

**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.

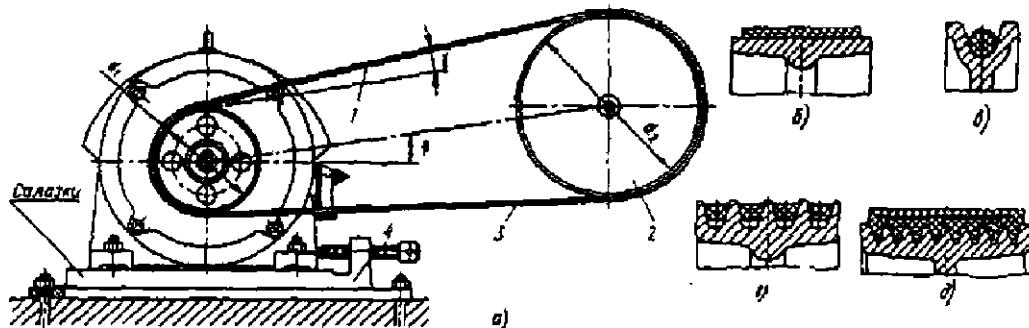


Схема ременной передачи (а) и сечения ремней:  
б—плоского; в—круглого; г—клинового; д—поликлинового

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:

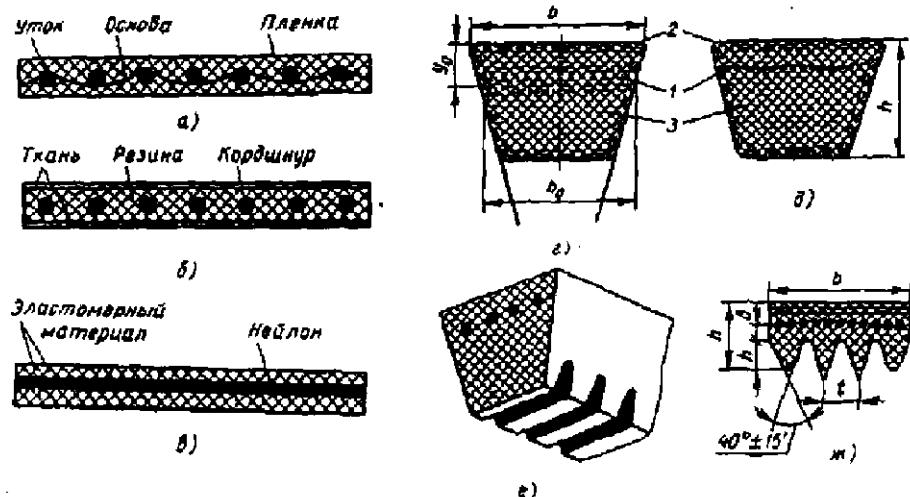
1. с предварительным упругим растяжением ремня (наименее надежный способ, выходящий из употребления);
2. с перемещением одного из шкивов (салазки, качающие плиты);
3. с натяжным роликом (с грузом или с пружиной),
4. с автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от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

### 2.1.2. Материалы ремней

Ремень должен иметь:

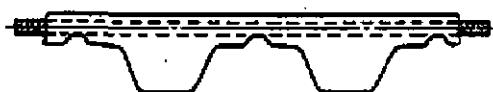
- достаточную прочность при переменных напряжениях и долговечностью;
- высокий коэффициент трения со шкивами;
- невысокая изгибная жесткость и высокая износостойкость.

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  $40\ldots75$  м/с, коэффициент трения  $f = 0,5\ldots0,6$ ;
- 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.  $V < 15\ldots30$  м/с.
- кожаные ремни - высокая несущая способность и долговечность, скорость  $V < 40\ldots45$  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,  $V \leq 40\ldots45$  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  $U \leq 6\ldots8$  без натяжного ролика, но менее быстроходны (по сравнению с плоскими бесконечными 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 трапециoidalной 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 металлотросом 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  $\gamma$ .

### 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:

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

Оптимальное межосевое расстояние:

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

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

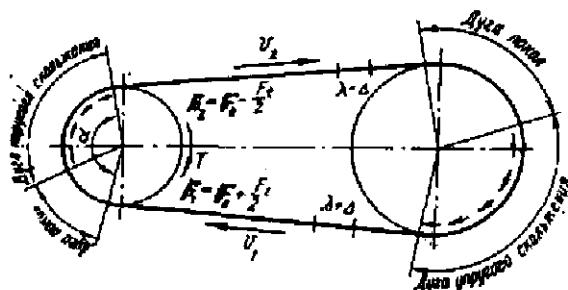
$$d_1 = (0,11 \dots 0,13) \frac{P}{n_1}$$

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

Для клинеременных, поликлиновых и зубчатоременных по таблицам.

Окружные скорости на шкивах

$$\vartheta_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \quad \vartheta_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60}$$



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  $\varepsilon_1$ -удлинение ведущей и  $\varepsilon_2$ -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 плоскоременной передачи  $\alpha \geq 150^\circ$ ,

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

Длина ремня:

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

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

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

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  $F_1$ -усиление в набегающей ветви,

$F_2$ -усиление в сбегающей ветви,

$e$ -основание натуральных логарифмов,

$f$ -коэффициент трения,

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

Условие работы ремня:

$$F_1 - F_2 = F_t, \text{ тогда}$$

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

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

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

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

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

$\gamma$ -плотность материала ремня, [кг/м<sup>3</sup>];

$v$ -скорость ремня [м/с].

При изгибе ремня по шкиву возникают напряжения изгиба:

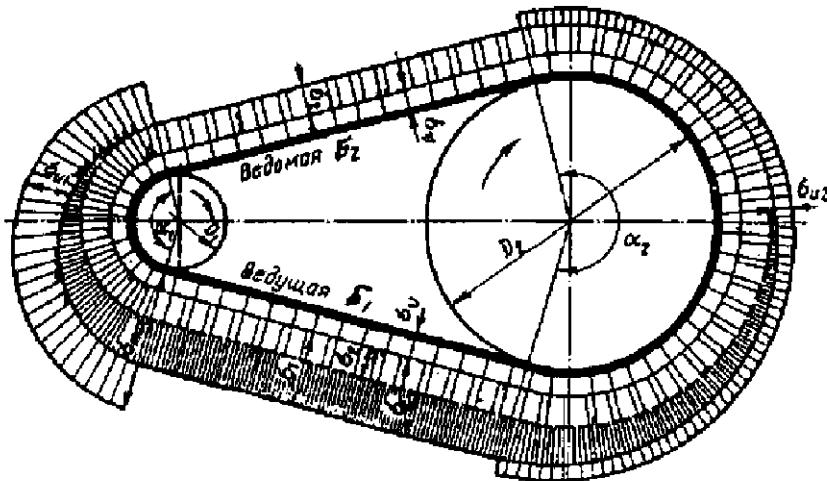
$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d}, \quad \text{для плоского ремня}$$

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

$\delta$ -толщина ремня;

$E$ -модуль упругости материала ремня;

$y_0$  - расстояние от нейтрального слоя до большего основания трапеции.

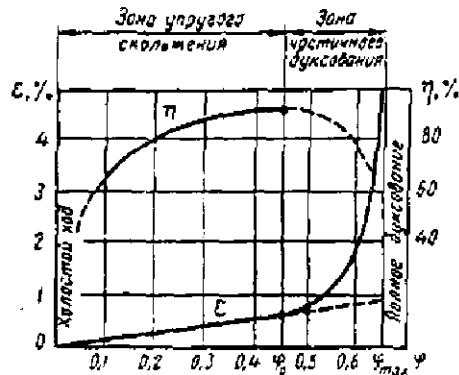


Максимальное напряжение на дуге покоя ведущего малого шкива:

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

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

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

$F_1$ -первоначальное натяжение;

$\sigma_0$ -напряжение растяжения от первоначального натяжения.

Коэффициент тяги характеризует уровень нагрузки передачи.

До некоторого определенного критического значения коэффициента тяги  $\varphi_0$  скольжение  $\xi$  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  $\varphi_{max}$  наступает полное буксование. КПД передачи вначале растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода и достигает максимума в зоне  $\varphi_0$  и начинает падать (потери на буксование). Переход за критическое значение  $\varphi_0$  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).

$$F_1 = [\sigma_F] \cdot A$$

Для плоскоременной передачи из условия работы ремня на малом шкиве за даются толщиной ремня  $\delta$  и определяется ширина ремня;

$$b = \frac{F_1 \cdot C_\delta}{\delta [\sigma_F]}, \text{ где}$$

$C_d$  - 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 поликлинеременной передачи определяется число ребер ремня:

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

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

Для зубчатоременной передачи по ОСТ38-05227-81 определяют предварительное значение модуля:

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

$P_1$ -мощность на малом шкиве, [кВт];

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

$m$ -модуль округляется до стандартного

Определяется ширина ремня:

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

$F_t$ -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 ОСТ.

$F_y$ -допустимая удельная сила.

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

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

$C_u$  - коэффициент, вводимый для ускорительных передач;

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

$C_r$  - коэффициент, вводимый при наличии натяжных роликов.

Число зубьев в зацеплении на малом шкиве:

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

$\alpha_1$ -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:

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

и уравнения кривой усталости

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

Обозначив  $q = e^{\beta}$ :

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

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<sub>p</sub>-длина ремня;

Z<sub>m</sub>-число шкивов;

L<sub>n</sub>-расчетный ресурс ремня;

d<sub>e</sub>-эквивалентный диаметр шкива

$$d_e = d \cdot K_u, \text{ где}$$

Ки-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):

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

или по формуле:

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

где  $\alpha$ -угол обхвата.

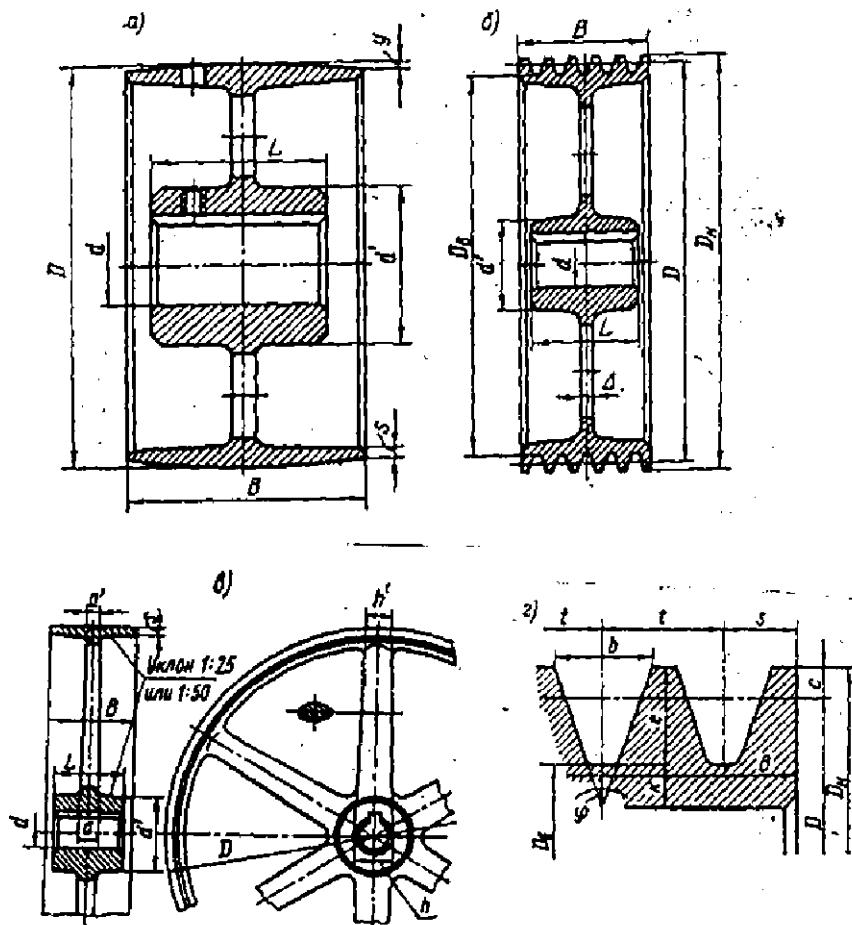
### 2.1.5. Шкивы ременных передач

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 у. Шкивы изготавливают 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.

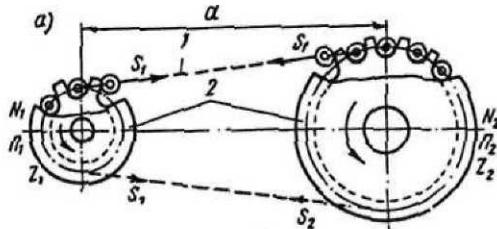
Поэтому угол профиля ремня уменьшается; изменение угла тем больше, чем меньше отношение диаметра к высоте профиля ремня (учитываются рекомендациями).



## 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:

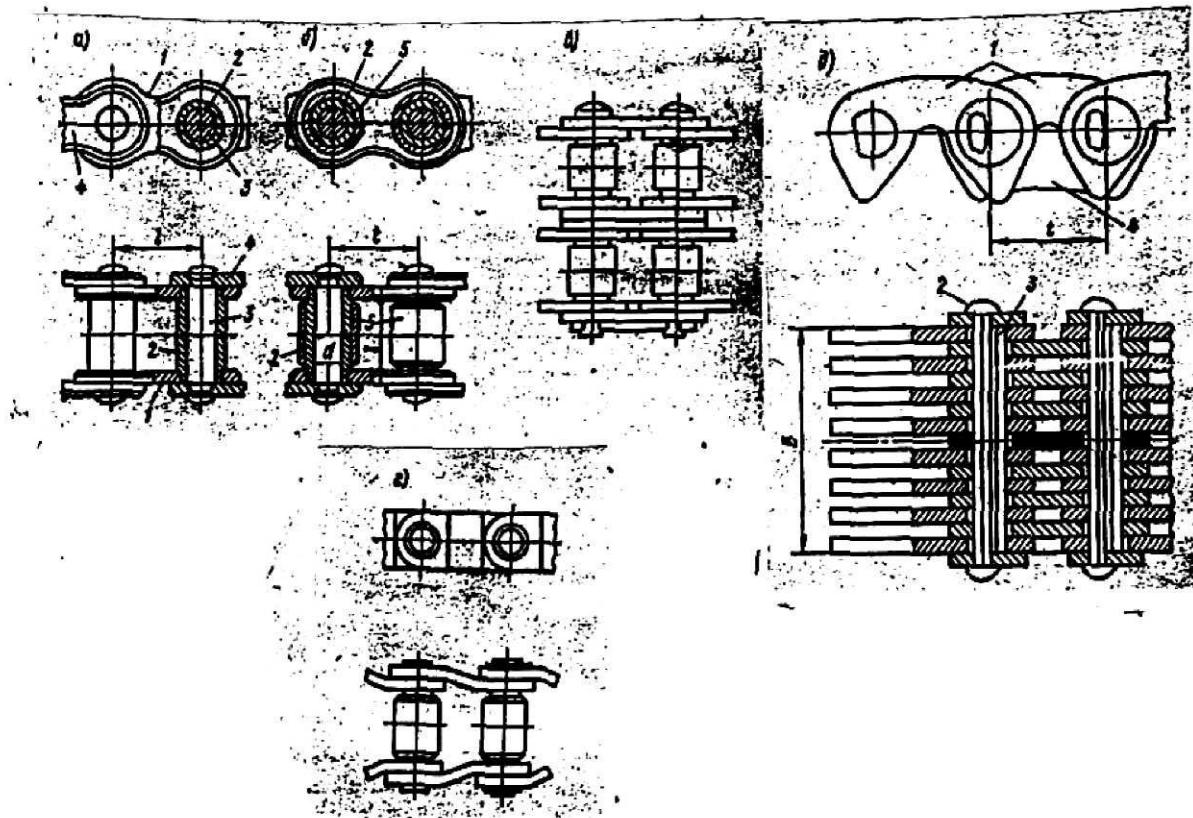
- вытягивание цепи (увеличение шага цепи вследствие изнашивания шарниров) и, как следствие, необходимость применения натяжных устройств;
- требуют высокой точности установки валов (тщательный монтаж) и более сложного ухода (смазывание, регулировка);
- неравномерность хода передачи, шум.

### 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, 40Х, 40ХН, 40ХНЗА с закалкой до HRC 40...50. Оси, втулки, ролики и призмы изготавливают из сталей 15, 15Х, 20, 20Х, 12ХНЗА, 20ХН4А, 30ХНЗА-цементируют и закаливают 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  $V_2 \geq 2$  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 a цепь быстро изнашивается, при большом значении a 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 a определяется углом обхвата цепи ( $\alpha_{\min} \geq 120^\circ$ ).

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

при  $u \geq 3$

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

Потребное число звеньев цепи определяют по предварительно выбранным a, P,  $z_1$  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 проще соединение-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:

$$F_1 = F_t + F_o + F_u + F_d,$$

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

$$F_0 = \frac{q * a^2}{8f} * g = \xi * q * a * g$$

в которой  $q$ -масса 1 м цепи;

$g$ -ускорение свободного падения;

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

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

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

$F_u$  - натяжение цепи от центробежной силы

$$F_u = q * V^2$$

$F_d$  - динамическая нагрузка в передаче от неравномерности хода цепи. Ведомая ветвь под нагрузкой растягивается силой  $F_d = F_o + F_u$

Нагрузка на валы

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

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

## 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 полузакрытых 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  $P_m S = const$ , где

$P$ -удельное давление в шарнирах;

$S$ -путь трения;

т-показатель степени кривой усталости

Для цепи давление в шарнирах

$$P = \frac{F * K_3}{A_{on} * K_m} \leq [P]_0$$

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

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

Коэффициент эксплуатации определяется:

$$K_o = K_d \cdot K \cdot K_n \cdot K_{per} \cdot K_{sm} \cdot K_{rej} \cdot K_t$$

где  $K_d$ -коэффициент динамичности нагрузки;

$K_a$  - коэффициент, учитывающий длину цепи;

$K_n$  - коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту;

$K_{per}$  - коэффициент, учитывающий регулировку передачи;

$K_{sm}$  - коэффициент, учитывающий характер смазывания;

$K_{rej}$  - коэффициент режима работы;

$K_t$ -коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды;

При  $-25^{\circ}\text{C} < T^{\circ}\text{C} < 150^{\circ}\text{C}$   $K_t = 1$ .

Если при расчёту значение  $K_o > 2...3$ , 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

$$A_{on} = 0,28 \cdot P^2$$

где  $P$  - шаг цепи:

$$P = 60 \sqrt{\frac{N * K_3}{[P]_0 * z_1 \eta k_m}} = 18,5 \sqrt{\frac{T_1 * K_3}{[P]_0 * z_1 k_1 k_m * 0,25}}$$

то из уравнения для  $P$  можно ориентировочно определить шаг цепи  $P$ : где  $N$ -вт;  $\eta$ -об/мин;  $T_1$ -нм,  $[P]$ -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:

$$B = \frac{25F^3 \sqrt{VK_3}}{P} = \frac{250NK_3}{P^3 \sqrt{V}} = 1570 \frac{25T_1^3 \sqrt{VK_3}}{z_1 P^2}$$

где  $F$ -Н,  $V$ -м/с,  $P$ -мм,  $N$ -Вт,  $T$ -н/м,  $K_3=K_D$ ,  $\eta=0,96...0,98$

## 2.2.5. Звёздочки, смазывание

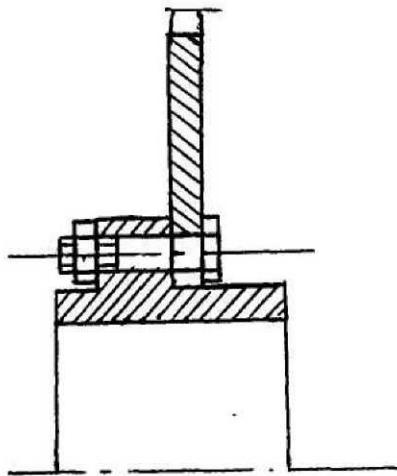
Профилирование звёздочек роликовых цепей производят по ГОСТ 591-69.

Диаметр делительной окружности

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

Диаметр окружности выступов  $D_e = P \cdot (0,5 + \operatorname{ctg}(180/z))$

Ширина зубчатого венца  $B_v = 0,9B_{vn} - 0,15$



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

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

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; 12ХН3А 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 - разбрзгивание с помощью специальных разбрзгивающих 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.