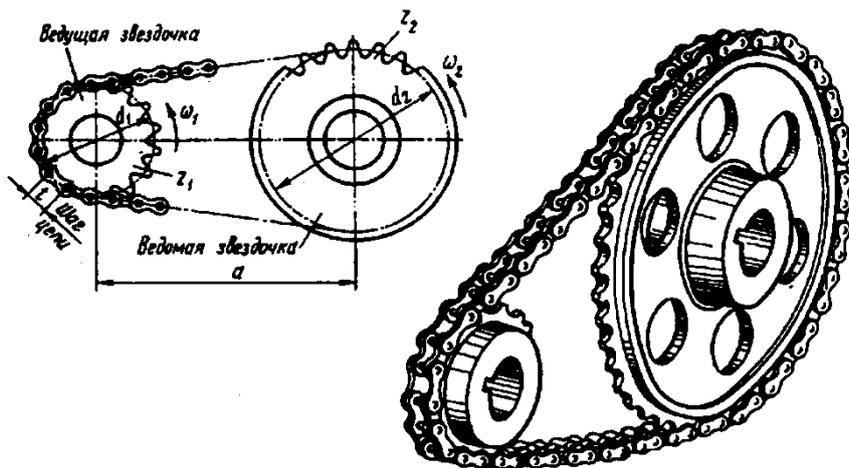


12. Цепные П - схема, работа, достоинства и недостатки, применение, параметры. 13. Виды цепей – конструкция, применение, материал, параметры. Звёздочки. 14. Механика цепной П. 15. Усилия в цепной П –  $F_y$ ,  $F_v$ ,  $F_t$ . 16. Критерии работоспособности цепной П. Определение шага. Проектный и проверочный расчёт. 17. Смазка цепных П. Натяжение цепи. Нагрузка на валы. 18. Цепной вариатор. 19. Зубчатоременная П – общие сведения, расчёт.

## ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача (*ЦП*) обычно состоит из ведущей и ведомой звёздочек, которые охватываются приводной цепью. Нагрузка передаётся за счёт зацепления звеньев цепи с зубьями звёздочек.



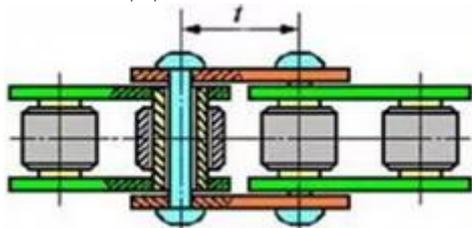
Достоинства – меньшие габариты по сравнению с ременной передачей; нет необходимости в создании значительного усилия предварительного натяжения; большой диапазон межосевого расстояния; отсутствие пробуксовки;

одна цепь может приводить в движение несколько звёздочек.

Недостатки – непостоянство мгновенного передаточного отношения, динамические нагрузки и шум (из-за неравномерности движения цепи и ведомой звёздочки за каждый период поворота на один угловой шаг); «вытягивание» цепи (увеличение шага вследствие износа шарниров) требует применения натяжных устройств и приводит, в конечном итоге, к нарушению зацепления цепи с большой звёздочкой; необходима смазка.

Параметры – мощность до 100 кВт (известна *ЦП* на 5000 л.с.); передаточное число до 7 (10); скорость цепи до 15 м/с (35); КПД – 0,90...0,95 (открытая *ЦП*, периодическая смазка), 0,95...0,97 и 0,98 (закрытая *ЦП*, непрерывная смазка и струйная).

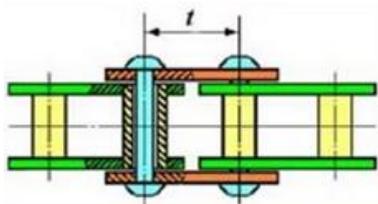
**Цепи и звёздочки** – по характеру работы цепи различают на **ГРУЗОВЫЕ** (для подъёмных и грузовых устройств), **ТЯГОВЫЕ** (для транспортирующих установок) и **ПРИВОДНЫЕ** – для цепных передач.



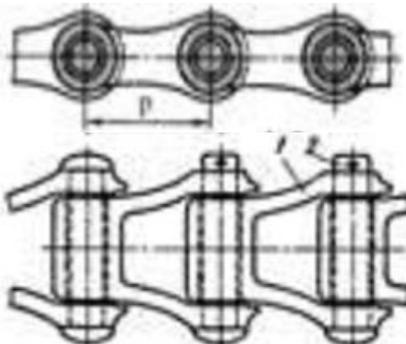
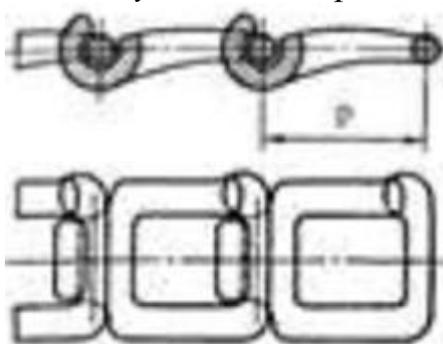
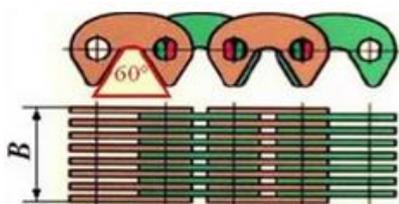
В *ЦП* наибольшее распространение получили **приводные роликовые цепи** (их также называют *втулочно-роликовые*), которые состоят из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев, шарнирно соединённых между собой.

Наружное и внутреннее звенья соответственно состоят из двух пластин каждое с запрессованными в них валиками и втулками, последние образуют шарнир скольжения. Для уменьшения износа зубьев звёздочек на втулку одет свободно вращающийся на ней ролик. Приводные роли-

ковые цепи бывают: нормальные однорядные, а также 2-х, 3-х и 4-х рядные; облегчённые длиннорядные; усиленные; с изогнутыми пластинами.

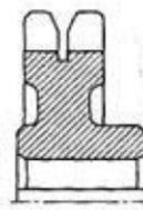
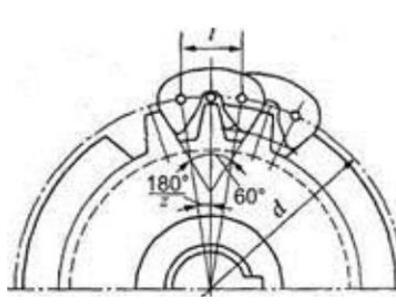
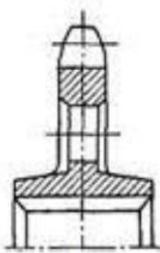
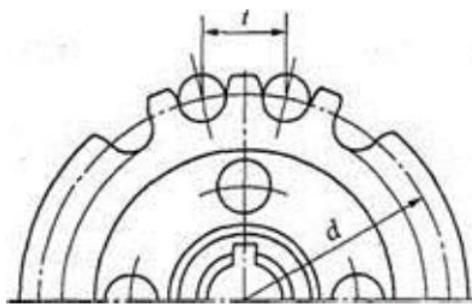


Применяют цепи *втулочные* (нет ролика); *зубчатые* с шарнирами скольжения (простыми и сегментными) или качения с боковыми или внутренними направляющими пластинами; *фасоннозвенные* штампованные и литые, *втулочно-штыревые*.



Изготавливают цепи на специализированных заводах – конструкция, размеры, материал, механические характеристики и точность регламентируются стандартами или нормами. Материал пластин – среднеуглеродистые качественные или легированные стали (45, 50, 40X, 40XН...) с закалкой до твёрдости не менее 32 HRC. Валики, втулки и ролики – из малоуглеродистых сталей (15, 15X, 12XН3А...) с цементацией не 45 HRC.

Звёздочки тихоходных ( $V \leq 3$  м/с) изготавливают из чугуна не ниже СЧ 20, для других – из стали, предпочтительно с термообработкой поверхности зубьев 45...55 HRC. Профиль зуба стандартизован, ширина – несколько меньше расстояния между внутренними пластинами цепи. Звёздочка зубчатой цепи с внутренней направляющей пластиной имеет кольцевой паз на середине зуба.

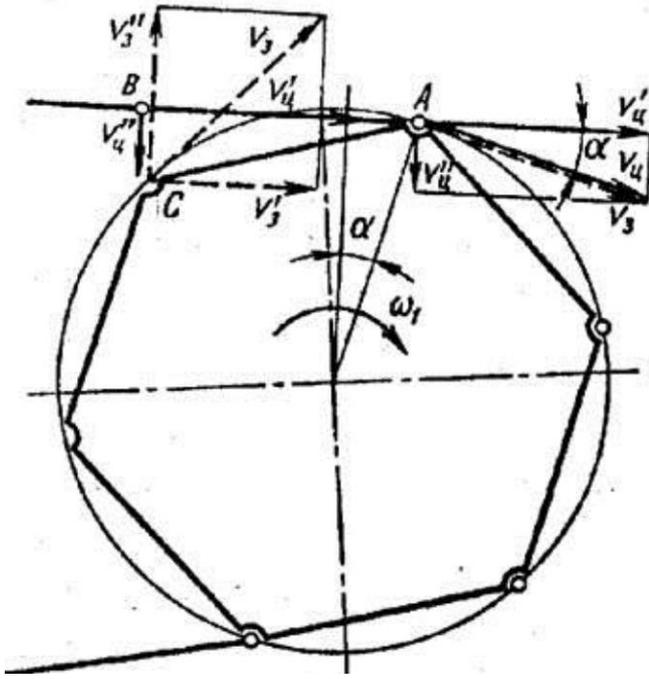


**Механика цепной передачи** – центры шарниров цепи располагаются на звёздочках с числом зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  в вершинах многоугольников на делительных радиусах  $R_1$  и  $R_2$ . При равномерном вращении ведущей звёздочки с угловой скоростью  $\omega_1$ , цепь движется по контуру неравномерно и изменяет своё положение относительно средней линии траектории движения.

Продольная скорость цепи:

$$V_{ц}^{прод} = V_{ц}^I = V_1 \cdot \cos \alpha = \omega_1 R_1 \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  – угол между перпендикуляром к контуру ведущей ветви цепи и радиусом до центра шарнира, находящегося в зацеплении с ведущей звёздочкой.



Угол  $\alpha$  изменяется в диапазоне  $-\frac{\pi}{Z_1} \leq \alpha \leq +\frac{\pi}{Z_1}$ , и продольная скорость цепи  $V_{\text{ц}}^{\text{прод}}$  НЕПОСТОЯННА. Цепь имеет чередующиеся ускорения и замедления вдоль траектории движения и, как следствие, удары в сочленениях. С увеличением  $Z_1$  плавность движения цепи повышается и улучшаются условия работы передачи.

Угловая скорость ведомой звёздочки  $\omega_2$  и мгновенное передаточное отношение  $U_{\text{мгн}}$ :

$$\omega_2 = \frac{V_{\text{ц}}^{\text{прод}}}{R_2 \cos \alpha_2} = \frac{\omega_1 R_1 \cos \alpha_1}{R_2 \cos \alpha_2} = \frac{\omega_1}{R_2/R_1} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = \frac{\omega_1}{Z_2/Z_1} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = \frac{\omega_1}{i} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2},$$

$$U_{\text{мгн}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\frac{\omega_1}{i} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}} = i \cdot \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}$$

где  $\alpha_2$  – аналогичен  $\alpha_1$ , только для ведомой звёздочки, изменяется в диапазоне  $-\frac{\pi}{Z_2} \leq \alpha_2 \leq +\frac{\pi}{Z_2}$ ;

$i$  – передаточное число ЦП,  $i = Z_2 / Z_1$ .

Как видно из соотношений,  $\omega_2$  и  $U_{\text{мгн}}$  НЕПОСТОЯННЫ, равномерность движения повышается с увеличением  $Z_1$  и  $Z_2$ .

Участок цепи в момент входа очередного шарнира в зацепление с ведущей звёздочкой имеет направленную вниз скорость  $V_{\text{ц}}^{\text{попер}} = V_{\text{ц}}'' = V_1 \cdot \sin \frac{\pi}{Z_1}$ , а центр впадины звёздочки равную ей, но направленную вверх скорость, и имеет место УДАР в направлении, перпендикулярном продольному движению цепи. С увеличением  $Z_1$  удар будет меньше.

Поперечная составляющая скорости цепи  $V_{\text{ц}}^{\text{попер}}$ , изменяясь скачком в момент входа очередного шарнира в зацепление с ведущей звёздочкой, при её повороте на один угловой шаг меняется от  $+\omega_1 R_1 \sin \frac{\pi}{Z_1}$  до  $-\omega_1 R_1 \sin \frac{\pi}{Z_1}$ . Это приводит к колебаниям цепи в поперечном направлении и дополнительным динамическим нагрузкам. Величина последних уменьшается с увеличением  $Z_1$ .

Как вытекает из вышеизложенного, с увеличением числа зубьев ведущей звёздочки  $Z_1$  улучшаются кинематические и динамические показатели ЦП. В то же время увеличение  $Z_1$  и связанное с ним увеличение  $Z_2$  приводит при износе цепи к нарушению нормального зацепления на большой звёздочке из-за роста шага и расположения центров шарниров не на расчётном диаметре  $D_2$ , а на большем диаметре  $D_2^{\text{изн}}$ .

$$D_2^{\text{изн}} = \frac{t + \Delta t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} + \frac{\Delta t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = D_2 + \frac{\Delta t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} \approx D_2 + \Delta t \frac{Z_2}{\pi},$$

где  $\Delta t$  – допускаемое по условиям эксплуатации увеличение шага  $t$ . Обычно  $\frac{\Delta t}{t} \leq 3\%$  и для втулочно-роликовых и втулочных цепей  $Z_{2\text{макс}}^{\text{в-р}} \leq 120$ , для зубчатых цепей  $Z_{2\text{макс}}^{\text{зубч}} \leq 140$ .

**Усилия в цепной передаче** – в ЦП нагрузка передаётся за счёт зацепления, для обеспечения которого достаточно поддержания определённой величины провисания цепи под действием собственного веса (как гибкой нити из-за наличия между звеньями шарниров). В первом приближении расстояние между крайними звеньями свободно висящей ветви принимают равным  $a$ , тогда усилие в ветвях  $F_y$  из условия равновесия участка длиной  $\frac{a}{2}$  под действием собственного веса:

$$F_y \cdot y = \frac{q \cdot g \cdot a \cdot a}{2 \cdot 4}$$

$$F_y = \frac{q \cdot g \cdot a^2}{8 \cdot y} = q \cdot g \cdot a \cdot \frac{a}{8y} = q \cdot g \cdot a \cdot K_y, \text{ Н}$$

где  $q$  – погонная (линейная) масса цепи, кг/м;

$g$  – ускорение силы тяжести,  $9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$y$  – стрела провисания (прогиб), м. На основании практического опыта назначают  $0,02 a$  при угле наклона  $\theta \leq 40^\circ$ ,  $K_y = 6$ ;

$(0,015 \dots 0,01) a$  при  $\theta > 40^\circ$ ,  $K_y = 3$ ;

для вертикальной передачи – – – –  $K_y = 1$ .

Следует обратить внимание на общность зависимости для нахождения усилия от собственного веса в гибких нитях (цепь, канат, лента, струна, провод...) и усилия реакции связей в местах закрепления.

По аналогии с ременной передачей (цепь на звёздочках движется по криволинейной траектории) в ветвях цепи действует усилие от центробежных сил:

$$F_V = q \cdot V^2, \text{ Н}$$

где  $V$  – средняя скорость движения цепи,  $V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$ , м/с;

$t$  – шаг цепи, мм;

$n_1$  – частота вращения ведущей звёздочки, об/мин.

Ведущая ветвь нагружается передаваемым окружным усилием:

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2T_1}{\frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}}} \approx \frac{2T_1}{\frac{Z_1 \cdot t}{\pi}}, \text{ Н}$$

где  $P_1$  – передаваемая мощность, Вт;

$T_1$  – крутящий (вращающий) момент на ведущей звёздочке, Н·мм;

$D_1$  – диаметр делительной окружности ведущей звёздочки, мм.

**Основы расчёта цепных передач** – цепи стремятся конструировать из условия равнопрочности всех элементов. К основным параметрам цепей относят:

$t$  – шаг цепи, мм;

$m$  – число рядов цепи;

$F_{\text{разр}}$  – разрушающая нагрузка, Н (определяется статическим нагружением до разрыва образца данного типоразмера цепи) ;

$A$  – проекция опорной поверхности шарнира цепи, мм<sup>2</sup> :

$$A = d_{\text{валика}} \cdot l_{\text{втулки}}$$

$q$  – погонная (линейная) масса цепи, кг/м ;

$\delta_i, l_i, b_i$  и  $d_i$  – линейные и диаметральные размеры элементов цепи, мм .

Цепи выходят из строя в результате *ИЗНОСА ШАРНИРОВ* (увеличивается шаг и нарушается нормальное зацепление на большой звёздочке) и реже из-за *РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ*. Соответственно выполняют расчёт:

– на ограничение удельного давления в шарнире (условие износостойкости)

$$p \leq [p], \text{ Н/мм}^2,$$

– на разрыв по коэффициенту запаса (условие прочности)

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{\sum F} \geq [s].$$

При заданных – схеме передачи, передаваемой мощности  $P_1$ , Вт, частоте вращения ведущей звёздочки  $n_1$ , об/мин, передаточном числе  $i$  и условиях работы расчёт выполняют в последовательности.

Принимают *тип цепи* по рекомендации.

Определяют *число зубьев* звёздочек:

$Z_1 = 31 - 2 \cdot i \geq 19$  (желательно нечётное; в тихоходных ЦП  $V < 2$  м/с  $Z_{\text{мин}} = 13$ ; при ударной нагрузке  $Z_{\text{мин}} = 23$ );

$Z_2 = i \cdot Z_1 \leq Z_{2\text{макс}}$  ( $Z_{2\text{макс}}^{\text{в-р}} \leq 120$ ,  $Z_{2\text{макс}}^{\text{зубч}} \leq 140$  – показано ранее).

Предварительно *определяют шаг цепи* из условия износостойкости.

(В цепной передаче окружное усилие  $F_t$  намного превышает  $F_y$  и  $F_v$ , тогда с учётом исходных данных условие износостойкости можем записать  $p = \frac{F_t \cdot K_9}{A} \leq [p]$ ,

где  $F_t \approx \frac{2T_1}{Z_1 \cdot t}$

$K_9$  – коэффициент эксплуатации,  $\leq 3$ , если  $K_9 > 3$ , то меняют условия работы ;

$K_9 = K_{\text{динамичн. нагрузки}} \cdot K_{\text{межосевого расст.}} \cdot K_{\text{наклона}} \cdot K_{\text{натяжения}} \cdot K_{\text{смазки}} \cdot K_{\text{работы в сутки}}$ ,

$A = 0,28 \cdot t^2 \cdot m$  – для роликовых и втулочных цепей с числом рядов  $m = 1, 2, 3, 4$ .

$$p = \frac{\frac{2T_1}{Z_1 \cdot t} \cdot K_9}{0,28 \cdot t^2 \cdot m} = \frac{2T_1 \cdot K_9 \cdot \pi}{Z_1 \cdot t \cdot 0,28 \cdot t^2 \cdot m} \approx \frac{22,44 \cdot T_1 \cdot K_9}{t^3 \cdot Z_1 \cdot m} \leq [p]$$

Решая относительно шага  $t$ , получаем для втулочных и роликовых цепей :

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_9}{Z_1 \cdot m \cdot [p]}}, \text{ мм}$$

где  $[p]$  – допускаемое удельное давление в шарнире, Н/мм<sup>2</sup>. Зависит от шага  $t$  и задача решается *методом последовательных приближений* (задаются  $[p]$ , вычисляют шаг и проверяют соответствие шага и давления. С целью получения передачи с приемлемыми параметрами выбирают по стандарту цепи с различными ближайшими шагами и далее просчитывают несколько параллельных вариантов)

Проверяют выбранную цепь по *допускаемой частоте вращения*  $n_1$  малой звёздочки;  $n_1 \leq [n_1] \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ .

Назначают *межосевое расстояние в мм или в шагах*:

$$a = 0,6(D_1 + D_2) + 50 \leq a_{\text{рек}} = (30 \dots 50) \cdot t \leq 80t, \text{ мм}$$
$$a_t = \frac{a}{t} = 0,2(Z_1 + Z_2) \leq a_{t \text{ рек}} = 40 \leq 80, \text{ шагов (не пишут)}$$

Определяют *число звеньев цепи* (по аналогии с формулой длины ремня, заменяя  $\pi \cdot D = Z \cdot t$ ) и округляют до чётного числа (чтобы не ставить переходное звено):

$$L_t = \frac{L}{t} = \frac{2a}{t} + \frac{Z_1 \cdot t + Z_2 \cdot t}{2 \cdot t} + \frac{\left(\frac{Z_2 \cdot t - Z_1 \cdot t}{\pi}\right)^2}{4a \cdot t} = 2a_t + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi}\right)^2}{4a_t}, \text{ звеньев (не пишут)}$$

Уточняют *значение коэффициента эксплуатации*  $K_3$ , окончательно решая вопросы с входящими в него составляющими.

Определяют *действительное удельное давление* в шарнире и сравнивают с допусаемым:

$$p = \frac{P_1 \cdot K_3}{V \cdot A} \leq [p], \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Определяют *действительный коэффициент запаса* относительно разрушающей нагрузки и сравнивают с допусаемым:

$$s = \frac{F_{\text{разр}}}{K_{\text{дин}} \cdot F_t + F_y + F_v} \geq [s],$$

где  $K_{\text{дин}}$  – учитывает динамичность нагрузки (входит сомножителем в  $K_3$ ).

Уточняют *межосевое расстояние и не округляют*:

$$a_t = 0,25 \left[ \left( L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$
$$a = a_t \cdot t, \text{ мм}$$

Определяют *число ударов цепи в секунду* и сравнивают его с допусаемым:

$$\lambda = \frac{4Z_1 n_1}{60 \cdot L_t} = \frac{Z_1 n_1}{15 \cdot L_t} \leq [\lambda], \text{ с}^{-1},$$

(за один пробег каждое звено цепи поворачивается четыре раза при контакте с ведущей и ведомой звёздочками).

Делают *заключение о пригодности* конкретного типоразмера цепи.

Назначают *стрелу провисания*  $y = 0,02a$ , мм (для горизонтальной передачи) и монтажное межосевое расстояние  $a_{\text{монт}} = a - 0,5y$ , мм.

Определяют *нагрузку на вал*:

$$Q = F_t + 2F_y, \text{ Н}$$

Разрабатывают конструкцию звёздочек, валов, опор, натяжного устройства, определяются со смазкой цепной передачи и её защитой (ограждение).

**Смазка цепей** – необходима для снижения интенсивности износа и потерь на трение, что происходит за счёт разделения поверхностей валика и втулки, втулки и ролика, ролика и звёздочки и выравнивания удельного давления.

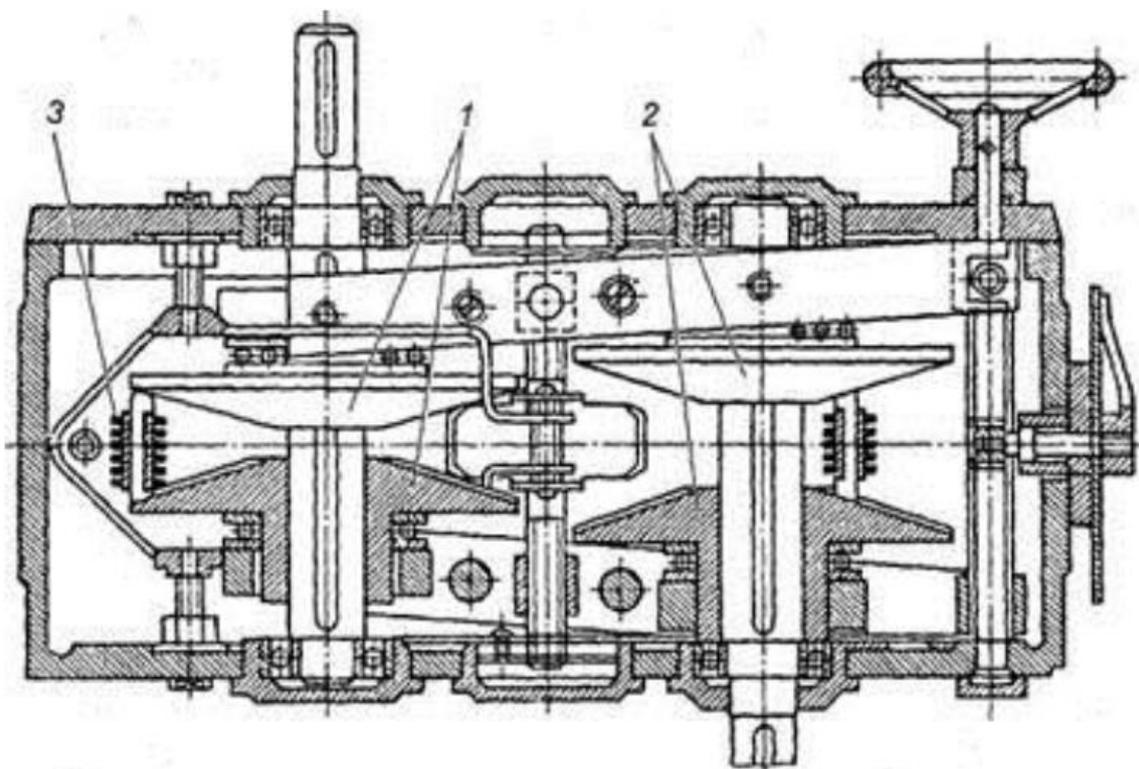
При скорости до 2-х метров в секунду допускается периодическая жидкая смазка примерно раз в смену, либо консистентная, вводимая в шарниры при погружении цепи в подогретую до разжижения смазку. До 6 м/с рекомендуют ка-

пельную, до 8 м/с – картерная с окунанием ведомой ветви на ширину пластины или смазка разбрызгиванием, свыше 8 м/с – струйная.

Кинематическая вязкость, сСт (сантистокс), для открытых передач ориентировочно  $p + 6V$ , для закрытых  $p + 3V$ .

**Натяжение цепей** – производят периодически по мере износа шарниров с помощью натяжной звёздочки (ролика, колодки, башмака, шины) или изменения межосевого расстояния за счёт перемещения одной из звёздочек, либо постоянно с применением пружинных или грузовых элементов. Ход натяжного устройства должен позволить удаление двух звеньев по мере износа (возможна и установка переходного звена).

**Цепные вариаторы**, как и фрикционные, предназначены для бесступенчатого изменения передаточного числа. Они выполняются в закрытом корпусе и состоят из двух пар раздвижных зубчатых конусов 1, 2 (на каждой паре конусов выступу одного соответствует паз у другого) и охватывающей их цепи 3 специальной конструкции с выдвигными в поперечном направлении пластинами, входящими в пазы конусов. Регулирование передаточного числа осуществляется сближением одной пары конусов и раздвижением другой, при этом цепь меняет свое положение на конусах – на одном диаметр уменьшается, а на другом увеличивается, за счёт чего и меняется передаточное число. КПД  $\eta = 0,85 \dots 0,95$ , диапазоном регулирования  $D = \frac{n_{\text{макс}}}{n_{\text{мин}}} \leq 7$ .

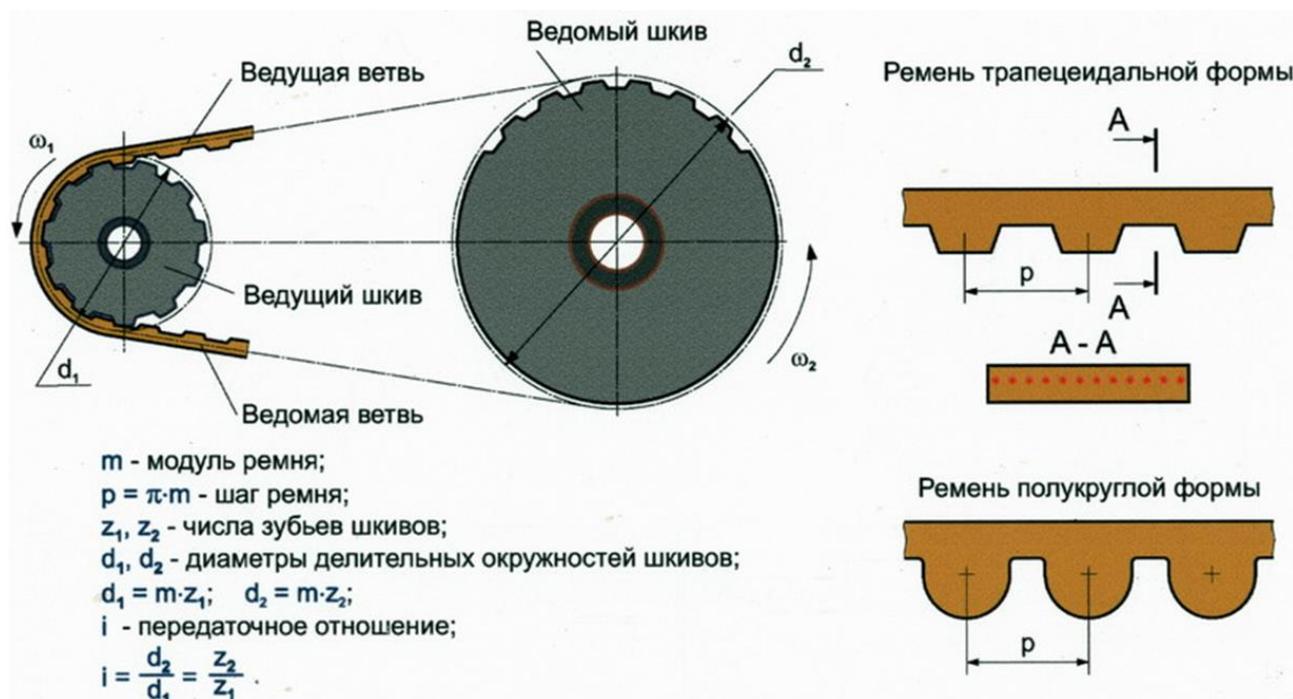


### ЗУБЧАТОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Включает два зубчатых шкива, которые охватываются зубчатым ремнём, движения и нагрузка передаются за счёт зацепления зубьев. По сравнению с ременной – компактнее, нет скольжения и обеспечивается синхронное враще-

ние валов, меньшая нагрузка на вал при равном окружном усилии; по сравнению с цепной – работает плавнее и с меньшим шумом, не требует смазки.

Параметры – мощность  $P \leq 100$  кВт (500), скорость  $V = 5 \dots 50 \frac{м}{с}$  (100), передаточное число  $i \leq 12$  (30), КПД  $\eta = 0,98$ .



Ремень имеет тянущий слой (каркас – проволока, металлотрос, стекловолокно, полиамидный шнур), заключённый в массив из резины или пластмассы. Основным размерный параметр – модуль  $m = \frac{p}{\pi} = 2, 3, 4, 5, 7, 10$  мм ( $p$  – шаг, мм), число зубьев ремня  $Z_p = 32 \dots 160$  по ряду, ширина  $b = 8 \dots 80$  мм по ряду в зависимости от модуля.

Делительный диаметр шкива с числом зубьев  $Z$  (окружность расположения тянущего слоя)  $d = m \cdot Z$ , мм; межосевое расстояние  $a = (0,6 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2)$ , мм или  $a_p = \frac{a}{p} = (0,2 \dots 0,6) \cdot (Z_1 + Z_2)$ ; число зубьев ведущего (малого) шкива  $Z_1 = 12 \dots 36$ .

Определяют модуль  $m = 35^3 \sqrt{\frac{P_1 \text{ кВт}}{n_1 \frac{\text{об}}{\text{мин}}}}$ , мм и ширину  $b = \frac{2T_1}{[p_1] - q_1 \cdot V^2}$ , мм

где  $P_1$  кВт,  $n_1 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ,  $T_1$  Нмм – мощность, частота вращения и крутящий (вращающий) момент на ведущем шкиве 1;

$[p_1]$  – допускаемое удельное окружное усилие на один мм ширины ремня,  $4 \dots 60 \frac{Н}{мм}$  (зависит от модуля);

$q_1$  – погонная (линейная) масса полосы ремня шириной в один мм,  $\frac{кг}{м \cdot мм}$  (зависит от модуля);

$V$  – скорость ремня,  $\frac{м}{с}$ .

Число зубьев ремня (по аналогии с цепной передачей):

$$Z_p = 2a_p + \frac{Z_1+Z_2}{2} + \frac{\left(\frac{Z_2-Z_1}{\pi}\right)^2}{4a_p},$$

где  $a_p = \frac{a}{p}$  – межосевое расстояние в шагах.

Уточняют межосевое расстояние и *не округляют*:

$$a_p = 0,25 \left[ \left( Z_p - \frac{Z_1+Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( Z_p - \frac{Z_1+Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z_2-Z_1}{\pi} \right)^2} \right],$$

$$a = a_p \cdot p, \text{ мм}$$

Начальное натяжение ремня  $F_0 = (1,1 \dots 1,3)F_v = (1,1 \dots 1,3) q_1 \cdot b \cdot V^2$ , Н.

Усилие на вал  $Q = 1,2 \cdot F_t = 1,2 \cdot \frac{2T_1}{m \cdot Z_1}$ , Н.