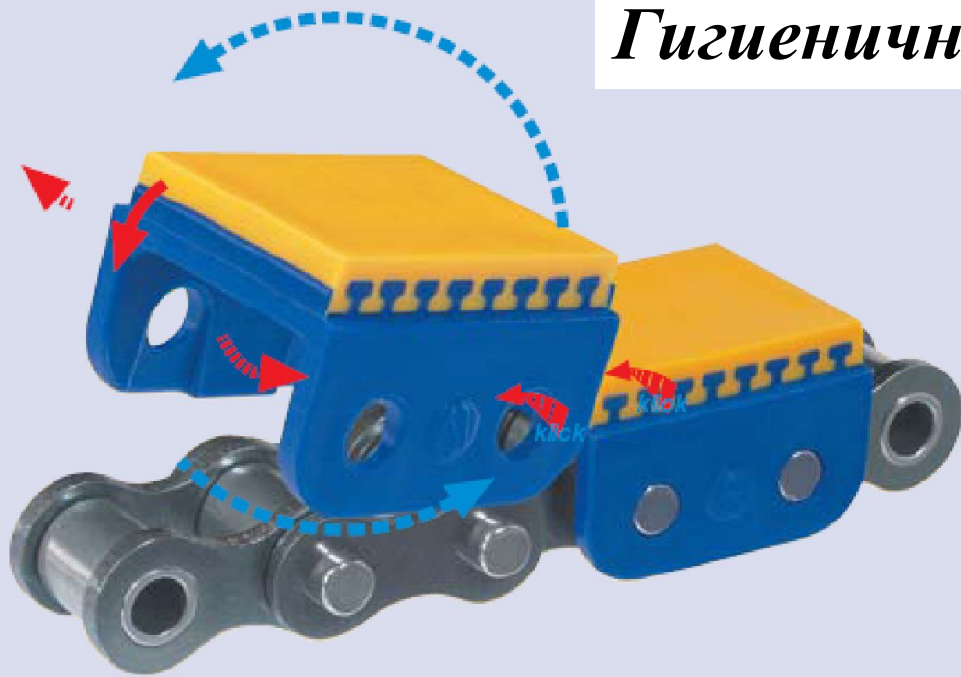
нормативный
документ



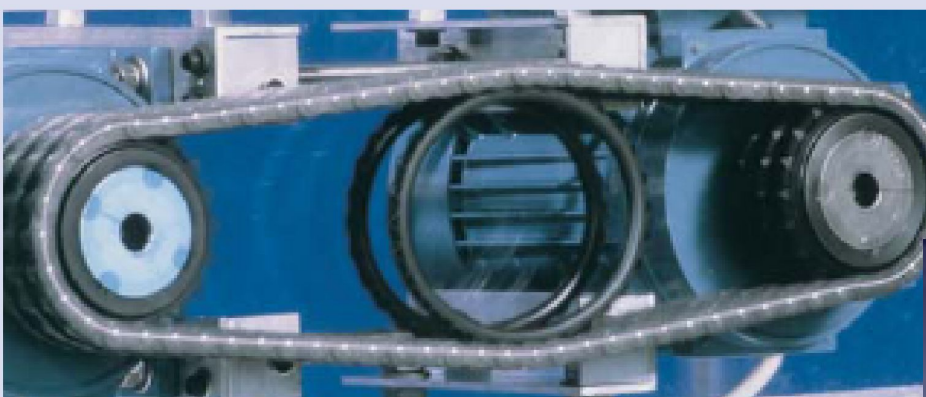
Фасоннозвенные цепи различают двух типов: крючковые (а) и штыревые (б). Крючковая цепь состоит из звеньев одинаковой формы, отлитых из ковкого чугуна или штампованных из полосовой стали 30Г без дополнительных деталей. Сборку и разборку этой цепи осуществляют путем взаимного наклона звеньев на угол 60° . В штыревой цепи литые звенья 1 из ковкого чугуна соединяются зашплинтованными стальными штырями 2. Фасоннозвенные цепи применяют при передаче небольших мощностей, при малых скоростях, обычно в условиях несовершенной смазки и защиты.



Гигиеничная цепь



Различные варианты цепей

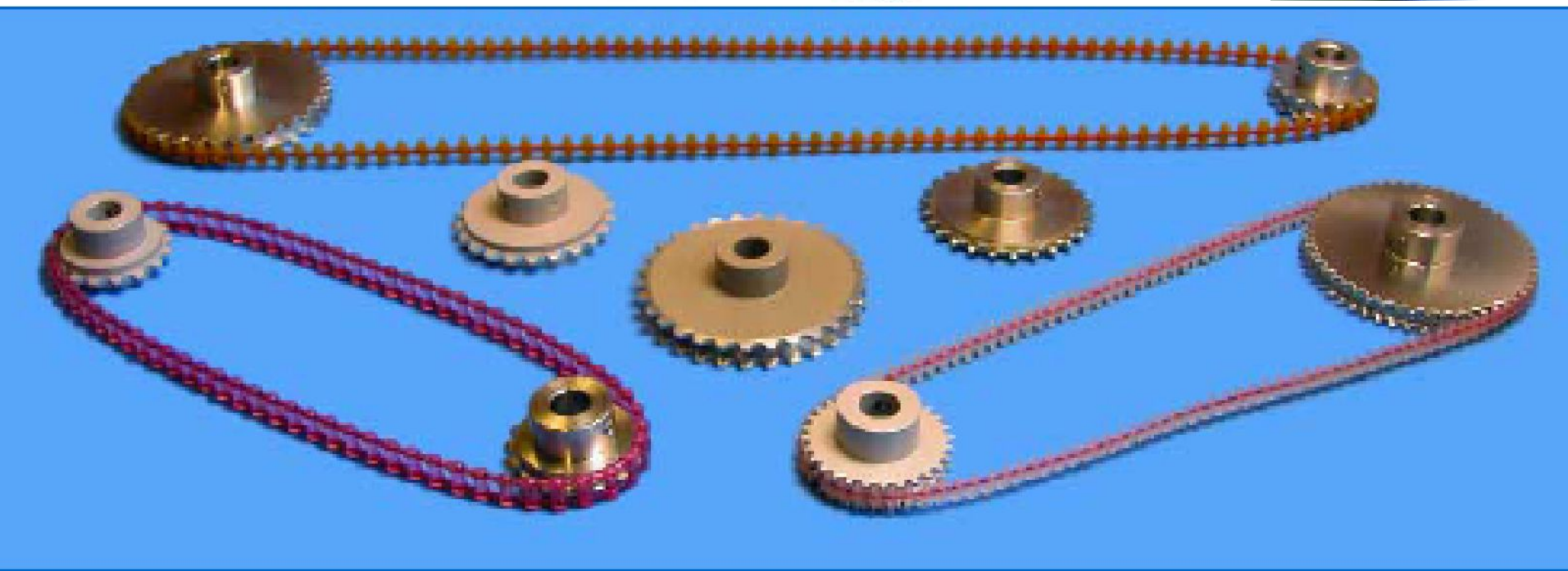


Смазка приводных цепей предупреждает их от быстрого износа. Для ответственных силовых цепных передач применяют непрерывную картерную смазку, осуществляемую при скорости до 8 м/с с окунанием цепи в масляную ванну на глубину не свыше ширины пластины и при большей скорости — принудительной циркулярной подачей смазки от насоса. При отсутствии герметического картера и скорости цепи до 8 м/с применяют консистентную внутришарнирную смазку, осуществляемую периодически через 120... 180 ч погружением цепи в нагретую до разжижения смазку. Иногда вместо консистентной смазки пользуются капельной смазкой.

При работе передачи с перерывами с окружной скоростью до 4 м/с пользуются также периодической смазкой цепи, осуществляемой ручной масленкой через 6...8 ч.



Конструкции звездочек цепных передач аналогичны зубчатым колесам. В зависимости от размеров, материала и назначения их выполняют целыми или составными.



ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничивают:

- сила удара в зацеплении
- износ шарниров
- шум передачи

Скорость цепи обычно составляет до 15 м/с, но при эффективном смазывании может достигать до 35 м/с.

средняя скорость цепи: $v = z_1 \cdot n_1 \cdot t / 60000$

z_1 – число зубьев малой звездочки

n_1 – частота ее вращения

t – шаг цепи

Передаточное число цепной передачи определяется из условий неизменности средней скорости цепи v на каждой звездочке:

$$v = z_1 n_1 t = z_2 n_2 t \quad \rightarrow \quad U = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$$

z_2 – число зубьев большой звездочки

n_2 – частота ее вращения

Передаточное число ограничивают обычно $U \leq 7$ – ограничивают габариты передачи, диаметр большой звездочки, угол обхвата цепью малой звездочки

Числа зубьев звездочек ограничивают: износом шарниров, динамическими нагрузками, шумом передачи

Чем меньше число зубьев, тем больше износ шарниров.

Число зубьев малой звездочки принимают $z_1 = 29 - 2U$, при

низких частотах вращения допускается $z_{1min} = 13$

Число зубьев большой звездочки $z_2 = z_1 U$

ограничивают: $z_{2max} = 120$

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи : $d = t / \sin(180^\circ/z)$

Оптимальное межосевое расстояние передачи определяется из условия долговечности цепи: $a = (30...50)t$ $a_{max} = 80 t$

Длину цепи определяют по аналогии с длиной ремня

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}$$

Число звеньев цепи W предварительно определяется по формуле:

$$W = 2a / t + (z_1 + z_2) / 2 + (z_2 - z_1 / 2\pi)^2 \cdot t / a$$

Расчетное значение числа звеньев, W округляют до ближайшего целого четного числа. После окончательного выбора числа звеньев уточняют межосевое расстояние, ограничивая $a_{max} = 80 t$