

ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ЛЕКЦИЯ № 3. Цепные передачи (ЦП).

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Конструктивные особенности ЦП.
2. Кинематика ЦП.
3. Динамика и расчет ЦП.

Учебная литература:

Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 56-66.

Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г. С. Куклина, В.К. житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 87-100; 293-306.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 87-105.

Конструктивные особенности ЦП.

Определение:

Цепная передача – механизм для передачи вращательного движения между параллельными валами с помощью жестко закрепленных на них зубчатых колес – звездочек и охватывающей их многозвенной гибкой связи с жесткими звеньями, называемой цепью.

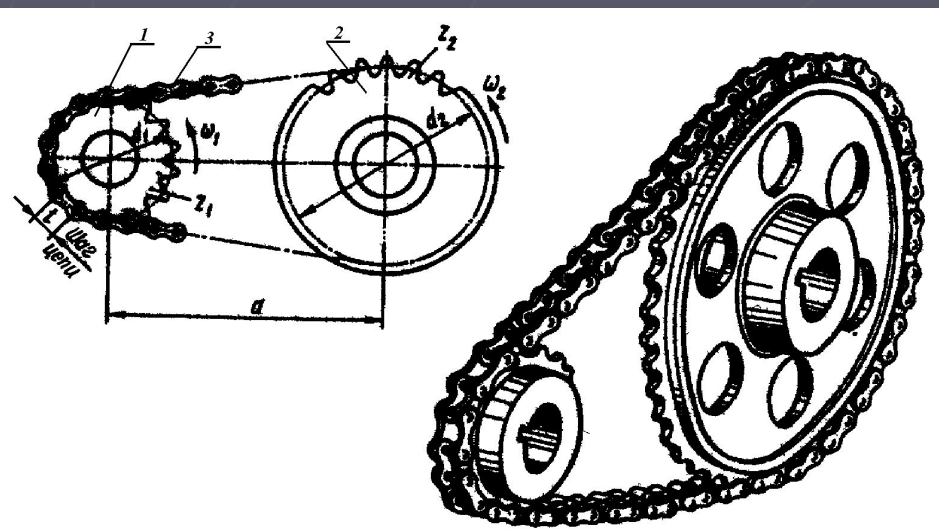


Рис. 3.1. Цепная передача.

Цепные передачи применяются в машинах общепромышленного и военного назначения: в ДВС для привода кулачковых валов механизма газораспределения; для привода ведущих колес (велосипед, мотоцикл, автогрейдер, дополнительные колеса БРДМ); в приводе лебедки БТР-80; в автомате заряжания пушки БМП-3 и др. механизмах.

Гусеничный движитель гусеничных машин также является цепной передачей специфического назначения, преобразующей вращательное движение ведущего колеса в поступательное движение самой машины.

Достоинства цепных передач:

1. Возможность передачи движения на достаточно большие расстояния (до 8 м).
2. Возможность передачи движения нескольким валам одной цепью.
3. Отсутствие проскальзывания, а следовательно, и стабильность передаточного отношения при уменьшенной нагрузке на валы и их опоры.
4. Относительно высокий КПД (0,96...0,98 при достаточной смазке).

Недостатки цепных передач:

1. Повышенная шумность и виброактивность при работе вследствие пульсации скорости цепи и возникающих при этом динамических нагрузок.
2. Интенсивный износ шарниров цепи из-за ударного взаимодействия с впадиной звездочки, трения скольжения в самом шарнире и трудности смазки.
3. Вытягивание цепи (увеличение шага) вследствие износа шарниров и удлинения пластин.
4. Сравнительно высокая стоимость.

Классификация цепей, применяемых в промышленности:

1. тяговые цепи для перемещения грузов по горизонтальной или наклонной поверхности;
2. грузовые цепи для подъема грузов;
3. приводные цепи для передачи движения, чаще вращательного, в цепных передачах.

Наиболее известны *роликовые*, *втулочные* и *зубчатые* приводные цепи. Эти три разновидности стандартизованы.

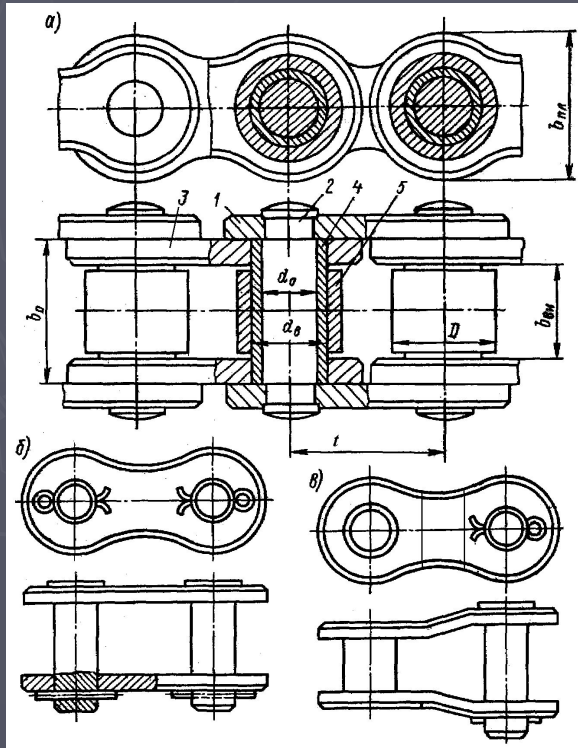


Рис. 3.2. Конструкция роликовой цепи.

Роликовая цепь (рис. 3.2) состоит из звеньев с наружными пластинами **1**, соединенных между собой двумя осями **2**, и звеньев с внутренними пластинами **3**, которые втулками **4** тоже соединены между собой. Втулки **4** надеты на оси **2** с возможностью вращения, образуя таким образом шарнир цепи. На каждой из втулок **4** сидит свободно вращающийся ролик **5**. Цепь обычно проектируется с четным числом звеньев, тогда замыкающим звеном, соединяющим концы цепи в замкнутое кольцо, является звено с наружными пластинами, оси которого могут выниматься и крепятся при сборке разрезной шайбой или шплинтом (рис. 3.2 б). При нечетном числе звеньев цепи для её замыкания применяется специальное звено с разными концевыми частями (рис. 3.2 в).

Втулочная цепь отличается от роликовой только отсутствием роликов, что несколько снижает массу цепи и позволяет уменьшить шаг между шарнирами звеньев, однако способствует увеличению скорости износа шарниров цепи и снижает КПД цепной передачи.

Пластины роликовых и втулочных цепей изготавливаются из углеродистых или углеродистых легированных сталей (стали **45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A** и др.) и закаливают до HRC_{ρ} **40...50**; оси, втулки и ролики – из мало- или среднеуглеродистых сталей с различной степенью легирования (стали **15, 20, 15X, 20X, 20XH3A, 20XH4A, 30XH3A** и др.), их подвергают поверхностной химико-термической обработке (цементация, цианирование, азотирование) и закаливают до поверхностной твердости HRC_{ρ} **50...65**.

Параметры роликовой цепи, основными из которых являются шаг между геометрическими осями шарниров t и предельная разрушающая нагрузка F_p , стандартизованы (ГОСТ 13568-75). Пример обозначения роликовых цепей: **ПР-15,875-22,7-1**; **2ПР-15,875-45,4**; где первая цифра означает число рядов (для однорядной цепи цифра не ставится), буквы **ПР** – приводная роликовая, цифра после букв – шаг цепи в мм, следующая цифра – разрушающая нагрузка в кН, последняя цифра – вид исполнения (**1** – облегченная цепь, **2** – нормальное исполнение), при наличии только одного исполнения для данного типоразмера цепи последняя цифра не ставится.

Основные геометрические соотношения в цепной передаче (рис. 3.3).

t – шаг цепи;

a – межосевое расстояние;

d_1 – делительный диаметр ведущей звездочки;

d_2 – делительный диаметр ведомой звездочки;

θ – угол наклона цепной передачи;

f – величина провисания цепи.

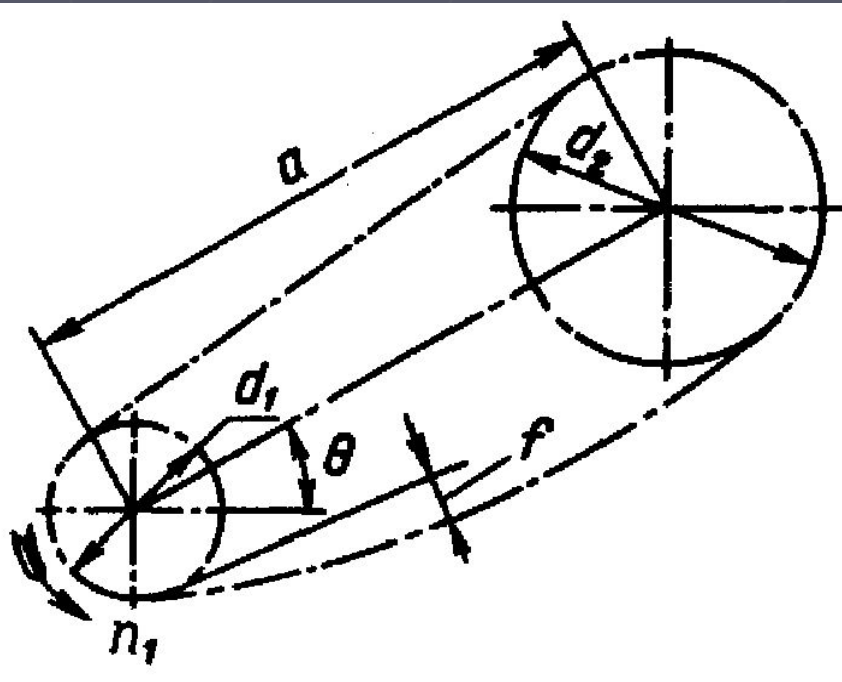


Рис. 3.3. Схема цепной передачи.

Межосевое расстояние передачи выбирается в зависимости от шага цепи по следующему соотношению

$$a = (30 \dots 50) \cdot t \quad (3.1)$$

В этом выражении меньшие значения коэффициента в правой части соответствуют меньшим передаточным числам и наоборот.

Делительный диаметр d звездочки (диаметр окружности на которой лежат оси шарниров цепи, охватывающей звездочку) также зависит от шага цепи t :

$$d = \frac{t}{\sin(\pi / z)} , \quad (3.2)$$

где z — число зубьев звездочки.

В свою очередь число зубьев меньшей звездочки (её параметрам присвоим индекс «1») выбирают по эмпирическим соотношениям: для роликовых и втулочных цепей

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u \quad \text{при условии } z_1 \geq 13; \quad (3.3)$$

для зубчатых цепей

$$z_1 = 35 - 2 \cdot u \quad \text{при условии } z_1 \geq 17; \quad (3.4)$$

где u — передаточное число.

Число зубьев большей звездочки $z_2 \approx z_1 \cdot u$ с округлением до ближайшего большего нечетного числа. При этом рекомендуется принимать число зубьев большей звездочки не более 120 для роликовых и втулочных цепей и не более 140 для зубчатых цепей.

Длину цепи L_p , выраженную в шагах (число звеньев цепи), для известного межосевого расстояния a можно вычислить по выражению

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} . \quad (3.5)$$

Полученное по выражению (3.5) значение необходимо округлить до ближайшего целого четного числа. При четном числе звеньев цепи и нечетных числах зубьев звездочек будет обеспечен наиболее равномерный износ как самих звездочек, так и шарниров цепи.

Далее по выбранному числу звеньев цепи необходимо уточнить межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]. \quad (3.6)$$

Полученное расчетом по (3.6) значение межосевого расстояния с целью исключения перенатяжения цепи из-за неточностей изготовления и монтажа сокращают на $0,2 \dots 0,4\%$, так чтобы свободная (ведомая) ветвь цепи имела некоторое провисание f (рис. 3.3). Для передачи, у которой угол θ наклона межосевой линии к горизонту не превышает 40° , величина провисания ведомой ветви цепи

$$f = 0,02 a_{\phi}$$

$$\cdot \theta > 40^\circ \quad f = 0,015 a_{\phi}$$

Кинематика ЦП.

Среднюю скорость $V_{ц}$ (м/с) цепи в цепной передаче можно определить по выражению

$$V_{ц} = \frac{n_i \cdot z_i \cdot t}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.7)$$

где n_i – частота вращения i -того вала, об/мин; z_i – число зубьев звездочки, закрепленной на i -том валу; t – шаг цепи, мм.

Передаточное число u цепной передачи можно выразить через её кинематические и конструктивные показатели

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.8)$$

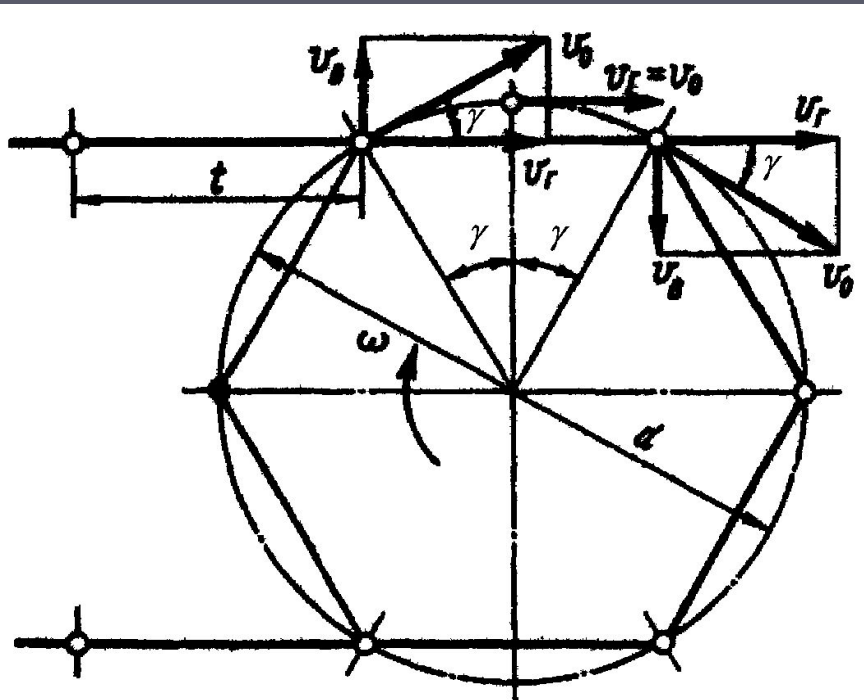


Рис. 3.4. Схема совместного движения цепи и звездочки.

Передаточное отношение, вычисленное по (3.8) является средним за оборот, но в пределах поворота звездочки на один угловой шаг ($2\pi/z$) мгновенное передаточное отношение не остается постоянным. Чтобы доказать это обратимся к схеме рис. 3.4.

Пусть ведущая звездочка, имеющая z зубьев, вращается с угловой скоростью $\omega = const$ по ходу часовой стрелки. Тогда тангенциальная скорость любой точки, лежащей на делительной окружности может быть найдена по известному соотношению

$$V_0 = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60} . \quad (3.9)$$

Эта тангенциальная скорость всегда может быть представлена горизонтальной V_2 и вертикальной V_v составляющими. Составляющие тангенциальной скорости звездочки для места входа шарнира цепи во впадину звездочки (на схеме рис. 3.4 левый шарнир на верхней, набегающей, ветви цепи) и для предыдущего шарнира, уже движущегося совместно со звездочкой (на схеме рис. 3.4 правый верхний шарнир) по величине составляют

$$V_2 = V_0 \cdot \cos \gamma ; \quad V_v = V_0 \cdot \sin \gamma ;$$

где угол γ составляет половину углового шага звездочки, то есть

$$\gamma = \pi / z$$

Величина пульсации скорости цепи, равная отношению разности этих двух скоростей к средней скорости цепи в этом случае составит

$$\delta V_{\dot{\sigma}} = 2 \cdot \frac{1 - \cos \gamma}{1 + \cos \gamma} = 2 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right)^2. \quad (3.10)$$

Динамика и расчет ЦП.

При работе цепной передачи на цепь действуют:

1. **Окружная** (тангенциальная для звездочек) **сила** F_t , участвующая в передаче мощности от ведущей звездочки к ведомой. Эту силу приближенно (то есть в среднем, поскольку её величина колеблется) можно найти по известному выражению

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}, \quad (3.11)$$

где T_1 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, а d_1 – делительный диаметр этой звездочки. Усилие это пульсирует в силу изменения расстояния между направлением действия этой силы и осью вращения звездочки. Относительная величина пульсации этой силы δF_t , как и пульсация скорости, составит

$$\delta F_t = 2 \cdot \frac{1 - \cos \gamma}{1 + \cos \gamma} = 2 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right)^2. \quad (3.12)$$

Сила предварительного натяжения F_0 , обусловленная провисанием ведомой ветви цепи

$$F_0 = \left(\frac{a}{8 \cdot f} \right) \cdot a \cdot q \cdot g = k_f \cdot a \cdot q \cdot g ; \quad (3.13)$$

где q – удельная масса цепи, кг/м; a – межосевое расстояние передачи, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; k_f – коэффициент учитывающий условия провисания цепи. Для горизонтальной передачи ($\theta=0$) $k_f = 6$; для наклонной передачи, у которой $0 < \theta \leq 45^\circ$, $k_f = 3$; для вертикальной передачи ($\theta=90^\circ$) $k_f = 1$.

Натяжение F_V , от действия центробежных сил на элементы цепи при обегании ими звездочек. Это усилие, также как и в ременной передаче, составит

$$F_V = q \cdot V_u^2 ; \quad (3.14)$$

Сила F_V растягивает цепь по всей её длине, но звездочкам не передается.

В ведущей ветви цепи все эти силы суммируются

$$F_1 = F_t + F_0 + F_V . \quad (3.15)$$

Порядок расчета роликовой ЦП

Исходные данные:

P_2 – мощность, необходимая на выходном валу;

n_1 – частота вращения ведущей звездочки (входного вала);

n_2 – частота вращения ведомой звездочки (выходного вала).

Алгоритм расчёта:

1) вычислить передаточное число;

2) назначить число зубьев меньшей (ведущей) звёздочки, соблюдая ограничительное условие $z_1 \geq 13$, и вычислить число зубьев большей (ведомой) звёздочки, округлить результат расчёта до ближайшего нечётного числа и проверить по ограничению сверху $z_2 \leq 120$;

2а) вычислить фактическое передаточное число u_{ϕ} ;

3) по конструктивным параметрам из ГОСТ 13568-97 или из технической литературы выбрать цепь с известным шагом t и вычислить для неё допустимое давление в шарнире $[p]_{\phi}$ по формуле

$$[p]_{\phi} = 55 \cdot \left[1 - \left(\frac{n_1}{5000} \right)^{0,18} \right] + 9,6 \cdot \left(1 - \frac{t}{50} \right) ; \quad (3.17)$$

где n_1 – частота вращения меньшей из звёздочек, мин^{-1} , t – шаг цепи, мм;

4) проверить шаг выбранной цепи по ограничению снизу

$$t_{\phi} \geq 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_{\varepsilon}}{[p]_{\text{н}} \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot (0,75 \cdot n_r + 0,23)}}}; \quad (3.18)$$

где K_{ε} – коэффициент эксплуатации, n_r – число рядов цепи;

$$K_{\varepsilon} = K_D \cdot K_C \cdot K_{\theta} \cdot K_H \cdot K_P}; \quad (3.19)$$

где K_D – коэффициент динамичности нагрузки (1,2...1,5); K_C – коэффициент смазывания,

непрерывное смазывание $K_C = 0,8$;

регулярное капельное -- $K_C = 1$;

периодическое - $K_C = 1,5$;

K_{θ} - коэффициент наклона передачи, $\theta \leq 45^{\circ}$ - $K_{\theta} = 1$,

$$\theta > 45^\circ - K_\theta = 0,15 \cdot \sqrt{\theta}$$

K_H – коэффициент натяжения цепи,

натяжение смещением оси одной из звёздочек – $K_H = 1$,

оттяжной звёздочкой или нажимным роликом – $K_H = 1,1$,

нерегулируемая передача – $K_H = 1,25$;

$$K_p = 0,75 \cdot (T_p / 24 + 1) \quad - \text{коэффициент сменности}$$

(продолжительности) работы передачи, в котором T_p – время работы передачи в течение суток, часов;

5) вычислить делительные диаметры звёздочек d_1 и d_2 ;

6) назначить предварительную величину межосевого расстояния;

7) вычислить необходимое число звеньев цепи и округлить полученное значение до ближайшего чётного числа;

8) уточнить величину межосевого расстояния и назначить провисание свободной ветви цепи;

9) определить нагрузку в свободной ветви цепи;

10) вычислить коэффициент запаса цепи по нагрузке по формуле

$$K_{ц} = \frac{Q_{ц}}{F_1} \geq [K_{ц}] \quad ; \quad (3.20)$$

где $Q_{ц}$ – паспортное разрывное усилие цепи, а $[K_{ц}] = 3...5$ – нормативный коэффициент запаса цепи по разрывному усилию.

При невыполнении неравенства (3.20) необходимо повторить расчёт для цепи с большим или меньшим шагом.

Лекция окончена.
Спасибо за внимание!

