



**Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Кафедра «Машиноведение и основы конструирования»**

**Теоретические основы современных способов повышения
износостойкости и восстановления деталей машин**

**Оборудование для повышения износостойкости и восстановления
деталей машин**

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Практические занятия
Методические указания**

15.03.01 Машиностроение

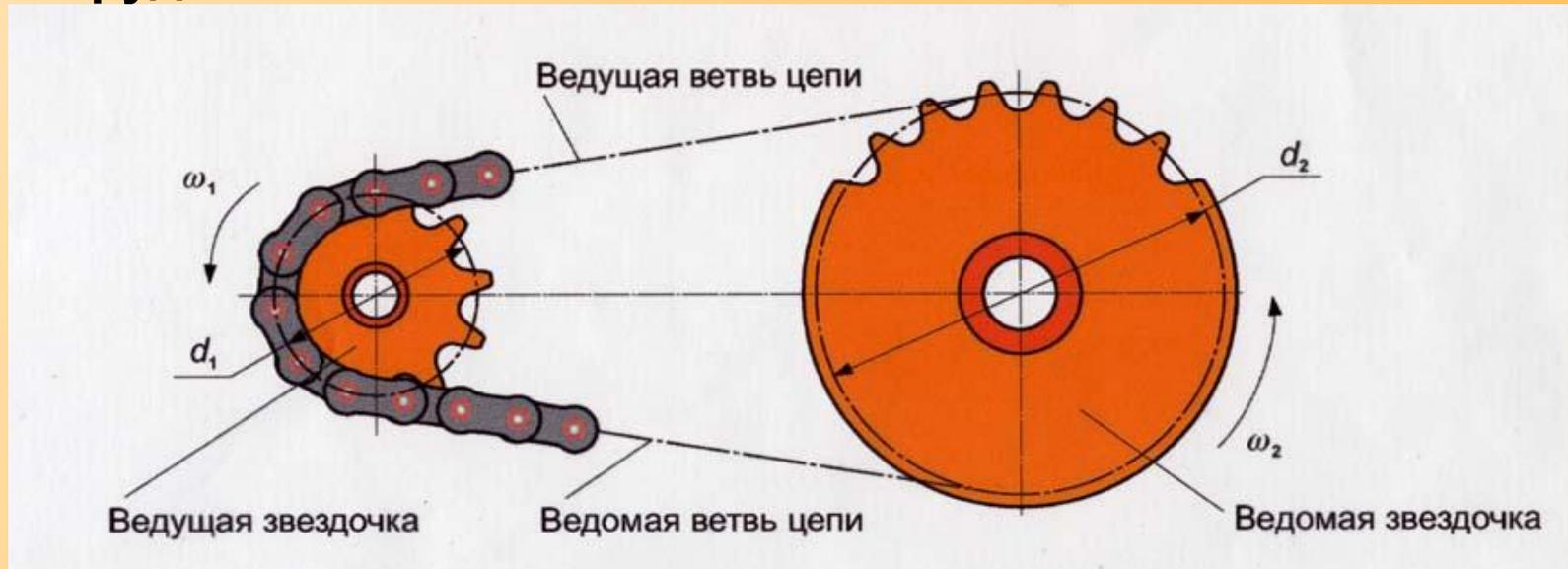
**15.03.01-05 «Оборудование и технология повышения износостойкости и
восстановления деталей машин»**

г. Санкт-Петербург

2018

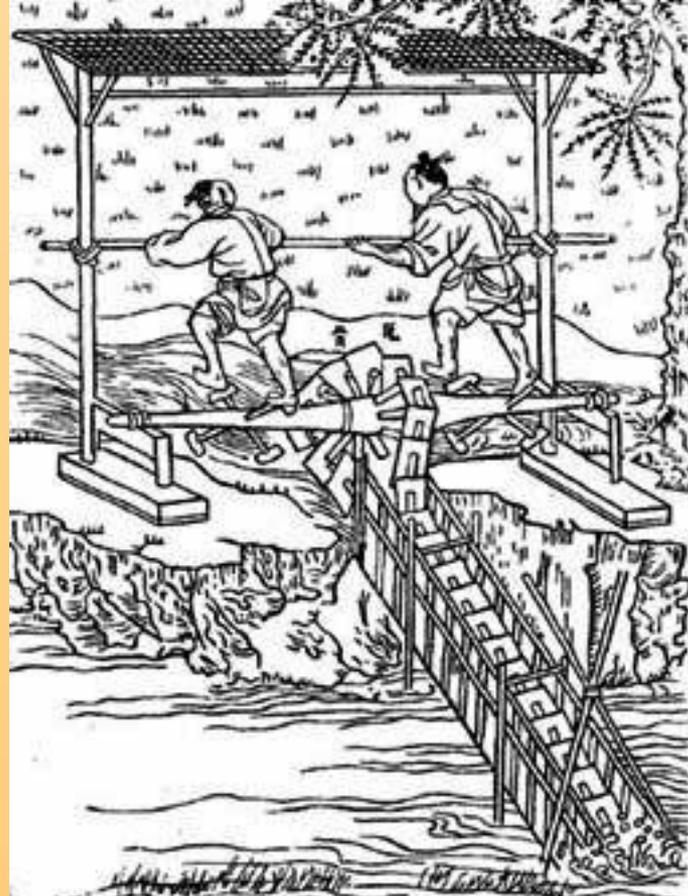
Общие сведения

Цепные передачи – это передачи зацеплением и гибкой связью (рис. 1), состоящие из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи 3. В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании.



Цепной подъемник

Цепной подъемник первоначально использовался для подъема воды и назывался “ступальным колесом” (*тачэ*). Такое название происходит от того, что в движение он приводился двумя работниками, которые переступали каждый с педали на педаль. Эти педали укреплялись на оси колеса с зубьями, которое тянуло снизу вверх соединенные цепочкой лотки с водой. Внизу находилось другое колесо с зубьями, установленное таким образом, чтобы угол наклона движущейся цепочки с лотками составлял приблизительно 75 градусов. Обычно высота подъема не превышала 5 м.



Примитивная ирригационная установка *тачэ*. Рисунок из книги Ван Чжэна “Нун шу” (“Книга о земледелии”), изданной в 1314 г.

В средневековом Китае цепные подъемники повсеместно использовались при ирригации, иссушении болот и для подъема питьевой воды. Существовали еще подъемники, позволявшие транспортировать землю и песок, что требовалось при различных строительных работах.



Китайская передвижная ирригационная машина *нючэ* с бычьим приводом. Рисунок из книги Ван Чжэна “Нун шу” (“Книга о земледелии”), изданной в 1314 г.

При династии Юань водоподъемники уже приводились в действие при помощи силы воды или ветра. Вместо деревянных лотков, соединенных в цепь, которая надевалась на заборное и подающее колеса, часто использовали сосуды, сделанные из толстого бамбука с сохраненной перепонкой. Для мощных водоподъемников использовались заборные и подающие колеса диаметром до 20 м.



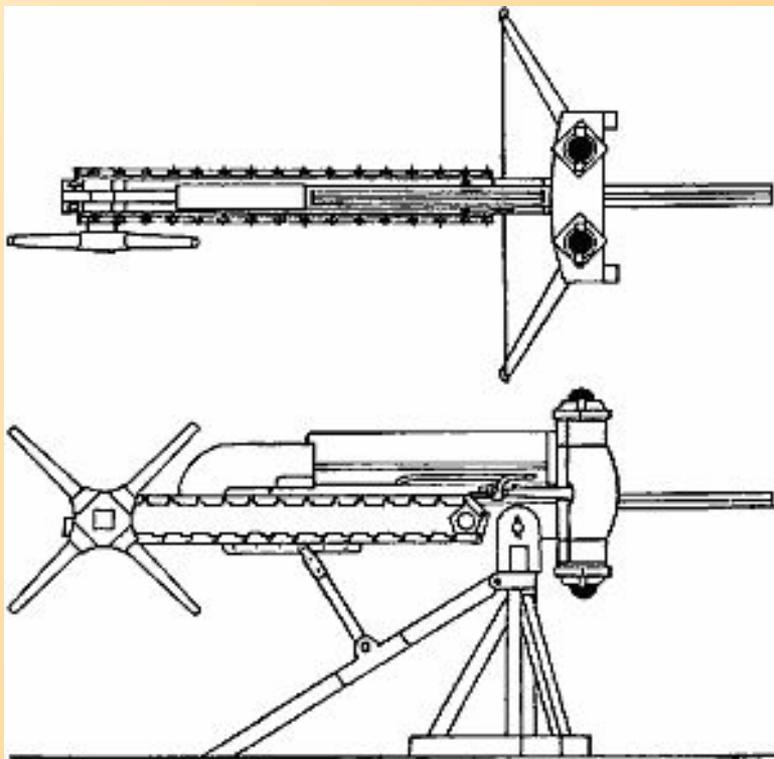
Водоподъемник

В 1088 г. наиболее известный преемник Чжан Сысюаня изобретатель Су Сун построил огромную астрономическую часовую башню, он пробовал сначала использовать для передачи энергии вертикальный шпиль. Но такое устройство не работало. Так что ему пришлось применить цепную передачу, которую он назвал “астрономической лестницей”. Сохранился рисунок этой цепной передачи, сделанный самим Су Суном и изданный в 1094 г. в его книге “Новый проект астрономических часов”. Это самая старая в мире иллюстрация цепного привода



Самая старая известная иллюстрация замкнутой цепной передачи, изданная Су Суном в "Новом проекте астрономических часов" в 1094 г.

Полибол (полуавтоматический стреломет)

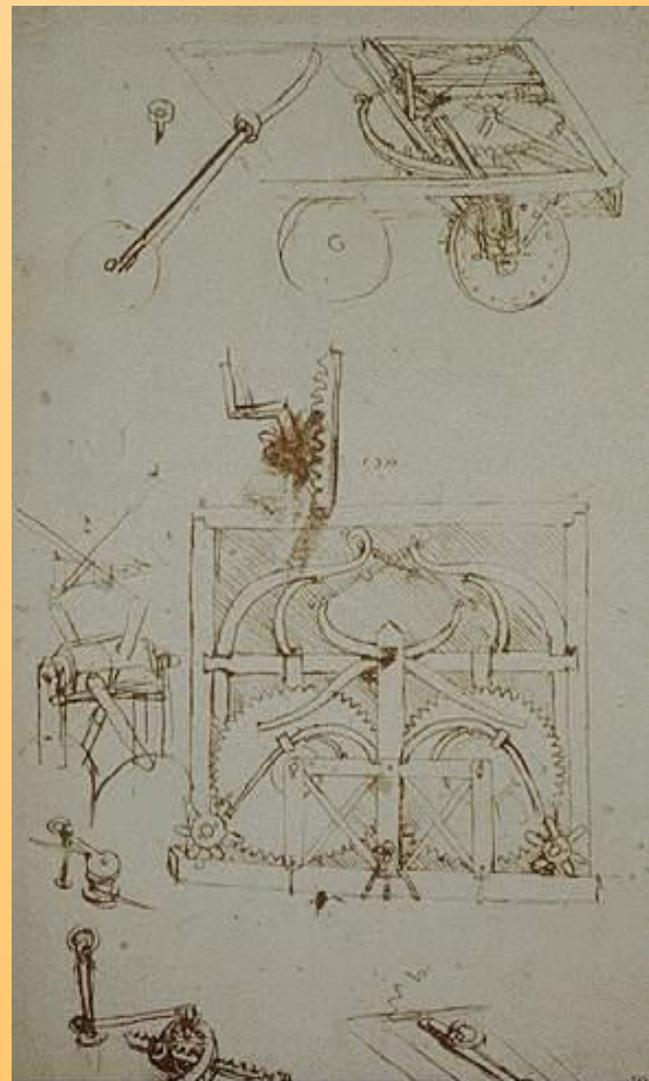


Цепная передача, приводившаяся в действие вращением ворота, одновременно взводила полибол, натягивая тетиву, подавала в ложе стрелу из "магазина" и, на очередном обороте, спускала тетиву. Таким образом, полибол можно признать даже полностью автоматическим оружием с принудительной механикой перезарядки

Прикладная механика Леонардо, возможно, более, чем другие его научные и технические достижения, вызывает интерес и восхищение



тот, который сегодня используется в ткацких станках. Он имеет добавочную деталь в форме грудной кости птиц; изобретательность Леонардо заставила этот маховик не только вращаться, но и двигаться взад-вперед, что обеспечивает ровное наматывание нити на катушку.



Скутеры

- К сезону 1937 года была подготовили новую модель Aero Motor Glide, с укрытым под капотом 4-тактным мотором Johnson мощностью 0,75 л. с. и цепной передачей.



Строительная техника



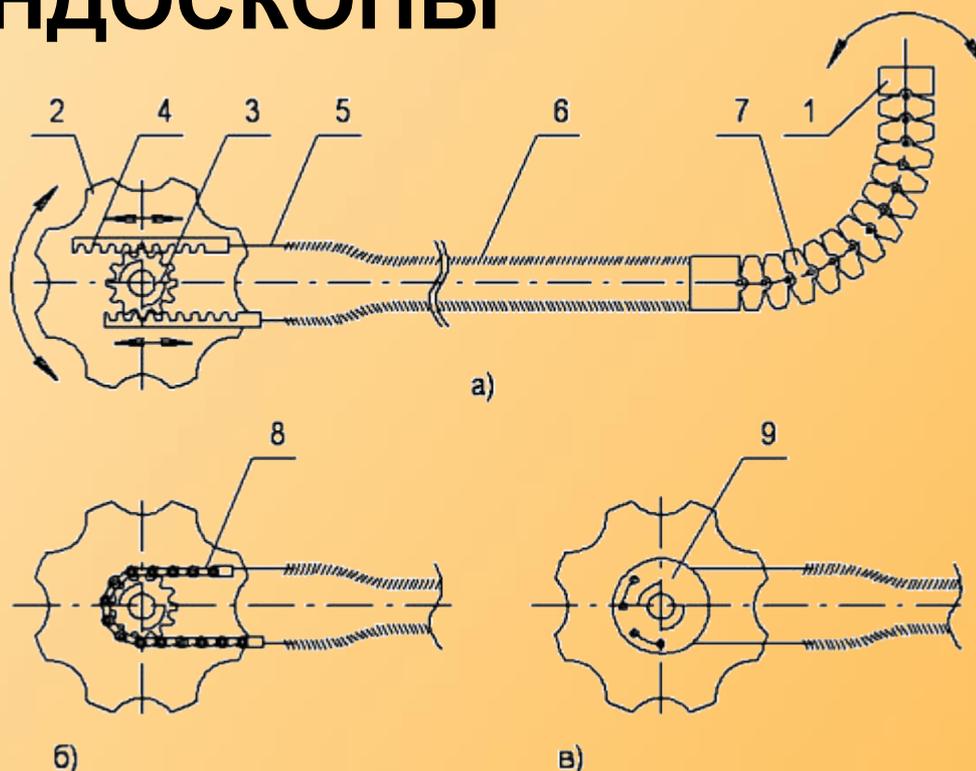
ЭНДОСКОПЫ

Схема управления
дистальным концом
эндоскопа:

а) с реечной передачей;

б) с цепной передачей;

в) со шкивом



В ряде современных гибких эндоскопов вращательное движение зубчатого колеса преобразовывается в поступательное движение тяг-тросов при помощи цепной передачи 8 (рисунок б).

Достоинства и недостатки цепных передач

Достоинства:

1. возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
2. меньшие, чем у ременных передач, габариты;
3. отсутствие проскальзывания;
4. высокий КПД;
5. относительно малые силы, действующие на валы;
6. возможность передачи движения нескольким звездочкам;
7. возможность легкой замены цепи.

Достоинства и недостатки цепных передач

Недостатки:

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

Типы цепей

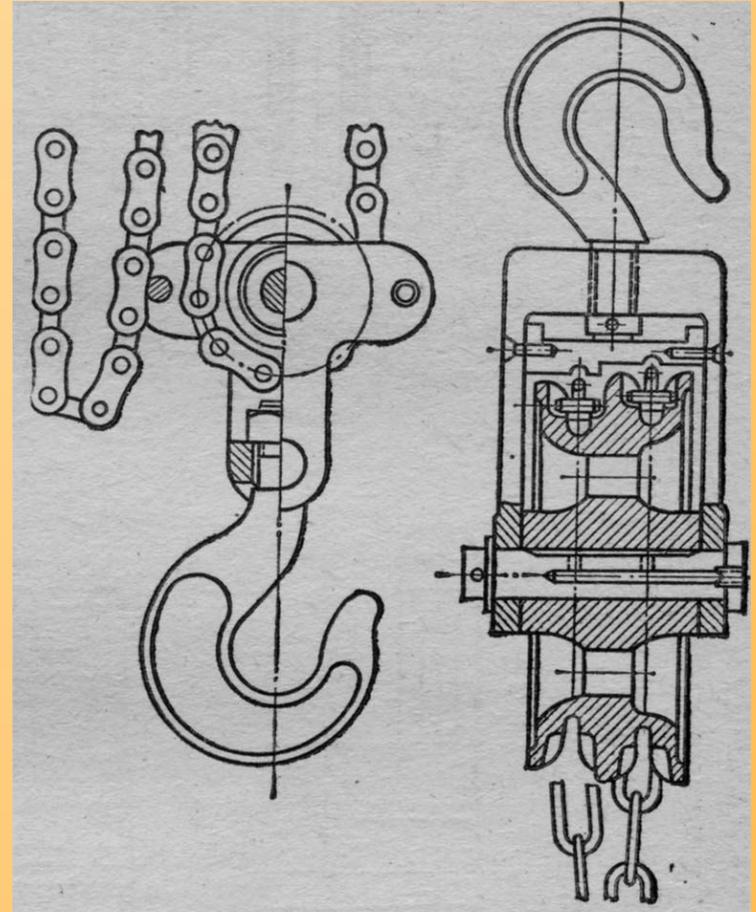
Цепи по назначению разделяют на три группы:

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

Грузовые цепи

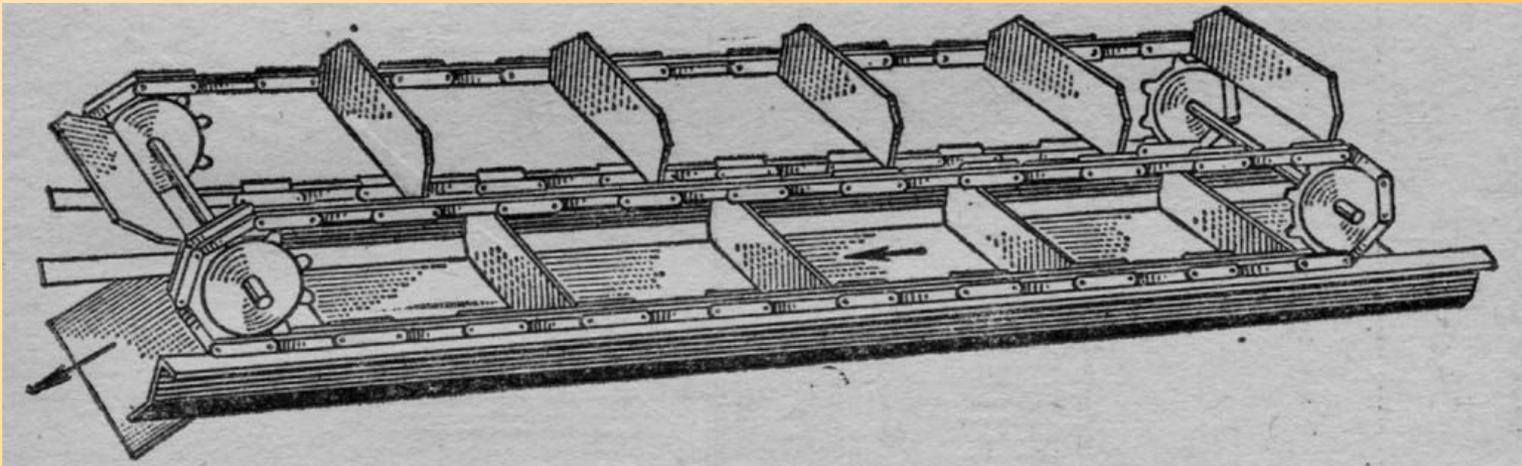
используют для закрепления грузов;

$$0.25 < V < 0.5$$



Тяговые цепи

Применяют для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.);



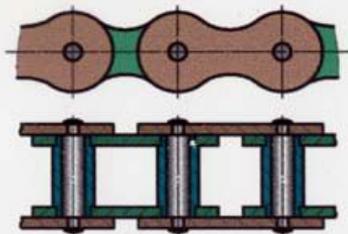
$$2 < V < 4$$

Приводные цепи

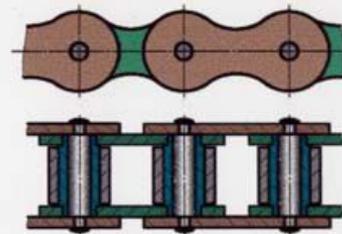
Используют для передачи движения.

КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

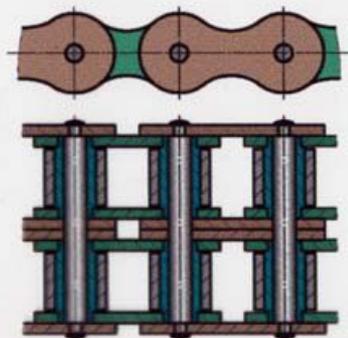
Втулочная ПВ
по ГОСТ 13568-75



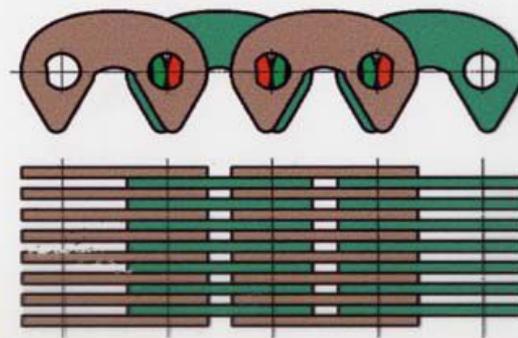
Роликовая однорядная ПР
по ГОСТ 13568-75



Роликовая двухрядная 2ПР
по ГОСТ 13568-75



Зубчатая ПЗ-1
по ГОСТ 13552-81



Типы цепей

Основной геометрической характеристикой цепи является шаг P – расстояние между осями соседних шарниров. Большинство стандартных цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм).

- 1 - внутренняя пластина
- 2 – втулка
- 3 – ролик
- 4 – наружная пластина
- 5 - валик

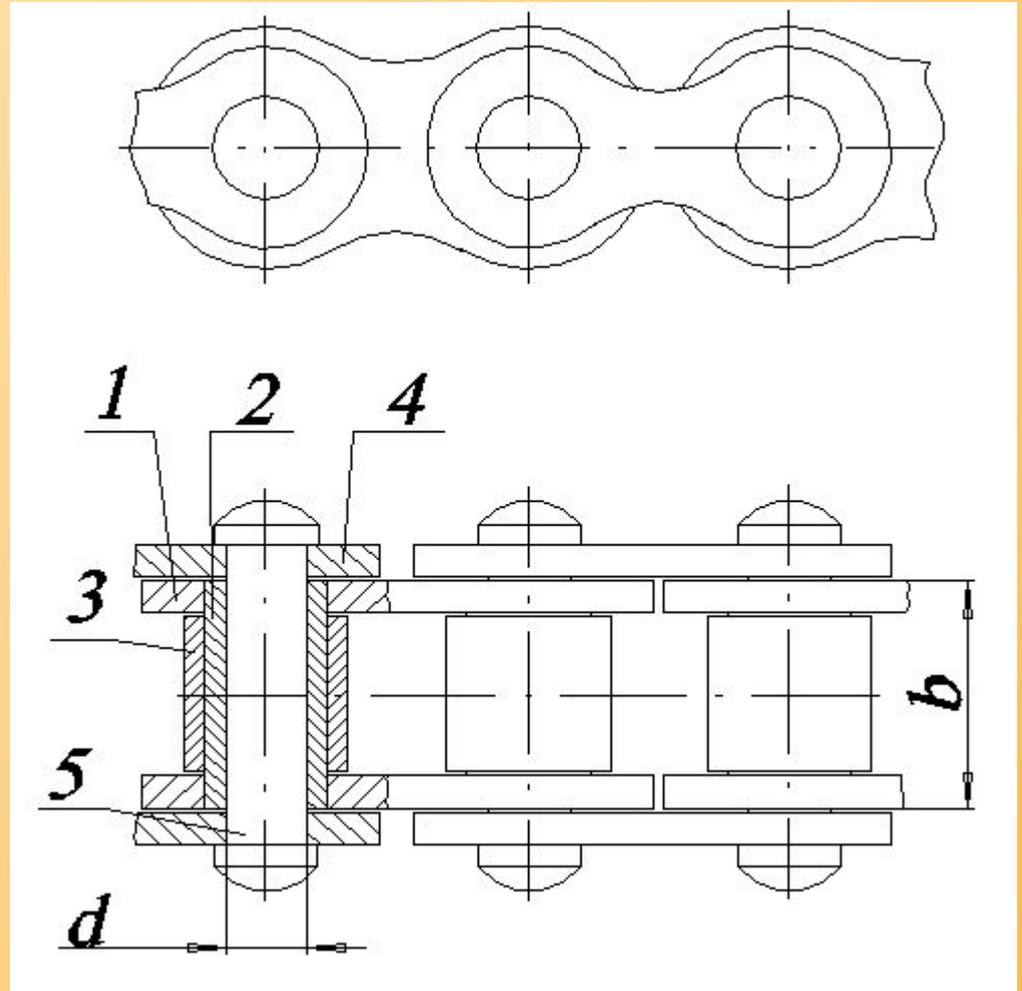


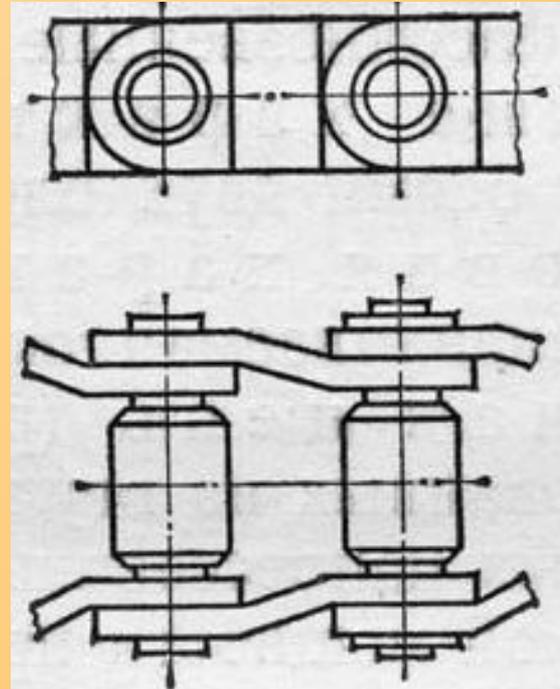
Рис. 3

Многорядные цепи

Многорядные цепи с числом рядов от двух до восьми собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков имеющих соответственно большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

Роликовые цепи

При больших динамических, в частности ударных нагрузках, частых реверсах применяют роликовые цепи с изогнутыми пластинами. В связи с тем, что пластины работают на изгиб, они обладают повышенной податливостью.



Открыто-шарнирные пластинчатые цепи

Замена тонкостенных втулки и ролика не только удешевляет цепь, но и резко повышает сопротивление усталости деталей цепи. Благодаря этому открытошарнирные цепи оказались значительно долговечнее роликовых при работе в тяжело нагруженных передачах, а так же при условиях, вызывающих трения в шарнирах.

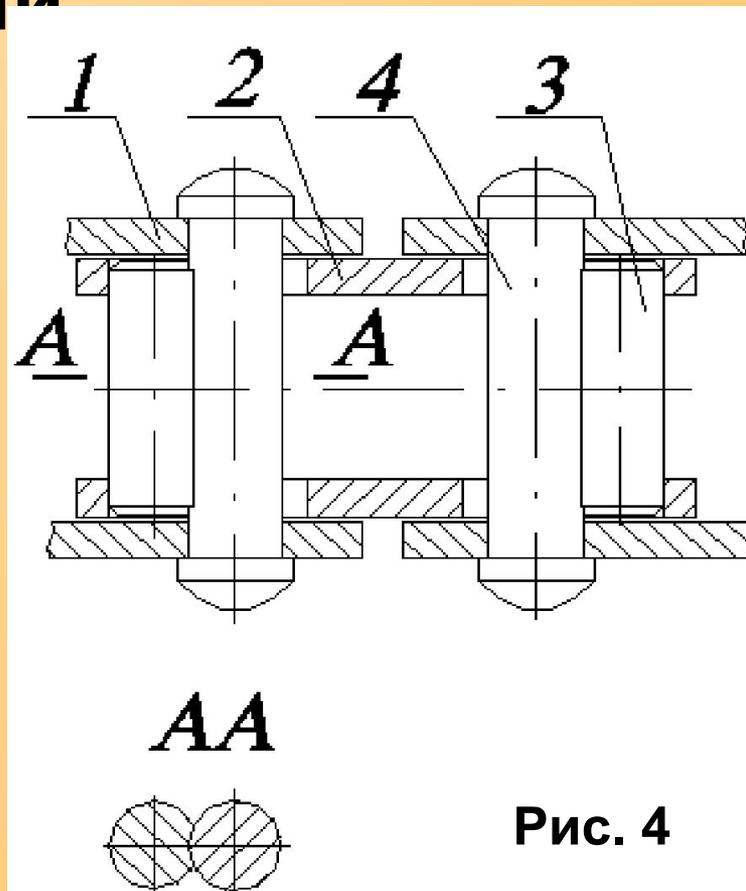


Рис. 4

2 – пластина

3 – фасонный валик

4 - валик

Зубчатые цепи

Зубчатые цепи к настоящему времени вытеснены более дешевыми и технологичными прецизионными роликовыми цепями, которые не уступают зубчатым по кинематической точности и шумовым характеристикам. Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании. Из-за ограниченности применения зубчатые цепи не рассматриваются.

Зубчатые цепи

Соединение концов роликовых, втулочных и открытошарнирных цепей в замкнутый контур осуществляют с помощью соединительных и переходных звеньев. Соединительное звено, используемое при четном числе звеньев цепи, отличается от обычного наружного тем, что одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках замками и шплинтами. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют изогнутые переходные звенья, которые являются слабым местом цепи.

- В обозначении приводных цепей указывают число рядов цепи (если оно больше одного), тип цепи, ее шаг и разрушающую силу. Пример обозначения

в соответствии с **ГОСТ 13568-75 – 2 ПР-25,4-114000 –**

$$P = 25.4$$

двухрядная приводная роликовая цепь с шагом мм и

$$F_p = 114000$$

разрушающей силой Н.

Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

1. Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.
2. Усталостное разрушение пластин по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжело нагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.
3. Проворачивание роликов и втулок в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.
4. Усталостное выкрашивание и разрушение роликов.
5. Недопустимое провисание ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.
6. Износ зубьев звездочек.

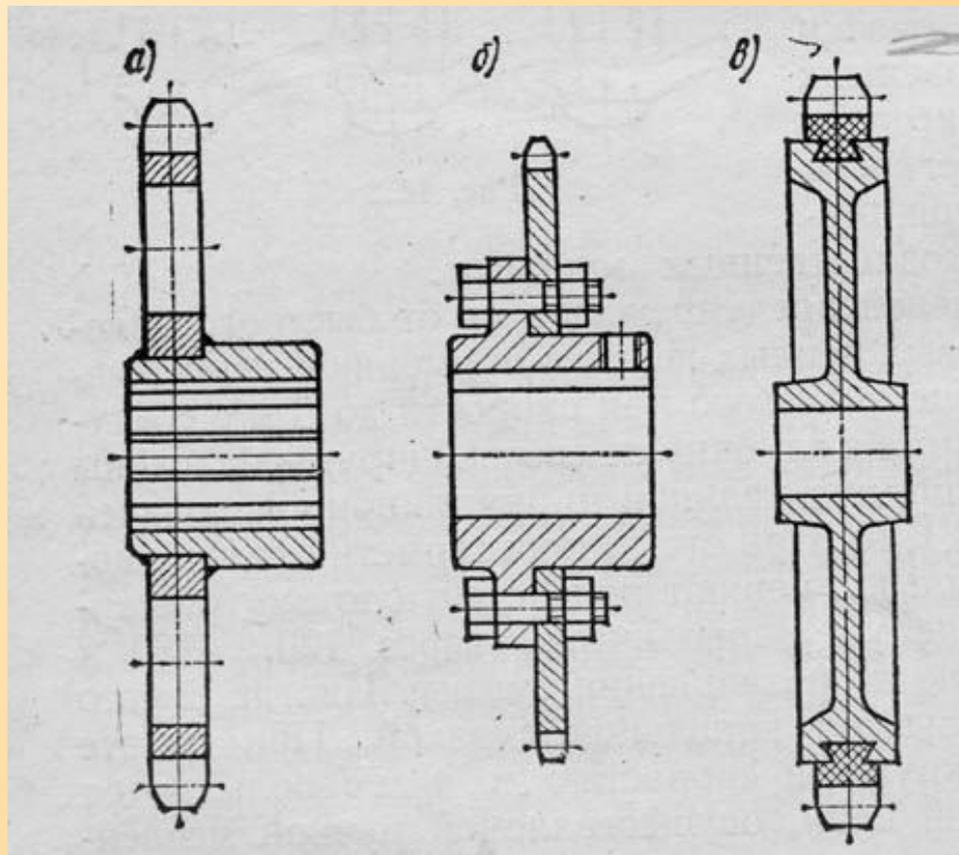
Материалы и термическая обработка деталей цепной передачи

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40х, 40хн, 30хн3А, термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50HRCЭ.

Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15х, 12хн3, 18ХГТ и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRCЭ. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3...12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5HRCЭ.

Конструкция звёздочек цепей



а – сварные

б – соединение диска со ступицей заклепками (болтами)

в – с зубчатым венцом из пластмасс

Диски:

Сталь 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН

Закалка HRC40..50

или

сталь 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН2

С термообработкой до твёрдости HRC50..60

При $V < 3$ м/с

Нагрузка спокойная

СЧ15-32, СЧ18-36, СЧ21-40, СЧ28-56

С твёрдостью поверхности до HB260..300

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЦЕПЕЙ



Высококачественная сталь в рулонах прокатывается на прокатном стане с допуском ± 100 мкн, после чего раскраивается на продольной линии раскроя с допуском ± 5 мкм.

Из нарезанных полос на автоматических прессах сворачиваются ролики и втулки. Параллельно на поточной автоматизированной линии изготавливаются наружные и внутренние пластины цепи.

Полученные заготовки поступают на роторную линию калибровки, где калибруются по внутренним и наружным размерам.

Далее на термоучастке, втулки и ролики прокаливаются в роторных печах.

После прокаливания производится низкий отпуск заготовок в шахтных печах.

Для повышения надежности изделия втулки и ролики подвергаются цементации, а пластины закаливаются по специальной технологии.

В заключение - готовые детали проходят процесс очистки и подаются на роторный автомат, собирающий отдельные компоненты в одно целое - роликовую цепь

Основные параметры цепных передач

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются от долей до сотен киловатт, обычно до 100 кВт; межосевые расстояния достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются величиной силы удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно до 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot P}{60000} \quad (1)$$

где z_1 – число зубьев малой звездочки; n_1 – частота ее вращения, мин-1;
 P – шаг цепи, мм.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней

скорости цепи на звездочках :

$$z_1 \cdot n_1 \cdot P = z_2 \cdot n_2 \cdot P$$

Отсюда передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

**Здесь z_2 - число зубьев большой (ведомой) звездочки;
 n_2 - частота ее вращения, мин-1.**

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата цепью малой звездочки. Обычно u не превышает 7.

Числа зубьев звёздочек

- Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен .
- Минимальное число зубьев малой звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости $z_{1\min} = 29 - 2u$ (3)
- При низких частотах вращения $z_{1\min}$ может быть уменьшено до 13. Для высокоскоростных передач $v > 20$ м/с $z_{1\min}$ принимают .

Число зубьев большой (ведомой) звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u \quad (4)$$

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести в конечном счете к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки:

$$z_{2\max} = 120 \quad (5)$$

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Делительные диаметры звёздочек

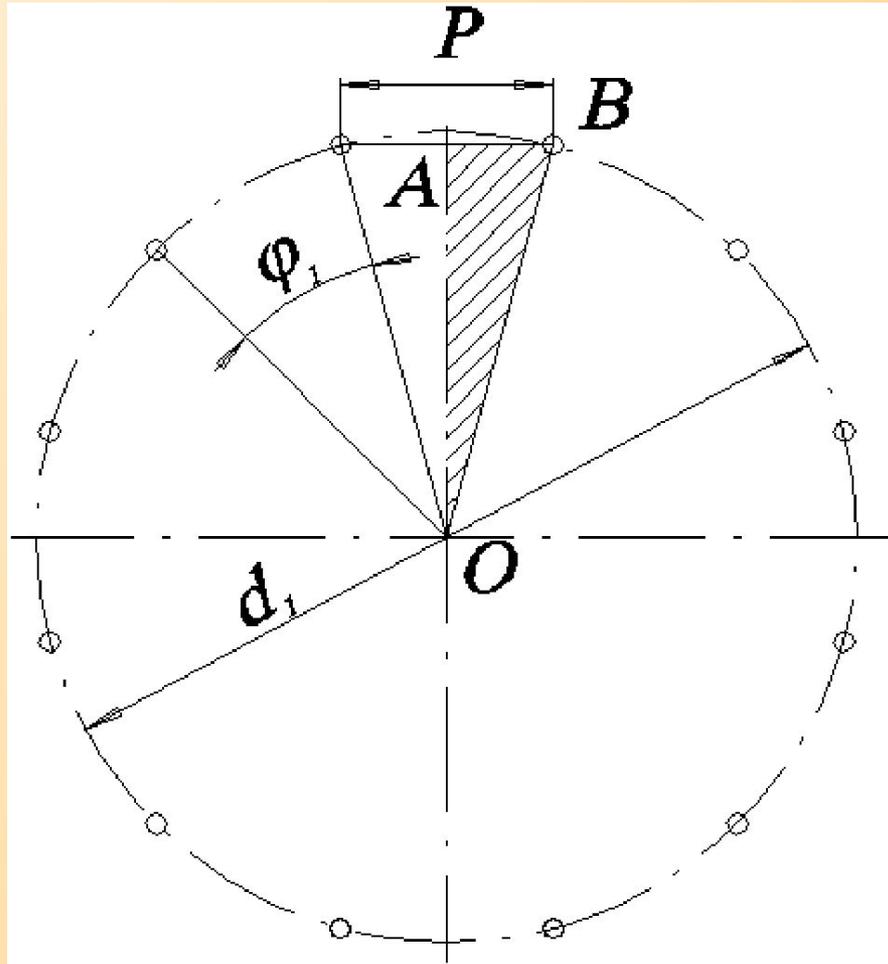


рис. 5

Делительные диаметры звёздочек определяют по расположению центров шарниров цепи на зубьях звёздочек. Из рассмотрения треугольника АОВ на схеме малой звёздочки цепной передачи (рис. 5) следует:

$$\frac{P}{2} = \frac{d_1}{2} \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)$$

где φ_1 - угловой шаг, $\varphi_1 = \frac{360}{z_1}$
 z_1 - число зубьев малой звёздочки. Тогда делительные диаметры малой и большой звёздочек

$$d_1 = \frac{(MM)}{\sin(180^\circ / z_1)}, d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_2)}, \quad (6)$$

Межосевое расстояние и длина цепи

Минимальное межосевое расстояние определяют из условий:

1. От передаточного отношения

$$u \leq 3 \quad \text{или} \quad u > 3$$

2. $\alpha_1 \geq 120$

где α_1 — угол охвата цепью малой звездочки.

Оптимальное межосевое расстояние

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30..50)P$$

При $a > 50P$ наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление. При $a < 30P$ даже небольшой износ каждого шарнира цепи вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению зацепления цепи с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной (8)

$$a_{\max} = 80P$$

Длина цепи

Формула для определения длины цепи получена по аналогии с формулой для длины ремня число звеньев получают делением длины цепи на шаг.

Число звеньев цепи W зависит от межосевого расстояния a , шага

P и чисел зубьев звездочек z_1 и z_2

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a}$$

(9)

Полученное значение округляют до ближайшего большего четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи.

Межосевое расстояние

Межосевое расстояние (без учета провисания цепи) определяют из (9) как больший корень квадратного уравнения:

$$a = \frac{P}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

(10)

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002...0,004)a$.

Окружная сила на звездочках

Окружная сила на звездочках (Н):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} \cdot \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$$

где T_1 - вращающий момент на ведущей звездочке,
 d_1 - делительный диаметр ведущей звездочки,
 P_1 - мощность на ведущей звездочке, ,
 v_1 - скорость движения цепи, .

Расчёт цепных передач

Предварительный расчет начинают с определения величины статической разрушающей силы проектируемой цепи

$$F_p' = F_t \cdot S \quad (12)$$

где S - коэффициент безопасности, зависящий от степени ответственности передачи, точности определения действующих нагрузок и коррозионного воздействия на передачу. Минимальные значения коэффициента безопасности принимают при отсутствии коррозии $S = 6..10$ при активной коррозии $S = 18..50$

По найденному значению F_p' по стандартам на приводные цепи находят несколько вариантов цепи, для которых разрушающая сила несколько больше требуемой.

Найденные варианты различаются шагом, числом рядов и типом цепи.

Предварительный расчет, как правило, не позволяет выбрать единственный наиболее целесообразный вариант, а лишь очерчивает область возможных решений.

Основной расчет передачи проводят по условию износостойкости шарниров цепи.

Давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации. Давление в шарнирах P связывают с путем трения S_f зависимостью

$$P^m \cdot S_f = C$$

где C - для конкретных условий эксплуатации некоторая постоянная величина, m - показатель степени, зависящий от вида трения в шарнирах, при хорошем смазывании $m=3$, при недостаточном смазывании m находится в пределах от 1 до 2.

Условное давление в шарнирах цепи в предположении нулевого зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире

$$p = \frac{K_{\text{э}} \cdot F_t}{A} \leq [p]$$

где $K_{\text{э}}$ - коэффициент эксплуатации; F_t - окружная сила на звездочках, Н; A - площадь проекции шарнира на диаметральное сечение, мм²

$[p]$ - допустимое давление, МПа, для средних эксплуатационных условий, при которых $K_{\text{э}} = 1$.

Площадь проекции шарнира

$$(15) \quad A = d \cdot b$$

где d - диаметр валика; b - длина втулки (рис. 3). Для стандартных цепей A определяется по таблицам в зависимости от шага P .

$K_{\text{э}}$

Коэффициент эксплуатации
частных коэффициентов:

представляют в виде

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{а}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}} \cdot K_{\text{т}}$$

Коэффициент K_d учитывает динамичность нагрузки, при спокойной нагрузке ; при нагрузке с толчками 1,2...1,5; при сильных ударах 1,8.

Коэффициент K_a учитывает влияние длины цепи (межосевого расстояния), чем длиннее цепь, тем реже каждое звено входит в зацепление со звездочкой и тем меньше износ в шарнирах; при $a = (30..50)P$ принимают $K_a = 1$; в других случаях $K_a = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}}$, где L_0 - длина цепи при $a = 40P$.
 L - длина рассчитываемой цепи.

Коэффициент K_H учитывает влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту; чем больше наклон передачи, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при угле 45° $K_H = 1$ при угле наклона $\psi > 45^\circ$ $K_H = 0.15 \cdot \sqrt{\psi}$

Коэффициент $K_{рег}$ учитывает влияние регулировки цепи $K_{рег} = 1$ для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек для передач с нерегулируемым положением звездочек

$$K_{рег} = 1.25$$

Коэффициент $K_{см}$ учитывает влияния характера смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса $K_{см} = 1$ при регулярном капельном или внутривалочном смазывании $K_{см} = 0.8$

при нерегулярном смазывании

$$K_{см} = 1.5$$

Коэффициент $K_{реж}$ учитывает влияние режима работы передачи, из зависимости (13), учитывая пропорциональность пути трения и числа смен $N_{см}$ работы передачи в сутки, получают

$$K_{реж} = \sqrt[3]{N_{см}}$$

Коэффициент K_T учитывает влияние температуры окружающей среды t при $20^\circ C \leq t \leq 150^\circ C$ принимают ; при

экстремальных условиях $K_T \geq 1$

Если по расчету значение коэффициента $K_{э} > 3$, то возможности передачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Проверочные расчеты передачи проводят при значительных отличиях реальных условий эксплуатации от средних. Проверку на прочность *при пиковых перегрузках* проводят для передач землеройных, сельскохозяйственных и других машин, при работе которых возникают неучитываемые предельные состояния (встреча с непрогнозируемым препятствием). Условие прочности

$$F_{\max} (17) k_n \cdot F_t \leq F_p$$

где k_n - кратность кратковременной перегрузки

Для тяжело нагруженных быстроходных передач (при скорости более 20 м/с) проводят расчет деталей *на сопротивление усталости*. По этому критерию разрушающую силу определяют *раздельно* для пластин F_{y2} , валиков F_{y3} , втулок F_{y4} и роликов. Допускаемая окружная сила на звездочках по условию сопротивления усталости

$$(18) \quad F'_t = \frac{F_{y \min}}{S}$$

где $F_{y \min}$ - меньшая сила из F_{y1} , F_{y2} , F_{y3} , F_{y4} ;

S - коэффициент безопасности.

Точное определение ресурса цепи по износу шарниров весьма затруднительно. Интенсивность изнашивания шарниров цепей при изменении конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов в пределах, характерных для реальных машин, изменяется от 0,00001 до 1000 мкм на 1 м пути трения. Поэтому расчет приводных цепей на износ по единой зависимости пока невозможен.

С достаточной точностью такие расчеты выполняют по методу подобия, согласно которому срок службы рассчитываемой приводной цепи

$$(19) T = T_a \cdot K$$

где T_a - ресурс цепи в эталонной передаче, ч;

K - коэффициент, учитывающий отличия в конструкции, технологии и эксплуатации реальной передачи от эталонной.

Силы, действующие в ветвях передачи

В ведущей ветви цепи в процессе стационарной работы передачи действует постоянная сила F_1 , состоящая из окружной силы F_t и силы натяжения ведомой ветви F_2 .

$$F_1 = F_t + F_2 \quad (20)$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_u$$

(21)
 F_0

F_u

где F_0 - натяжение цепи от силы тяжести; F_u - натяжение от центробежных сил.

Натяжение от силы тяжести при горизонтальном (и близком к нему) положении линии, соединяющей оси звездочек, определяется как для гибкой нерастяжимой нити

$$(22) F_0 = \frac{m_1 \cdot g \cdot a}{8 \cdot f}$$

где m_1 - погонная масса цепи кг/м; a - ускорение свободного падения, м/с²; f - межосевое расстояние, м; a - стрела провисания цепи, мм.

При вертикальном (и близком к нему) положении линии центров звездочек

$$(23) F_0 = m_1 \cdot g \cdot a$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по аналогии с ременными передачами

$$(24) \quad F_c = m_1 \cdot v^2$$

где v - скорость движения цепи, м/с.

Если ветви ремней параллельны, сила на валы $F_\Sigma = F_1 + F_2$

В общем случае, если ветви цепи не параллельны, силу на ОАВ (рис. 14.9). Расчетная сила, действующая на валы передачи

$$(25) \quad F_\Sigma = k_b \cdot F_t$$

где k_b - коэффициент, учитывающий вес цепи,

$$k_b = 1.05$$

для горизонтальной передачи принимают

$$k_b = 1.15$$

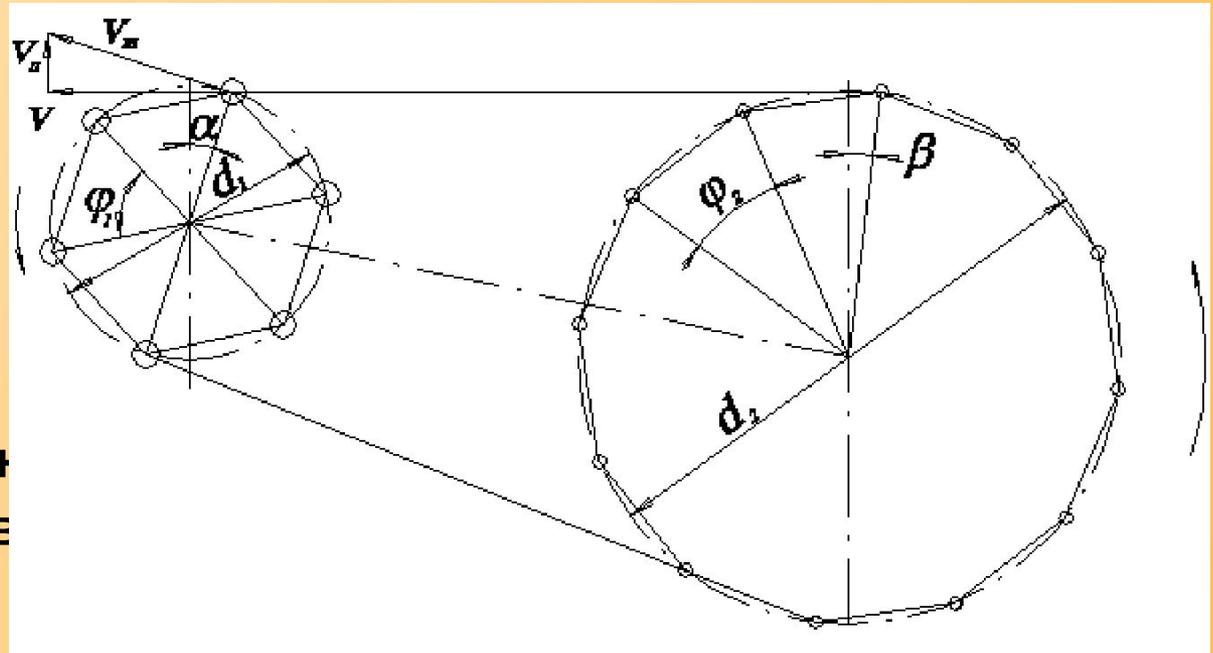
для вертикальной

Переменность скорости движения цепи

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Скорость шарнира $v_{ш}$ (м/с) при постоянной угловой скорости ведущей звездочки ω_1 , 1/с

(26)

где d_1 – делительная окружность малой (ведущей) звездочки



В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут относительно перпендикуляра к ведущей ветви цепи под углом α , скорость цепи

$$v = v_{ш} \cdot \cos \alpha$$

Так как угол α изменяется в пределах от 0 до $\frac{\varphi_1}{2} = \frac{\pi}{z_1}$, то скорость цепи изменяется от $v_{ш}$ до $v_{ш} \cdot \cos(\pi / z_1)$.

$$v_{ш} \cdot \cos(\pi / z_1)$$

Поперечная скорость цепи $v_n = v_{ш} \cdot \sin \alpha$ (28)

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = \frac{v}{d_2 \cdot \cos \beta}$$

где d_2 - делительный диаметр большой (ведомой) звездочки, мм; β - угол поворота шарнира на ведомой звездочке (по отношению к перпендикуляру на ведущую ветвь цепи), угол β изменяется в пределах от 0 до $\frac{\varphi_2}{2}$.

Мгновенное передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta}{d_1 \cdot \cos a} \quad (30)$$

Из зависимости (30) следует:

1. передаточное отношение не постоянно;
2. равномерность движения тем выше, чем больше числа зубьев звездочек, так как тогда $\cos \beta$ ближе к единице, основное влияние оказывает увеличение числа зубьев малой звездочки.

Непостоянство скорости цепи вызывает динамические нагрузки и удары, не позволяет использовать цепные передачи в приводах с высокими требованиями по кинематической точности вращения валов.

Пример расчета цепной передачи

Рассчитать передачу роликовой цепью от тихоходного вала редуктора к приводному валу транспортера.

Исходные данные:

Вращающий момент на ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора $T_1 = 420 \text{ Нм}$.

Частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 60 \text{ мин}^{-1}$

Передаточное число $u = 3$.

Межосевое расстояние $a \approx 1200 \text{ мм}$

Передача расположена под углом 40° к горизонту, смазка периодическая, работа односменная, положение валов передачи не регулируется.

Решение.

Выбор предварительного значения шага однорядной цепи

$$P = 4.5 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 4.5 \cdot \sqrt[3]{420} = 33.7 \text{ мм}$$

Ближайшее значение шага и соответствующей ему площади проекции шарнира (табл.3.1):

$$P = 31.75 \text{ мм}, A = 260 \text{ мм}^2$$

2. Определение числа зубьев малой (ведущей) и большой (ведомой) звездочек.

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u = 23$$

$$z_2 = z_1 \cdot u = 69$$

Таблица 1

Обозначение цепи	$A, мм^2$	$B_{BH}, мм$
ПР-8-460	11	3,00
ПР-9,525-910	28	5,72
ПР-12,7-900-1	17,9	2,4
ПР-12,7-900-2	21	3,30
ПР-12,7-1820-1	40	5,4
ПР-12,7-1820-2*	50	7,75
ПР-15,875-2270-1	55	6,48
ПР-15,875-2270-2*	71	9,65
ПР-19,05-3180*	105	12,7
ПР-25,4-5670*	180	15,88
ПР-31,75-8850*	260	19,05
ПР-38,1-12700*	395	25,4
ПР-44,45-17240*	475	25,4
ПР-50,8-22680*	645	31,75

3. Определение коэффициента эксплуатации.

$K_D = 1.2$ - небольшие колебания нагрузки;

$K_a = 1$ - межосевое расстояние в пределах ;

$K_H = 1$ - наклон передачи менее ;

$K_{рег} = 1.25$ - положение звездочек не регулируется;

$K_{см} = 1.5$ - смазывание передачи нерегулярное;

$K_{реж} = 1.2$ - работа односменная;

$K_T = 1.2$ - температура окружающей среды менее .

$$K_{\text{э}} = 1.2 \cdot 1.25 \cdot 1.5 = 2.25$$

4. Определение делительного диаметра малой звёздочки.

$$d_1 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{31.75}{\sin(180^\circ / 23)} = 233.17 \text{ мм}$$

5. Определение окружной силы на звёздочках.

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 420}{233.17} = 3602 \text{ Н}$$

6. Определение условного давления в шарнирах цепи.

$$p = \frac{K_\varepsilon \cdot F_t}{A} = \frac{2.25 \cdot 3602}{260} = 31.17 \text{ МПа} < [p]$$

где $[p] = 34.6 \text{ МПа}$ — допускаемое давление в шарнирах (табл. 2).

Таблица 2

Шаг P,мм	При частоте вращения малой звездочки,						
	50	200	400	600	800	1000	1200
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	20
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-	-

Вычисление делительного диаметра большой звездочки

$$d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{31.75}{\sin(180^\circ / 69)} = 697.58 \text{ мм}$$

7. Определение диаметров окружностей выступов звёздочек

$$d_{a1} = P \cdot (0.5 + \text{ctg}180^\circ / z_1) = 31.75 \cdot (0.5 + \text{ctg}180^\circ / 23) = 697.58 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = P \cdot (0.5 + \text{ctg}180^\circ / z_2) = 31.75 \cdot (0.5 + \text{ctg}180^\circ / 69) = 712.73 \text{ мм}$$

8. Определение ширины зуба звёздочки

$$b_1 = 0.9 \cdot B_{BH} - 0.15 = 0.9 \cdot 19.05 - 0.15 = 17 \text{ мм}$$

9. Выбор числа звеньев цепи

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{P} \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{P}{a} = \frac{23 + 69}{2} + \frac{2 \cdot 1200}{31.75} + \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{31.75}{1200} = 123$$

Принимаем $W = 124$

10. Уточнение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a^* &= \frac{P}{4} \cdot \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{31,75}{4} \cdot \left[124 - \frac{23 + 69}{2} + \sqrt{\left(124 - \frac{23 + 69}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 1216 \text{ мм} \end{aligned}$$

Полученное значение умножаем на $\Delta = 0.003 \cdot a^* = 3.65 \text{ мм}$

Окончательное значение межосевого расстояния

$$a = a^* - \Delta = 1212 \text{ мм}$$

11. Сила, действующая на валы передачи

$$F_{\Sigma} = k_B \cdot F_t = 1.15 \cdot 3602 = 4142 \text{ Н}$$