

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПЕРЕДАЧИ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ**
Теоретическое пособие

Содержание

2.1. Ременные передачи	3
2.1.1. Общие сведения.....	3
2.1.2. Материалы ремней	3
2.1.3. Основные параметры ременных передач	5
2.1.4. Расчет ременных передач на выносливость и тяговую способность.....	8
2.1.5. Шкивы ременных передач.....	10
2.2. Цепные передачи.....	12
2.2.1. Общие сведения.....	12
2.2.2. Цепи и материалы.....	12
2.2.3. Основные параметры цепных передач	13
2.2.4. Несущая способность передачи	15
2.2.5. Звездочки, смазывание.....	16

2.1. Ременные передачи

2.1.1. Общие сведения

Ременная передача состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и ремня 3, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружную силу с помощью трения. Предусматривается также натяжное устройство. По форме сечения ремня различают плоско-, кругло- и клиноременные передачи, поликлиновые ременные передачи и зубчатоременные передачи.

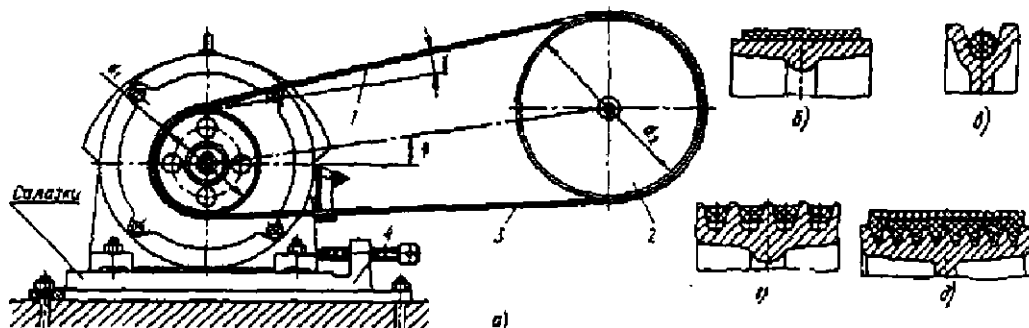


Схема ременной передачи (а) и сечения ремней:
б—плоского; в—круглого; г—клинового; д—поли-
клинового

Преимущества ременных передач:

- простота конструкции и низкая стоимость;
- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- плавность и бесшумность работы;
- возможность работы с высокими частотами вращения;
- высокая гибкость ремня, допускающая различное взаимное расположение осей шкивов.

Недостатки:

- большие габариты;
- наличие скольжения ремня,
- большие силы на валы и опоры;
- необходимость устройств для натяжения;
- ограниченная мощность и низкая долговечность.

По конструкции натяжного устройства передачи разделяются:

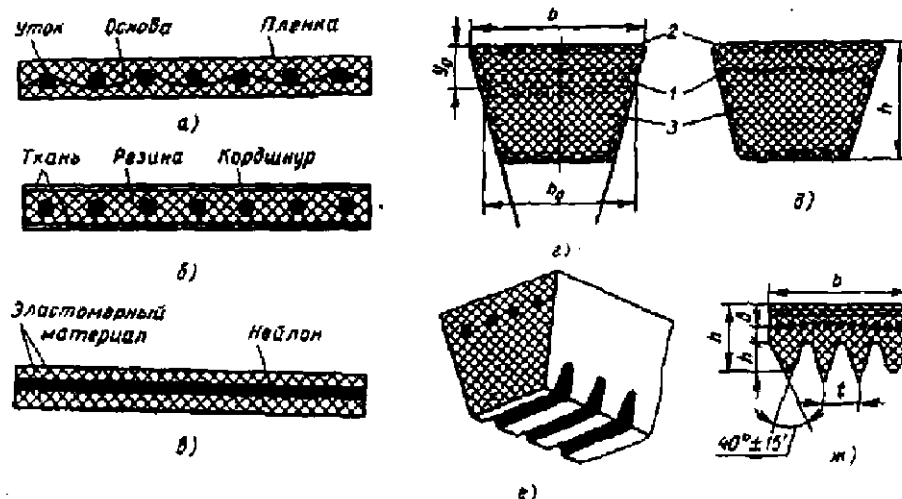
1. с предварительным упругим растяжением ремня (наименее надежный способ, выходящий из употребления);
2. с перемещением одного из шкивов (салазки, качающие плиты);
3. с натяжным роликом (с грузом или с пружиной),
4. с автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от нагрузки.

2.1.2. Материалы ремней

Ремень должен иметь:

- достаточную прочность при переменных напряжениях и долговечностью;
- высокий коэффициент трения со шкивами;
- невысокая изгибная жесткость и высокая износостойкость.

Прочность ремней обеспечивается специальными слоями корда, а коэффициент трения - пропиткой или обкладками, и имеют высокий модуль упругости.



Плоские ремни изготавливаются:

- синтетические тканые ремни изготавливаются из мешковых капроновых тканей просвечивающего переплетения и пропитываются раствором полиамида, скорость 40...75 м/с, коэффициент трения $f = 0,5...0,6$;
- прорезиненные кордошнуровые ремни изготавливаются из лавсана - резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защита корда от повреждений, допустимая скорость $V < 35$ м/с, бесконечные;
- резинотканевые ремни - несколько слоев хлопчатобумажной ткани (бельтинг), связанных вулканизированной резиной - А и Б. $V < 15...30$ м/с.
- кожаные ремни - высокая несущая способность и долговечность, скорость $V < 40...45$ м/с, хорошо работают при переменных и ударных нагрузках, малые шкивы, дорогие (соединение);
- хлопчатобумажные ремни - малой мощности, малые диаметры шкивов, большая быстроходность, дешевые и недолговечные;
- соединение концов ремней - сшивка, склеивание, металлическое крепление - слабое место, особенно при больших скоростях;
- поликлиновые ремни (ж) с высокопрочными кордшнурами из вискозы, стекловолокна, лавсана, на шкиве имеются клиновые канавки-шкивы малых диаметров, $V \leq 40...45$ м/с, $U \leq 15$ -бесконечные, ремни сочетают достоинства плоских ремней - монолитность и гибкость, и клиновых ремней - повышенная сила сцепления;
- клиновые ремни - это ремни трапециевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля. Они обеспечивают большую тяговую способность, меньшие габариты, могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают передаточное отношение $U \leq 6...8$ без натяжного ролика, но менее быстроходны (по сравнению с плоскоремennыми передачами), ниже КПД и применяются как открытые передачи. Распространение получили кордотканевые и кордошнуровые ремни нормального и узкого сечений (кордошнуровые - сверху мягкая резина и сжатой - твердая). Нормального сечения - $b/h \approx 1,6$ -О, А, Б, В, Г, Д, Е - $V \leq 30$ м/с, узкие $b/h \approx 1,2$ УО, УА, УБ, УВ - в 2 раза больше передают мощность, чем нормальные, $V \leq 50$ м/с, меньше диаметры шкивов, Для большей гибкости выпускают клиновые ремни с гофрами на внутренней стороне или на обеих сторонах.



Зубчатые ремни - бесконечная плоская лента с зубцами трапециидальной формы на внутренней поверхности, входящими в зацепление с зубьями на шкивах. Отсутствие

скольжения, большие передаточные числа $U \leq 12$, высокий КПД ($\eta = 0,95 \dots 0,99$), малые силы на валы. Ремни изготавливаются из армированного металлоросом неопрена или полиуретана. Трос - несущий элемент.

Кинематические зубчатые ремни - каркас из стекловолокна или полиамидного шнура, а ремень-резина, покрытая иногда нейлоном (ткань). Основные параметры - модуль m и угол профиля γ .

2.1.3. Основные параметры ременных передач

Мощности- $P=0,3 \dots 50$ кВт (до 300 кВт).

Скорости ремня- $V=5 \dots 100$ м/с.

Передаточные числа $U \leq 20$, оптимальные $U_{\text{опт}} = 4 \dots 5$.

Минимальное межосевое расстояние:

- плоскоремные - $a_{\min} = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2)$ из угла обхвата $\alpha \geq 150^\circ$,
- клиноремные - $a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$ где h -высота сечения ремня, $\alpha > 120^\circ$

Оптимальное межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$$

Минимальный диаметр шкива для плоскоремной передачи определяется по формуле Саверина М А.

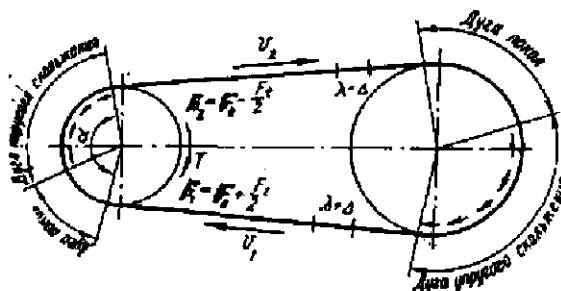
$$d_1 = (0,11 \dots 0,13) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}$$

где P -мощность [Вт], n -частота вращения ведущего шкива [об/мин].

Для клиноремных, поликлиновых и зубчаторемных по таблицам.

Окружные скорости на шкивах

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}$$



Работа упругого ремня связана с упругим скольжением на шкивах. Неизбежность упругого скольжения при работе передачи следует из того, что натяжение, а следовательно и относительное удлинение ведущей и ведомой ветвей ремня различны.

При сбегании ремня с ведущего шкива натяжение его падает, ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиву ремень удлиняется и тоже скользит по шкиву. Скольжение происходит по дуге скольжения.

Со стороны набегания ремня находится дуга покоя, т.е. дуга постоянного сцепления ремня со шкивом. Согласно условию постоянства массы ремня, пробегающего в единицу времени через данное неподвижное сечение относительное упругое скольжение ремня:

$$\xi_y = \varepsilon_1 - \varepsilon_2,$$

где ε_1 -удлинение ведущей и ε_2 -удлинение ведомой ветвей. или (по закону Гука через силы)

$$\xi_y = \frac{F_1 - F_2}{EA}$$

где F_1 -сила натяжения ведущей ветви;

F_2 -сила натяжения ведомой ветви;

E -модуль упругости ремня;

A -площадь поперечного сечения.

Передаточное число:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

Угол между ветвями передачи:

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

Угол обхвата на малом шкиве:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{2} 57,3^\circ$$

для плоскоремной передачи $\alpha \geq 150^\circ$,

для клиноремной передачи $\alpha \geq 120^\circ$.

Длина ремня:

$$l \cong 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a},$$

округляется до стандартного значения (бесконечные ремни) и уточняется межосевое расстояние

$$a = \frac{l - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2)}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{\left[l - \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2)\right]^2 - 8\left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2}$$

Окружная сила на шкивах (передаваемая нагрузка ремня)

$$F_t = \frac{2K_F T}{d} = \frac{10^3 K_F P}{v},$$

где T -окружной момент [Нм],

d -диаметр шкива [м],

K_F -коэффициент динамичности нагрузки и режима работы,

P -передаваемая мощность [кВт].

Уравнение Эйлера для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta}$$

где F_1 -усилие в набегающей ветви,

F_2 -усилие в сбегающей ветви,

e -основание натуральных логарифмов,

f -коэффициент трения,

β -угол скольжения ($\beta \approx 0,7\alpha$, в которой α -угол обхвата)

Условие работы ремня:

$$F_1 - F_2 = F_t, \text{ тогда}$$

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1} \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\beta} - 1} \quad F_1 = F_t \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1} \quad \text{и} \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\beta} - 1}$$

Соответственно напряжение от передаваемой окружной силы F_t , напряжения растяжения в ведущей и ведомой ветвях:

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{A}; \quad \sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

Центробежная сила вызывает напряжения растяжения в ремне, как в свободном вращающемся кольце:

$$\sigma_u = 10^{-6} \gamma v^2 \text{ МПа, где}$$

γ - плотность материала ремня, [кг/м³];

v - скорость ремня [м/с].

При изгибе ремня по шкиву возникают напряжения изгиба:

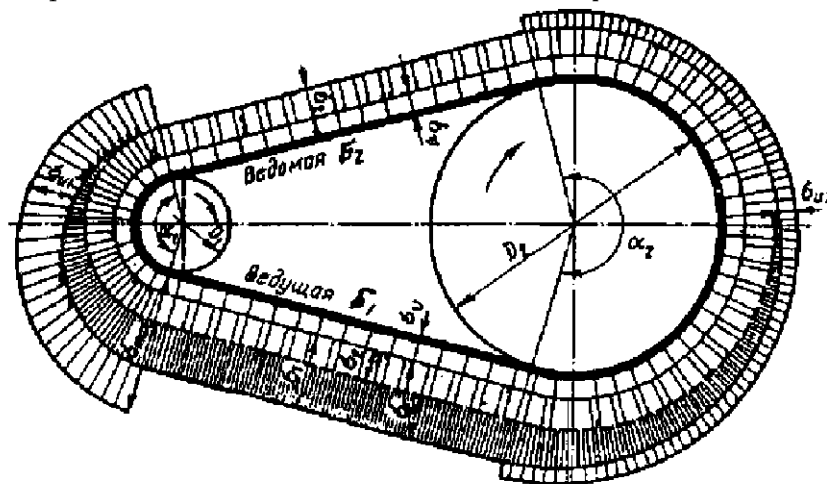
$$\text{для плоского ремня} \quad \sigma_u = E \frac{\delta}{d};$$

$$\text{для клиновых} \quad \sigma_u = E \frac{2y_0}{d_1}, \text{ где}$$

δ - толщина ремня;

E - модуль упругости материала ремня;

y_0 - расстояние от нейтрального слоя до большего основания трапеции.

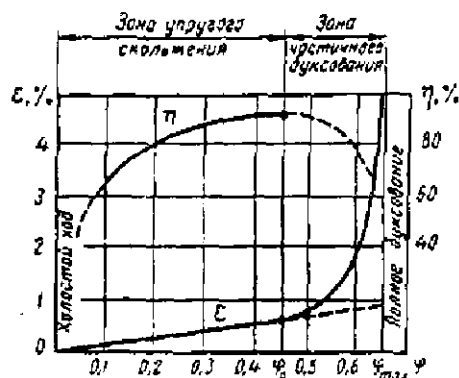


Максимальное напряжение на дуге покоя ведущего малого шкива:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_u$$

В местах набегания ремней на шкивы и сбегания ремней не происходит резких скачков напряжений, т.к. ремни постепенно меняют радиусы кривизны.

2.1.4. Расчет ременных передач на выносливость и тяговую способность



Расчет основан на кривых скольжения, которые строят в координатах; коэффициент тяги— относительное скольжение.

Коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_F}{2\sigma_0}, \text{ где}$$

F_0 —первоначальное натяжение;

σ_0 —напряжение растяжения от первоначального натяжения.

Коэффициент тяги характеризует уровень нагрузки передачи.

До некоторого определенного критического значения коэффициента тяги φ_0 скольжение ξ вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны коэффициенту тяги, т.е. нагрузка и кривые скольжения имеют линейный характер. При дальнейшем росте нагрузки возникает дополнительное проскальзывание и суммарное скольжение возрастает быстрее, чем нагрузка и при φ_{\max} наступает полное буксование. КПД передачи вначале растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода и достигает максимума в зоне φ_0 и начинает падать (потери на буксование). Переход за критическое значение φ_0 связан с повышенным износом ремня.

$\varphi_0 = 0,45 \dots 0,6$ в зависимости от материала ремня. На установке $U=1, V=10 \text{ м/с}$ с постоянным натяжением определяется допускаемое напряжение $[\sigma_F]_0$ для различных ремней и материалов.

Расчетное допускаемое напряжение;

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot C, \text{ где } C = C_0 C_p C_a C_v, \text{ где}$$

C_0 - коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и расположения передачи;

C_p - коэффициент режима работы;

C_a - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

C_v - скоростной коэффициент, вводимый для передачи без автоматического регулирования натяжения ремня (влияние центробежной силы).

$$F_t = [\sigma_F] \cdot A$$

Для плоскоремненной передачи из условия работы ремня на малом шкиве задаются толщиной ремня δ и определяется ширина ремня;

$$b = \frac{F_t \cdot C_\delta}{\delta [\sigma_F]}, \text{ где}$$

C_d - коэффициент динамичности,

b -округляется до ближайшего стандартного значения.

Для клиноременной передачи (нормальные и узкие) определяется число ремней для выбранного сечения:

$$z = \frac{F_t C_z}{A_1 [\sigma_F]}, \text{ где}$$

A_1 - площадь сечения одного ремня;

C_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

Для поликлиноременной передачи определяете число ребер ремня:

$$z_b = \frac{F_t}{0,1 A_{10} [\sigma_t]}, \text{ где}$$

A_{10} -площадь сечения ремня с 10-ю ребрами (по таблицам).

Для зубчатоременной передачи по ГОСТ38-05227-8I определяют предварительное значение модуля:

$$m = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 P_1}{n_1}} \text{ [мм]}, \text{ где}$$

P_1 -мощность на малом шкиве, [кВт];

n_1 -частота вращения шкива, [об/мин];

m -модуль округляется до стандартного

Определяется ширина ремня:

$$b = \frac{F_t}{(F_y - q v^2) C_m}, \text{ где}$$

F_t -расчетная сила, передаваемая зубчатым ремнем.

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} K_F = \frac{P_1}{v_1} K_F, \text{ где}$$

K_F -коэффициент режима работы или динамический, выбираемый по ГОСТ.

F_y -допустимая удельная сила.

$$F_y = [F_0] C_u C_z C_F, \text{ где}$$

$[F_0]$ -допускаемая удельная сила, [Н/мм] по таблицам;

C_u - коэффициент, вводимый для ускорительных передач;

C_z - коэффициент, вводимый при числе зубьев в зацеплении $Z_0 < 6$;

C_F - коэффициент, вводимый при наличии натяжных роликов.

Число зубьев в зацеплении на малом шкиве:

$$Z_0 = Z_1 \frac{\alpha_1}{360^\circ}, \text{ где}$$

α_1 -угол обхвата;

q -масса 1м ремня, шириной 1 мм;

C_m - коэффициент, учитывающий неполные витки каната у боковых поверхностей ремня (по таблицам).

Долговечность передачи определяется из величины максимальных напряжений:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_q$$

и уравнения кривой усталости

$\sigma_{\max}^m \cdot N = C$, $\sigma_{\max} = C / N^{\frac{1}{m}}$, в которой C - постоянная величина и определяется экспериментально.

Обозначив $q = e^{f\beta}$:

$$\frac{C}{N^{\frac{1}{m}}} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_q = \frac{q}{q-1} \sigma_1 + 2E \frac{y}{d_e} + 10^{-6} \gamma v^2$$

Это уравнение связывает тяговую способность с долговечностью:

$$N = 3600 v z_m L_n, \text{ где}$$

v -число пробегов ремня;

$$v = \frac{v}{l_p}, \text{ в которой}$$

l_p -длина ремня;

z_m -число шкивов;

L_n -расчетный ресурс ремня;

d_e -эквивалентный диаметр шкива

$$d_e = d \cdot K_u, \text{ где}$$

K_u -коэффициент, учитывающий разность напряжений изгиба на шкивах и находится на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений.

$$K_u \approx 1,14 - 0,14 e^{2,43(1-u)}$$

Силы, действующие на опоры (вал):

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2}$$

или по формуле:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \alpha} - 2F_y \cos \frac{\alpha}{2}$$

где α -угол обхвата.

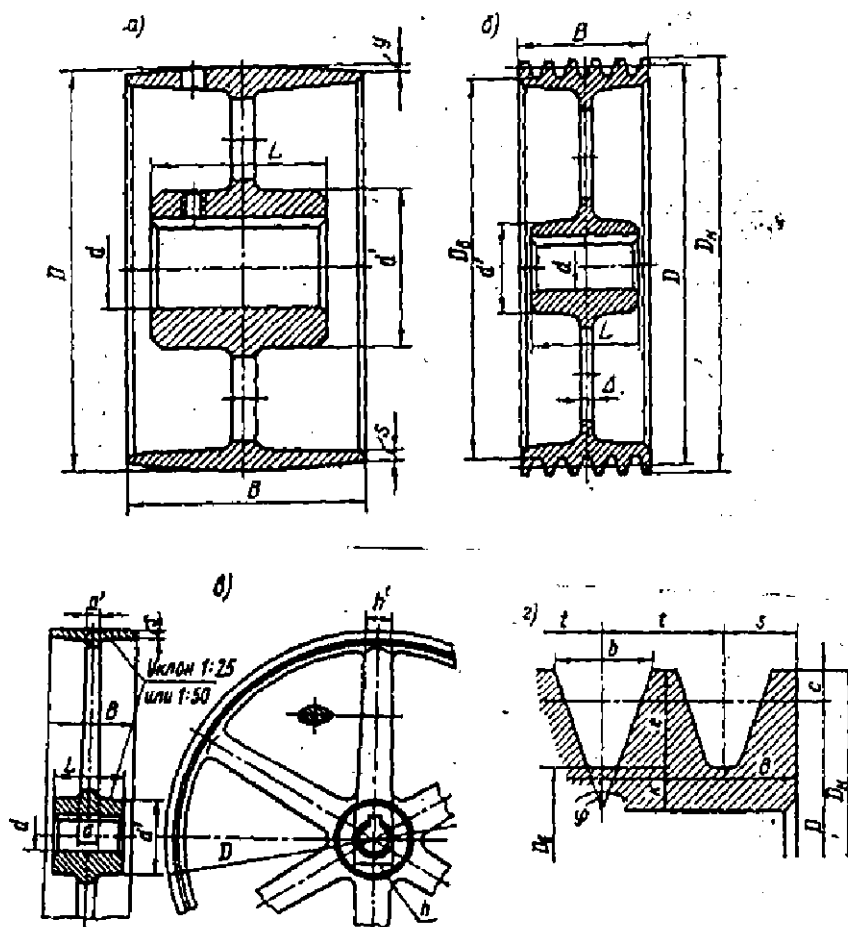
2.1.5. Шкивы ременных передач

Шкивы имеют: обод, непосредственно несущий ремень; ступицу, сажаемую на вал; диск или спицы, соединяющие обод со ступицей.

Диаметры шкивов определяют из расчета ременной передачи, а потом округляют по ряду R40 (ГОСТ 17383-73). Ширину шкивов выбирают в зависимости от ширины ремня по рекомендации. Для предотвращения сползания ремня рабочую поверхность одного из шкивов, преимущественно большего, делают выпуклой со стрелой прогиба y . Шкивы изготовляют чугунными литыми СЧ12...СЧ18, стальными (большого диаметра - сварными). Шкивы диаметром до 400 мм выполняют с дисками сплошными или с отверстиями для уменьшения массы, шкивы большого диаметра со спицами.

Шкивы из легких сплавов - быстроходные передачи при $V < 100$ м/с. Шкивы из неметаллических материалов - малый вес и повышенный коэффициент трения. Для клиноременных шкивов нужно учитывать, что наружные растягиваемые слои ремня сжимаются в поперечном направлении, а внутренние сжимаемые расширяются в поперечном направлении.

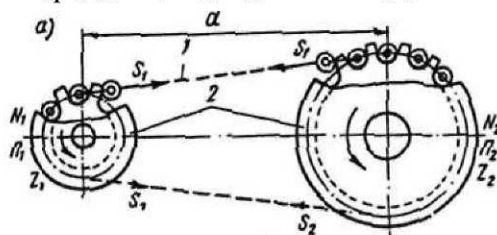
Поэтому угол профиля ремня уменьшается; изменение угла тем больше, чем меньше отношение диаметра к высоте профиля ремня (учитываются рекомендации).



2.2. Цепные передачи

2.2.1. Общие сведения

Цепная передача состоит из ведущей звездочки z_1 и ведомой z_2 , связанных между собой приводной цепью 1. Применяют передачи с несколькими ведомыми звездочками.



Основными преимуществами цепных передач по сравнению с ремёнными являются:

- широкий диапазон межосевых расстояний ($a_{\max} \approx 5\text{ м}$);
- высокий КПД и отсутствие скольжения (рем. передачи);
- возможность передачи движения нескольким ведомым звездочкам;
- меньшие габариты по сравнению с ременными передачами и меньшие нагрузки на валы.

Недостатки передач:

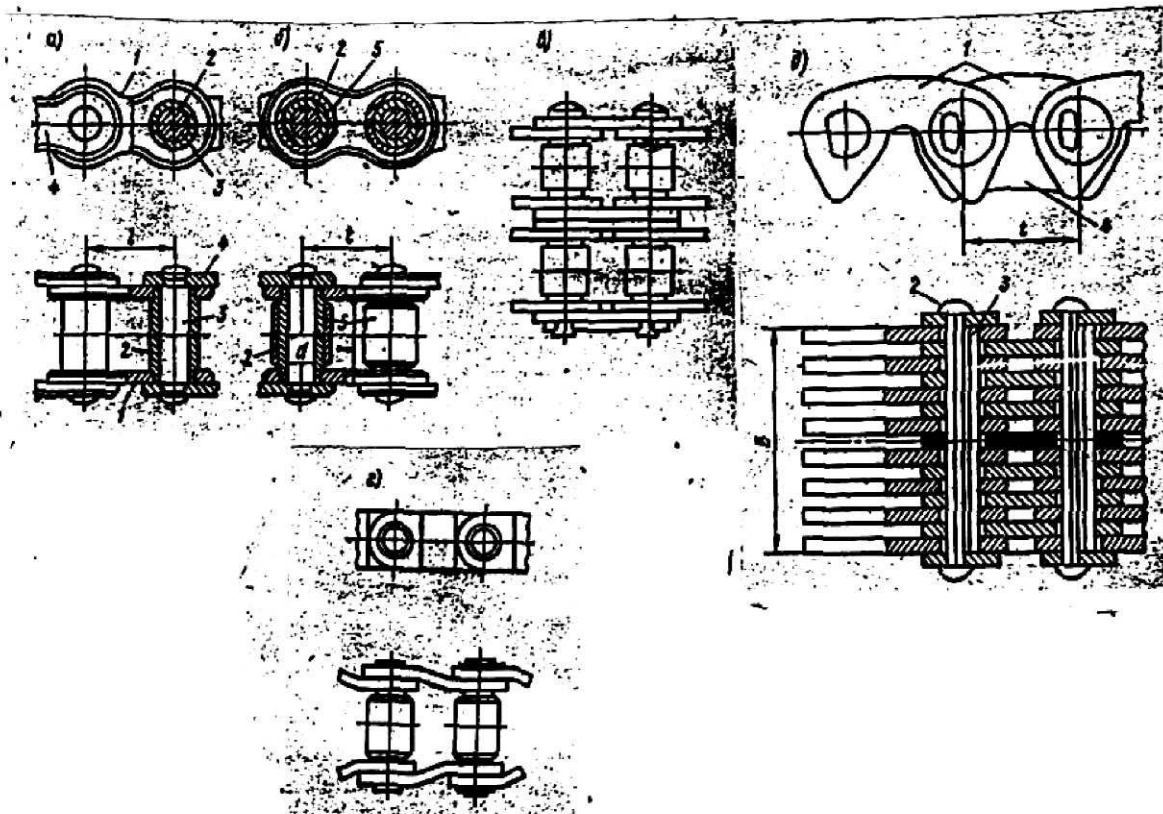
- вытягивание цепи (увеличение шага цепи вследствие изнашивания шарниров) и, как следствие, необходимость применения натяжных устройств;
- требуют высокой точности установки валов (тщательный монтаж) и более сложного ухода (смазывание, регулировка);
- неравномерность хода передачи, шум.

2.2.2. Цепи и материалы

В машиностроении применяют:

- грузовые цепи;
- тяговые цепи (конвейера);
- приводные (цепные передачи).

В качестве приводных цепей применяют: втулочные однорядные (рис. а) цепи, роликовые (рис. б), двухрядные (рис. в), трех- и четырехрядные цепи, роликовые цепи с изогнутыми пластинами (рис. г), и зубчатые цепи (рис. д).



Роликовая цепь состоит из последовательно чередующихся внутренних 1 и внешних 4 звеньев (внутренние пластины напрессованы на втулки 2, внешние - на ось 3). Для уменьшения изнашивания зубьев звёздочек на втулку 2 надевают ролик 5, свободно вращающийся на ней (трение скольжения заменяется на трение качения). Концы цепи соединяют с помощью соединительного звена со шплинтами (штифтами), если цепь имеет чётное число шагов и при нечётном - специальным переходным звеном с изогнутыми пластинами (менее прочное и износостойкое).

Зубчатые цепи обеспечивают более плавную работу, меньший шум, большую допускаемую скорость, повышенную прочность. Цепь собирают из рабочих и направляющих пластин 1, соединяемых между собой сегментными призмами 2 и 3. Пластина 4 является направляющей, предохраняющей цепь от смещения вдоль оси во время работы.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами обладают высокой осевой податливостью, хорошо работают при ударных нагрузках, частых реверсах (экскаватор, землеройные машины).

Втулочная цепь - самая дешёвая (неответственные требования).

Основные размеры цепей гостированы.

Пластины цепей изготавливаются из среднеуглеродистых и легированных сталей; 45, 50, 40X, 40XH, 40XНЗА с закалкой до HRC 40...50. Оси, втулки, ролики и призмы изготавливают из сталей 15, 15X, 20, 20X, 12XНЗА, 20XН4А, 30XНЗА-цементируют и закалывают до HRC 55...65 (диффузионное хромирование-повышение износостойкости).

2.2.3. Основные параметры цепных передач

Мощность - в диапазоне от долей до 100 кВт в общем машиностроении.

Частоты вращения звёздочек - ограничиваются силой удара, возникающей между зубом звёздочки и шарниром цепи, износом и шумом передач.

Для обеспечения плавности работы, высокой долговечности, ограничения шума

$Z_1 \min = 29 - 2u \geq 19$, где u - передаточное число

$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \leq 7$ при $V \geq 2$ м/с-из условия равенства средней скорости цепи на звёздочках.
Средняя скорость цепи, м/с:

$$V = \frac{z \cdot n \cdot p}{60 \cdot 1000}, \text{ где}$$

z-число зубьев звёздочки;

n-частота вращения об/мин;

p-шаг цепи, в мм

Максимальное число зубьев звёздочки:

$$Z_{\max} = \begin{cases} 100 \dots 120 - \text{роликовые цепи} \\ 120 \dots 140 - \text{зубчатые цепи} \end{cases}$$

Для более равномерного изнашивания цепи рекомендуется применять малые звёздочки с нечётным числом зубьев и большие-с чётным числом. Шаг цепи является основным параметром, от которого зависит несущая способность передачи. С увеличением шага цепи уменьшается быстроходность и несущая способность передачи. Обычно

$$\frac{a}{80} \leq P \leq \frac{a}{25}$$

Расстояние между осями звёздочек сильно влияет на работоспособность цепи. При малом значении а цепь быстро изнашивается, при большом значении а ведомая ветвь сильно провисает, что приводит к её колебаниям.

Нормальная работа передачи обеспечивается при $a = (25 \dots 80)P$ Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)P$$

Минимальное значение а определяется углом обхвата цепи ($\alpha_{\min} \geq 120^\circ$).

$$a_{\min} = \begin{cases} \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} * \frac{9 + u}{10}, \text{ при } u \geq 3 \\ \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \dots 50), \text{ при } u < 3 \end{cases} \text{ при } u \geq 3$$

где D_{e1} и D_{e2} -наружные диаметры звёздочек.

Потребное число звеньев цепи определяют по предварительно выбранным а, Р, z_1 и z_2 :

$$W = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 * \frac{p}{a}$$

Два первых слагаемых равны потребному числу звеньев при $z_1 = z_2$, третье слагаемое учитывает наклон цепи при $z_1 \neq z_2$. Полученное значение W округляют до ближайшего целого (желательно чётного) числа (при чётном прощесоединение-нет соединительного звена).

Окончательное расстояние между осями звёздочек (без учёта провисания):

$$a = \frac{p}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Для обеспечения нормального провисания ведомой ветки цепи межосевое расстояние уменьшают:

$$\Delta a_m = (0,002 \dots 0,004)a$$

Окружная сила в передаче передаётся за счёт давления зубьев ведущей звёздочки на звенья цепи и давления звеньев ведущей ветви на зубья ведомой звёздочки. Усилия между зубьями звёздочек, как и усилия в ветвях, распределяются неравномерно в пределах угла обхвата.

В процессе работы передачи под нагрузкой ведущая ветвь растягивается силой:

$$F_1 = F_t + F_o + F_{\text{ц}} + F_{\text{д}},$$

где F_t -полезная окружная сила в передаче $F_t = 10^3 \frac{N}{V}$, Н,

в которой N -мощность в кВт;

V -скорость цепи, м/с;

F_o -натяжение цепи от силы тяжести

$$F_o = \frac{q \cdot a^2}{8f} \cdot g = \xi \cdot q \cdot a \cdot g$$

в которой q -масса 1 м цепи;

g -ускорение свободного падения;

f -стрела провисания, $f_{\min} = 0.02 a$;

$$\xi = \frac{a}{8 \cdot f} \text{ -коэффициент провисания,}$$

$$\xi = \begin{cases} 6,25 - \text{горизонтальная} \cdot \text{передача} \\ 3 - \text{угол} \cdot \text{наклона} \cdot 40^\circ \\ 1 - \text{вертикальная} \cdot \text{передача} \end{cases}$$

$F_{\text{ц}}$ - натяжение цепи от центробежной силы

$$F_{\text{ц}} = q \cdot V^2$$

$F_{\text{д}}$ - динамическая нагрузка в передаче от неравномерности хода цепи. Ведомая ветвь под нагрузкой растягивается силой $F_2 = F_o + F_{\text{ц}}$

Нагрузка на валы

$$F_{\text{вал}} = F_t K_m \text{ где } K_m \text{ - коэффициент, зависящий от расположения цепи}$$

$$K_m = \begin{cases} 1,15 - \text{горизонтальная} \\ 1,05 - \text{вертикальная} \end{cases}$$

2.2.4. Несущая способность передачи

Для предотвращения чрезмерной вытяжки цепи или её обрыва максимальная окружная сила должна быть

$$F_{\max} = \frac{Q_{\min}}{K}$$

Q_{\min} -минимальная разрушающая нагрузка цепи (по таблицам): K -коэффициент запаса ($k=3 \dots 5$ -минимальное значение).

Основной причиной выхода из строя закрытых и полужакрытых цепных передач является изнашивание шарниров звеньев цепи (увеличение шага - неправильное зацепление со звёздочками - сползание цепи со звёздочек). Шарнирное соединение работает в условиях граничного трения даже при непрерывном смазывании.

В основу расчёта работоспособности изнашиваемой цепи, связанной с величиной пути трения, используется зависимость $P_m S = \text{const}$, где

P -удельное давление в шарнирах;

S -путь трения;

m-показатель степени кривой усталости

Для цепи давление в шарнирах

$$P = \frac{F * K_{\text{эк}}}{A_{\text{оп}} * K_m} \leq [P]_0$$

где F-полезная нагрузка на цепь (окружная сила); k - коэффициент эксплуатации;

A_{оп}-проекция опорной поверхности шарнира (по табл.); K_m-коэффициент рядности цепи; [P]₀-допустимое давление в шарнирах (по табл.).

Коэффициент эксплуатации определяется:

$$K_{\text{э}} = K_d * K_{\text{п}} * K_{\text{рег}} * K_{\text{см}} * K_{\text{реж}} * K_t,$$

где K_d-коэффициент динамичности нагрузки;

K_d - коэффициент, учитывающий длину цепи;

K_п - коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту;

K_{рег} - коэффициент, учитывающий регулировку передачи;

K_{см} - коэффициент, учитывающий характер смазывания;

K_{реж} - коэффициент режима работы;

K_t-коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды;

При -25°C < T°C < 150°C K_t=1.

Если по расчёту значение K_э > 2...3, то нужно принять конструктивные меры по улучшению работы передачи.

Приводные цепи проектируются на основе геометрического подобия. Если представить площадь проекции опорной поверхности шарнира для роликовой цепи

$$A_{\text{оп}} = 0,28 * P^2$$

где P - шаг цепи:

$$P = 60 \sqrt[3]{\frac{N * K_{\text{э}}}{[P]_0 * z_1 n_1 k_m}} = 18,5 \sqrt[3]{\frac{T_1 * K_{\text{э}}}{[P]_0 * z_1 k_1 k_m * 0,25}}$$

то из уравнения для P можно ориентировочно определить шаг цепи P: где N-вт; n₁-об/мин; T₁-нм, [P]₀-МПа.

Для зубчатой цепи с шарнирами качения по заданной нагрузке F или мощности N или крутящему моменту T выбирают шаг цепи с учётом частоты вращения малой звёздочки (по табл.). Затем определяют ширину цепи:

$$B = \frac{25 F^3 \sqrt[3]{V K_{\text{э}}}}{P} = \frac{250 N K_{\text{э}}}{P^3 \sqrt[3]{V}} = 1570 \frac{25 T_1^3 \sqrt[3]{V K_{\text{э}}}}{z_1 P^2}$$

где F-N, V-м/с, P-мм, N-Вт, T-н/м, K_э=K_д, η=0,96...0,98

2.2.5. Звёздочки, смазывание

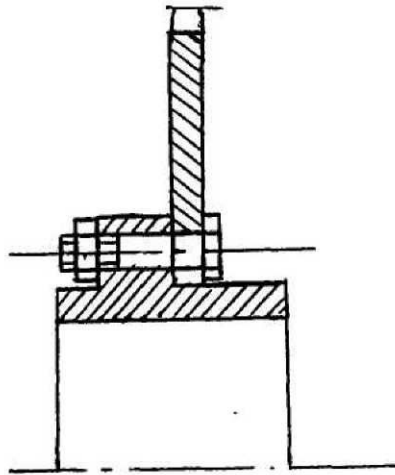
Профилирование звёздочек роликовых цепей производят по ГОСТ 591-69.

Диаметр делительной окружности

$$d_d = P * \sin\left(\frac{180}{z}\right)$$

Диаметр окружности выступов De=P*(0,5+ctg(180/z))

Ширина зубчатого венца B_з=0,9B_{вн}-0,15



Профилирование звёздочек передач с зубчатыми цепями производится по ГОСТ 13576-81. Диаметр делительной окружности звёздочек определяется по той же зависимости, что и для роликовых цепей.

Диаметр окружности выступов

$$De = P \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ/z)$$

Звёздочки по конструкции аналогичны зубчатым колёсам.

В связи с тем, что зубья звёздочек имеют небольшую ширину, звёздочки изготавливают из диска и ступицы, соединяемых болтами, заклёпками или сваркой.

Основные материалы: среднеуглеродистые стали или легированные—45; 40Х; 50Г2; 35ХГСА с последующей закалкой до HRC 45...55. Цементируемые стали 15; 20; 20Х; 12ХНЗА с цементацией на глубину 1... 1,5 мм и закалкой до HRC 55... 60.

При $N \leq 5$ кВт и $V < 8$ м/с - из пластмасс текстолита, полиамидов, полиформальдегидов - бесшумные, меньше динамические нагрузки.

Для ответственных силовых передач применяется картерная смазка следующих видов:

- до 10 м/с - погружение цепи на ширину пластины;
- при $V = 6 \dots 12$ м/с - разбрызгивание с помощью специальных разбрызгивающих устройств; циркуляционное струйное - от насоса; циркуляционное центробежное - каналы в валах, звёздочках;
- при $V > 12$ м/с - циркуляционное, распылением в струе воздуха;

Пластичное периодическое внутришарнирное (нагретое масло) до $V < 4$ м/с и капельное до $V < 6$ м/с.

Периодическое смазывание ручной маслёнкой на каждую ветвь. Масло ИГА46...ИГА68.