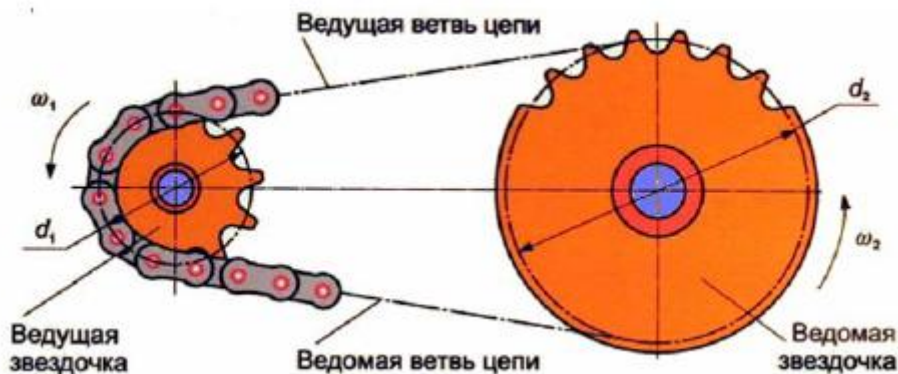


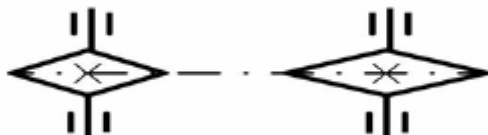
ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конструктивные особенности цепных передач.

Цепная передача – это передача зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью.



Условное обозначение цепных передач на кинематических схемах:



ДОСТОИНСТВА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

- могут приводить в движение одной цепью несколько валов по сравнению с зубчатыми передачами
- возможность передачи движения на большие расстояния (до 8 м) по сравнению с ременными передачами
- более компактны
- передают большие мощности
- меньшая радиальная нагрузка на валы
- обеспечивают постоянство передаточного числа

НЕДОСТАТКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

- значительный шум при работе
- плохо работают на больших скоростях
- быстрое изнашивание шарниров цепи
- удлинение цепи при изнашивании и сход ее со звездочек.

ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цепные передачи применяются в станках транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно.

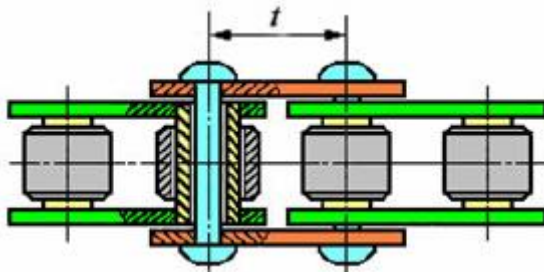


Цепи цепных передач называются приводными.

ТИПЫ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

Цепи бывают:

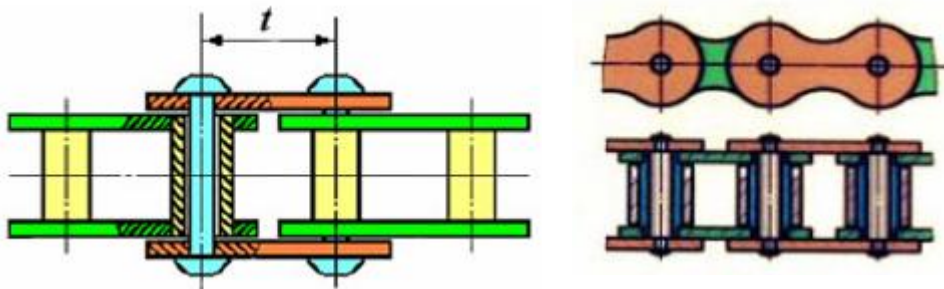
1. роликовые



t – шаг цепи

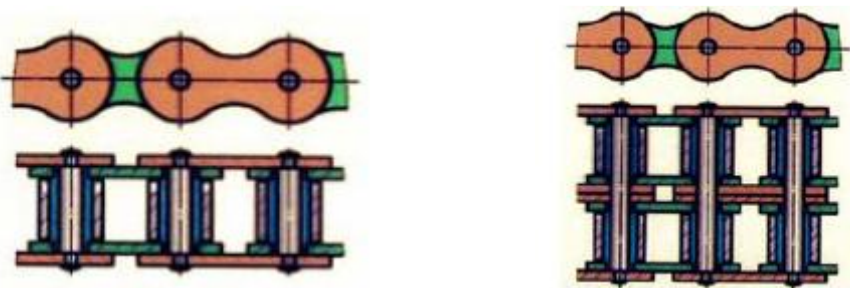
Цепь состоит из **наружных** и **внутренних звеньев**. Наружное звено собрано из двух наружных пластин и валиков, запрессованных в их отверстиях. Внутреннее звено состоит из двух внутренних пластин и втулок, неподвижно закрепленных в отверстиях внутренних пластин. На втулке свободно надеты закаленные ролики. Наружные и внутренние звенья в сборе образуют цилиндр. Ролики, перекатываясь по зубьям звездочек, уменьшают их изнашивание. Роликовые цепи применяют при скоростях до 15 м/с.

2. втулочные



Втулочные цепи не имеют роликов, поэтому они дешевле и легче роликовых, но износостойкость их ниже. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при скоростях ≤ 1 м/с

Роликовые и втулочные цепи могут быть:



однорядными

многорядными

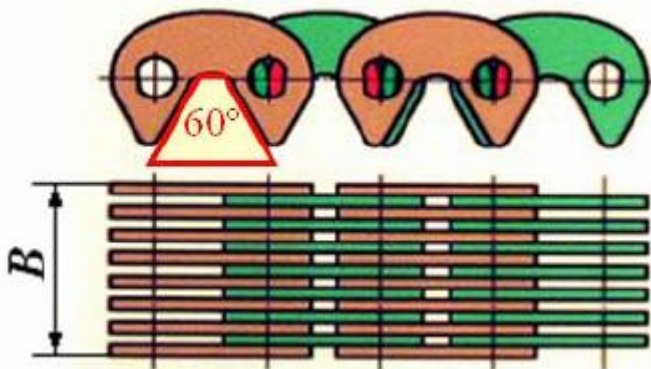
Применение многорядных цепей значительно уменьшает габариты передачи в плоскости, перпендикулярным осям.

Пример обозначения приводных цепей по ГОСТ 13568-97.

ПР - 25,4 - 60 – однорядная приводная роликовая цепь с шагом 25,4 мм и разрушающей силой 60 кН.

2ПР – 25,4 – 114 – двухрядная приводная роликовая цепь с шагом 25,4 мм и разрушающей силой 114 кН.

Для высокоскоростных передач большой мощности применяют зубчатые передачи.



Звенья цепи состоят из набора шарнирно соединенных между собой двузубых пластин. Рабочие грани пластин расположены под углом 60°. Число пластин определяет ширина цепи В, которая зависит от передаваемой мощности. Зубчатые цепи к настоящему времени вытеснены более технологическими и дешевыми роликовыми цепями.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничивают:

- сила удара в зацеплении
- износ шарниров
- шум передачи

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

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

z_1 – число зубьев малой звездочки

n_1 – частота ее вращения

t – шаг цепи

Передаточное число цепной передачи определяется из условий равенства средней скорости цепи v на звездочках:

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

z_2 – число зубьев большой звездочки

n_2 – частота ее вращения

Передаточное число ограничивают:

- габариты передачи
- диаметр большой звездочки
- угол обхвата цепью малой звездочки

обычно $U \leq 7$

Числа зубьев звездочек ограничивают:

- износом шарниров
- динамическими нагрузками
- шумом передачи

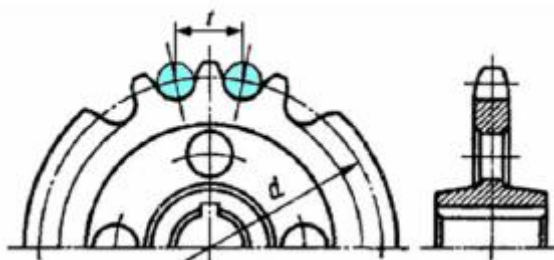
Чем меньше число зубьев, тем больше износ шарниров.

Число зубьев малой звездочки принимают $z_1 = 29 - 2U$, при низких частотах вращения допускается $z_{1min} = 13$

Число зубьев большой звездочки $z_2 = z_1 U$

По мере изнашивания шаг цепи увеличивается, и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести к соскакиванию цепи. Поэтому число зубьев большой звездочки ограничивают: $z_{2max} = 120$.

Звездочки цепной передачи отличаются от зубчатых колес профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи.



Шаг звездочки равен шагу цепи. Шаг t звездочки измеряют по хорде делительной окружности.

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

Оптимальное межосевое расстояние передачи определяется из условия долговечности цепи: $a = (30...50)t$

Длину цепи определяют по аналогии с длиной ремня

Число звеньев цепи W предварительно определяется по формуле:

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

Чтобы не применять переходное звено для соединительных концов цепи, расчетное значение числа звеньев, W округляют до ближайшего целого четного числа. После окончательного выбора числа звеньев уточняют межосевое расстояние, ограничивая $a_{max} = 80 t$

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ЦЕПЕЙ И ЗВЕЗДОЧЕК

Материал цепей и звездочек должен быть износостойким и выдерживать циклические и ударные нагрузки. **Звездочки** изготавливают из **сталей 50,40 X** и других марок с последующей закалкой. **Пластины цепей** изготавливают из **сталей 50,40 X** и других с последующей закалкой до твердости **40 . . 50 HRC**. **Оси, втулки и ролики** изготавливают из **цементируемых сталей 20,15 X** и других с закалкой до твердости **56. . . 65 HRC**. В быстроходных передачах для снижения шума и изнашивания цепи зубчатый венец звездочек изготавливается из армированных пластмасс.

Силы в цепной передаче.

СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ.

1. окружная сила, передаваемая цепью

$$F_t = 2T / d$$

2. предварительное натяжение цепи (от провисания ведомой ветви)

$$F_0 = K \cdot q \cdot a \cdot g$$

K – коэффициент провисания цепи

q - масса 1 метра цепи

3. натяжение цепи от центробежной силы

$$F_v = q \cdot v^2$$

4. натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

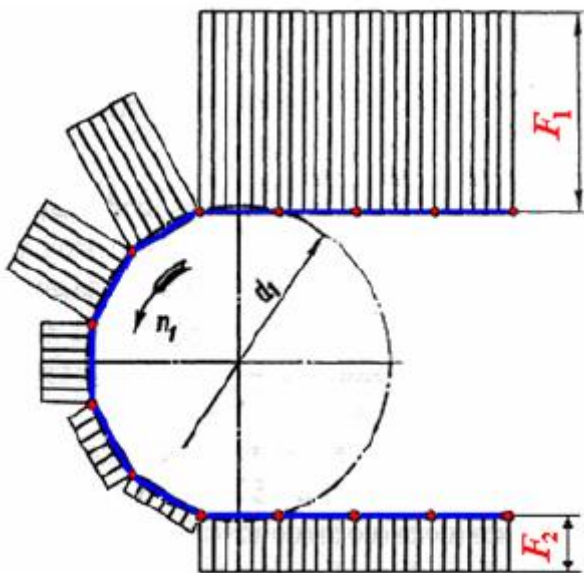
$$F_1 = F_t + F_o + F_v$$

5. натяжение ведомой ветви цепи равно большому из натяжений

при $F_o > F_v$ $F_2 = F_o$

при $F_v > F_o$ $F_2 = F_v$

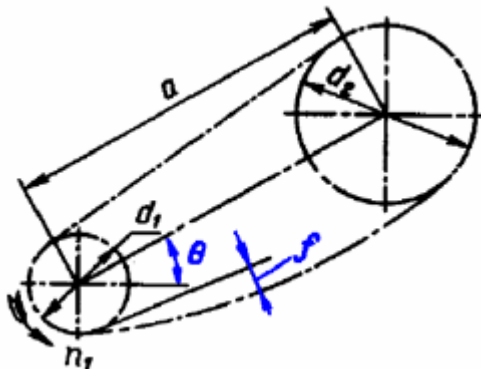
НАГРУЗКА НА ВАЛЫ ЗВЕЗДОЧЕК.



Так как шарнир сбегаящего звена цепи упирается в зуб, то сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

Цепь действует на валы звездочки с силой F_n .

$$F_n = K_b \cdot F_t + 2F_o$$



K – коэффициент нагрузки вала, учитывающий влияние провисания цепи f в зависимости от наклона межосевой линии к горизонту θ и динамичности нагрузки.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров.

Нагрузочная способность цепи прямо пропорционально давлению в шарнирах.

Долговечность цепи обратно пропорциональна давлению в шарнирах.

Нагрузочная способность цепи определяется из условия : среднее расчетное давление в шарнире звена цепи p при работе передачи не должно превышать допускаемого $[p]$.

$$p \leq [p]$$

Величина $[p]$ приведена в справочниках и установлена для типовой передачи с– ресурсом **3000 5000 часов**.

Расчетное давление в шарнирах :

$$p = Ft K_{\theta} / A$$

Ft – окружная сила, передаваемая цепью , Н

A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, зависящая от шага цепи и ее конструкции, мм²

K_{θ} – коэффициент эксплуатации, который учитывает:

- динамичность нагрузки
- способ смазывания
- наклон межосевой линии передачи к горизонту

- сменность работы и др.

Величины $K_э$ приведены в справочной литературе.

Для определения значения A производят предварительный проектировочный расчет при котором ориентировочно выбирают значение шага цепи t , мм.

$$t = 4,5 \sqrt[3]{T_1}$$

T_1 – вращающий момент на малой звездочке, Нм

Найденное значение шага t согласуют со стандартным и по справочным данным определяется площадь проекции опорной поверхности шарнира A для выбранной цепи. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по критерию износостойкости составляет обычно **8 . . 10 тысяч часов.**