

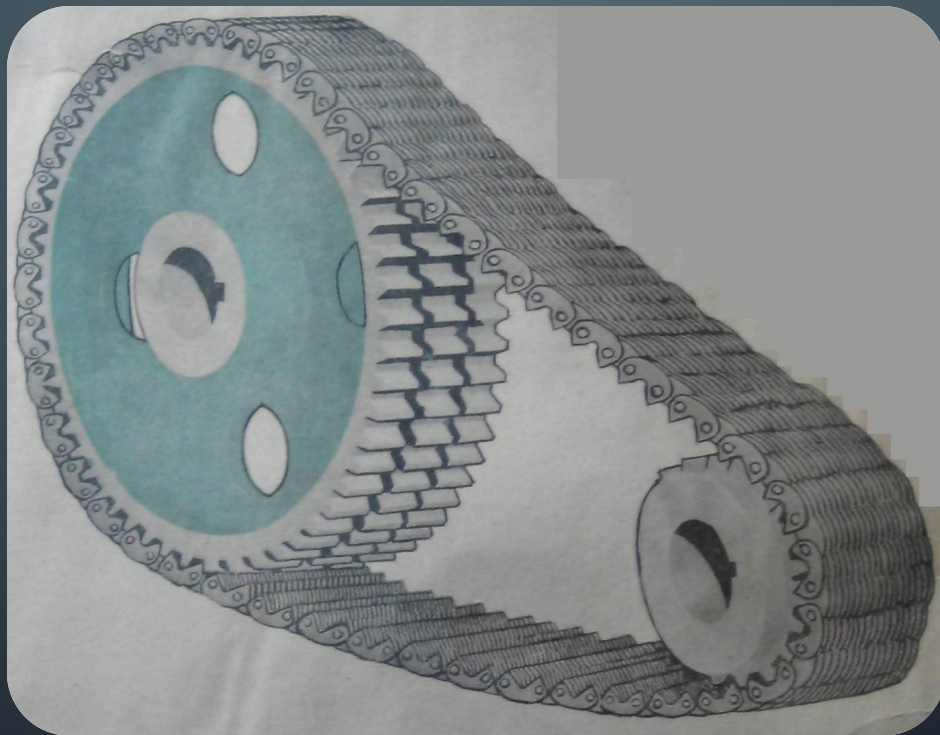
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
ФИЛИАЛ БрГТУ ПИНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНО-
ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ

Информационный проект учащихся



МУЛЬТИПРЕЗ-2018

ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА

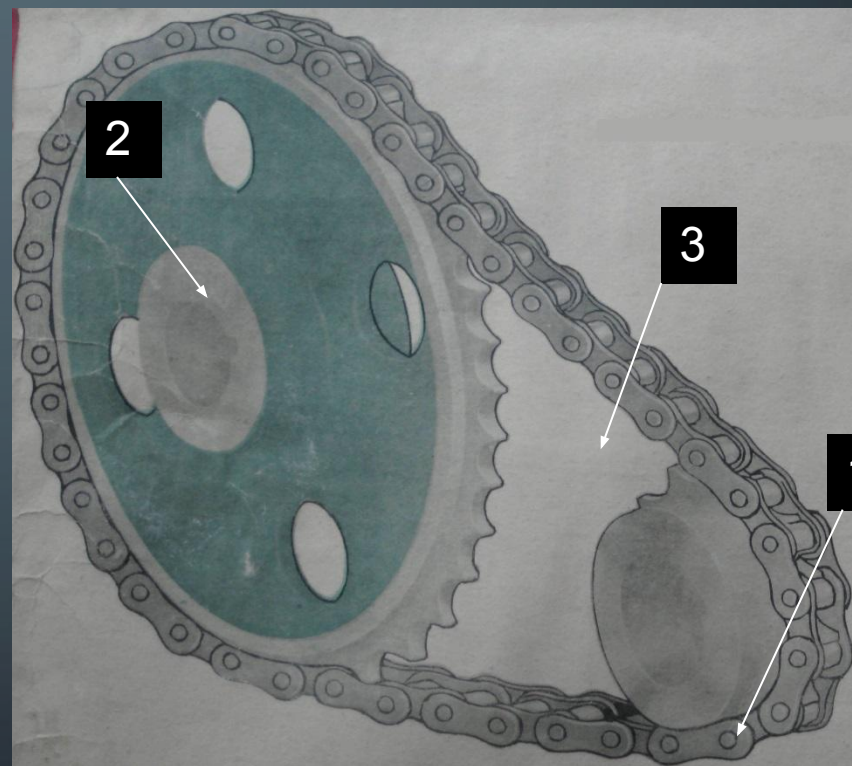


Выполнили:
Климчук А.С., Сиренко А.Ю.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

- Цепные передачи – это передачи **зацеплением** и **гибкой связью**, состоящие из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи 3.
- В состав передачи часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения.

Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании.



ДОСТОИНСТВА:

- возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний (до 8 м)
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- отсутствие проскальзывания
- высокий КПД
- относительно малые силы, действующие на валы
- возможность передачи движения несколькими звездочками
- возможность легкой замены цепи

Недостатки:

- неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;
- непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек;
- необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи;
- необходимость смазывания и регулировки.

2. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

- передаточные числа до 10
- диапазон мощностей до 5000 кВт
- Окружная скорость— до 30...35 м/с
- КПД передач 0,98
- *Наиболее распространены передачи мощностью до 100 кВт при окружных скоростях до 15 м/с*
- *Выполняют как понижающими, так и повышающими*
- *Используют в качестве тихоходной ступени привода*

3. ТИПЫ ЦЕПЕЙ

Цепи *по назначению* разделяют на три группы:

- **грузовые** – используют для закрепления грузов
- **тяговые** – применяют для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.)
- **приводные** – используют для передачи движения

4. Классификация цепных передач



ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕПИ

- Шаг (t) – расстояние между осями соседних шарниров цепи, мм

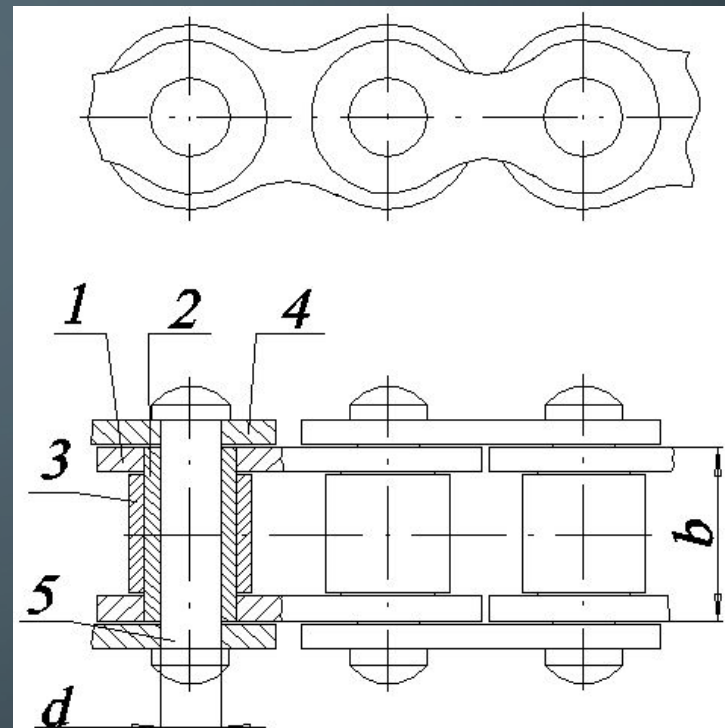
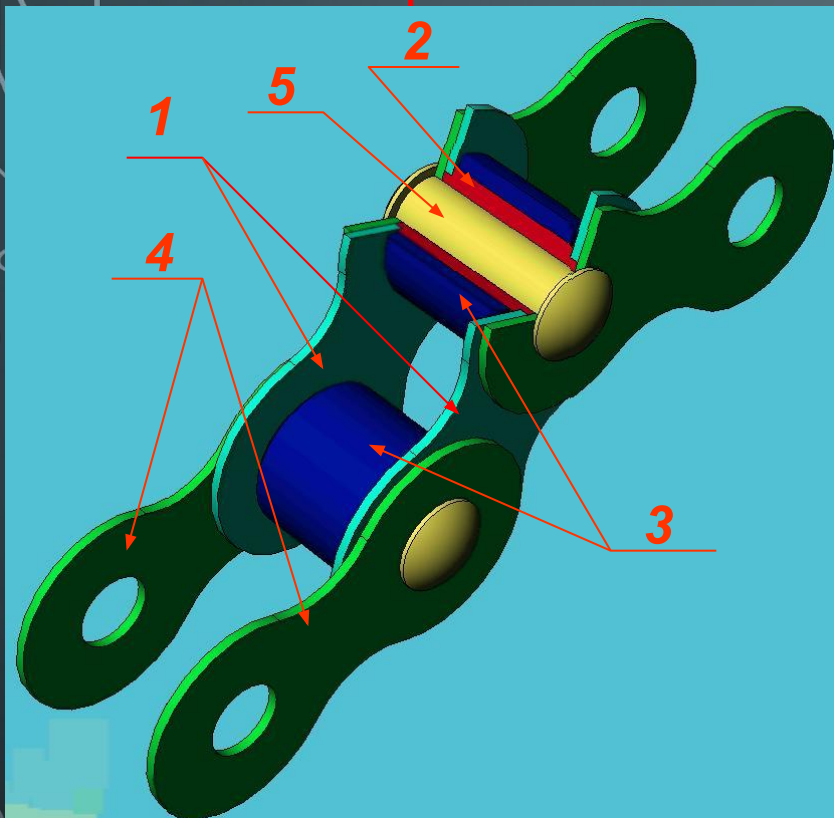
Большинство стандартных цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм).

- Ширина (b), мм

Силовая характеристика

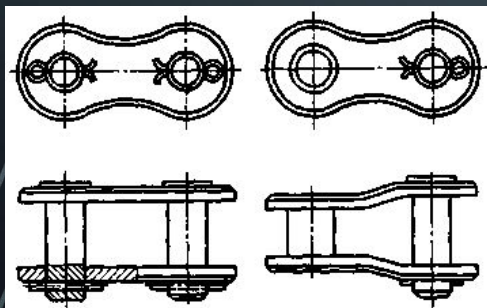
- Разрушающая нагрузка цепи (F), кН

5. КОНСТРУКЦИЯ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ



Конструкция шарнира

- 1 – внутренние пластины
- 2 – втулка
- 3 – ролик
- 4 – наружные пластины
- 5 – ось



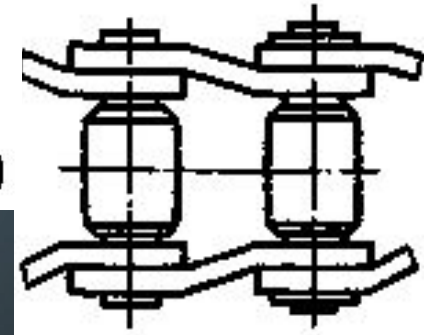
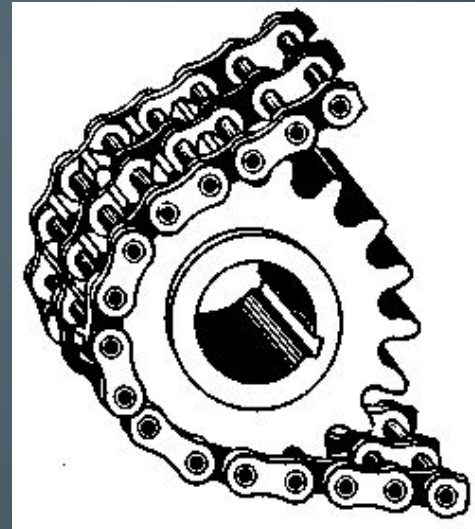
Соединительные и переходные звенья цепи

ПРИВОДНЫЕ РОЛИКОВЫЕ ЦЕПИ (ГОСТ 13568-97)

Применяют при скоростях до 20 м/с

Износостойкость выше по сравнению со втулочными цепями

- ПР – роликовые однорядные
- 2ПР – роликовые двухрядные
- 3ПР – роликовые трехрядные
- 4ПР – роликовые четырехрядные
- ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами (*применяют при работе с ударными нагрузками, частыми реверсами*)
- ПРД – однорядные длиннозвенные облегченные (*изготавливают с пониженной разрушающей нагрузкой, допускаемая скорость до 3 м/с*)
- ПРУ – однорядные усиленные (*изготавливают повышенной точности и прочности; применяют при больших и переменных нагрузках, и при высоких скоростях*)



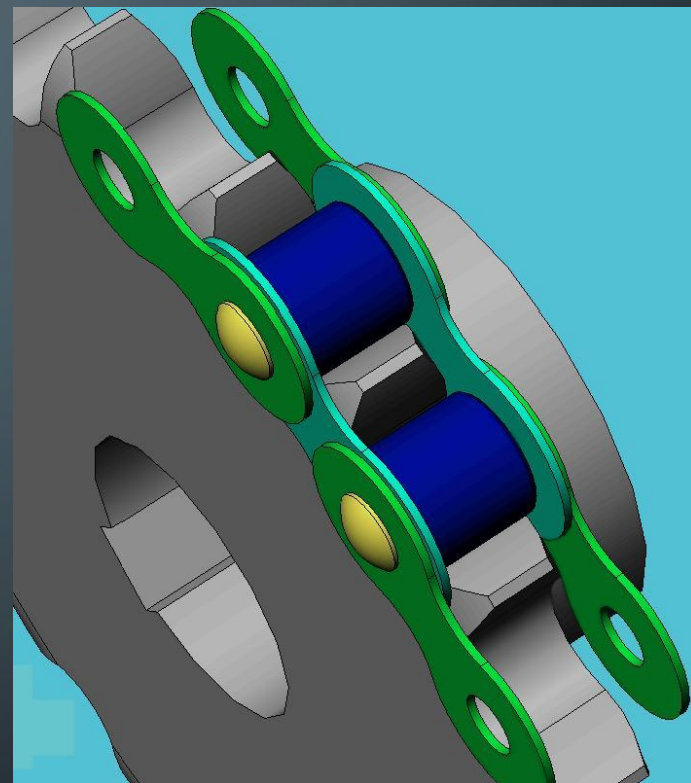
- Нагрузочная способность цепей прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

- В быстроходных передачах используют цепи типа ПР малых и средних шагов (до 25,4 мм)
- В тихоходных передачах – одно-, двух-, трехрядные цепи типа ПР больших шагов

Пример условного обозначения:

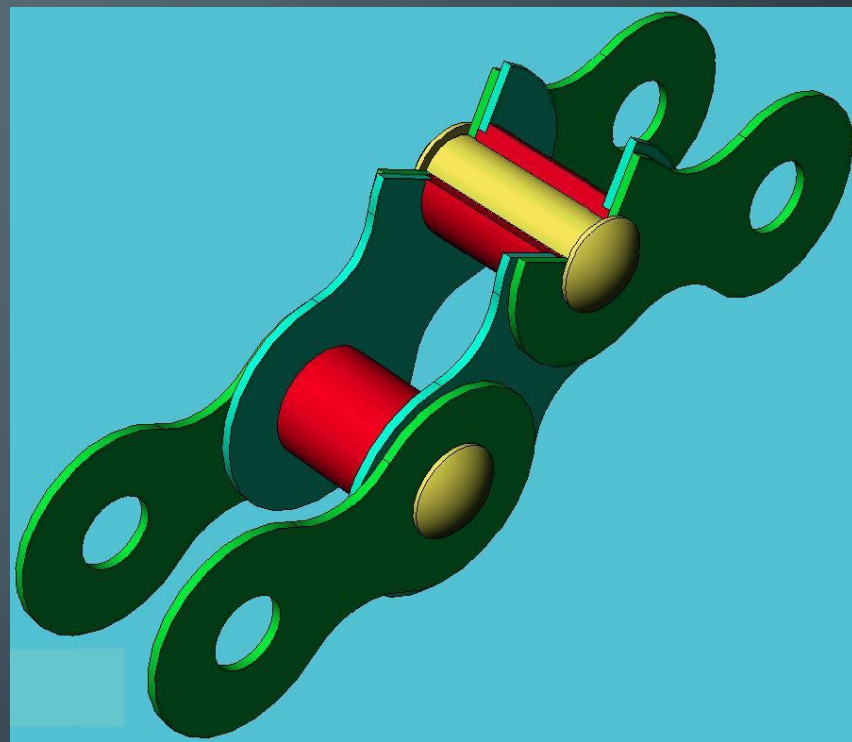
Цепь 3ПР-25,4-171 ГОСТ 13568-97

Цепь приводная роликовая трехрядная, с шагом $t=25,4$ мм, разрушающей нагрузкой 171 кН



6. ПРИВОДНЫЕ ВТУЛОЧНЫЕ ЦЕПИ ГОСТ 13568-97

- ПВ – втулочные однорядные
- 2ПВ – втулочные двухрядные
- *Втулочные цепи более легкие и дешевые по сравнению с роликовыми, но обладают меньшей прочностью и износостойкостью*
- *Применяют в малонагруженных передачах при скоростях менее 10 м/с*

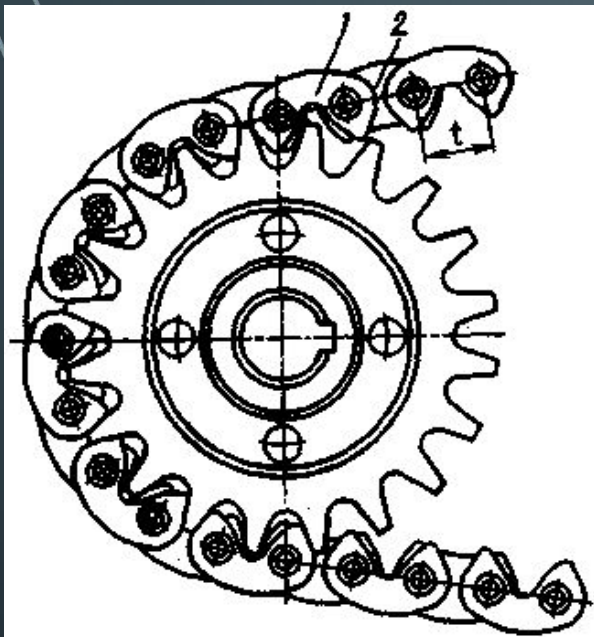


Пример условного обозначения:

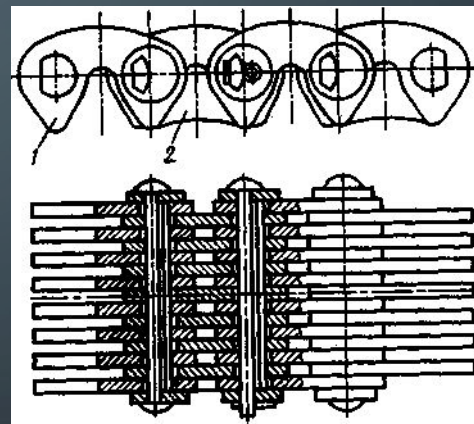
Цепь ПВ-12,7-9 ГОСТ 13568-97

Цепь приводная втулочная однорядная, с шагом $t=12,7$ мм, разрушающей нагрузкой 9 кН

7. ЗУБЧАТЫЕ ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ ГОСТ 13552-81



- Работают более плавно и бесшумно
- Лучше воспринимают ударную нагрузку
- Зубчатые цепи обладают минимальным шагом и поэтому допускают более высокие скорости (до 35 м/с)

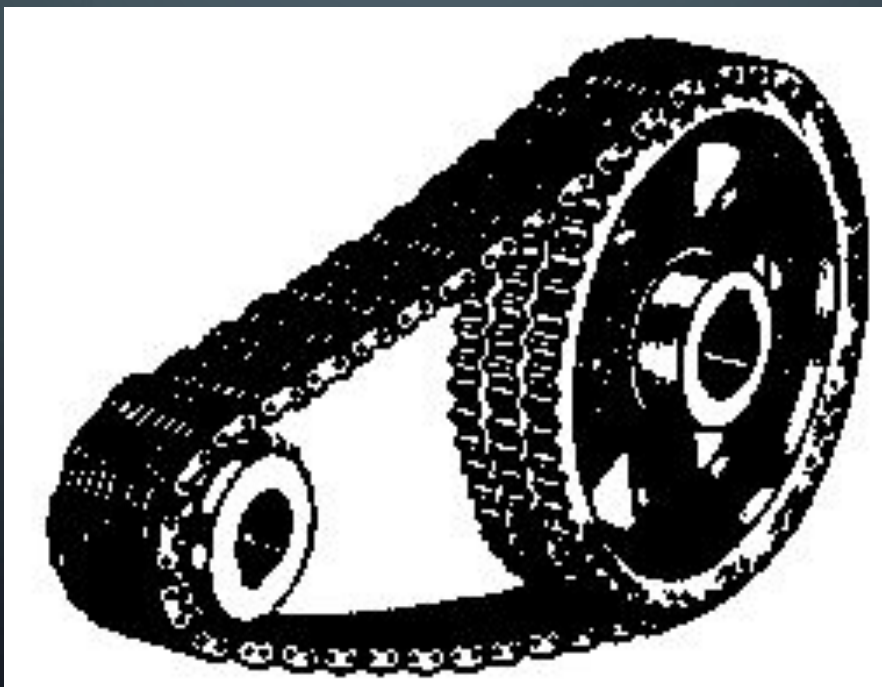


- Тяжелее ПР и ПВ
- Сложнее в изготовлении
- Дорогие
- Имеют ограниченное применение

Пример условного обозначения:

Цепь ПЗ-1-15,875-50-38 ГОСТ 13552-81

*Приводная зубчатая цепь,
тип 1 (с односторонним зацеплением),
с шагом $t=15,875$ мм,
разрушающей нагрузкой 50 кН,
рабочей шириной $b=38$ мм*



8. МАТЕРИАЛЫ ЦЕПЕЙ

Цепи должны быть прочными и износостойкими

Пластины цепей изготавливают из стали (сталь50; сталь 40х и др.) с закалкой до твердости HRC 40-50.

Оси, втулки, ролики выполняют из цементируемых сталей (сталь15; сталь20; сталь15х и др.) с закалкой до твердости HRC 52-65.

9. КОНСТРУКЦИЯ ЗВЕЗДОЧЕК

- Профилирование звездочек втулочных и роликовых цепей производят по ГОСТ 591-69

Диаметр делительной окружности звездочки

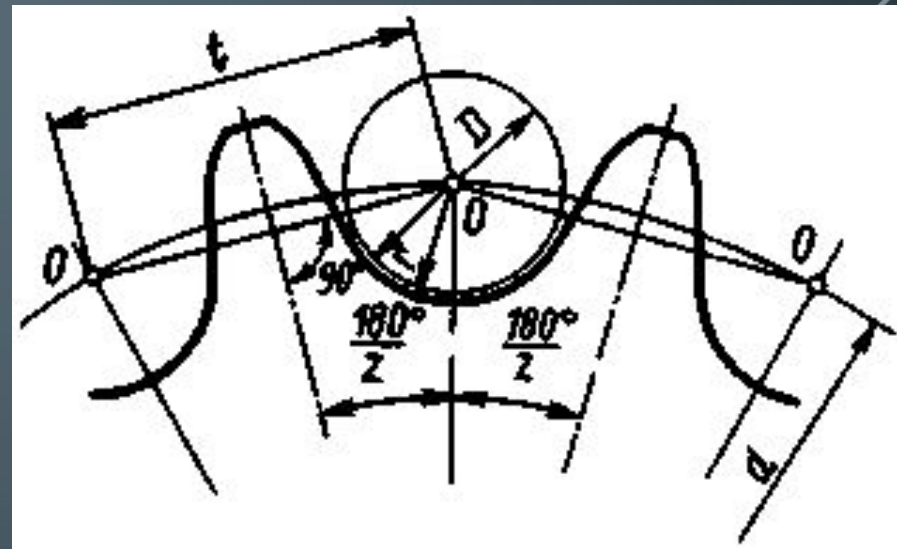
$$d = t / \sin \frac{180^\circ}{z}$$

t – шаг цепи

D – диаметр ролика

Радиус впадины звездочки

z – число зубьев звездочки

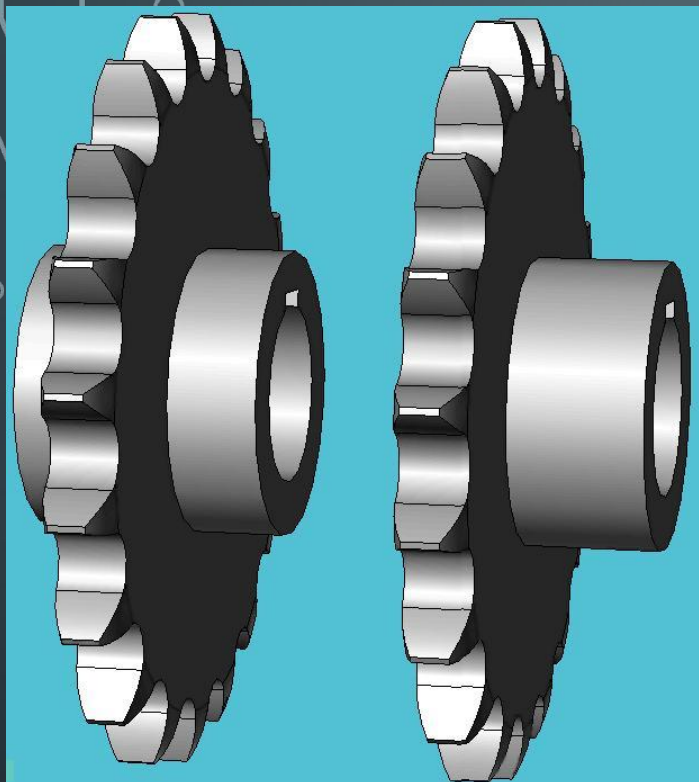


$$r = 0,5025D + 0,05 \text{ мм}$$

Применяемые материалы:

Сталь 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости HRC 40...50

Для тихоходных передач при $V \leq 3 \text{ м/с}$ и отсутствии динамических нагрузок применяют СЧ15, СЧ18, СЧ2, СЧ30 с твердостью поверхности HB260...300



Предпочтительно принимают нечетное число зубьев, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.



10. КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАЧ

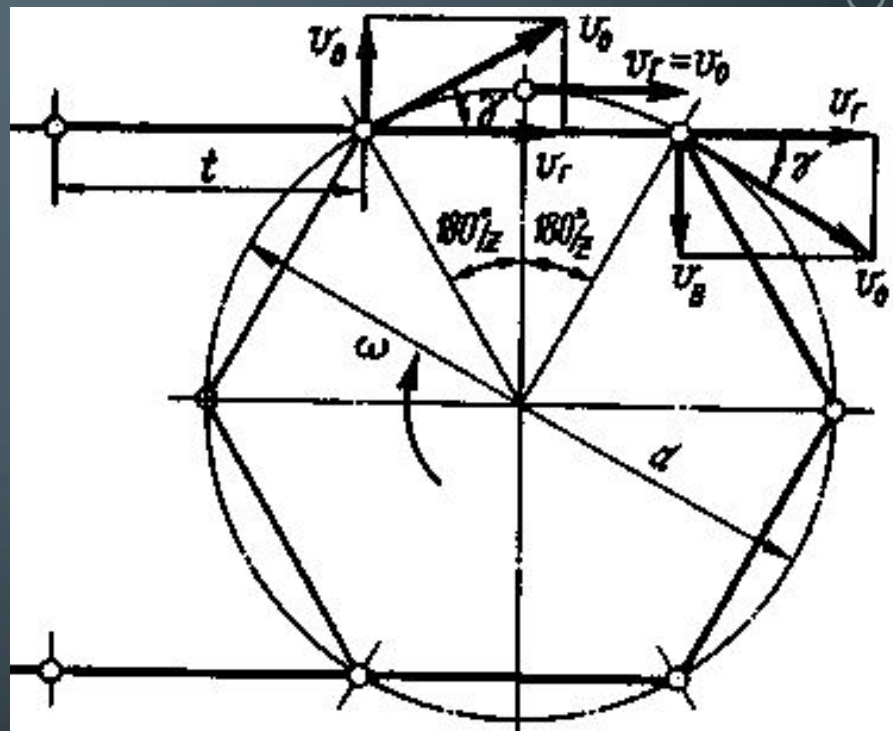
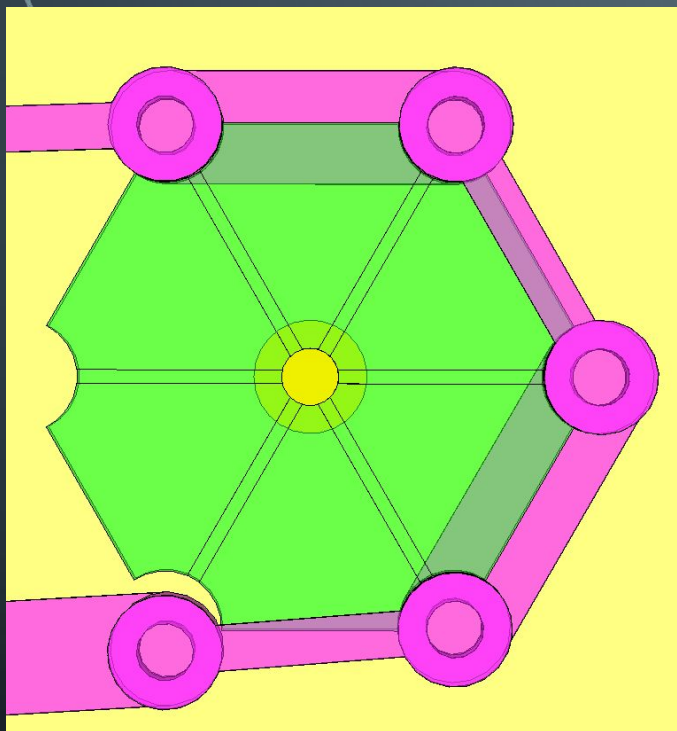
- Передаточное отношение

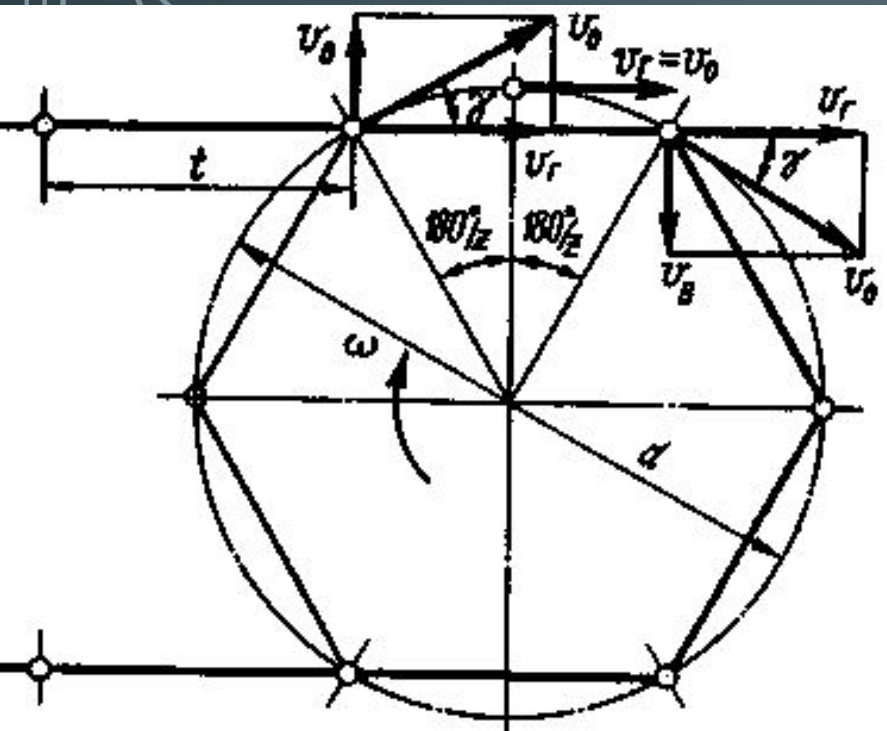
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Так как $\frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \neq \frac{z_2}{z_1}$, то $u \neq \frac{d_2}{d_1}$

Передаточное отношение является с р е д н и м за оборот; в пределах поворота звездочки на угловой шаг $360/z$ мгновенное передаточное отношение не остается постоянным

Неравномерность движения цепи





За 1 оборот звездочки цепь
пройдет путь

$$S = zt$$

Время одного оборота

$$T = 2\pi / \omega$$

Средняя скорость цепи

$$V_0 = \omega z t / 2\pi$$

V_Γ - горизонтальная составляющая
скорости

V_B - вертикальная составляющая
скорости

$$V_\Gamma = V_0 \cos \gamma$$

$$V_B = V_0 \sin \gamma$$

$$180^\circ / z$$

$$V_\Gamma = V_0$$

$$V_B = 0$$

$$360^\circ / z$$

$$V_\Gamma = V_0 \cos \gamma$$

$$V_B = -V_0 \sin \gamma$$

Изменение V_Γ за оборот звездочки приводит к изменению w_2 и мгновенного передаточного числа

*Изменение V_B приводит к соударению шарниров цепи о впадины звездочки,
поперечным колебаниям цепи и динамическим нагрузкам на всю передачу*

11. Геометрические характеристики передач

11.1. Числа зубьев

Для обеспечения плавности работы, высокой долговечности, ограничения шума в передачах со средними и высокими скоростями:

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 19$$

В тихоходных передачах допускается $z_{1\min} = 13 \dots 15$

В передачах, работающих с ударными нагрузками $z_{1\min} \geq 23$

Число зубьев z_2 ограничивают по соображениям износостойкости

- для ПВ и ПР: $z_{2\max} \leq 120$

- для ПЗ: $z_{2\max} \leq 140$

Для равномерного изнашивания цепи рекомендуется применять нечетное число зубьев на малой звездочке и четное на большой

11.2. Шаг цепи, t

Шаг цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу

Шаг цепи влияет на плавность, долговечность и бесшумность работы:

- Чем меньше шаг, тем меньше динамические нагрузки, выше качество работы передачи
- С увеличением шага статическая прочность и нагрузочная способность цепей возрастают

Шаг цепи ограничивается максимально допустимым значением угловой скорости малой звездочки

При больших скоростях рекомендуется использовать цепи с малым шагом.

В быстроходных передачах при большой мощности рекомендуют цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые-многорядные.

11.3. Межосевое расстояние

- **Оптимальное** значение межосевого расстояния:
- **Минимальное** значение ограничивается условием обеспечения угла обхвата цепью меньшей звездочки $\alpha \geq 120^\circ$

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

$$a_{\min} \approx 25t$$

- **Максимальное** значение ограничивается во избежание чрезмерного натяжения цепи силой собственной тяжести

$$a_{\max} \leq 80t$$

При оптимальном a ведущая ветвь цепи может располагаться над ведомой, или под нею; при значениях, близких к максимальным или минимальным, ведущая ветвь должна находиться над ведомой во избежание соприкосновения ветвей или захлестывания лишних зубьев провисающей ведомой ветвью

11.4. ДЛИНА ЦЕПИ

- Число звеньев цепи

$$z_{\text{ц}} = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a}$$

Чтобы не применять переходное звено, число звеньев следует округлить до четного числа

- Длина цепи

$$L = z_{\text{ц}} t$$

В передачах с нерегулируемым межосевым расстоянием для обеспечения необходимого провисания цепи устанавливают монтажное межосевое расстояние, которое меньше расчетного на $(0,002...0,004)a$; при значительной вытяжке цепи за счет износа шарниров удаляют необходимое число звеньев

12. УСИЛИЯ В ПЕРЕДАЧЕ

- Усилия, действующие на ведущую и ведомую ветви цепи:

$$F_1 = F_t + F_q + F_v$$

$$F_2 = F_q + F_v$$

- Окружное усилие: $F_t = 2T/d$

- Натяжение от провисания ведомой ветви цепи $F_q = k_f qga$

q - масса одного метра цепи

g – ускорение свободного падения

a – межосевое расстояние

k_f - коэффициент провисания цепи (для горизонтальных передач $k_f = 6$,
для вертикальных $k_f = 1$, при угле наклона 40° $k_f = 3$

- Натяжение от центробежных сил: $F_v = qv^2$

13. НАГРУЗКА НА ВАЛЫ

$$F_n = kF_t$$

$k = 1,15$ - для горизонтальной передачи

$k = 1,05$ - для вертикальной передачи

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Шаг цепи из условия износостойкости, мм

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot T_1}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}$$

Полученное значение шага округляют до ближайшего стандартного значения

14. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ СТРОЯ

- **Износ шарниров**, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек
- **Усталостное разрушение пластин** по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжело нагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим
- **Проворачивание валиков и втулок** в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления
- **Усталостное выкрашивание и разрушение** роликов
- **Недопустимое провисание** ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств
- **Износ зубьев** звездочек
- Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч., он чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

15. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ

Основной причиной потери работоспособности цепных передач является *износ шарниров цепи*

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров

Долговечность ПВ и ПР- 2000...5000 часов; ПЗ – 8000...10000 час.

15.1. РАСЧЕТ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ШАРНИРОВ ЦЕПИ

Несущая способность цепной передачи определяется значениями допускаемых контактных напряжений в шарнирах цепи. Соответственно расчет цепи заключается в расчете ее шарниров на износостойкость по допускаемому давлению $[p]$ для шарниров

$$p = \frac{K \cdot F_t}{m \cdot A_{on}} \leq [p]$$

p – давление в шарнире

$[p]$ - допускаемое среднее давление в шарнирах, установленное для типовой передачи, работающей в средних условиях эксплуатации, при постоянной нагрузке и долговечности 3000...5000 часов

$F_t = 2T/d$ – окружное усилие; T – вращающий момент; d – диаметр делительной окружности звездочки

$A_{on} = d_0 b_0 \approx (0,25...0,28)t^2$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира

d_0 – диаметр валика; b_0 – длина втулки

m – число рядов цепи

K – коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи

K_1 - коэффициент динамичности нагрузки
(при спокойной нагрузке – 1; при толчках – 1,2...1,5; при сильных ударах – 1,8)

K_2 -- коэффициент, учитывающий межосевое расстояние
(при $a = (30...50)t$ – 1; при $a < 30t$ – 1,25; при $a > 50t$ – 0,9)

K_3 - коэффициент, учитывающий способ смазки
(при непрерывной смазке – 0,8; при капельной – 1; при периодической – 1,5)

K_4 - коэффициент режима работы
(односменная -1; двухсменная – 1,25; трехсменная – 1,45)

K_5 - коэффициент, учитывающий наклон межосевой линии к горизонту
; $\leq 70^\circ K_5 = 1$) $> 70^\circ K_5 = 1,25$

K_6 - коэффициент монтажа передачи (передвигающиеся опоры – 1; при наличии оттяжных звездочек или нажимных роликов – 1,15; нерегулируемое натяжение – 1,25)

Срок службы цепи по износу зависит от межосевого расстояния, числа зубьев малой звездочки, давления в шарнирах, смазки передачи:

- *Срок службы цепи увеличивается с увеличением межосевого расстояния, т.к. увеличивается длина цепи и уменьшается число пробегов цепи в единицу времени*
- *С увеличением числа зубьев малой звездочки уменьшается угол поворота в шарнирах, что благоприятно сказывается на уменьшение износа*
- *Влияние давления в шарнирах на долговечность цепи проявляется в степенной форме (во второй и даже третьей степени в зависимости от условий смазки) и значительно повышает влияние всех других факторов*

15.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

$$n = \frac{F_p}{F_1} = \frac{F_p}{F_t + F_v + F_f} \geq [n]$$

n - Расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$[n]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности цепи

F_p - разрушающая нагрузка цепи

F_1 - усилие натяжения ведущей ветви цепи

16. СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПИ

- При работе с перерывами с окружной скоростью до 4 м/с применяют периодическое смазывание ручной масленкой каждые 6...8 ч.
- При скорости до 8 м/с применяют консистентную внутришарнирную смазку, осуществляемую периодически через 120...180 ч. погружением цепи в нагретую до разжижения смазку
- Для ответственных силовых передач применяют непрерывную картерную смазку: при скорости до 8 м/с с окунанием цепи в масляную ванну; при большой скорости – принудительной циркуляционной подачей смазки от насоса

17. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

- В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу рекомендуется устанавливать после редуктора
- Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки
- Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту более 60 град.
- При угле более 60 град. Применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви
- Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости

