

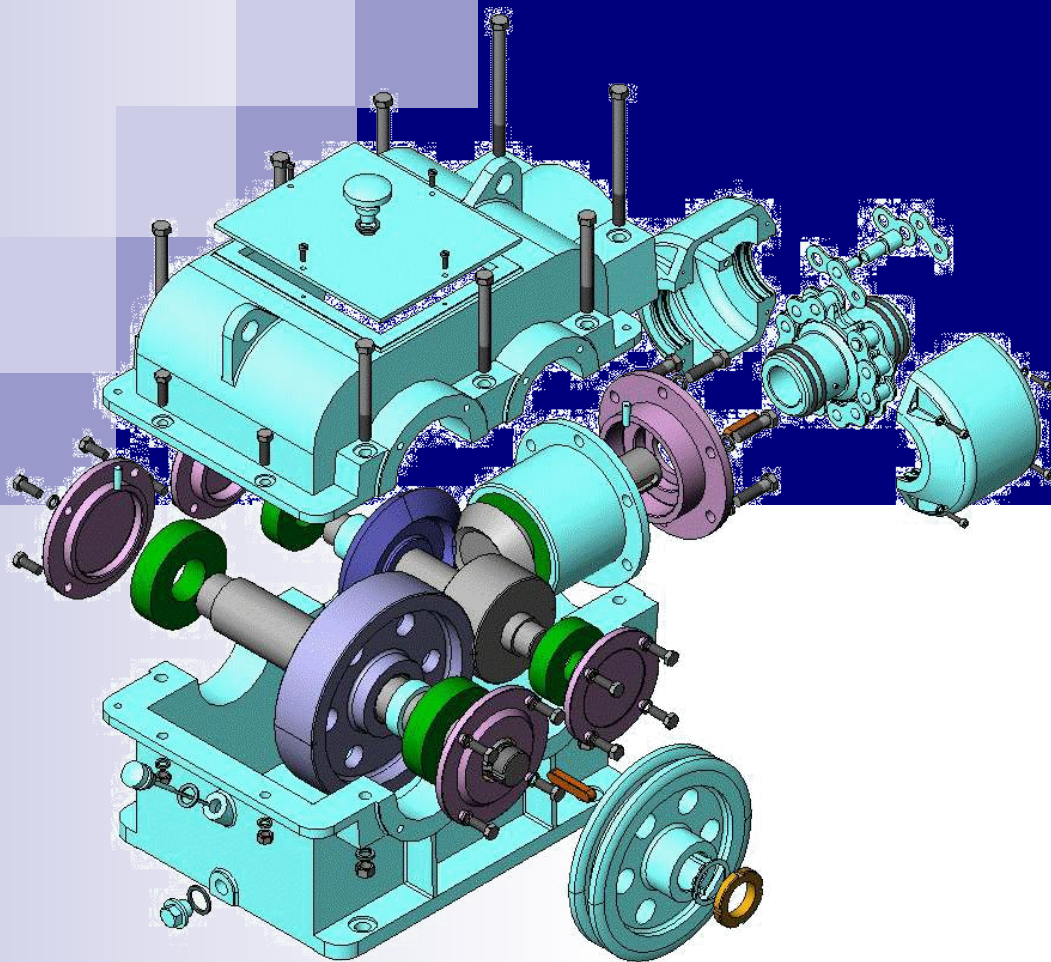
# Курс лекций по механике

Детали машин  
(часть 1)



# Детали машин

## Лекция №1





# Введение

- **Цель курса** - приобретение студентом навыков проектирования, освоение методов расчета и изучение конструкций основных деталей машин

Машины и механизмы состоят из отдельных деталей и сборочных единиц (узлов).

Детали изготавливают без применения сборочных операций точением, фрезерованием, штамповкой и другими методами так, что они представляют единое целое (винты, фланцы, валы, шкивы, зубчатые колеса, литые корпуса редукторов и др.).

Сборочные единицы (узлы) изготавливают из деталей и с помощью сборочных операций свинчиванием, сваркой, запрессовыванием (муфта, подшипник качения, цепь, сварной корпус редуктора, коробка перемены передач и др.). Менее сложные сборочные единицы могут входить в более сложные (в редукторе, например, имеется несколько подшипников).

Ниже будут изложены основы теории, расчета и правила конструирования наиболее распространенных деталей машин и сборочных единиц, которые используются почти во всех машинах и механизмах. Это детали и сборочные единицы общего назначения (крепежные детали, пружины, валы, шкивы, червяки, зубчатые колеса, муфты, ремни, подшипники и др.), а также широко распространенные соединения: сварные, заклепочные, клиновые, шлицевые и др.

Некоторые детали и сборочные единицы находят применение только в отдельных видах машин: шатуны, поршни, цилиндры — в двигателях внутреннего сгорания; канаты, блоки, крюки — в грузоподъемных машинах. Такие изделия относят к деталям и сборочным единицам специального назначения, они рассматриваются в специальных курсах.

# Общие сведения о проектировании машин

**Проектирование** - процесс разработки комплексной технической документации, содержащей технико-экономические обоснования, расчеты, чертежи, макеты, сметы, пояснительные записки и другие материалы, необходимые для производства машины. Совокупность конструкторских документов, полученных в результате проектирования, называется **проектом**. Проектирование осуществляется на основании ЕСКД.

**Единая система конструкторской документации (ЕСКД).**

**Пять стадий проектирования.**

**техническое задание** устанавливает основное назначение и технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию;

**техническое предложение** - совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия.

**эскизный проект** - совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры;

**технический проект** - совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации;

**разработка технической документации** включает чертежи узлов и деталей, спецификации, технологическая документация, технические условия на изготовление, сборку, испытание изделия и др.

Здесь также требуется дать следующие базовые понятия:

**КОМПОНОВКА** — расположение основных деталей, узлов, сборочных единиц будущего объекта.

**РАСЧЁТ** — численное определение усилий, напряжений и деформаций в деталях, установление условий их нормальной работы; выполняется по мере необходимости на каждом этапе конструирования.

**ЧЕРТЁЖ** — точное графическое изображение объекта, содержащее полную информацию об его форме, размерах и основных технических условиях изготовления.

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА** — текстовый документ (ГОСТ 2.102-68), содержащий описание устройства и принципа действия изделия, а также технические характеристики, экономическое обоснование, расчёты, указания по подготовке изделия к эксплуатации.

**СПЕЦИФИКАЦИЯ** — текстовый табличный документ, определяющий состав изделия (ГОСТ 2.102-68).

**ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ** — первый этап проектирования (ГОСТ 2.119-73), когда устанавливаются принципиальные конструктивные и схемные решения, дающие общие представления об устройстве и работе изделия.

**ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ** — заключительный этап проектирования (ГОСТ 2.120-73), когда выявляются окончательные технические решения, дающие полное представление об изделии.

**РАБОЧИЙ ПРОЕКТ** — полный комплект рабочей документации (текстовой и графической ГОСТ 2.102-68; 2.106-68), в которой содержится полная информация о конструкции, изготовлении, эксплуатации и ремонте машины.

- В процессе проектирования деталей машин используют два вида расчетов: ***проектный расчет***, при котором обычно определяются основные размеры деталей.
- ***проверочный расчет***, для известной конструкции определяется значение напряжений в опасных сечениях, тепловой режим, долговечность и другие параметры.



## Требования к машинам и критерии их качества

Поскольку человеку свойственно хотеть всего и сразу, то требования к машинам многообразны и часто противоречивы, однако их можно условно разделить на основные взаимосвязанные группы:

- технологические требования;
- экономические требования;
- эксплуатационные требования.

Качество машины, т.е. её максимальное соответствие всем требованиям невозможно без неустанного внимания инженера на всех стадиях “жизни” машины.

Качество закладывается на стадии проектирования, обеспечивается на стадии производства и поддерживается в процессе эксплуатации.

Степень соответствия требованиям характеризуют критерии качества (греч. “крит эрион” узкое место) — некие конкретные параметры (греч. “пара мэ трос” измеряемый), т.е. измеряемые или вычисляемые величины.

Однако известно, что полное удовлетворение всех требований — абсолютно невыполнимая задача, поэтому всегда приходится идти на компромисс, обозначая главные требования и обеспечивая соответствующие им критерии качества. Отметим поэтому лишь основные требования к деталям и машинам.



# Основные критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин

Требования предъявляемые к машинам

*работоспособность;*

*надежность;*

*технологичность;*

*экономичность;*

*эстетичность.*

**Работоспособность** это такое состояние машины, при котором она может выполнять заданные функции в пределах технических требований

критерии работоспособности и машин :

прочность;

жесткость;

устойчивость;

износостойкость;

виброустойчивость;

теплостойкость.

**Прочность** это способность детали сопротивляться разрушению.

Прочность оценивается по **допускаемым напряжениям и по коэффициентам запаса прочности.**

Условие прочности рассчитываемой детали выражается неравенством

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ или } \tau \leq [\tau],$$

где:  $\sigma$  и  $[\sigma]$  – соответственно рабочее и допускаемое нормальные напряжения;

$\tau$  и  $[\tau]$  – рабочее и допускаемое касательные напряжения.

Второй способ оценки прочности это расчет по коэффициентам запаса прочности.

Максимальные напряжения  $\sigma_{\max}$  и  $\tau_{\max}$  при статических нагрузках определяют по формулам:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{пред}} / [n], \tau_{\max} = \tau_{\text{пред}} / [n],$$

## ◀◀ Лекция 1 ▶▶

где:  $\sigma_{\text{пред}}$  и  $\tau_{\text{пред}}$  – соответственно предельное нормальное и касательное напряжения;  $[n]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности для рассчитываемой детали машины.

Иногда сравниваются действительный коэффициент запаса прочности  $n$ , который имеет рассчитываемая деталь, с допускаемым коэффициентом запаса прочности  $[n]$ . В этом случае условие прочности рассчитываемой детали машины выражается неравенством  $n \geq [n]$

Расчет по коэффициентам запаса прочности проводится чаще как проверочный.

**Жесткость** -. способность деталей машин сопротивляться изменению их формы под действием прикладываемых нагрузок.

Нормы жесткости деталей устанавливаются на основе практики эксплуатации.

Оценивается жесткость по допускаемым перемещениям и углам поворота

$$\delta \leq [\delta];$$

$$\phi \leq [\phi],$$

где  $[\delta]$  и  $[\phi]$  допускаемые значения перемещения и угла поворота сечения детали.

**Устойчивость** - свойство системы самопроизвольно восстанавливать первоначальное положение после снятия нагрузки.

**Износостойкость** – способность изделия противостоять процессу износа.

**Износ** – процесс постепенного уменьшения размеров деталей в результате трения.

Стадии износа

приработка

установившееся изнашивание

катастрофический износ.

Виды изнашивания:

механическое (усталостное, абразивное)

молекулярно-механическое

коррозионно-механическое

По характеру промежуточной среды различают

сухое трение

граничное трение

жидкостное трение

По характеру деформирования поверхностного слоя

при упругом контакте

при пластическом контакте

при микрорезании.

**Вибростойчивость** - способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

**Теплостойкость** – это способность машины работать в условиях длительного воздействия высоких или низких температур.

Работа деталей машин в условиях экстремальных температур вызывает следующие вредные последствия:

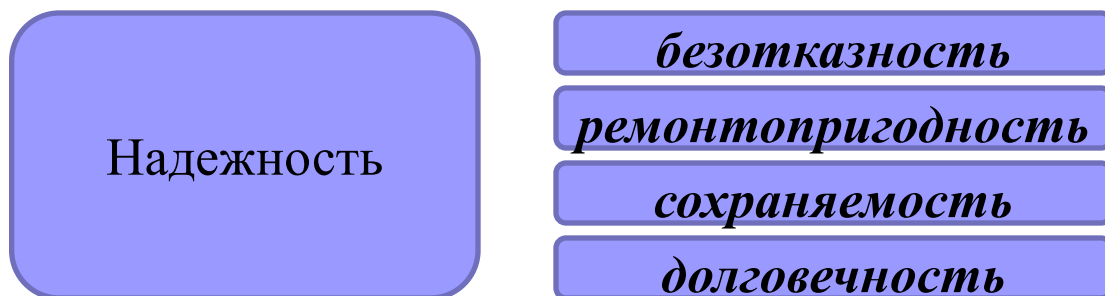
понижение прочности материала и появление ползучести при нагревании и увеличение хрупкости при охлаждении;

понижение защищающей способности масляных пленок (уменьшение или увеличение вязкости масла);

изменение зазоров в сопряженных деталях (заклинивание, задиры и т.д.);

понижение точности работы машины.

**Надежность** – свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени.



**Безотказность** - свойство объекта непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени или некоторой наработки. Наработка - продолжительность или объем работы объекта

**Ремонтпригодность** - свойство объекта, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения его отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

**Сохраняемость** - свойство объекта непрерывно сохранять исправное и работоспособное состояние в течение и после срока хранения и (или) транспортирования.

**Долговечность** - свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

Вероятность безотказной работы (или коэффициент надежности) выражается произведением коэффициентов надежности составляющих элементов:

$$P(t) = P_1(t)P_2(t)\dots P_n(t)$$

Из формулы видно, что:

- надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно не допускать в систему ни одного слабого элемента;
- чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность.

**Основные пути повышения надежности:**

- проектирование по возможности простых изделий с меньшим числом деталей;
- рационально использовать высокопрочные материалы и упрочняющую технологию;
- хорошая система смазки;
- применение предохранительных устройств;
- использование стандартных узлов и деталей;
- параллельное соединение элементов и так называемое резервирование;
- ремонтнопригодность (доступность к узлам и деталям для осмотра и замены. Сменные детали должны быть взаимозаменяемыми с запасными частями).

**Технологичность** - соответствие изделия требованиям производства и эксплуатации. Технологичными называют детали и узлы, требующие минимальных затрат средств, времени и труда в производстве, эксплуатации и ремонте.

### Технологичность деталей обеспечивается:

- очерчиванием их простейшими поверхностями (цилиндрическими, коническими и др.), удобными для обработки механическими и физическими методами;
- применением материалов, пригодных для безотходной обработки (давлением, литьем, прессованием, сваркой, лазерной и т. п.) и ресурсосберегающей технологии;
- системой допусков и посадок и другими средствами и методами.

### Показателями технологичности

- трудоемкость изготовления (измеряемое в нормо-часах количество труда, необходимое для изготовления изделия без учета покупных деталей);
- технологическая себестоимость (сумма затрат на осуществление технологических процессов изготовления без учета покупных деталей);
- коэффициент стандартизации деталей.



***Экономичность.*** При оценке экономичности учитывают затраты на проектирование, изготовление, эксплуатацию и ремонт. Экономичность деталей и узлов достигается оптимизацией их формы и размеров из условия минимума материалоемкости, энергоемкости и трудоемкости производства, за счет максимального коэффициента полезного действия в эксплуатации при высокой надежности; высокой специализацией производства и т. д.

***Эстетичность.*** Совершенство и красота внешних форм деталей, узлов и машины в целом существенно влияют на отношение к ней со стороны обслуживающего персонала.

Красивый внешний вид деталям, узлам и машине придает форма и внешняя отделка конструкции (декоративная полировка, окраска, нанесение гальванических покрытий и окисных пленок и т. д.).



## КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Не существует абсолютной, полной и завершённой классификации всех существующих деталей машин, т.к. конструкции их многообразны и, к тому же, постоянно разрабатываются новые.

Для ориентирования в бесконечном многообразии детали машин классифицируют на типовые группы по характеру их использования.

- ПЕРЕДАЧИ передают движение от источника к потребителю.
- ВАЛЫ и ОСИ несут на себе вращающиеся детали передач.
- ОПОРЫ служат для установки валов и осей.
- МУФТЫ соединяют между собой валы и передают вращающий момент.
- СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ (СОЕДИНЕНИЯ) соединяют детали между собой.
- УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают постоянное сжатие деталей.
- КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту.

Рамки учебного курса не позволяют изучить все разновидности деталей машин и все нюансы проектирования. Однако знание, по крайней мере, типовых деталей и общих принципов конструирования машин даёт инженеру надёжный фундамент и мощный инструмент для выполнения проектных работ практически любой сложности. В следующих главах мы рассмотрим приёмы расчёта и проектирования типовых деталей машин.

**Вопросы, изложенные в лекции:**

- 1. Общие сведения.**
- 2. Передачи с эвольвентным зацеплением.**
- 3. Передачи с зацеплениями других типов.**

# Общие сведения о передачах

**Определение:**

**Передача – устройство, предназначенное для передачи энергии из одной точки пространства в другую, расположенную на некотором расстоянии от первой.**

**В зависимости от вида передаваемой энергии передачи: механические, электрические, гидравлические, пневматические и т.п.**

**Механическая передача – устройство (механизм, агрегат), предназначенное для передачи энергии механического движения, как правило, с преобразованием его кинематических и силовых параметров, а иногда и самого вида движения.**

**Наибольшее распространение в технике получили механические передачи вращательного движения, которым в курсе деталей машин уделено основное внимание (далее под термином передача подразумевается, если это не оговорено особо, именно механическая передача вращательного движения).**

# Классификация механических передач вращательного движения:

**1. По способу передачи движения от входного вала к выходному:**

**1.1. Передачи зацеплением:**

**1.1.1. с непосредственным контактом тел вращения – зубчатые, червячные, винтовые;**

**1.1.2. с гибкой связью – цепные, зубчато-ременные.**

**1.2. Фрикционные передачи:**

**1.2.1. с непосредственным контактом тел вращения – фрикционные;**

**1.2.2. с гибкой связью - ременные.**


**2. По взаимному расположению валов в пространстве:**

**2.1. с параллельными осями валов – зубчатые с цилиндрическими колесами, фрикционные с цилиндрическими роликами, цепные;**

**2.2. с пересекающимися осями валов - зубчатые и фрикционные конические, фрикционные лобовые;**

**2.3. с перекрещивающимися осями - зубчатые - винтовые и коноидные, червячные, лобовые фрикционные со смещением ролика.**

**3. По характеру изменения угловой скорости выходного вала по отношению к входному: редуцирующие (понижающие) и мультиплицирующие (повышающие).**



**4. По характеру изменения передаточного отношения (числа): передачи с постоянным (неизменным) передаточным отношением и передачи с переменным передаточным отношением, изменяемым или по величине, или по направлению или и то и другое вместе.**

**5. По подвижности осей и валов: с неподвижными осями валов – рядовые передачи (коробки скоростей, редукторы), передачи с подвижными осями валов (планетарные передачи, вариаторы с поворотными роликами).**

**6. По количеству ступеней преобразования движения: одно-, двух-, трех-, и многоступенчатые.**

**7. По конструктивному оформлению: закрытые и открытые (бескорпусные).**

## Главные характеристики передач :

мощности на входном и выходном валах -  $P_{вх}$ ,  $P_{вых}$ ;

и их скорости вращения  $\omega_{вх}$ ,  $\omega_{вых}$  или частоты вращения -  $n_{вх}$  и  $n_{вых}$ .

Соотношение между частотой вращения  $n$  (общепринятая размерность 1/мин) и угловой скоростью  $\omega$  (размерность в системе SI 1/с) выражается следующим образом:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (2.1)$$

Отношение мощности на выходном валу передачи  $P_{вых}$  (полезной мощности) к мощности  $P_{вх}$ , подведенной к входному валу (затраченной), называют коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} \quad (2.2)$$

Отношение потерянной в механизме (машине) мощности ( $P_{вх} - P_{вых}$ ) к ее входной мощности называют коэффициентом потерь:

$$\varphi = \frac{P_{вх} - P_{вых}}{P_{вх}} = 1 - \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = 1 - \eta \quad (2.3)$$

Сумма коэффициентов полезного действия и потерь всегда равна единице:

$$\eta + \varphi = 1 \quad (2.4)$$

Для многоступенчатой передачи, включающей  $k$  последовательно соединенных ступеней, общий КПД равен произведению КПД отдельных ступеней:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_{k-1} \cdot \eta_k \quad (2.5)$$

Следовательно КПД машины, содержащей ряд последовательных передач, всегда будет меньше КПД любой из этих передач.

Силовые показатели передачи определяются по известным из теории механизмов и машин (ТММ) формулам.

усилие, действующее по линии движения на поступательно движущейся детали  $F=P/v$ , где  $P$  – мощность, подведенная к этой детали, а  $v$  – ее скорость;

момент, действующий на каком-либо из валов передачи  $T=P/\omega$ , где  $P$  – мощность, подведенная к этому валу, а  $\omega$  – скорость его вращения. Используя соотношение (2.1), получаем формулу, связывающую момент, мощность и частоту вращения:

Окружная (касательная) скорость в любой точке вращающегося элемента (колеса, шкива, вала), лежащей на диаметре  $D$  этого элемента, будет равна:

$$v = \frac{\omega \cdot D}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \approx 5,24 \cdot 10^{-2} \cdot n \cdot D \quad . \quad (2.7)$$

При этом тангенциальную (окружную или касательную) силу можно вычислить по следующей формуле:

$$F_t = \frac{2T}{D} = \frac{60P}{\pi \cdot n \cdot D} \approx 19,1 \frac{P}{n \cdot D} \quad . \quad (2.8)$$

Передаточное отношение - это отношение скорости входного звена к скорости выходного звена, что для вращательного движения выразится следующим образом:

$$i = \pm \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вых}} = \pm \frac{n_{вх}}{n_{вых}} \quad , \quad (2.9)$$

где верхний знак (плюс) соответствует одинаковому направлению вращения входного и выходного звеньев (валов), а нижний - встречному.



В технических расчетах (особенно прочностных) направление вращения чаще всего не имеет решающего значения. В таких расчетах используется передаточное число, которое представляет собой абсолютную величину передаточного отношения:

$$u = |i| = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вых}} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} = \frac{T_{вых}}{T_{вх} \cdot \eta} \quad (2.10)$$

В многоступенчатой передаче с последовательным расположением  $k$  ступеней (что чаще всего наблюдается в технике) передаточное число и передаточное отношение определяются следующими выражениями:

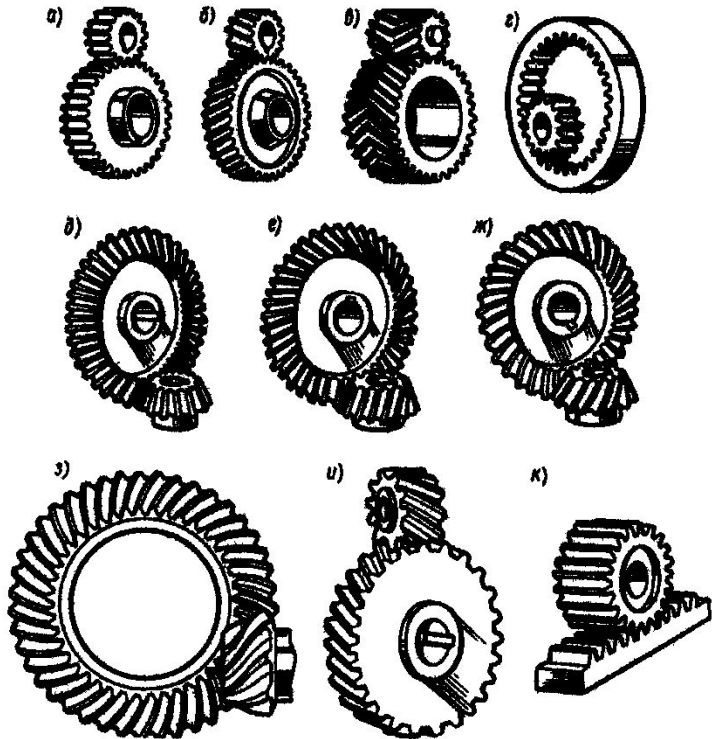
$$\begin{aligned} i &= i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_{k-1} \cdot i_k \\ u &= u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_{k-1} \cdot u_k \end{aligned} \quad (2.11)$$

Среди множества разнообразных передач вращательного движения достаточно простыми конструктивно (по устройству) являются передачи с гибкой связью, принцип работы которых строится на использовании сил трения или зубчатого зацепления – это ременные передачи.

# Общие сведения.

Определение:

Зубчатая передача - трехзвенный механизм, включающий два подвижных звена, взаимодействующих между собой через высшую зубчатую кинематическую пару и образующих с третьим неподвижным звеном низшие (вращательные или поступательные) кинематические пары (рис. 4.1).



Меньшее зубчатое колесо – шестерня, большее – зубчатое колесо, звено, движущееся прямолинейно (если оно имеется), называют зубчатой рейкой (рис. 4.1,к).

Назначение зубчатой передачи - передача движения (обычно вращательного) с преобразованием параметров, а иногда и его вида (реечная передача). Зубчатые передачи вращательного движения наиболее распространены в технике (рис. 4.1,а...и).

Рис. 4.1. Виды зубчатых передач.

### **Достоинства зубчатых передач:**

- 1. Высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей.**
- 2. Большой ресурс.**
- 3. Малые габариты.**
- 4 Высокий КПД.**
- 5. Относительно малые нагрузки на валы и подшипники.**
- 6. Постоянство передаточного числа.**
- 7. Простота обслуживания.**

### **Недостатки зубчатых передач:**

- 1.Сложность изготовления и ремонта (необходимо высокоточное специализированное оборудование).**
- 2. Относительно высокий уровень шума, особенно на больших скоростях.**
- 3. Нерациональное использование зубьев – в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс.**

## Классификация зубчатых передач:

### 1. По величине передаточного числа:

1.1. с передаточным числом  $u \geq 1$  – редуцирующие (редукторы );

1.2. с передаточным числом  $u < 1$  – мультиплицирующие (мультипликаторы).

### 2. По взаимному расположению валов:

2.1. с параллельными валами – цилиндрические (рис. 4.1, а...г);


2.2. с пересекающимися осями валов - конические (конические передачи с углом  $90^\circ$  между осями валов называют ортогональными; рис. 4.1, д...ж);

2.3. с перекрещивающимися осями валов - червячные, винтовые (рис. 4.1, и), гипоидные (рис. 4.1, з);

2.4. с преобразованием движения – реечные (рис. 4.1, к).


### 3. По расположению зубьев относительно образующей поверхности колеса:

3.1. прямозубые - продольная ось зуба параллельна образующей поверхности колеса (рис. 4.1, а, г, д, к);

- 
- 3.2. косозубые - продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса (рис. 4.1, б, е, и);**
  - 3.3. шевронные - зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встречным наклоном осей зубьев (рис. 4.1, в);**
  - 3.4. с круговым зубом - ось зуба выполнена по окружности относительно образующей поверхности колеса (рис. 4.1, ж, з).**
  - 4. По форме зацепляющихся звеньев:**
    - 4.1. с внешним зацеплением - зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса (рис. 4.1, а...в);**
    - 4.2. с внутренним зацеплением - зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса (рис. 4.1, г);**
    - 4.3. реечное зацепление - одно из колес заменено прямолинейной зубчатой рейкой (рис. 4.1, к);**
    - 4.4. с некруглыми колесами.**

**По форме рабочего профиля зуба:**

- 5.1. эвольвентные - рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга (линия описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности);**
- 5.2. циклоидальные - рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде (линия описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности);**
- 5.3. цевочное (разновидность циклоидального) – зубья одного из зацепляющихся колес заменены цилиндрическими пальцами – цевками;**
- 5.4. с круговым профилем зуба (зацепление Новикова) – рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.**
- 6. По относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес:**
  - 6.1. с неподвижными осями колес - рядовые передачи (рис. 4.1);**
  - 6.2. с подвижными осями некоторых колес - планетарные передачи.**

- 
- 7. По жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление:**
    - 7.1. с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом);**
    - 7.2. включающая колеса с венцом изменяющейся формы (гибким).**
  - 8. По окружной (тангенциальной) скорости зубьев:**
    - 8.1. тихоходные ( $V_z < 3$  м/с);**
    - 8.2. среднескоростные ( $3 < V_z < 15$  м/с);**
    - 8.3. быстроходные ( $V_z > 15$  м/с).**
  - 9. По конструктивному исполнению:**
    - 9.1. открытые (бескорпусные);**
    - 9.2. закрытые (корпусные).**

## Конструктивные (геометрические) параметры цилиндрических ЗП:

Межосевое расстояние  $a_w$  – расстояние между геометрическими осями валов, на которых закреплены шестерня и зубчатое колесо.

Диаметры начальных цилиндров (окружностей)  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  зацепляющихся зубчатых колес – диаметры мнимых цилиндров, которые в процессе работы передачи обкатываются один по другому без проскальзывания. При изменении межосевого расстояния передачи меняются и диаметры начальных цилиндров (окружностей). У отдельно взятого колеса диаметра начального цилиндра (окружности) не существует.

Эти параметры передачи связаны между собой простым соотношением

$$a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2}, \quad (4.1)$$

где знак «+» относится к внешнему зацеплению (рис. 4.1, а...в, и), а знак «-» – к внутреннему (рис. 4.1, г).



Числа зубьев зубчатых колес  $z_1$  и  $z_2$ . Суммарное число зубьев колес, участвующих в передаче

$$Z_{\Sigma} = z_1 + z_2 \quad . \quad (4.2)$$

Делительные диаметры  $d_1$  и  $d_2$  зубчатых колес, участвующих в зацеплении – диаметры цилиндров (окружностей) по которым без скольжения обкатывается инструмент при нарезании зубьев колеса методом обкатки. У большинства зубчатых передач (при отсутствии ошибок в изготовлении) делительные диаметры и диаметры начальных цилиндров совпадают, то

есть  $d_{w1} = d_1$  и  $d_{w2} = d_2$ . Так как делительные диаметры связаны с процессом изготовления зубчатого колеса, каждое из которых изготавливается отдельно, то делительный диаметр имеется у каждого отдельно взятого колеса.

**Модуль зацепления  $m$ , – часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб колеса, следовательно для любого нормального зубчатого колеса**

$$m = \frac{d}{z} \quad (4.3)$$

**Модуль – основная размерная характеристика зубьев колеса. Модуль стандартизован, то есть при проектировании передачи выбирается из ряда стандартных значений.**

**Окружной делительный шаг зубьев  $p$  – расстояние между одноименными боковыми поверхностями двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. Так как длина делительной окружности равна  $\pi \cdot d$ , то, учитывая (4.3), для любого зубчатого колеса имеем**

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} = \pi \cdot m \quad (4.4)$$

**Из сказанного следует, в зацеплении могут находиться только зубчатые колеса с одинаковым модулем.**

**Кинематические параметры зубчатых передач – это угловые скорости  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , частоты вращения  $n_1$ ,  $n_2$  ведущего и ведомого зубчатых колес и передаточное число  $u$  зубчатой передачи, вычисляемое по соотношению**

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.5)$$

**Учитывая вышеизложенное, нетрудно установить, что**

$$a_w = d_1 \cdot (u + 1) / 2 \quad (4.6)$$

**Для нормальной работы зубчатой передачи (обеспечение плавности работы, отсутствие излишних вибраций и инерционных сил, относительно высокий КПД зубчатого зацепления) форма рабочей поверхности профиля зубьев должна удовлетворять следующим требованиям:**

- 1) в течение времени взаимодействия рабочих поверхностей двух сопряженных зубьев ведущего и ведомого колес передаточное отношение должно сохраняться постоянным (основная теорема зубчатого зацепления);**
- 2) профиль зуба должен обеспечивать выполнение условия 1 при зацеплении данного колеса с любым другим колесом того же модуля;**
- 3) профиль зуба должен обеспечивать возможность изготовления колеса любого диаметра одним инструментом;**
- 4) инструмент для нарезания зубьев должен быть простым и легко доступным для изготовления и контроля.**

# Передачи с эвольвентным зацеплением.

Наиболее полно перечисленным требованиям удовлетворяет эвольвентное зацепление, предложенное Леонардом Эйлером (1760 или 65 г.) и широко применяемое в общепромышленной и военной технике.

Основные параметры эвольвентных цилиндрических зубчатых передач стандартизованы.

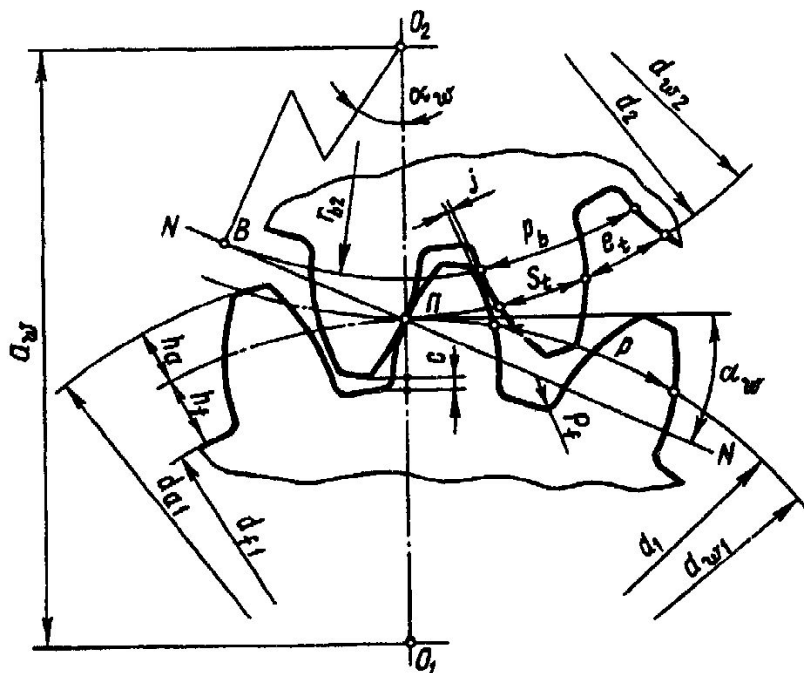
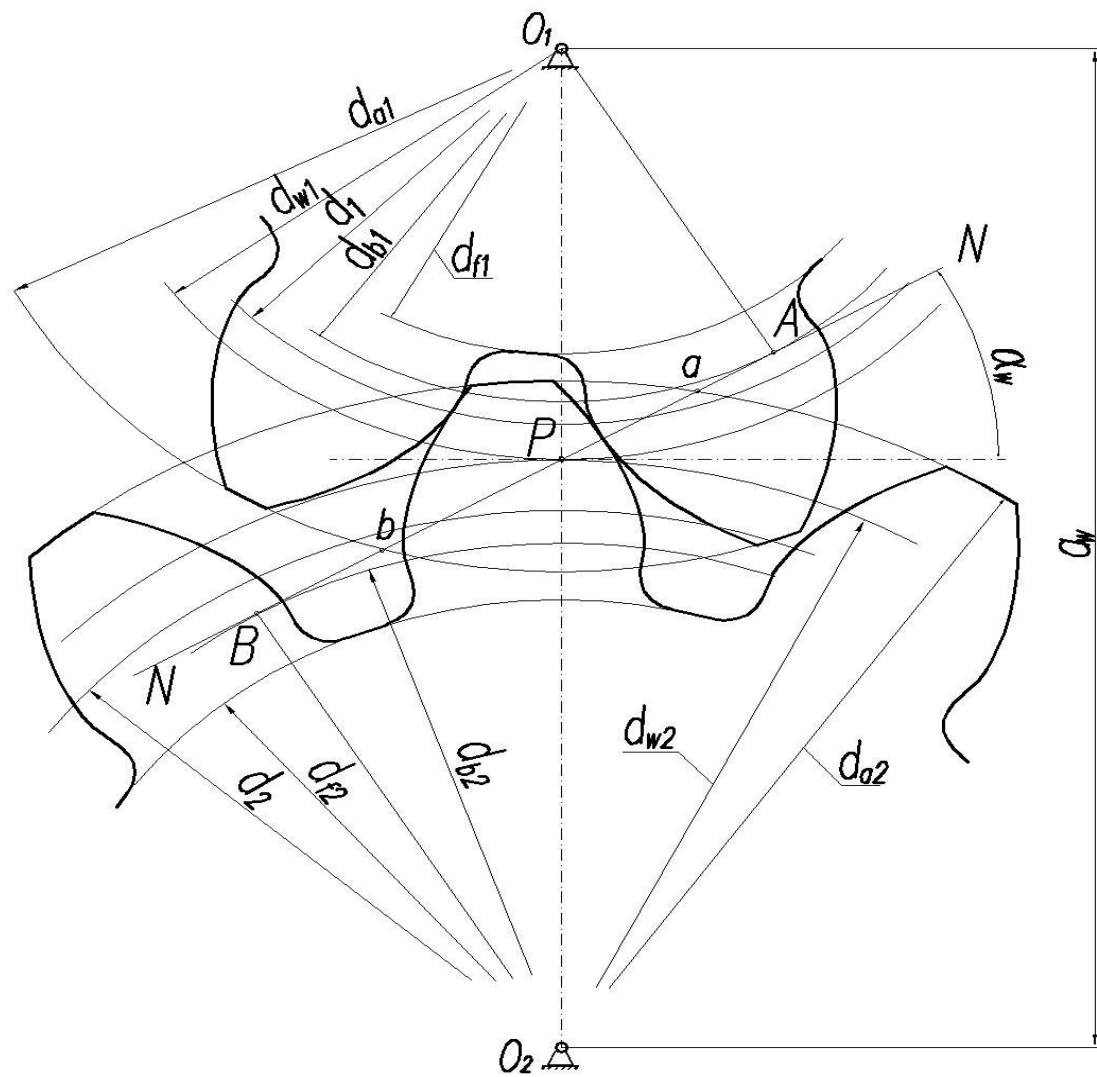


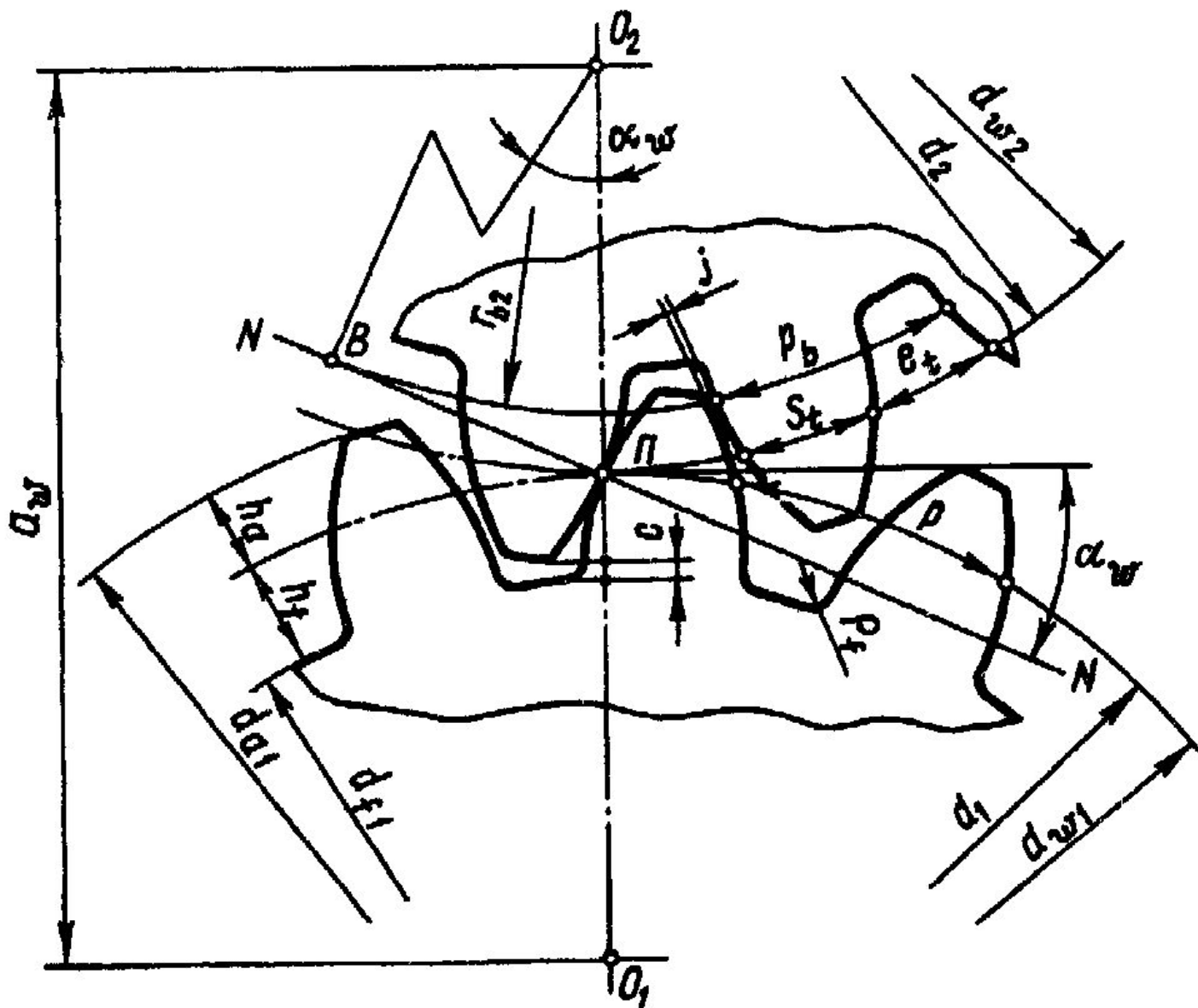
Рис. 4.2. Схема эвольвентного зацепления.

Межосевое расстояние ( $a_w$ ) - расстояние между осями зубчатых колес  $O_1$  и  $O_2$ .

Линия зацепления (NN) - геометрическое место точек контакта между сопряженными профилями зубьев. Она одновременно является нормалью к профилю боковой (рабочей) поверхности зуба, и потому усилие давления между зубьями всегда направлено по линии зацепления.

Угол зацепления ( $\alpha_w$ ) - угол между линией зацепления и перпендикуляром к межосевой линии. (стандартный угол зацепления  $\alpha_w = 20^\circ$ ; уменьшенный -  $\alpha_w = 15^\circ$ ; увеличенный -  $\alpha_w = 22,5^\circ$ ).





**Модуль ( $m$ )** – часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на 1 зуб колеса (см. Формулу 4.3).

**Высота головки зуба ( $h_a$ )** – расстояние между делительной окружностью и окружностью выступов, измеренное по радиусу (обычно  $h_a = m$ ).

**Высота ножки зуба ( $h_f$ )** – расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин, измеренное по радиусу (обычно  $h_f = 1,25 \cdot m$  для цилиндрических колес и  $h_f = 1,20 \cdot m$  для конических колес).

**Высота зуба ( $h$ )** – расстояние между окружностью впадин и окружностью выступов, измеренное по радиусу, для цилиндрических колес  $h = 2,25 \cdot m$ , а для конических  $h = 2,20 \cdot m$ ).

**Ширина зубчатого венца ( $b$ )** – расстояние между торцовыми поверхностями зубчатого венца колеса.

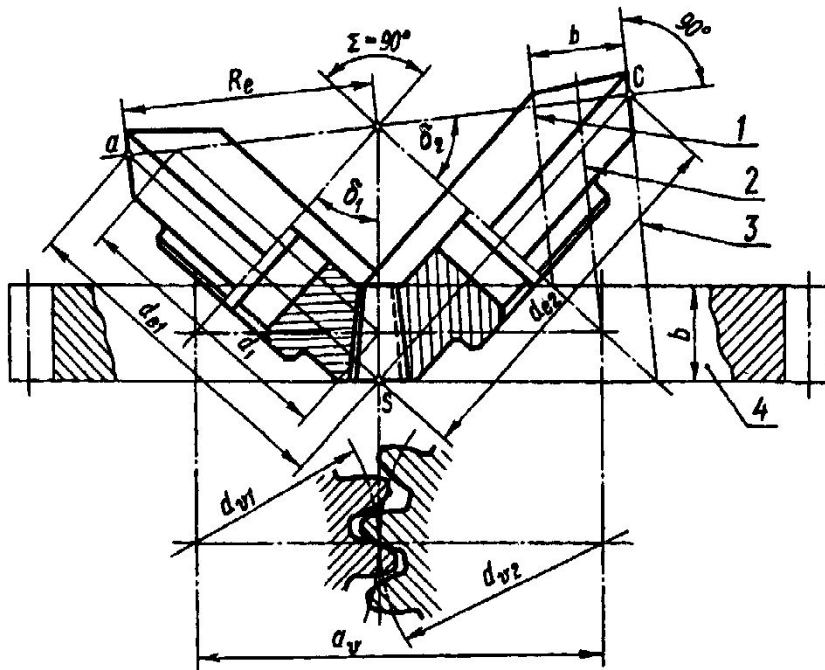
**Угол наклона зубьев ( $\beta$ )** – угол между продольной осью зуба и образующей поверхности зубчатого венца колеса.

**Длина активной линии зацепления ( $g_\alpha$ )** - часть линии зацепления, отсекаемая окружностями выступов сопрягаемых колес (на рис. 4.2 не показана).

**Коэффициент торцового перекрытия ( $\epsilon_\alpha = g_\alpha / p_b$ )** - отношение длины активной линии зацепления к основному шагу колеса. Коэффициент торцового перекрытия показывает сколько зубьев в среднем за поворот колеса на 1 шаг находятся в зацеплении.

## Основные параметры эвольвентных конических зубчатых передач

Конические зубчатые эвольвентные передачи предназначены для передачи вращательного движения между валами, геометрические оси которых пересекаются. Наиболее часто угол между осями валов составляет  $90^\circ$ , передачи с таким углом принято называть ортогональными (рис. 4.3).



**Рис. 4.3. Схема зацепления ортогональной конической передачи: 1, 2, 3 – образующие внутреннего, среднего и внешнего дополнительных конусов**

Переменные размеры сечения зубьев колес в конической передаче по длине обуславливают большую трудность изготовления (отсюда ниже точность) и меньшую несущую способность передачи (в среднем на 15%). Конусная образующая поверхность зубчатого венца вызывает появление осевых сил на валах передачи, что является причиной усложнения конструкции опор и всей передачи в целом.

Конус, аналогичный начальному цилиндру цилиндрического колеса, называют начальным конусом.

Угол между осью начального конуса и его образующей называют углом начального конуса ( $\delta_1$  – угол начального конуса ведущего колеса;  $\delta_2$  – угол начального конуса ведомого колеса).



**Дополнительные конусы – конусы, образующая которых перпендикулярна образующей начального конуса. У зубчатого колеса 2 дополнительных конуса – внешний, наиболее удаленный от точки пересечения осей колес и внутренний, расположенный ближе к этой точке.**

**Ширина зубчатого венца конического колеса ( $b$ ) – часть образующей делительного конуса колеса между дополнительными конусами.**

**Сечение зубьев поверхностью дополнительного конуса называют торцевым сечением. Различают внешнее, среднее и внутреннее торцевые сечения. Для передач с прямыми и косыми зубьями стандартизуются и в конструкторской документации указываются относящиеся к внешнему торцевому сечению параметры, но в расчетах используются параметры, относящиеся к среднему (медиальному) торцевому сечению.**

**Для передач с круговым зубом расчетные и конструктивные ( в том числе стандартизованные) параметры относятся к среднему (медиальному) торцевому сечению.**

**Расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей внешнего дополнительного конуса называют внешним конусным расстоянием ( $R_e$ ), а расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей среднего (медиального) дополнительного конуса называют медиальным конусным расстоянием ( $R$ ). Для сопряженных (находящихся в зацеплении) зубчатых колес  $R_{e1} = R_{e2}$  и  $R_1 = R_2$ .**

## **Передачи с зацеплениями других типов.**

**Циклоидальное зацепление – это зацепление, при котором боковые рабочие поверхности зубьев сопряженных колес очерчены по циклоиде.**


**Циклоида - кривая, описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности. При обкатывании производящей окружности по главной окружности с внешней стороны получаем эпициклоиду, а при обкатывании с внутренней стороны – гипоциклоиду. При этом производящая окружность обкатывается по делительной окружности зубчатого колеса, совпадающей в зацеплении с начальной окружностью.**

**В циклоидальном зацеплении рабочий профиль головки зуба очерчен по эпициклоиде, а профиль ножки зуба по гипоциклоиде. Оба профиля образованы обкаткой производящих окружностей по начальным окружностям шестерни и колеса. Обычно принимают диаметр производящей окружности  $d_{пр} = (0,35...0,4)d$ . В следствие этого циклоидальное зацепление по сравнению с эвольвентным более чувствительно к неточностям межосевого расстояния.**

**Достоинства циклоидального зацепления:**

- 1) Пониженные по сравнению с эвольвентным зацеплением контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев.**
- 2) Уменьшенный коэффициент скольжения зубьев при одном и том же коэффициенте перекрытия  $\varepsilon$ .**
- 3) Повышенная плавность работы передачи вследствие увеличения коэффициента перекрытия зубьев.**



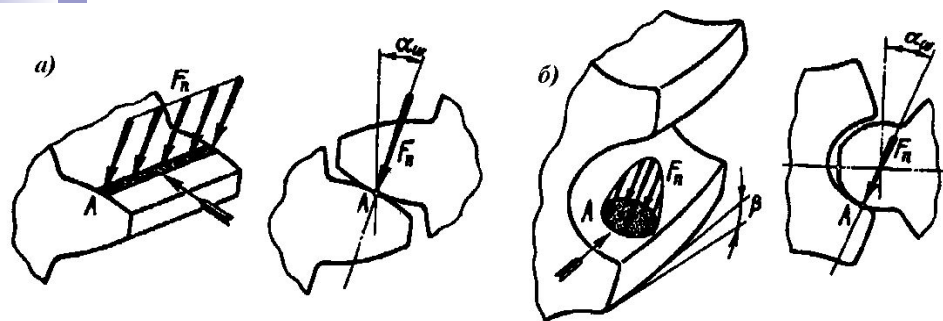


**В этом случае гипоциклоидальный профиль зубьев ответного колеса обращается в точку, что позволяет зубья первого колеса выполнить в форме цилиндрических пальцев, называемых цевками, укрепленных между двумя дисками; сопряженное колесо при этом выполняется как зубчатое. Преимуществом цевочного зацепления является возможность отказаться от фрезерования зубцов цевочного колеса. Кроме того, цевки можно сделать вращающимися, заменив трение скольжения между зубьями колес трением качения, что увеличивает КПД передачи.**

**Цевочное зацепление может быть как внешним, так и внутренним.**

**Цевочное зацепление применяется в зубчатых механизмах больших габаритов: в подъемно-транспортных механизмах, в механизмах поворота орудийных башен, в некоторых типах планетарных редукторов. Во всех этих механизмах цевочным выполняют большее колесо, что позволяет отказаться от крупногабаритных зубофрезерных станков.**

**Кроме того, в военной технике цевочное зацепление широко применяется в гусеничных движителях МГМ для зацепления ведущего колеса с гусеницей, обеспечивая равномерность движения гусеницы при равномерном вращении ведущего колеса и безударное взаимодействие цевок гусеничной цепи с его впадинами.**



Передача с круговым профилем зуба предложена инженер-полковником академии им. Н.Е. Жуковского М.Л. Новиковым в 1954 году, а зацепление, использованное в этой передаче, стало называться зацеплением М.Л. Новикова.

Рис. 4.5. Схема контактного взаимодействия и движения контактной площадки в зубчатом зацеплении: а) эвольвентном; б) круговинтовом (Новикова).

В зацеплении Новикова профиль контактирующих зубьев шестерни и колеса в торцевом сечении очерчен дугами окружности (рис. 4.5, б). Практически принимают

$$\Delta\rho = \rho_1 - \rho_2 = (0,1 \dots 0,15) \cdot m ,$$

где  $\rho_1$  – радиус окружности вогнутого профиля зуба, а  $\rho_2$  – радиус окружности выпуклого профиля зуба,  $m$  – модуль зацепления. В этом случае контакт зубьев происходит в точке и только в момент прохождения профилей через эту точку. Для обеспечения перемещения точки контакта зубьев параллельно оси вращения шестерен зубья делают косыми с углом наклона обычно не более  $25^\circ$ . При этом ширину зацепления выбирают такой, чтобы обеспечивался осевой коэффициент перекрытия зубьев  $\varepsilon_\beta$  не менее 1,1, поскольку окружное перекрытие зубьев в таком зацеплении невозможно.

При выполнении зуба ведущего колеса с вогнутым профилем (вращение левого колеса на рис. 4.5 против часовой стрелки) точка контакта зубьев всегда будет расположена перед полюсом зацепления, поэтому такое зацепление называют доплюсным. Если же профиль зуба ведущего колеса сделать выпуклым, а ведомого вогнутым (это соответствует вращению левого колеса на рис. 4.5 по часовой стрелке), то зуб ведущего колеса будет входить в контакт уже после прохождения полюса зацепления, такое зацепление называют заплюсным.

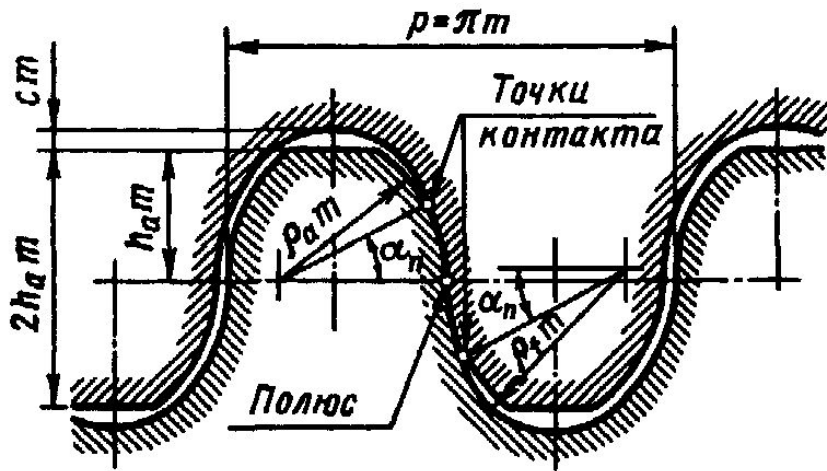



Рис. 4.6. Исходный контур дозаплюсной круговинтовой передачи Новикова

Зубья сопряженных колес, выполненные как показано на рис. 4.5, требуют для изготовления различного инструмента, что неудобно. Поэтому было предложено зубья обоих взаимодействующих колес выполнять одинаковыми – головку зуба делать с выпуклым профилем, а ножку – с вогнутым (рис. 4.6). Такие зубья имеют две точки контакта, одну на головке зуба, а вторую на его ножке, которые к тому же расположены по разные стороны полюса зацепления. Поэтому такое зацепление принято называть дозаплюсным. В России профиль дозаплюсного зацепления стандартизован (ГОСТ 17744-72). Для этого профиля  $h_a = 0,9$ ;  $c = 0,15$ ;  $\alpha_n = 27^\circ$ ;  $r_a = 1,14 \dots 1,15$ ;  $r_f = 1,25 \dots 1,3$ .



**Вследствие более высокой контактной прочности несущая способность круговинтовой передачи может до двух раз превышать несущую способность эвольвентной передачи тех же размеров. Передача Новикова работает более плавно, а её КПД из-за отсутствия взаимного скольжения зубьев несколько выше.**

**К недостаткам передачи Новикова можно отнести повышенную чувствительность к колебаниям межосевого расстояния и некоторое снижение изломной прочности зубьев вблизи торцов зубчатого венца.**

**Круговинтовое зацепление используют как в цилиндрических так и в конических зубчатых передачах.**

**Поскольку эвольвентное зацепление занимает основное место в современной технике, включая военную, его свойства, критерии проектирования и прочностного расчета будут рассмотрены в последующих лекциях. Однако, информация, полученная уже в этой лекции позволяет решать основной вопрос о выборе того или иного зацепления при проектировании передачи. Представленная информация достаточно важна и при назначении условий эксплуатации передач, если известно зацепление, примененное в данной конкретной передаче.**



Лекция окончена.  
Спасибо за внимание!



## **ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.**

### **ЛЕКЦИЯ № 5. Цилиндрические и конические зубчатые передачи (ЦКЗП).**

**Вопросы, изложенные в лекции:**

- 1. Конструктивные особенности и параметры ЦКЗП.**
- 2. Кинематика и динамика ЦКЗП.**
- 3. Расчет ЦКЗП.**

**Учебная литература:**

**Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 73-91; 95-97.**

**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. 125-188.**

**Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. I часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 67-120.**

## Конструктивные особенности и параметры ЦКЗП.

В зубчатых колесах можно выявить 4 основных элемента:

зубчатый венец, включающий зубья, предназначенные для взаимодействия с сопряженным зубчатым колесом;

обод – часть зубчатого колеса, несущая зубчатый венец (1 на рис. 5.1, г и 5.2, а);

наиболее часто обод совмещают с зубчатым венцом, но иногда их выполняют раздельными (например, из разных материалов);

ступица – часть зубчатого колеса, соединяющая его с валом, несущим зубчатое колесо (3 на рис. 5.1, г и 5.2, а); зубчатые колеса малого диаметра по сравнению с валом, несущим это колесо, выполняются, как правило, за одно целое с этим валом и называются вал-шестерня (рис. 5.1, д и 5.2, б);

диск – часть зубчатого колеса, соединяющая обод со ступицей; в литых и сварных зубчатых колесах диск зачастую заменяется отдельными спицами

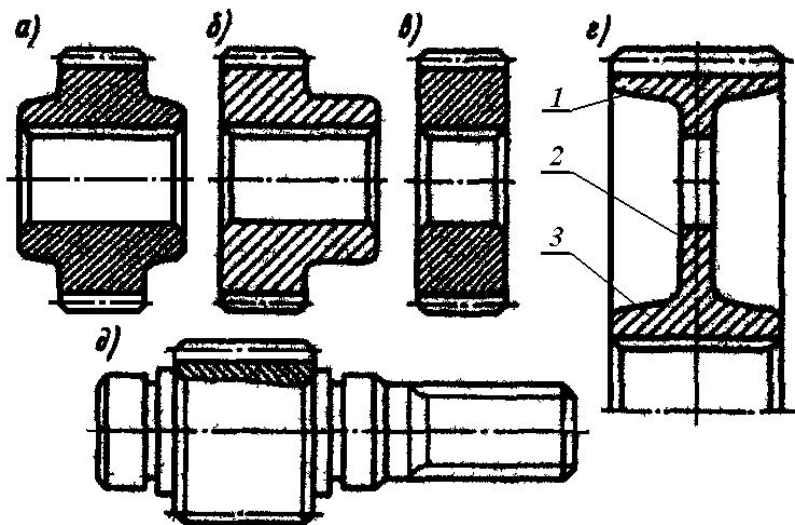


Рис. 5.1. Цилиндрические зубчатые колёса.

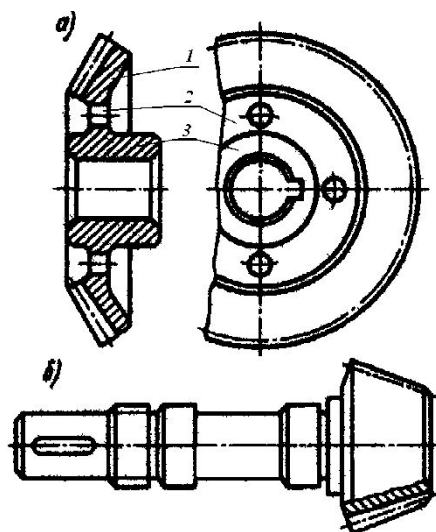


Рис. 5.2. Конические зубчатые колёса.

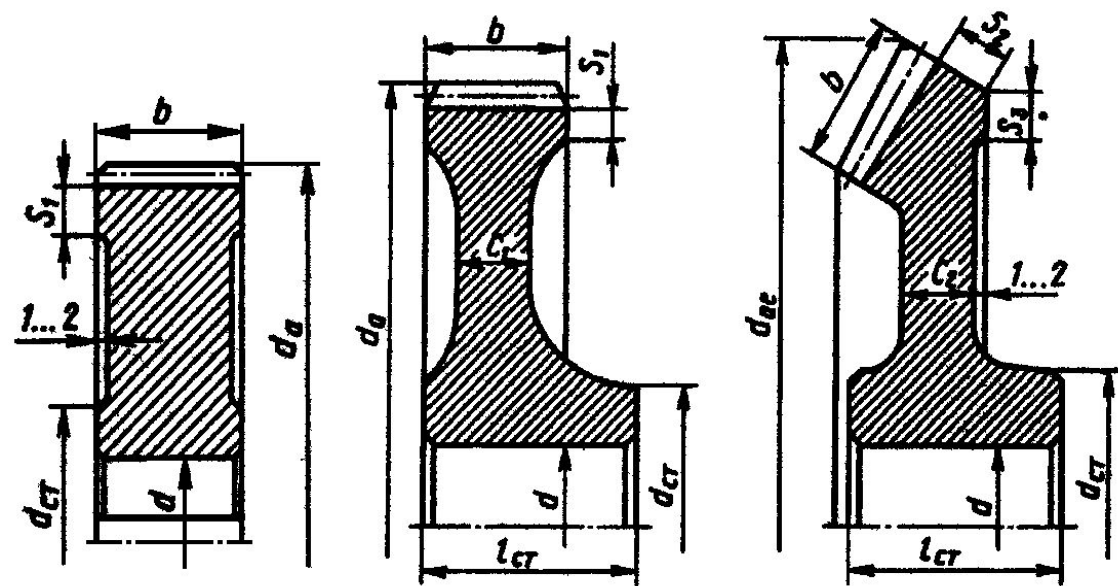


Рис. 5.3. Конструктивные параметры точеных и кованных колес.

Толщину диска принимают равной:

для цилиндрических колёс

$$S_1 = S_2 = 2,2 \cdot m + 0,05b, \quad (5.2)$$

для конических колёс  $C_2 = (0,4 \dots 0,5)b$

$$S_1 = S_2 = 2,2 \cdot m + 0,05b, \quad (5.3)$$

Диаметр ступицы -  $d_{ст} = 1,55d$ , а её длину -  $l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d$ , где  $d$  – посадочный диаметр вала.

У колес большого диаметра с целью экономии легированной стали иногда применяют насадной зубчатый венец (сборные зубчатые колёса), который крепится на ободу так, чтобы исключить возможность его проворачивания.

Конструктивные параметры зубчатых колес представлены на рис. 5.3. Толщина обода цилиндрических и конических зубчатых колес может быть выбрана по соотношению

$$S_1 = S_2 = 2,2 \cdot m + 0,05b, \quad (5.1)$$

в котором  $m$  – модуль зацепления (для конических колес следует использовать внешний модуль  $m_e$  ( $m_{te}$ )),  $b$  – ширина зубчатого венца.

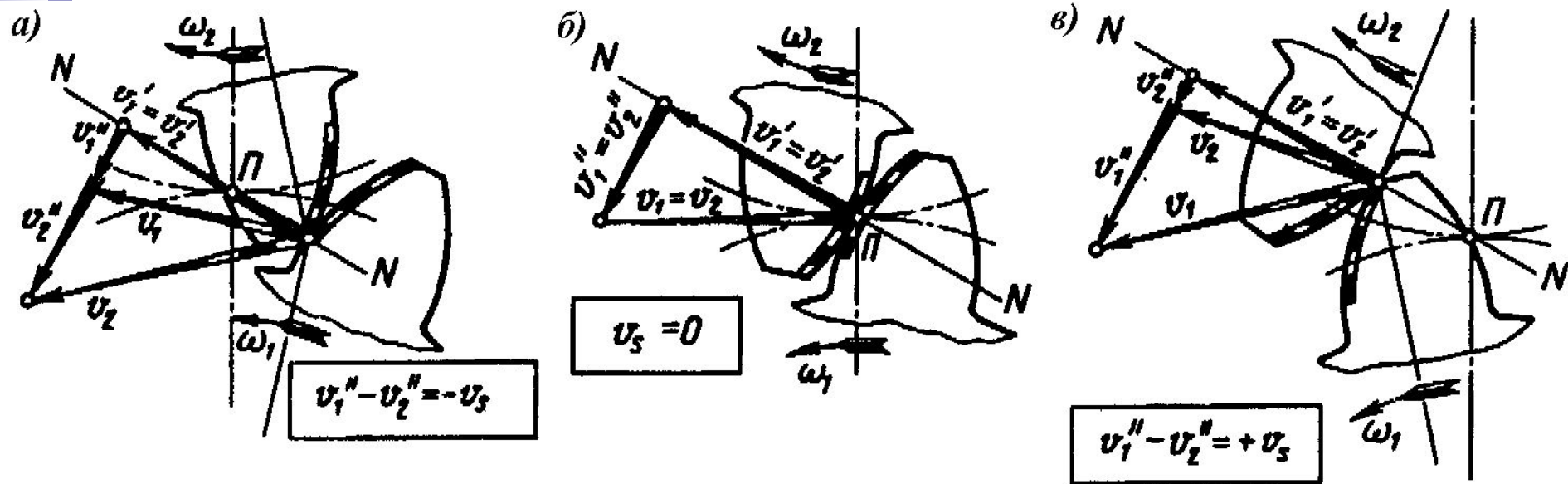


Рис. 5.4. Скольжение зубьев в процессе работы передачи

При работе эвольвентной зубчатой передачи рабочие поверхности зубьев одновременно обкатываются и скользят друг по другу (рис. 5.4.). Учитывая, что тангенциальные скорости зубьев в полюсе зацепления для шестерни и колеса равны между собой, и разлагая тангенциальные скорости  $v_1$  и  $v_2$  контактирующих точек сопряженных зубьев на две составляющих, одна из которых ( $v_1'$  и  $v_2'$ ) направлена по линии зацепления, а вторая ( $v_1''$  и  $v_2''$ ) – перпендикулярно к ней (по касательной к поверхности контакта), обнаруживаем, что в момент прохождения точки контакта через полюс зацепления касательные скорости контактирующих профилей равны нулю, и скольжение профилей отсутствует (рис. 5.4, б). Во всех остальных случаях касательная скорость части профиля, прилегающей к головке, больше аналогичной скорости контактирующего профиля сопряженного зуба, прилегающего к ножке последнего (рис. 5.4, а, в).

Поскольку протяженность профилей ножки и головки примерно одинаковы, ножка зуба работает в наиболее неблагоприятных условиях (дольше работает в условиях трения скольжения), что ведет к её более интенсивному изнашиванию.

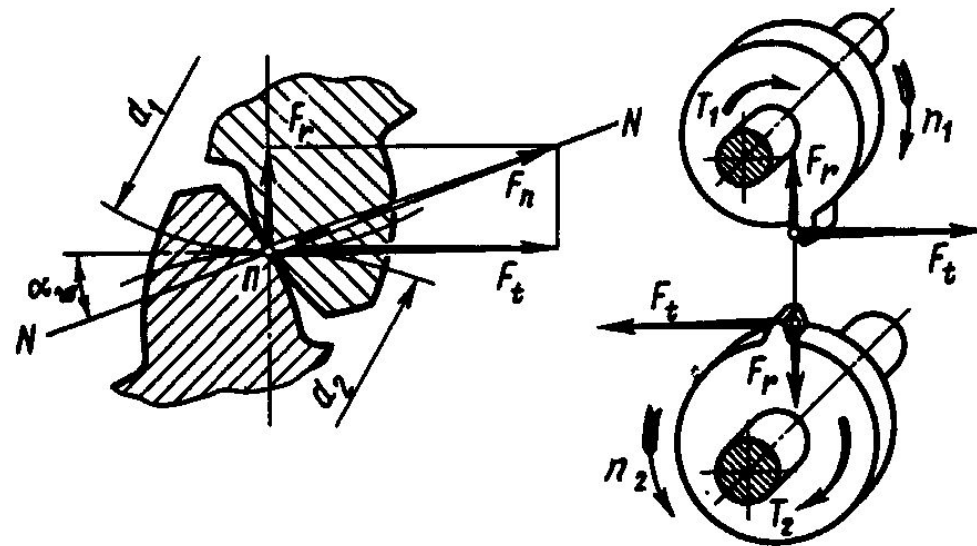


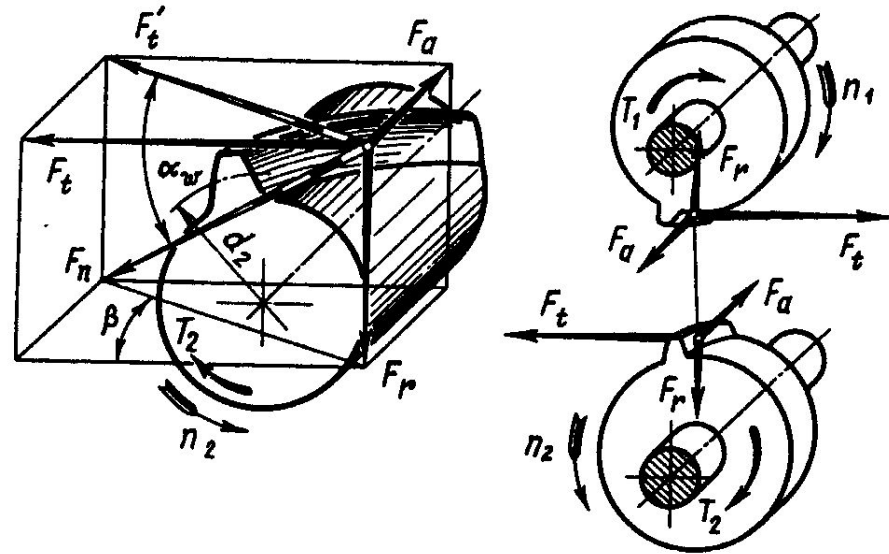
Рис. 5.5. Силы в прямозубой цилиндрической передаче.

Так как перенос точки приложения силы по линии её действия не меняет результатов действия силы, то силы взаимодействия зубьев принято определять в полюсе зацепления (рис. 5.5). Тогда нормальную силу взаимодействия рабочих поверхностей зубьев прямозубой передачи можно разложить на тангенциальную и радиальную составляющие. Из параллелограмма сил получаем

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha \quad F_r = F_n \cdot \sin \alpha \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (5.4)$$

Но, выражая тангенциальную силу через передаваемые моменты и конструктивные параметры передачи, имеем

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{\eta \cdot d_2} = \frac{T_1 \cdot (u + 1)}{a_w} = \frac{T_2 \cdot (u + 1)}{\eta \cdot a_w \cdot u} \quad (5.5)$$



**Рис. 5.6. Силы в косозубой цилиндрической передаче.**

В косозубой передаче за счет наклона продольной оси зуба к образующей делительного цилиндра кроме тангенциальной и радиальной сил появляется осевая сила (рис. 5.6). Соотношения между составляющими силы взаимодействия зубьев в этом случае будут следующими:

$$F_t = \frac{F_n \cdot \cos \alpha}{\cos \beta} \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (5.6)$$

При этом соотношения (5.5), связывающие тангенциальную силу с геометрическими параметрами передачи, остаются теми же самыми.

В конической зубчатой передаче как и в цилиндрической косозубой появляются осевые составляющие силы взаимодействия зубьев, но причиной их возникновения является наклонное расположение зубьев. Силы в конической зубчатой передаче обычно приводятся к плоскости срединного сечения зубчатого венца (рис. 5.7).

Соотношения между силами, действующими на зубе шестерни будут следующими

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \\ F_{a1} &= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \end{aligned} \quad (5.7)$$

А силы на колесе выражаются через силы на шестерне  $F_{r2} = F_{a1}$  и  $F_{a2} = F_{r1}$ .

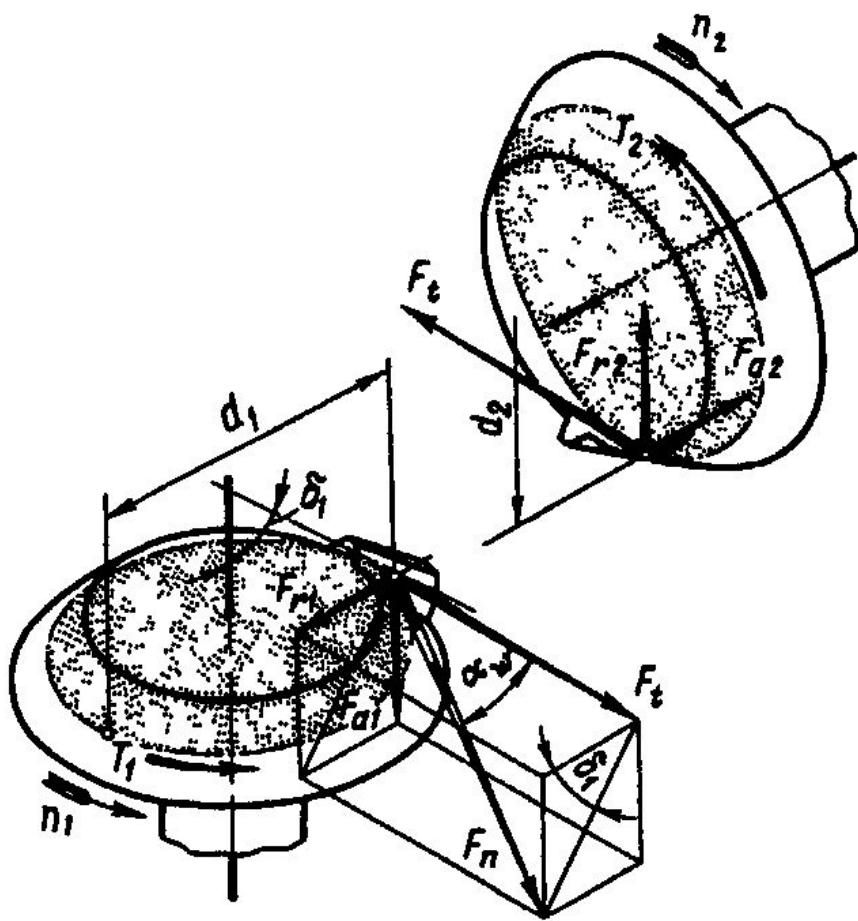


Рис. 5.7. Силы в прямозубой конической передаче.

Тангенциальная составляющая выражается в этом случае с помощью конструктивных параметров передачи следующим образом

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{\eta \cdot d_2} \quad (5.8)$$

# Расчет ЦКЗП.

Основными критериями работоспособности закрытых зубчатых передач, обеспеченных достаточным количеством смазки является контактная прочность взаимодействующих поверхностей зубьев и прочность зубьев на изгиб.

При недостаточной контактной прочности рабочих поверхностей зубьев на этих поверхностях в области ножки происходит прогрессирующее усталостное выкрашивание металла, нарушающее геометрию зацепления и ослабляющее поперечное сечение зуба по отношению к изгибным напряжениям, что в конечном итоге приводит к усталостному излому зуба.

Таким образом расчет ведется из условия

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H \quad \sigma_F \leq [\sigma]_F \quad (5.9)$$

При проектном расчете цилиндрических передач вначале вычисляется межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}} \quad ; \quad (5.10)$$

где для прямозубой передачи  $K_a = 450 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3}$ ;

для косозубой передачи  $K_a = 410 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3}$ ;



$K_H$  – коэффициент нагрузки, учитывающий условия работы зубьев и качество их рабочих поверхностей и состоящий из произведения нескольких других коэффициентов;  $T_1$  – вращающий момент на шестерне, Нм;  $u$  - передаточное число передачи;  $[\sigma]$  – допускаяемые напряжения для материалов, из которых изготовлены зубчатые колеса передачи, МПа  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца колеса (венцы шестерни обычно выполняются на 2...4 мм шире зубчатого венца колеса), изменяющийся обычно в пределах 0,2...0,5 в зависимости от способа закрепления валов, несущих зубчатые колеса. Полученное значение  $a_w$  округляется до ближайшего большего стандартного значения.

Ширина зубчатого венца колеса в этом случае составит

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (5.11)$$

Далее определяется минимально допустимое значение модуля передачи

$$m_{min} \geq \frac{K_m \cdot K_F T_1 \cdot (u + 1)}{b_2 \cdot a_w \cdot [\sigma]_F} \quad ; \quad (5.12)$$

где  $K_m = 3,4 \cdot 10^3$  для прямозубых передач и

$K_m = 2,8 \cdot 10^3$  для косозубых передач;

$K_F$  – коэффициент нагрузки, зависящий от точности изготовления передачи, режима её работы и качества материалов зубчатых колес.

Максимально возможное значение модуля зацепления определяют из условия неподрезания зубьев шестерни у основания

$$m_{max} \leq \frac{2 \cdot a_w}{17 \cdot (u + 1)} \quad (5.13)$$

В полученном диапазоне  $m_{min} \dots m_{max}$  выбирают стандартное значение модуля, учитывая, что при малом значении модуля увеличивается коэффициент перекрытия зубьев, повышается КПД, снижается уровень шума, уменьшаются отходы металла в стружку, сокращается трудоемкость изготовления колеса, но при больших значениях модуля передача менее чувствительна к неточности межосевого расстояния, выше изгибная прочность зубьев её колес.

Для косозубой передачи определяем минимальный угол наклона зуба

$$\beta_{min} = \arcsin(4 \cdot m / b_2) \quad (5.14)$$

Далее определяют числа зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{min}}{m \cdot (u + 1)} \quad (5.14)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

и

Полученные расчетом числа зубьев округляют до ближайшего целого значения и уточняют фактическое передаточное число и фактический угол наклона зубьев

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 \quad \beta = \arccos[(z_2 + z_1) \cdot m / (2 \cdot a_w)] \quad (5.16)$$

При наличии перечисленных параметров остальные параметры передачи вычисляются по приведенным ранее формулам.

При проектном расчете конических зубчатых передач в первую очередь вычисляют внешний делительный диаметр зубчатого колеса, поскольку именно он определяет в конечном итоге максимальный габаритный размер передачи.

$$d_{e2} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} u}{[\sigma]_H^2 \cdot v_H}} \quad ; \quad (5.17)$$

где  $K_d = 165$  – вспомогательный коэффициент;  $T_2$  – вращающий момент на зубчатом колесе (на выходном валу), Нм;  $K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, зависящий от твердости поверхностей зубьев и характера закрепления валов, несущих зубчатые колеса передачи;  $[\sigma]_H$  – допускаемые контактные напряжения для материалов из которых изготовлены зубчатые колеса;  $v_H$  – коэффициент, учитывающий ослабление зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической, для прямозубой конической передачи  $v_H = 0,85$ ;  $u$  – необходимое передаточное число конической зубчатой передачи

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса следует округлить до ближайшего стандартного значения.

Ширину зубчатого венца можно определить по соотношению

$$b_1 = b_2 = 0,857 \cdot \psi_{bd} \cdot d_{e2} / u \quad (5.18).$$

где  $\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$  коэффициент ширины зубчатого венца.

Число зубьев колеса вычисляют по эмпирической формуле

$$z_2 = C \cdot \sqrt[5]{u} \cdot \sqrt[6]{d_{e2}} \quad ; \quad (5.19)$$

где коэффициент  $C$  изменяется в пределах от 11,2 до 18 в зависимости от вида термической обработки рабочих поверхностей зубьев.

Далее вычисляют число зубьев шестерни

$$z_1 = z_2 / u \quad ; \quad (5.20)$$

Полученные числа зубьев округляют до ближайших целых величин и определяют фактическое передаточное число  $u_f = z_2/z_1$  с точностью не ниже 4-х знаков после запятой.

После этого вычисляют минимально допустимый внешний окружной модуль из условия прочности зуба при изгибе

После этого вычисляют минимально допустимый внешний окружной модуль из условия прочности зуба при изгибе

$$m_e \geq \frac{14 \cdot 10^3 \cdot T_2 \cdot K_{F\beta}}{d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F \cdot v_F} ; \quad (5.21)$$

Далее определяют углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg(u)$$

$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$  внешнее конусное расстояние  
расстояние

и среднее конусное

$R_e = 0.5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$  Внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса находят по идентичным выражениям  
 $R = R_e - 0.5b$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1 \quad (5.22)$$

Таким образом в настоящей лекции представлены основные соотношения, необходимые для выполнения проектного расчета цилиндрических и конических зубчатых колес с эвольвентным профилем зуба. Методику проверочного расчета, а также проектного расчета передач с неэвольвентными зубчатыми колесами можно найти в учебной и справочной литературе.



Лекция окончена.  
Спасибо за внимание!

## **ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ЛЕКЦИЯ № 6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ЧП)**

**Вопросы, изложенные в лекции:**

- 1. Определение, классификация ЧП.**
- 2. Геометрия, кинематика и динамика ЧП.**
- 3. Материалы и изготовление ЧП.**

**Учебная литература:**

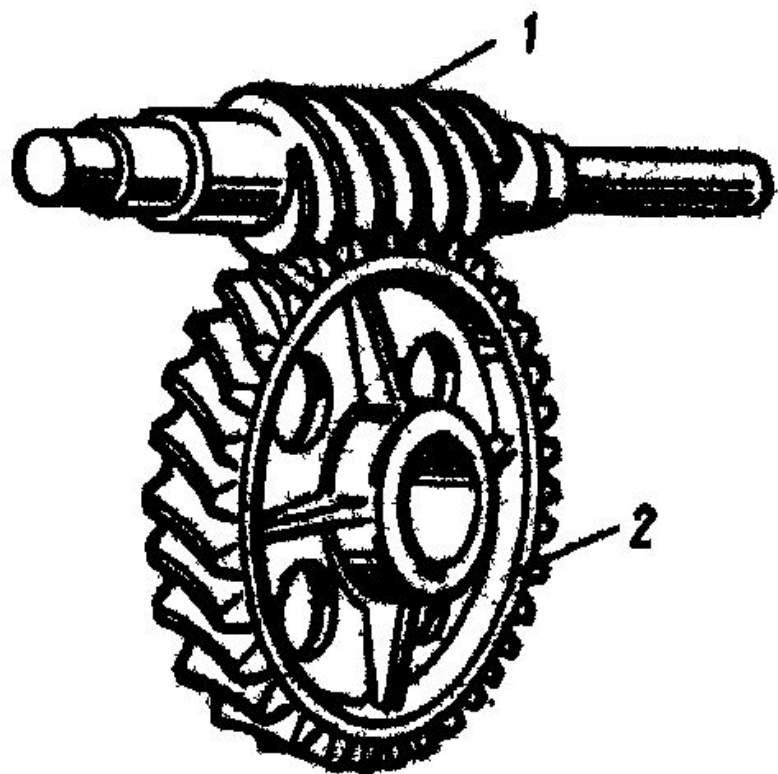
**Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 130-136.**

**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. 206-216.**

**Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. I часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 120-135.**

# Определение и классификация ЧП.

*Червячная передача – это передача, два подвижных звена которой, червяк и червячное колесо, образуют совместно высшую зубчато-винтовую кинематическую пару, а с третьим, неподвижным звеном, низшие вращательные кинематические пары.*



*По определению, червячная передача обладает свойствами как зубчатой (червячное колесо на своем ободе несет зубчатый венец), так и винтовой (червяк имеет форму винта) передачи. Червячная передача, как и винтовая, характеризуется относительно высокими скоростями скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.*

**Рис. 6.1. Червячная передача:**

1 – червяк; 2 – червячное колесо.



### **Достоинства червячных передач:**

- 1) компактность и относительно небольшая масса конструкции;
- 2) возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени (стандартные передачи –  $u \leq 80$ , специальные –  $u \geq 300$ );
- 3) высокая плавность и кинематическая точность;
- 4) низкий уровень шума и вибраций;
- 5) самоторможение при передаче движения в обратном направлении - невозможность передачи движения от червячного колеса к червяку.

### **Недостатки червячных передач:**

- 1) низкий КПД и высокое тепловыделение;
- 2) повышенный износ и уменьшенный срок службы;
- 3) склонность к заеданию, что вызывает необходимость применения специальных антифрикционных материалов для зубчатого венца червячного колеса и специальных видов смазки с антизадирными присадками.

### **Классификация червячных передач:**

#### **1. по направлению линии витка червяка –**

- 1.1. *правые* (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство - уходит от наблюдателя);
- 1.2. *левые* (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства - идёт на наблюдателя);

#### **2. по числу заходов червяка –**

- 2.1. с однозаходным червяком, имеющим один гребень, расположенный по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

2.2. с двух-, трёх-, четырёх-, многозаходным червяком, имеющим соответственно 2, 3, 4 или более одинаковых гребней расположенных по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

3. по форме делительной поверхности червяка –

3.1. с цилиндрическим червяком (образующая делительной поверхности – прямая линия);

3.2. с глобоидным червяком (образующая делительной поверхности – дуга окружности, совпадающая с окружностью делительной поверхности червячного колеса);

4. по положению червяка относительно червячного колеса –

4.1. с *нижним* расположением червяка;

4.2. с *верхним* расположением червяка;

4.3. с *боковым* расположением червяка;

5. по пространственному положению вала червячного колеса –

5.1. с *горизонтальным* валом червячного колеса;

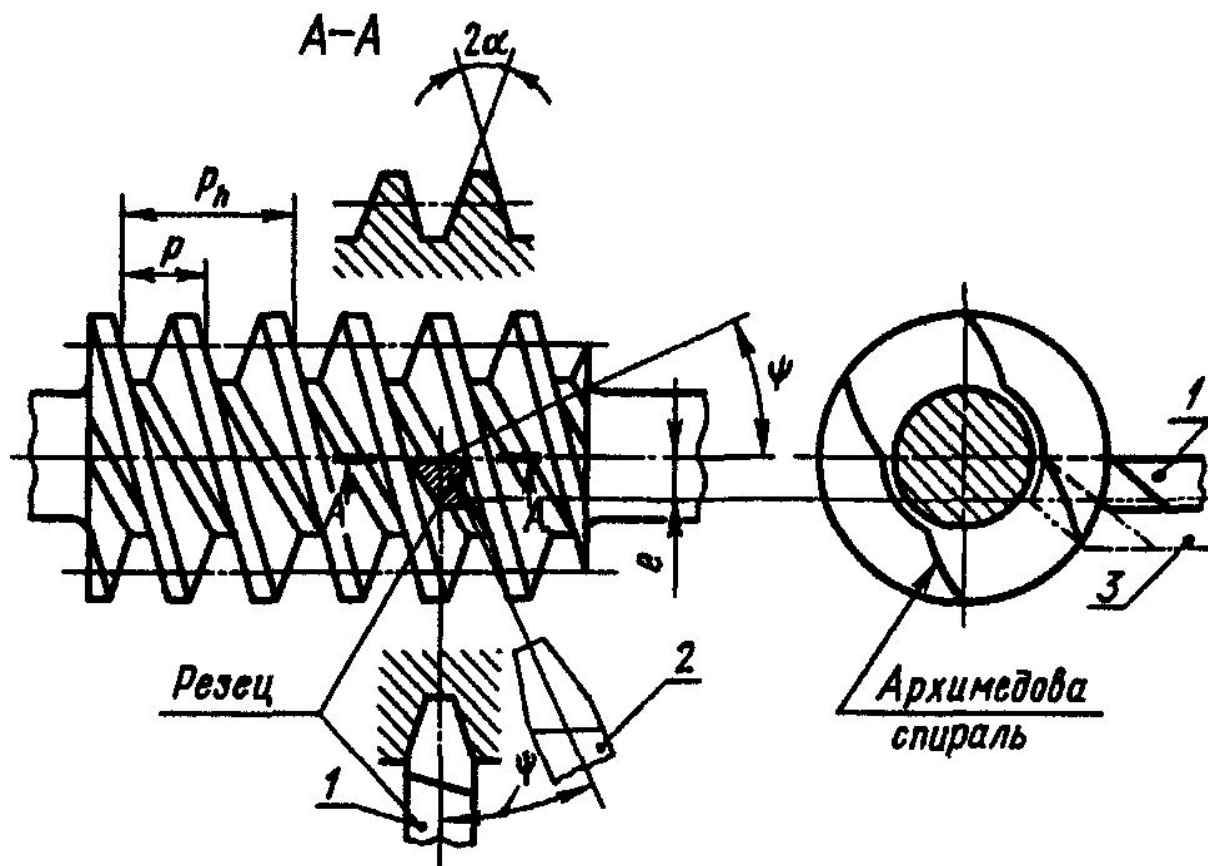
5.2. с *вертикальным* валом червячного колеса;

6. по форме боковой (рабочей) поверхности витка червяка (рис. 6.2) –

6.1. с архимедовым червяком (обозначается **ZA**), боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в продольном сечении;

6.2. с конволютным червяком (обозначается **ZN**), боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в нормальном к направлению витков сечении;

6.3. с эвольвентным червяком (обозначается **ZI**), боковая поверхность его витков в продольном сечении очерчена эвольвентой.



**Рис. 6.2. Установка резца при нарезании архимедовых (1), конволютных (2) и эвольвентных (3) червяков.**

Эвольвентный червяк эквивалентен цилиндрическому эвольвентному косозубому колесу с числом зубьев, равным числу заходов червяка. Форма боковой поверхности червяка мало влияет на работоспособность червячной передачи и, в основном, связана с выбранной технологией изготовления червяка (рис. 6.2).

## Геометрия, кинематика и динамика ЧП.

Геометрию, кинематику и динамику червячной передачи рассмотрим на примере передачи с архимедовым червяком.

Геометрические характеристики червячной передачи связаны между собой соотношениями, аналогичными соотношениям зубчатых передач.

Основным стандартизованным параметром червячной передачи является *модуль  $m$*  (измеряется в мм), осевой для червяка и окружной (торцовый) для червячного колеса. Поскольку делительный диаметр червяка невозможно связать с числом его заходов  $z_1$ , для определения делительного диаметра червяка вводится специальный *коэффициент диаметра червяка  $q$* , показывающий число модулей, укладываемых в делительный диаметр.

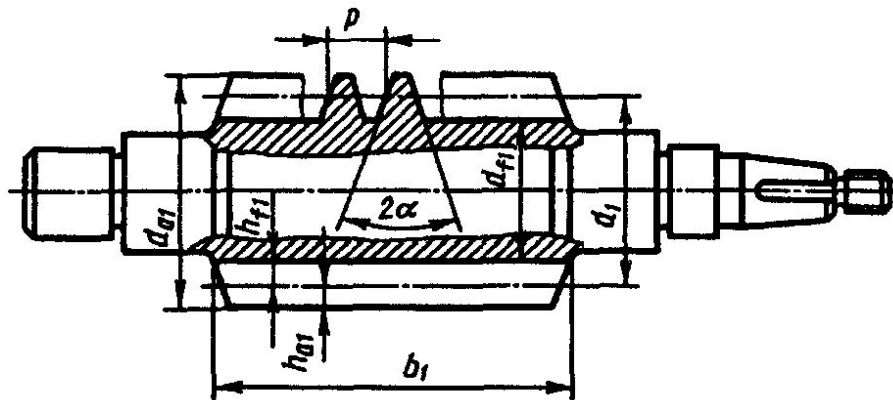


Рис. 6.3. Размеры цилиндрического червяка

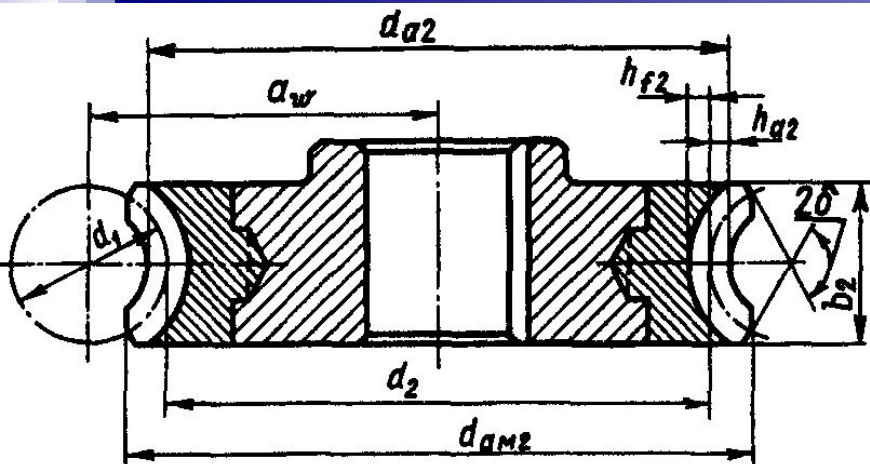


Рис. 6.4. Параметры венца червячного колеса

Свои особенности имеет и геометрия венца червячного колеса. В виду того, что образующая делительной поверхности венца червячного колеса (рис. 6.4) имеет дугообразную форму и, следовательно, в разных точках разное удаление от оси вращения колеса, все основные размерные показатели (делительный диаметр, высота зуба и др.) измеряются в срединной плоскости, проходящей через геометрическую ось червяка.

Модуль с делительными диаметрами червяка (рис. 6.3) и червячного колеса (рис. 6.4) связан соотношениями

$$d_1 = m \cdot q \quad (6.1)$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней нарезки червяка, называют расчетным шагом нарезки червяка. Расчетный шаг нарезки червяка связан с модулем червячного зацепления соотношением, аналогичным таковому для зубчатого зацепления:

$$p = \pi \cdot m \quad (6.2)$$

**Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней, принадлежащих общей винтовой линии нарезки червяка, называют ходом витка червяка. Из определения следует, что расчетный шаг  $p$  и ход витка  $p_z$  связаны соотношением**

$$p_z = p \cdot z_1 \quad (6.3)$$

**Высота головок витков червяка и зубьев червячного колеса также как и в зубчатом зацеплении равна модулю зацепления ( $h_{a1} = h_{a2} = m$ ), а высота их ножек с целью исключения возможности утыкания головки зуба в дно впадины, как и в конических передачах, на 20% больше модуля зацепления ( $h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$ ). Тогда диаметр вершин витков (внешний диаметр) червяка  $d_{a1}$  (рис. 6.3) и диаметр вершин зубьев червячного колеса  $d_{a2}$  (рис. 6.4) могут быть найдены по выражениям**

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = m \cdot (q + 2) & ; & \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot h_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = m \cdot (z_2 + 2) & \end{aligned} \quad (6.4)$$

**а диаметр впадин витков (внутренний диаметр) червяка  $d_{f1}$  (рис. 6.3) и диаметр впадин зубьев червячного колеса  $d_{f2}$  (рис. 6.4) – по выражениям**

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = m \cdot (q - 2,4) & \cdot & \\ d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot h_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = m \cdot (z_2 - 2,4) & \end{aligned} \quad (6.5)$$

**Измеренный в плоскости осевого сечения угол  $\alpha$  между касательной к боковой поверхности витков червяка и нормалью к оси его вращения для архимедовых червяков является величиной постоянной, стандартизован и равен  $20^\circ$  (угол заострения витка составляет  $40^\circ$ ).**

Для доведения межосевого расстояния передачи до стандартного значения используется смещение инструмента при изготовлении зубчатого венца червячного колеса. Положительным считается смещение инструмента в направлении от оси вращения колеса (положительное смещение увеличивает  $a_w$ , отрицательное – уменьшает) Отношение величины смещения инструмента к модулю нарезаемого колеса называют коэффициентом смещения (обозначается буквой  $x$ ). По условию неподрезания и незаострения зубьев коэффициент смещения выбирается в пределах  $-1 \leq x \leq +1$ .

Длина нарезанной части червяка  $b_1$  зависит от числа его заходов и величины смещения и для  $x \leq 0$  выбирается по эмпирической формуле

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m \quad ; \quad (6.6)$$

с округлением до ближайшего большего значения по ряду стандартных линейных размеров.

При положительном смещении ( $x > 0$ ) длину нарезанной части червяка следует уменьшить

$$b_1 = [(10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) - (70 + 60 \cdot x) / z_2] \cdot m \quad . \quad (6.7)$$

Отношение хода витка к длине начальной окружности червяка – есть величина тангенса угла подъёма  $\gamma$  винтовой линии нарезки червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q} \quad (6.8)$$

Максимальный диаметр  $d_{aM2}$  червячного колеса устанавливается в некоторой степени произвольно. Увеличение этого диаметра способствует увеличению площади контактной поверхности зубьев колеса и снижению контактных напряжений на этой поверхности, возникающих в процессе работы передачи. Чрезмерное его возрастание приводит к заострению периферийных участков зуба и исключению их из передачи рабочих нагрузок из-за повышенной гибкости. Поэтому максимальный диаметр зубьев червячного колеса  $d_{aM2}$  имеет ограничение сверху по соотношению

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} \quad (6.9)$$



Ширину зубчатого венца червячного колеса  $b_2$  выбирают по стандартному ряду размеров. При этом размер  $b_2$  должен удовлетворять соотношению

при числе витков червяка  $z_1 = 1$  и  $z_1 = 2$   $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$  (6.10)

а при числе витков червяка  $z_1 = 4$   $b_2 \leq 0,67 d_{a1}$  (6.11)

Условный угол охвата витков червяка зубьями червячного колеса  $2\delta$  (рис. 6.4). определяют по точкам пересечения боковых (торцовых) поверхностей червячного колеса с условной окружностью, диаметр которой равен

следовательно  $(d_{a1} - 0,5 \cdot m) = m \cdot (q + 1,5)$  (6.12)

Межосевое расстояние  $\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5 \cdot m)} = \frac{b_2}{m \cdot (q + 1,5)}$  (для несмещенной червячной передачи составляет

$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}$  (6.13)

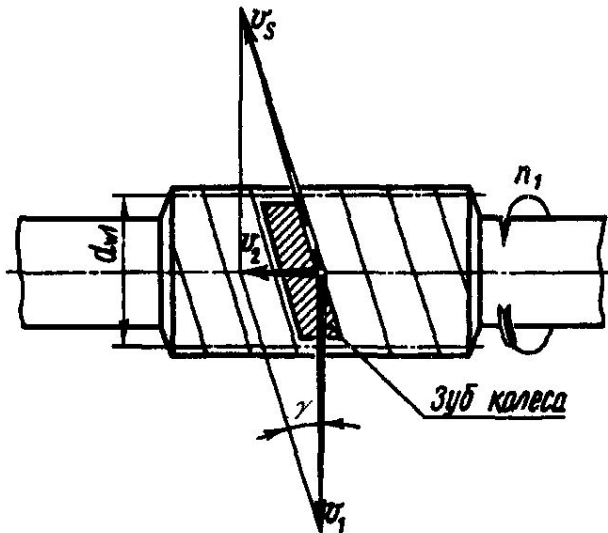
Для передачи, червячное колесо которой нарезалось со смещением инструмента, межосевое расстояние составит

$a = m \cdot [0,5 \cdot (q + z_2) + x]$  (6.14)

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости витков червяка  $v_1$  и зубьев червячного колеса  $v_2$  (рис. 6.5) различны как по величине, так и по направлению. Витки червяка при его вращении получают скорость  $v_1$ , направленную по касательной к его начальной окружности, а зубья червячного колеса движутся совместно с винтовой линией параллельно оси червяка со скоростью  $v_2$ . За один оборот червяка червячное колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Эти простые наблюдения позволяют записать следующую зависимость для вычисления передаточного числа червячной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.15)$$

Геометрическая сумма скоростей  $v_1$  и  $v_2$  равна скорости относительного движения витков червяка по отношению к зубьям колеса. План скоростей, построенный для зацепления, позволяет записать следующие зависимости



$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad \frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \gamma \quad (6.16)$$

Таким образом, скорость скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса является наибольшей по сравнению с тангенциальными скоростями движения витков червяка и зубьев червячного колеса.

Рис. 6.5. Схема скоростей в червячной передаче

Коэффициент полезного действия  $\eta_3$  червячного зацепления можно вычислить как КПД винтовой кинематической пары:

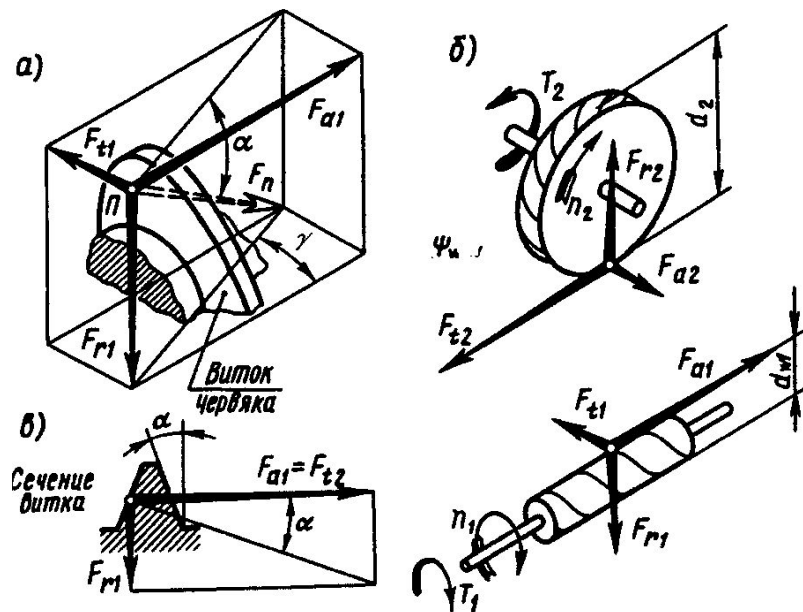
при ведущем червяке 
$$\eta_3 = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho)} \quad ; \quad (6.17)$$

а при ведущем червячном колесе 
$$\eta_{30} = \frac{tg(\gamma - \rho)}{tg\gamma} \quad ; \quad (6.18)$$

где  $\gamma$  - угол трения в червячной кинематической паре, а  $f$  коэффициент трения для материалов витков червяка и зубьев червячного колеса.  
 $\rho = arctg(f)$

При  $\gamma \leq \rho$   $\eta_{30} = 0$  передача движения от червячного колеса к червяку становится невозможной – происходит самоторможение. Свойство самоторможения обратного движения широко используется в лебёдках и грузоподъёмных механизмах. Однако необходимо отметить, что у таких самотормозящихся механизмов и в прямом направлении передачи движения КПД невелик.

В червячной передаче сила  $F_n$ , действующая со стороны червяка, воспринимается, как правило, не одним, а несколькими зубьями колеса. Однако, также как и в зубчатых передачах, при выполнении расчетов эту силу принято располагать в полюсе зацепления (рис. 6.6, а). Эту силу не трудно разложить по правилу параллелограмма на три взаимно перпендикулярных составляющих  $F_{t1}$ ,  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$ . Далее, согласно третьему закону Ньютона устанавливаем, что (рис. 6.6, б)  $F_{t2} = F_{a1}$ ,  $F_{a2} = F_{t1}$  и  $F_{r2} = F_{r1}$ .



$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u \cdot \eta \cdot d_1}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Рис. 6.6. Силы в червячной передаче

# Материалы и изготовление ЧП.

*Витки червяка и зубчатый венец червячного колеса должны иметь достаточную прочность и составлять антифрикционную пару, обладающую высокой износостойкостью и сопротивляемостью заеданию в условиях больших скоростей скольжения при значительных нормальных силах между контактирующими поверхностями.*

Для изготовления червяков применяют стали:

1. Качественные среднеуглеродистые марок 40, 45, 50. Из них изготавливают малоответственные червяки. Заготовку перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке ( $HRC_3 \leq 36$ ). Червяк точат на токарном станке с последующей ручной или механической шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей витков.

2. Среднеуглеродистые легированные марок 40X, 45X, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА для изготовления червяков ответственных передач. После предварительной обработки на токарном станке деталь подвергают улучшающей термообработке ( $HRC_3 \leq 45$ ). После термообработки рабочие поверхности витков шлифуют на специальных червячно-шлифовальных станках или непосредственно на токарном станке.

3. Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20X, 12ХН3А, 25ХГТ, 38ХМЮА для червяков высоконагруженных передач, работающих в реверсивном режиме. Деталь, изготовленная с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.), после чего закаливается до высокой поверхностной твердости ( $HRC_3 55...65$ ). Рабочая поверхность витков червяка шлифуется и полируется (иногда шевингуется).

Зубчатые венцы червячных колёс выполняют обычно литьём из чугуна или бронзы.


Чугунный венец применяется в *низкоскоростных* открытых и закрытых передачах ( $v_s \leq 2$  м/с) (серые чугуны СЧ15, СЧ20; ковкие чугуны КЧ15, КЧ20) и может отливаться за одно целое с ободом червячного колеса при отливке последнего.

Для *средних скоростей скольжения* ( $2 < v_s \leq 5$  м/с) зубчатые венцы червячных колёс изготавливают из безоловянистых железоалюминиевых литейных бронз (Бр А9Ж3Л, Бр А10Ж4Н4Л) и латуни. Эти бронзы при высокой механической прочности обладают пониженными антизадирными свойствами, и их применяют в паре с червяками, имеющими шлифованную и полированную рабочую поверхность витков высокой твердости ( $HRC_3 \geq 45$ ).

Для передач с *высокой скоростью скольжения* ( $5 < v_s \leq 25$  м/с) венцы червячных колёс изготавливают из оловянистых бронз (Бр О10Ф1, Бр О10Н1Ф1), обладающих в сравнении с безоловянистыми пониженной прочностью, но лучшими антизадирными свойствами.

Заготовки для бронзовых венцов червячных колёс отливают в землю, в кокиль (металлическую форму) или центробежным литьём. Отливки, полученные центробежным литьём, имеют наилучшие прочностные характеристики.

Заготовка для нарезания зубчатого венца может быть отлита непосредственно на ободу червячного колеса, либо в виде отдельной детали, тогда венец выполняется насадным с закреплением его как от возможности проворота, так и от продольного смещения.



**В настоящей лекции представлены начальные сведения по конструкции, кинематике и динамике червячных передач, названы основные материалы, используемые для изготовления червяков и зубчатых венцов червячных колес, а также некоторые технологические сведения. Вопросы, связанные с проектным и проверочным расчетом червячных передач рассмотрим в следующей лекции.**

**Лекция окончена.  
Спасибо за внимание**

**ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.  
ЛЕКЦИЯ № 7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ЧП) (ПРОДОЛЖЕНИЕ).**

**Вопросы, изложенные в лекции:**

- 1. Критерии работоспособности и допускаемые напряжения в ЧП.**
- 2. Прочностной и тепловой расчет ЧП.**

**Учебная литература:**

**Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 130-136.**

**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. 206-230.**

**Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. I часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 120-135.**



Критерии работоспособности и допускаемые напряжения ЧП.

В червячном зацеплении наиболее слабый элемент это зуб червячного колеса. Для него возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: изнашивание и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, заедание и поломка зубьев. В червячных передачах чаще возникает износ и заедание. При мягком материале зубчатого венца колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в виде «намазывания» материала венца на червяк, но в этом случае передача может работать ещё достаточно долго (постепенный отказ). Если же материал венца червячного колеса более твердый (чугун, алюминиево-железистые бронзы), заедание переходит в задир поверхности и провоцирует быстрое разрушение зубьев. *Повышенный износ и заедание червячных передач обусловлены большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса (скольжение вдоль линии контакта на поверхности зуба).* Поэтому выбор материала для венца червячного колеса имеет важнейшее значение, и он зависит от скорости скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

С целью выбора материала для изготовления зубчатого венца червячного колеса предварительно *ожидаемую* скорость скольжения  $v_s$  определяют по эмпирическому выражению

$$v_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} \quad , \quad (7.1)$$

где  $v_s$  – скорость скольжения, м/с;  $n_1$  – частота вращения червяка, мин<sup>-1</sup>;  $T_2$  – момент сопротивления на червячном колесе, Н·м.

Далее материал зубчатого венца червячного колеса выбирают в зависимости от скорости скольжения  $v_s$  (таблица 7.1.)

### 7.1. Механические показатели материалов венцов червячных колёс

Группа материалов	Марка материала	Способ отливки	$\sigma_T$	$\sigma_B$	$\sigma_{BH}$	Скорость скольжения, м/с
			Н/мм <sup>2</sup> (МПа)			
I	БрО10Н1Ф1	Центробежный	195	285	–	>5
	БрО10Ф1	В кокиль	165	245	–	
		В песок	132	215	–	
II	БрА9Ж3Л	Центробежный	200	500	–	2...5
		В кокиль	195	490	–	
		В песок	195	395	–	
III	СЧ15	В песок	–	–	320	<2

После этого определяют циклическую долговечность передачи

$$N_H = N_F = N_\Sigma = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (7.2)$$

где  $n_2$  – частота вращения червячного колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ,  $L_h$  – ресурс работы передачи, час (при 300 рабочих днях в году и односменной восьмичасовой работе годовой ресурс составит  $300 \cdot 8 = 2400$  часов).

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз (группа I) вычисляют из условия обеспечения контактной выносливости материала:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H0} \cdot Z_N \cdot C_V, \quad (7.3)$$

где  $\sigma_{H0}$  – предел контактной выносливости рабочей поверхности зубьев, соответствующий числу циклов нагружения, равному  $10^7$ . Обычно принимают

$\sigma_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$ , где  $\sigma_B$  – предел прочности материала зубчатого венца червячного колеса для разных материалов представлен в табл. 7.1.  $Z_N$  – коэффициент долговечности, вычисляемый по соотношению

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_H} \leq 1,15. \quad (7.4)$$

Если по расчету циклическая долговечность передачи  $N_H = N_\Sigma \geq 25 \cdot 10^7$ , то в зависимость (7.4) следует подставить  $25 \cdot 10^7$ , что дает  $Z_N \approx 0,67$ .

$C_V$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев червячного колеса в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ , при  $v_s \leq 3$   $C_V$  принимают равным 1,11, при  $v_s \geq 8$   $C_V$  принимают равным 0,8, а в интервале  $3 < v_s < 8$  он может быть определен по эмпирической зависимости

$$C_V = 1,46 - \frac{v_s}{7,29} \cdot \left( 1 - \frac{v_s}{20,2} \right) \quad . \quad (7.5)$$

Допускаемые контактные напряжения для безоловянистых бронз (группа II) вычисляют из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (250...300) - 25 \cdot v_s \quad . \quad (7.6)$$

Допускаемые контактные напряжения для чугуна (группа III) определяют также из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (175...200) - 35 \cdot v_s \quad . \quad (7.7)$$

В выражениях (7.3), (7.6) и (7.7)  $[\sigma]_H$  – в Н/мм<sup>2</sup> (МПа),  $v_s$  – в м/с, а большие значения  $[\sigma]_H$  принимают для червяков с твердостью рабочей поверхности витков  $\geq 45$  HRCэ.

После выбора материалов для элементов зубчато-винтового зацепления и определения допускаемых напряжений приступают к прочностному расчету передачи. А допускаемые напряжения изгиба зубьев определяют на стадии проверочного расчета с учетом конкретных параметров передачи.

## Прочностной и тепловой расчет ЧП.

Прочностной расчет червячной передачи включает два основных этапа:

- 1) проектный расчет, цель которого определение основных геометрических, кинематических и силовых параметров передачи, и
- 2) проверочный расчет, проводимый для проверки сохранения работоспособности передачи в течение заданного срока работы.

Проектный расчет выполняется по контактным напряжениям, а в основу вывода расчетных формул положены те же исходные зависимости и допущения, что и при расчете зубчатых передач (формула Герца для контакта двух упругих криволинейных поверхностей).

При проектном расчете передачи, предварительно задавшись величиной коэффициента расчетной нагрузки  $K_H = 1,1 \dots 1,4$  (меньшие значения для передачи с постоянной нагрузкой, большие – для высокоскоростных передач и переменной нагрузки), определяют межосевое расстояние передачи

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2}} \quad (7.8)$$

Полученное значение межосевого расстояния  $a_w$  для стандартного редуктора следует округлить до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-93; табл. 7.2), для нестандартной червячной передачи – до ближайшего значения по ряду Ra40 нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69)

В зависимости от необходимого передаточного числа  $u_n$  назначают число витков (число заходов) червяка  $z_1$  :

при  $u \leq 14$   $z_1 = 4$ ; при  $14 < u \leq 30$   $z_1 = 2$ ; при  $30 < u$   $z_1 = 1$

По выбранному числу заходов червяка  $z_1$  и необходимому передаточному числу  $u_n$  вычисляют число зубьев червячного колеса

$$z_2 = u_n \cdot z_1 \quad , \quad (7.8)$$

и полученное значение  $z_2$  округляют до ближайшего целого числа.

По принятым  $z_1$  и  $z_2$  уточняют фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 \quad , \quad (7.9)$$

которое может отличаться от необходимого не более чем на 4%.

С целью обеспечения достаточной жесткости червяка определяем минимально допустимое значение коэффициента его диаметра

$$q \geq 0,212 z_2 \quad . \quad (7.10)$$

В качестве фактического значения коэффициента диаметра червяка  $q$  принимаем ближайшую большую стандартную величину (табл 7.3).

Таблица 7.3

Сочетание модулей  $m$  и коэффициентов диаметра червяка  $q$  (ГОСТ 2144-93)

$m$	$q$	$m$	$q$
2,00	8,0		8,0
2,50	10,0	8,00	10,0
3,15	12,5	10,00	12,5
4,00	16,0	12,5	16,0
5,00	20,0		20,0
6,30	8,0	16,00	8,0
	10,0		10,0
	12,5		12,5
	14,0		16,0
	16,0	20,00	8,0
	20,0		10,0

Примечание: Допустимо любое сочетание  $m$  и  $q$  из клеток, соседствующих по горизонтали.

При проектном расчете межосевого расстояния передачи предварительно задают значение коэффициента расчетной нагрузки  $K_H$ . При постоянном режиме нагружения  $K_H = 1$ . При переменной и реверсивной нагрузке его величину можно определить для разных значений  $z_1$  и  $u_\phi$  по эмпирической формуле

$$K_H = A \cdot \exp(B / u_\phi) \quad , \quad (7.11)$$

Таблица 7.4

Коэффициенты для (7.11)

Число заходов червяка $z_1$	Коэффициенты	
	$A$	$B$
<b>1</b>	<b>0,9662</b>	<b>2,5727</b>
<b>2</b>	<b>0,9390</b>	<b>2,5221</b>
<b>4</b>	<b>0,9419</b>	<b>1,6737</b>

Далее определяют межосевое расстояние  $a_w$  (мм) передачи

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2}} \quad ; \quad (7.12)$$



где  $T_2$  – в Нм;  $[\sigma]_H$  – в МПа.

Полученное значение межосевого расстояния  $a_w$  следует округлить до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-93), иногда допускается для нестандартной червячной передачи округление до ближайшего значения по ряду *Ra40* нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69).

Модуль зацепления вычисляют по зависимости

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2} \quad (7.13)$$

Полученное значение округляют до ближайшей стандартной величины модуля  $m$  (табл. 7.3). По известному значению модуля  $m$ , межосевого расстояния  $a_w$ , коэффициента диаметра червяка  $q$  и числа зубьев колеса  $z_2$  определяют необходимую величину коэффициента смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) \quad (7.14)$$

Если полученный коэффициент смещения  $x$  по абсолютной величине превышает 1, то необходимо изменить  $a_w$ ,  $m$ ,  $z_2$  или  $q$  и повторить расчет для новых значений, добиваясь, чтобы  $-1 \leq x \leq 1$ .

***В передаче, изготовленной со смещением инструмента, делительный и начальный диаметры червяка не совпадают***

$$d_{1w} = d_1 + 2 \cdot m \cdot x = m \cdot (q + 2 \cdot x) \quad . \quad (7.15)$$

**По принятым параметрам  $m$ ,  $q$ ,  $z_1$  и  $z_2$  вычисляют все геометрические параметры передачи по представленным ранее формулам. Результаты проектного расчёта собирают в итоговую таблицу, в одном столбце которой представлены геометрические параметры передачи, в другом – их значение: линейных размеров в мм; угловых в десятичных градусах с не менее чем шестью знаками после запятой, либо в градусах, минутах и секундах.**

**На этом проектная часть прочностного расчета заканчивается (геометрические параметры передачи установлены) и начинается проверочный расчет. В процессе проверочного расчета зубья червячного колеса проверяются на контактную выносливость и на прочность при изгибе. Кроме того, выполняется проверка передачи на сохранение температурного режима при продолжительной работе.**

Фактическая скорость скольжения вычисляется по формуле

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot \cos \gamma} \quad (7.27)$$

По полученной скорости скольжения  $v_s$  и выбранной степени точности передачи назначается коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv}$ , а по числу витков червяка и коэффициенту его диаметра назначают коэффициент деформации червяка  $K_f$  (Коэффициенты выбирают по таблицам справочной литературы).

Далее в зависимости от продолжительности работы передачи в течение суток и условий её работы определяют коэффициент режима работы передачи  $K_p$ .

Определяют величину коэффициента концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  из выражения

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{K_f} \right)^3 \cdot (1 - K_p) \quad (7.28)$$

или

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2 \cdot z_1^{0,321}}{194 \cdot \ln(q / 5,57)} \right)^3 \cdot (1 - K_p) \quad (7.28a)$$

зная коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  и коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv}$ , можно вычислить коэффициент расчетной нагрузки  $K_H$

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \quad , \quad (7.29)$$

Проверку передачи на выносливость выполняют по формуле

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_1}} \leq [\sigma]_H \quad . \quad (7.30)$$

Если условие (7.30) не удовлетворяется, необходимо увеличить межосевое расстояние  $a_w$  и произвести перерасчет передачи. Если же действующие напряжения  $\sigma_H$  меньше допускаемых более чем на 20%, необходимо уменьшить межосевое расстояние передачи с последующим перерасчетом параметров передачи.

По реальной скорости скольжения  $v_s$  (м/с) в передаче определяют коэффициент  $f$  и угол трения  $\rho$

$$f = 10^{-2} \cdot [A + B / (v_s + C)] \quad , \quad (7.31)$$

$$\rho = \arctg(f)$$

где коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  для разных групп материалов представлены в таблице 7.9.

## 7.9. Значения коэффициентов формулы (7.31)

Группа материалов	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
I (бронзы оловянистые)	1,04	6,40	0,8429
II (бронзы безоловянистые)	1,64	7,60	0,9534
III (чугуны)			

После этого имеется возможность уточнить КПД передачи. Принимая КПД одной подшипниковой пары равным 0,98, для передачи в целом имеем

$$\eta = 0,96 \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho)} \quad . \quad (7.32)$$

По реальному КПД уточняют вращающий момент на червяке

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta} \quad (7.33)$$

и вычисляют нагрузки в зацеплении

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2 \quad . \quad (7.34)$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot tg\alpha$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2T_1 / d_1$$

Допускаемые напряжения изгиба для материала венца червячного колеса составляют:

для всех бронз -при нереверсивной (односторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} ; \quad (7.35)$$

-при реверсивной (двухсторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,16\sigma_B) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} ; \quad (7.36)$$

для чугунных венцов

при нереверсивной (односторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,12\sigma_{БИ}) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} ; \quad (7.37)$$

при реверсивной (двухсторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,075\sigma_{БИ}) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} ; \quad (7.38)$$

где  $\sigma_T$ ,  $\sigma_B$  и  $\sigma_{БИ}$  – предел текучести, предел прочности и предел прочности при изгибе материала, для которого вычисляются допускаемые напряжения.

Определяют число зубьев эквивалентного прямозубого колеса по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} , \quad (7.39)$$

Используя которое, коэффициент формы зуба  $Y_{F2}$  можно вычислить по эмпирической зависимости

$$Y_{F2} = 1,186 \cdot \exp(11,12 / z_{v2}) \quad (7.40)$$

Проверку прочности зубьев червячного колеса на изгиб выполняют по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K_H}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma]_F \quad (7.41)$$

Если в результате расчета условие (7.41) не удовлетворяется, то прочность зуба на изгиб можно повысить за счёт увеличения модуля с последующим пересчетом всех геометрических параметров передачи, либо заменой материала венца червячного колеса на другой с более высокими механическими характеристиками.

Высокое тепловыделение в червячной передаче, обусловленное её относительно малым КПД, требует принятия специальных мер для поддержания нормальной рабочей температуры деталей передачи. Допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора обычно не должна превышать 70...90°C.



Тепловой расчет червячной передаче базируется на соотношении

$$Q_{\text{выд}} \leq Q_{\text{отд}} \quad (7.42)$$

где  $Q_{\text{выд}}$  – тепловая мощность, выделяемая при работе передачи,

$Q_{\text{отд}}$  – тепловая мощность, которую способно рассеять в окружающую среду охлаждающее устройство. Эти мощности могут быть вычислены по формулам

$$\begin{aligned} Q_{\text{выд}} &= (1 - \eta) \cdot P_1 \\ Q_{\text{отд}} &= A_{\text{охл}} \cdot K_T \cdot (t_M - t_o) \end{aligned} \quad , \quad (7.43)$$

где  $P_1$  – мощность, подводимая к червяку передачи,  $A_{\text{охл}}$  – площадь, омываемая охлаждающим агентом (воздух, охлаждающая вода),  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи охлаждаемой поверхности,  $t_M$  и  $t_o$  – температура масла в корпусе передачи и охлаждающего агента, соответственно.

При охлаждении потоком воздуха с целью увеличения площади охлаждаемой поверхности её ребрают, причем **рёбра должны быть направлены по ходу потока охлаждающего воздуха.**

При конвективном охлаждении свободным воздухом коэффициент теплоотдачи  $K_T = 8...17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$ , при вентиляторном охлаждении (вентилятор обычно закрепляют на свободном конце вала-червяка) –  $K_T = 20...28 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$ , при водяном охлаждении –  $K_T = 70...100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$



Лекция окончена.  
Успехов в учебе!

# ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ЛЕКЦИЯ № 2. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

**Вопросы, изложенные в лекции:**

## **1. Ременные передачи.**

**Учебная литература:**

**Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 33-56.**

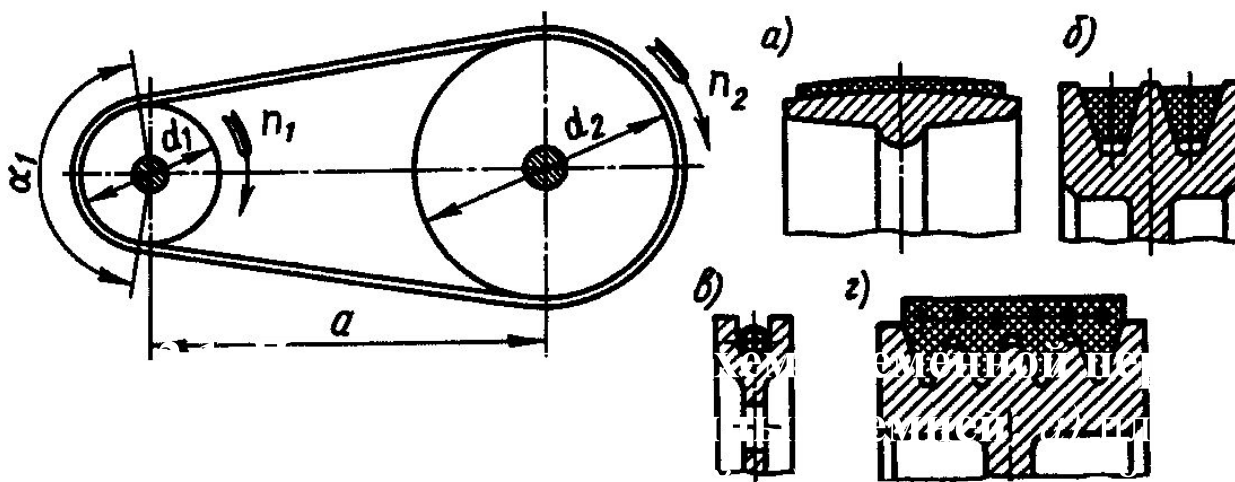
**Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 87-100; 241-264.**

**Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. II часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 64-87.**

# Ременные передачи.

Определение:

Ременная передача – это механизм, предназначенный для передачи вращательного движения посредством фрикционного взаимодействия или зубчатого зацепления замкнутой гибкой связи – ремня с жесткими звеньями – шкивами, закрепленными на входном и выходном валах механизма.



## **Достоинства ременных передач:**

- 1. Простота конструкции и низкая стоимость.**
- 2. Возможность передачи движения на достаточно большие расстояния (до 15 м).**
- 3. Возможность работы с большими скоростями вращения шкивов.**
- 4. Плавность и малозумность работы.**
- 5. Смягчение крутильных вибраций и толчков за счет упругой податливости ремня.**
- 6. Предохранение механизмов от перегрузки за счет буксования ремня при чрезмерных нагрузках.**

## **Недостатки ременных передач:**

- 1. Относительно большие габариты.**
- 2. Малая долговечность ремней.**
- 3. Большие поперечные нагрузки, передаваемые на валы и их подшипники.**
- 4. Непостоянство передаточного числа за счет проскальзывания ремня.**
- 5. Высокая чувствительность передачи к попаданию жидкостей (воды, топлива, масла) на поверхности трения.**

## **Классификация ременных передач (2 слайда):**

### **1. По форме поперечного сечения ремня:**

**1.1 плоскоремные (поперечное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис. 2.1.а);**

**1.2 клиноремные (поперечное сечение ремня в форме трапеции рис. 2.1.б);**

**1.3 поликлиноремные (наружная поверхность ремня плоская, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, в поперечном сечении имеющими форму трапеции, рис. 2.1.г);**

**1.4 круглоремные (поперечное сечение ремня имеет форму круга, рис. 2.1.в);**

**1.5 зубчаторемная (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов).**

### **2. По взаимному расположению валов и ремня:**

**2.1 открытая передача – передача с параллельными геометрическими осями валов и ремнем, охватывающим шкивы в одном направлении (шкивы вращаются в одном направлении);**

**2.2 перекрестная передача – передача с параллельными валами и ремнем, охватывающим шкивы в противоположных направлениях (шкивы вращаются во встречных направлениях);**

**2.3 полуперекрестная передача – оси валов которой перекрещиваются под некоторым углом (чаще всего  $90^\circ$ ).**

**3. По числу и виду шкивов, применяемых в передаче:**

**3.1 с одношкивными валами;**

**3.2 с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой;**

**3.3 с валами, несущими ступенчатые шкивы для изменения передаточного числа (для ступенчатой регулировки скорости ведомого вала).**

**4. По количеству валов, охватываемых одним ремнем:**

**двухвальная,**

**трех-,**

**четырёх- и**

**многовальная передача.**

**5. По наличию вспомогательных роликов:**

**без вспомогательных роликов,**

**с натяжными роликами;**

**с направляющими роликами.**

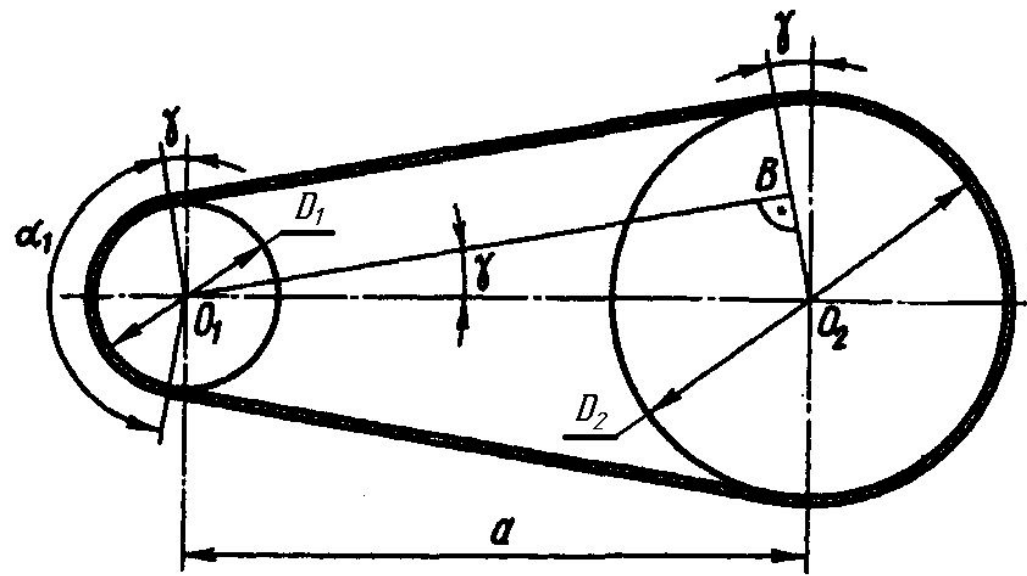


Рис. 2.2. Геометрия открытой ременной передачи.

Геометрические соотношения в ременной передаче рассмотрим на примере открытой плоскоремной передачи (рис. 2.2). Межосевое расстояние  $a$  – это расстояние между геометрическими осями валов, на которых установлены шкивы с диаметрами  $D_1$  (он, как правило, является ведущим) и  $D_2$  (ведомый шкив).

При расчетах клиноременных передач для ведущего и ведомого шкивов используются расчетные диаметры  $d_{p1}$  и  $d_{p2}$ . Угол между ветвями охватывающего шкивы ремня -  $2\gamma$ , а угол охвата ремнем малого (ведущего) шкива (угол, на котором ремень касается поверхности шкива)  $\alpha_1$ . Как видно из чертежа (рис. 2.2) половинный угол между ветвями составит

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}\right)$$



а так как этот угол обычно невелик, то во многих расчетах допустимым является приближение  $\gamma \approx \sin\gamma$ , то есть

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a} \quad (2.13)$$

Используя это допущение, угол охвата ремнем малого шкива можно представить в следующем виде

$$\alpha = \pi - 2 \cdot \gamma \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (2.14)$$

в радианной мере, или

$$\alpha = 180 \cdot \left( 1 - \frac{D_2 - D_1}{\pi \cdot a} \right) \quad (2.15)$$

в градусах.

Длину ремня при известных названных выше параметрах передачи можно подсчитать по формуле

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.16)$$

Однако, весьма часто ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца известной (стандартной) длины. В этом случае возникает необходимость уточнять межосевое расстояние по заданной длине ремня

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} \quad (2.17)$$

С целью обеспечения стабильности работы передачи обычно принимают

для плоского ремня –

$$a \geq 2 \cdot (D_2 + D_1)$$

а для клинового –

где  $h_r$  – высота поперечного сечения ремня (толщина ремня).

В процессе работы передачи ремень обегает ведущий и ведомый шкивы.

Долговечность ремня в заданных условиях его работы характеризует отношение  $V_p / L_p$  (в системе СИ его размерность – с<sup>-1</sup>), чем больше величина этого отношения, тем ниже при прочих равных условиях долговечность ремня. Обычно принимают

для плоских ремней –  $V_p / L_p = (3 \dots 5) \text{ с}^{-1}$ ,

для клиновых –  $V_p / L_p = (20 \dots 30) \text{ с}^{-1}$ .

Силловые соотношения в ременной передаче. В ременной передаче силы нормального давления между поверхностями трения можно создать только за счет предварительного натяжения ремня. При неработающей передаче силы натяжения обеих ветвей будут одинаковыми (обозначим их  $F_0$ , как на рис 2.3,а). В процессе работы

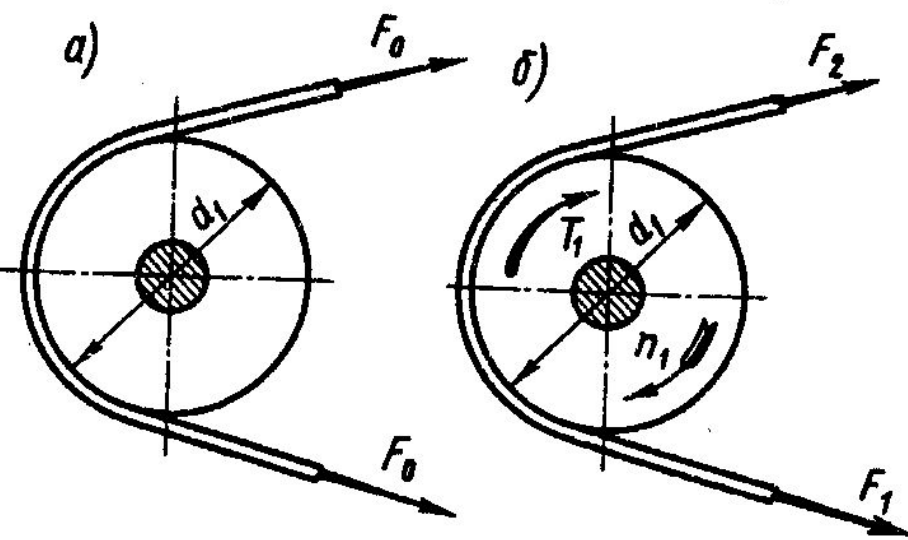


Рис. 2.3. Силы в ременной передаче.

передачи за счет трения ведущего шкива о ремень набегающая на этот шкив ветвь ремня получает дополнительное натяжение (сила  $F_1$ ), а, сбегая с ведущего шкива, ветвь ремня несколько ослабляется (сила  $F_2$ , рис. 2.3,б).

Окружное усилие, передающее рабочую нагрузку  $F_t = F_1 - F_2$ , но, как для передачи вращения

$$F_t = 2T_2/D \text{ (см. (2.8)),}$$

а для поступательно движущихся ветвей ремня  $F_t = P / V_p$ , где  $P$  – мощность передачи, а  $V_p$  – средняя скорость движения ремня. Суммарное натяжение ветвей ремня остается неизменным, как в работающей, так и в неработающей передаче, то есть  $F_1 + F_2 = 2F_0$ .

Для ремня, охватывающего шкив, по формуле Эйлера  $F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha}$ , где  $e$  – основание натурального логарифма ( $e \approx 2,7183$ ),  $f$  – коэффициент трения покоя (коэффициент сцепления) между материалами ремня и шкива,  $\alpha$  – угол охвата ремнем шкива. Тогда,

$$F_0 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1 \cdot D_1} \cdot \frac{e^{f \cdot \alpha} + 1}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \quad (2.19)$$

где индексы «1» указывают на параметры, относящиеся к ведущему шкиву передачи.

Отношение разности сил натяжения в ветвях ремня работающей передачи к сумме этих сил называется коэффициентом тяги ( $\varphi$ ).

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} \quad (2.21)$$

Оптимальная величина коэффициента тяги:

$$\varphi_0 = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1} \quad (2.22)$$

Оптимальная величина коэффициента тяги зависит только лишь от конструктивных параметров передачи и качества фрикционной пары материалов ремня и шкива.

**Кинематика ременной передачи. Удлинение каждого отдельно взятого элемента ремня меняется в зависимости от того, на какую его ветвь этот элемент в данный момент времени попадает (поскольку  $F_1 > F_2$ ). Изменение длины этой элементарной части ремня может происходить только в процессе ее движения по шкивам. При этом, проходя по ведущему шкиву (при переходе с ведущей ветви на свободную), эта элементарная часть укорачивается, а при движении по ведомому шкиву (переходя со свободной ветви ремня на его ведущую ветвь) – удлиняется. Изменение длины части ремня, соприкасающейся с поверхностью шкива, возможно только с её частичным проскальзыванием. Следовательно:**

**1) работа ременной передачи без скольжения ремня по рабочей поверхности шкивов невозможна.;**

**2) скорости движения ведущей и свободной ветвей ремня различны, а следовательно, различны и скорости рабочих поверхностей ведущего и ведомого шкивов.**

**Окружная скорость рабочей поверхности ведущего шкива больше окружной скорости на поверхности ведомого шкива ( $V_1 > V_2$ ).**

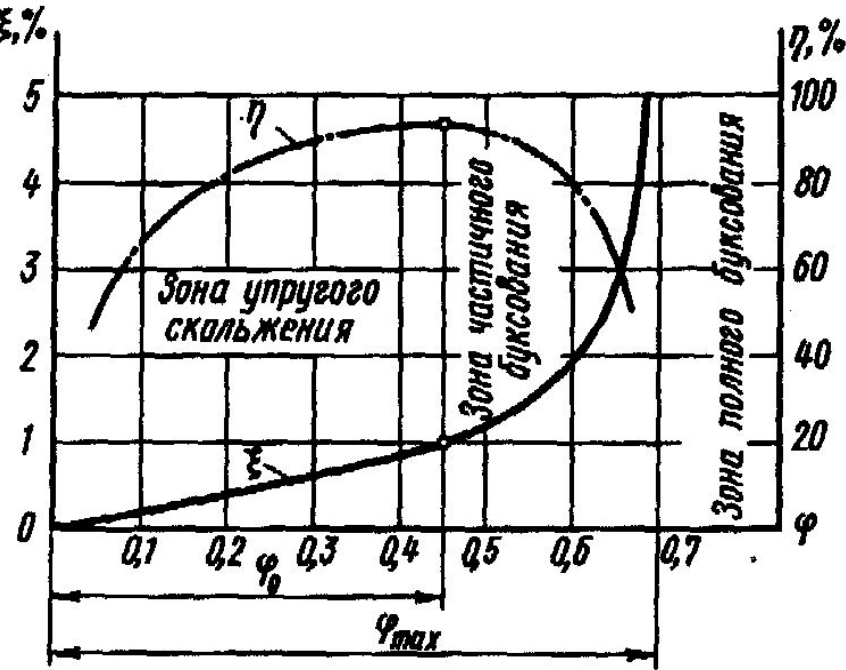
**Отношение разности между окружными скоростями на рабочей поверхности ведущего и ведомого шкивов к скорости ведущего шкива называют коэффициентом скольжения передачи ( $\xi$ ).**

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1} \quad (2.23)$$

где индекс «1» соответствует ведущему, а индекс «2» – ведомому шкивам. Передаточное число ременной передачи, представленное через ее конструктивные параметры:

$$u = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} \tag{2.24}$$

Тяговая способность и долговечность ремня являются основными критериями работоспособности ременной передачи. Ее проектный расчет обычно выполняется по тяговой способности, а расчет долговечности при этом является проверочным.



Поведение ременной передачи характеризует график рис. 2.4. На нем выявляются 3 зоны:

- 1 зона упругого скольжения ( $0 \leq \phi \leq \phi_0$ ;  $\xi$  меняется линейно);
- 2 зона частичного буксования ( $\phi_0 \leq \phi \leq \phi_{max}$ ,  $\xi$  быстро нарастает);
- 3 зона полного буксования ( $\phi > \phi_{max}$  скольжение полное).

Рис. 2.4. Кривые скольжения и КПД.

Напряжения в ремне. В ремне возникают напряжения от действия рабочей нагрузки, от изгиба вокруг шкива, от действия центробежных сил при сбегании шкива.

Напряжения растяжения от рабочей нагрузки

$$\sigma_p = \frac{60 \cdot P}{\pi \cdot n_1 \cdot D_1 \cdot A_p} \cdot \frac{1}{1 - e^{-f \cdot \alpha}} ; \quad (2.25)$$

напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot E \cdot y_0}{D_1} ; \quad (2.26)$$

напряжения от действия центробежных сил

$$\sigma_{ц} = \rho \cdot V_p^2 ; \quad (2.29)$$

где  $\rho$  – средняя плотность материала ремня, а  $V_p$  – средняя скорость движения ремня, оббегающего шкив.

На внешней стороне ремня все три вида названных напряжений являются растягивающими и потому суммируются. Таким образом, максимальные растягивающие напряжения в ремне

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u + \sigma_{ц} . \quad (2.31)$$

Особенности конструкции, работы и расчета клиноременных и поликлиноременных передач. Клиновые ремни имеют трапециевидное поперечное сечение, а поликлиновые – выполненную в форме клина рабочую часть (рис. 2.5). Угол клина для обоих видов ремней одинаков и составляет  $40^\circ$ . На шкивах такой передачи выполняются канавки, соответствующие сечению рабочей части ремня и называемые ручьями. Профили ремней и ручьев шкивов контактируют только по боковым (рабочим) поверхностям (рис. 2.6).

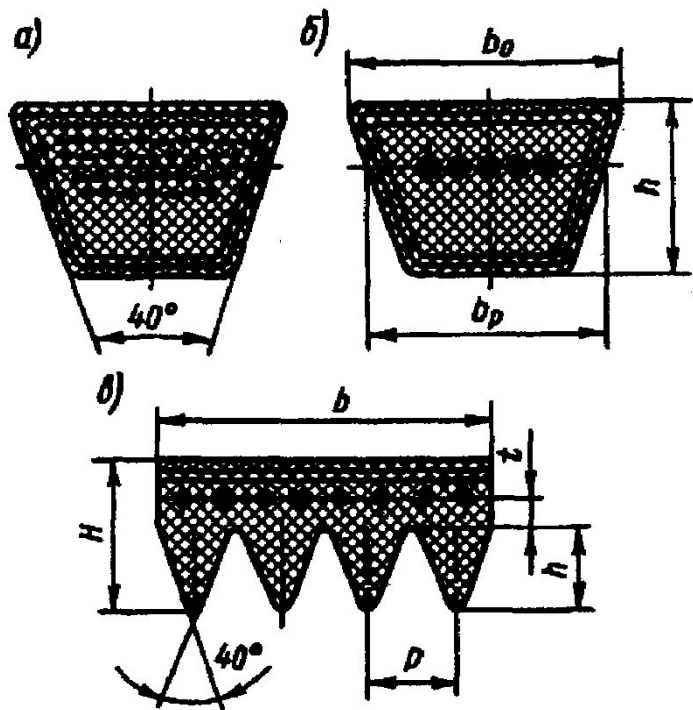


Рис. 2.5. сечения клинового (а, б) и поликлинового (в) ремней.

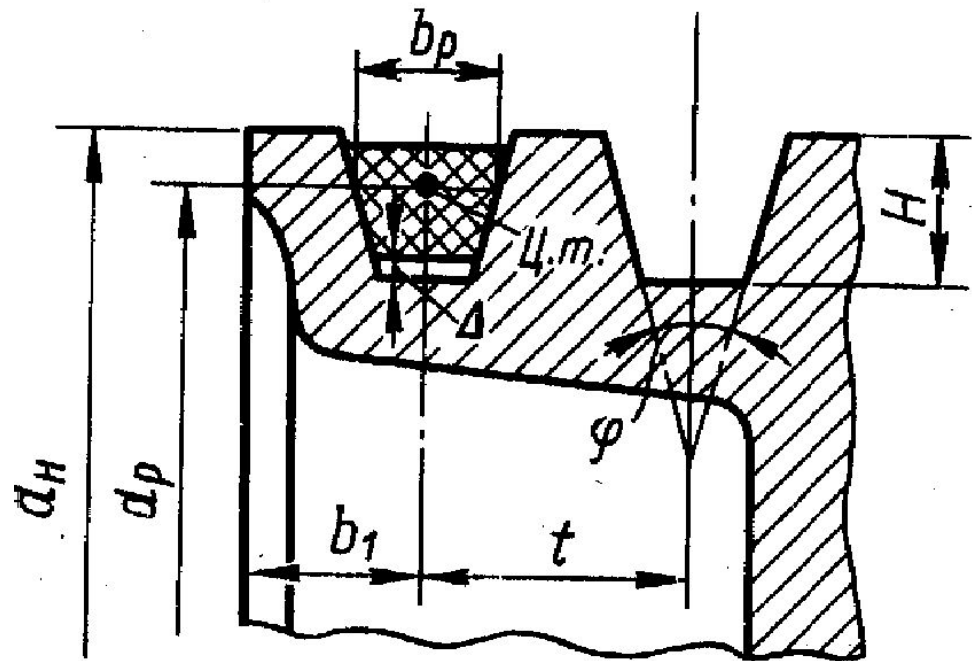


Рис. 2.6. Расположение клинового ремня в ручье шкива.




Размеры сечений клиновых ремней стандартизованы (ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 1284.3-89). Стандартом предусмотрено 7 ремней нормального сечения (Z, A, B, C, D, E, E0), у которых  $b_0/h \approx 1,6$ , и 4 – узкого сечения (YZ, YA, YB, YC), у которых  $b_0/h \approx 1,25$ . Ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца, поэтому их длины тоже стандартизованы.

Таким образом, ремень со шкивом образуют клиновую кинематическую пару, для которой приведенный коэффициент трения  $f^*$  выражается зависимостью

$$f^* = f / \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (2.36)$$

где  $f$  – коэффициент трения между контактирующими поверхностями ремня и шкива, а  $\varphi$  – угол между боковыми рабочими поверхностями ремня. При  $\varphi = 40^\circ$  получаем, что  $f^* = 2,92 f$ , то есть при одном и том же диаметре ведущего шкива несущая способность клиноременной передачи будет примерно втрое выше в сравнении с плоскоременной.

Проектный расчет клиноременных передач выполняется достаточно просто методом подбора, поскольку в стандартах указывается мощность, передаваемая одним ремнем при определенном расчетном диаметре меньшего шкива и известной средней скорости ремня или частоте вращения шкива.



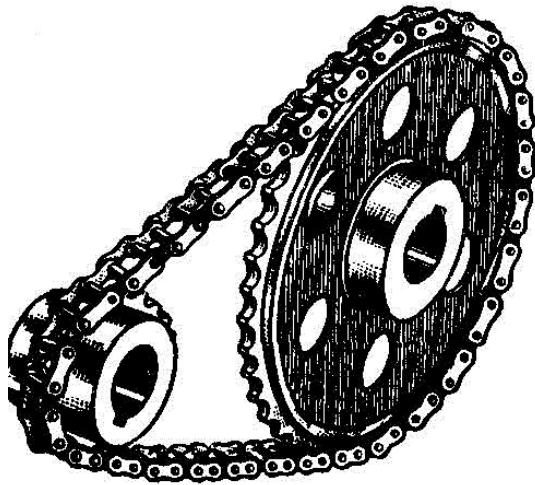
**Лекция окончена.  
Спасибо за внимание!**

# Цепные передачи

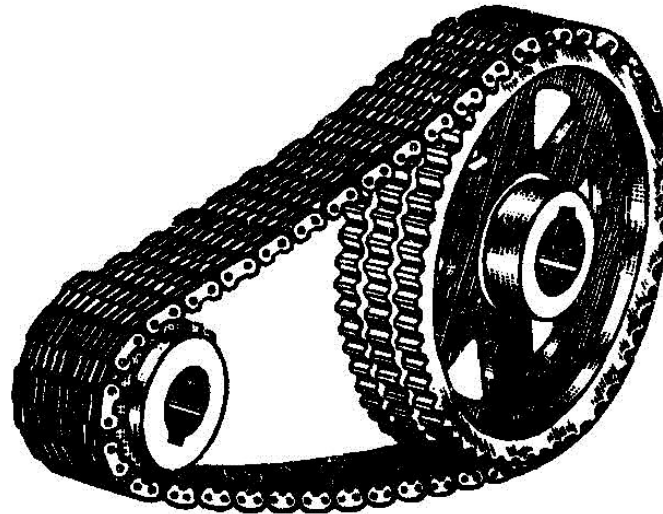
Лекция №7

## Общие сведения

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью



роликовой цепью



зубчатой цепью

этой благодаря сцеплению

вах, транспортных,  
ия между параллельными

и

жду валами;

пники и габариты;  
там.

■ возможность легкой замены цепи.

### Недостатки:

- сравнительно высокая стоимость;
- некоторая неравномерность хода передачи;
- необходимость тщательного монтажа и ухода;
- непригодность передачи при периодическом реверсировании без пауз;
- значительный шум при работе;
- неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения.

# Классификация

## По типу цепей:

с роликовыми;  
с втулочными;  
с зубчатыми;  
с фасоннозвенными.

## По количеству цепей:

однорядные;  
многорядные.

## По количеству ведомых звездочек :

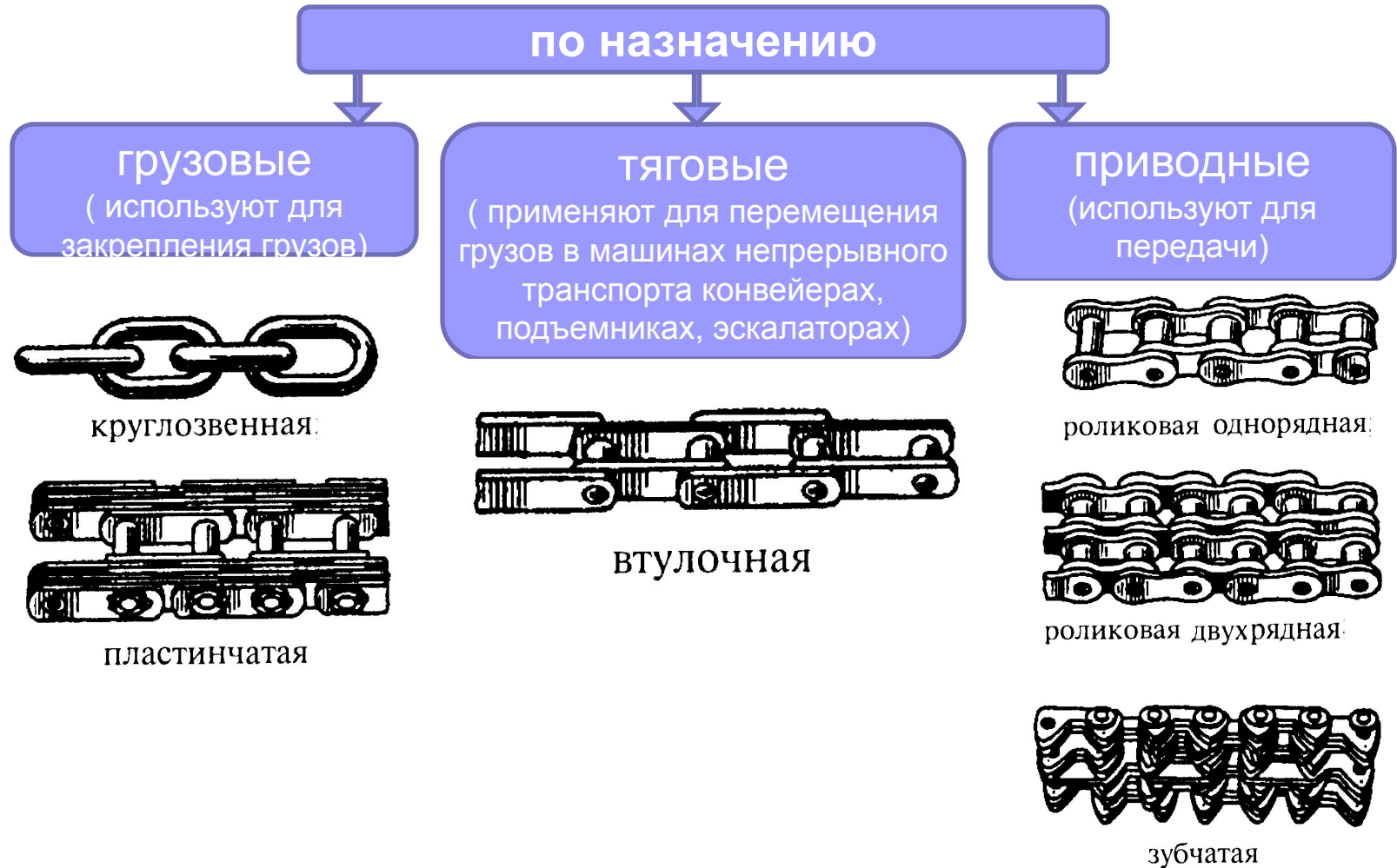
нормальные (одна ведомая звездочка);  
специальные ( ведомых звездочек несколько).

## По конструктивному исполнению:

открытые (с легкими защитными кожухами)  
закрытые (в закрытых кожухах).

**Различают** - понижающие и повышающие.

# 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).

# Приводные цепи

## Втулочная однорядная цепь.

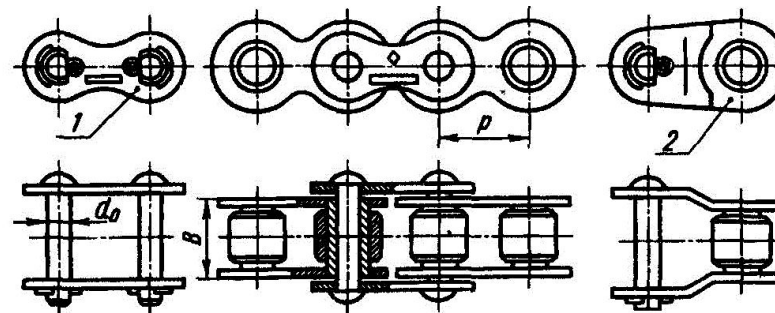
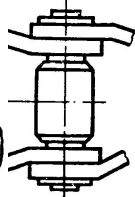
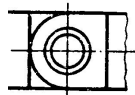
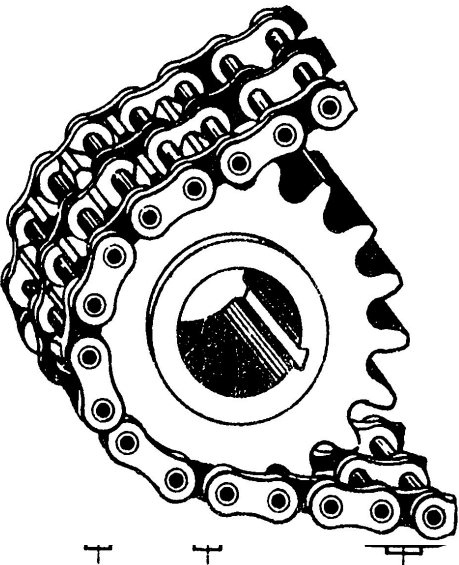
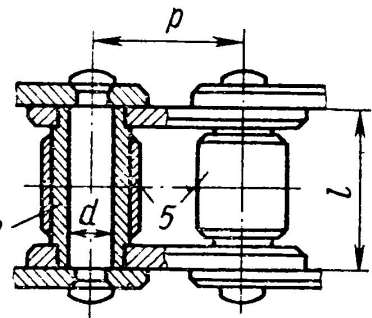
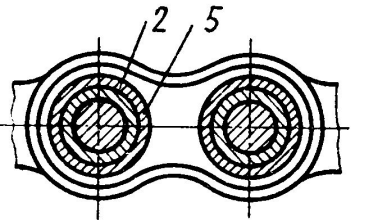
(конструкции различают).

Состоит из пластины 1, втулочной вилки 2 и рядной цепи 3, на которой на втулочной вилке 2 устанавливаются свободно вращающиеся ролики.

Эти ролики заменяют трение скольжения между втулками и зубьями звездочки, что имеет место во втулочной цепи, трением качения. Бывают однорядные и многорядные с числом рядов 2, 3 и 4. Многорядная цепь позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче.

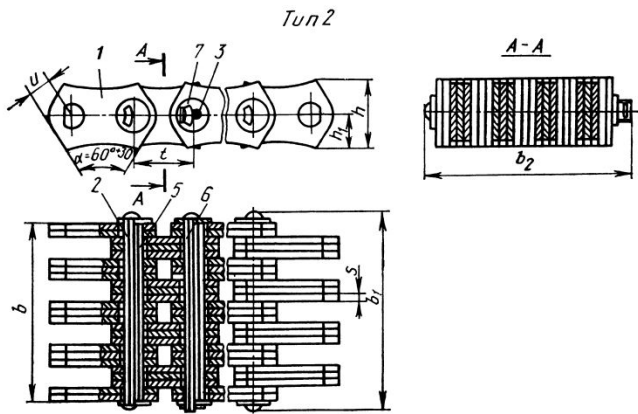
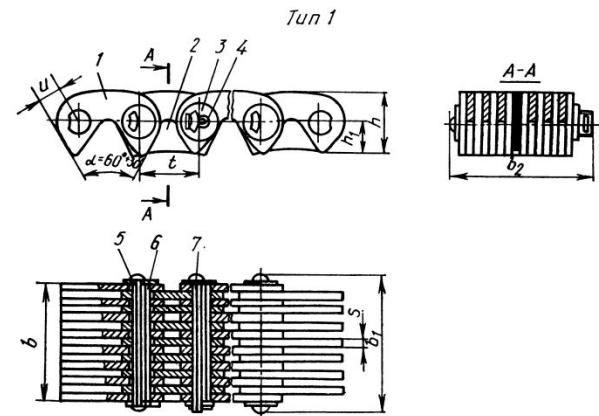
Многорядные цепи (рис. 14.2, в) позволяют увеличивать нагрузку пропорционально числу рядов, поэтому их применяют при передаче больших мощностей. Роликовые цепи с изогнутыми пластинами повышенной податливости применяют при динамических нагрузках (ударах, быстрых реверсах и т.д.).

Бывают однорядные нормальные (ПР), однорядные длиннозвенные облегченные (ПРД), однорядные усиленные (ПРУ), двух (2ПР)-, трех (3ПР)- и четырехрядные (4ПР) и с изогнутыми пластинками (ПРИ).

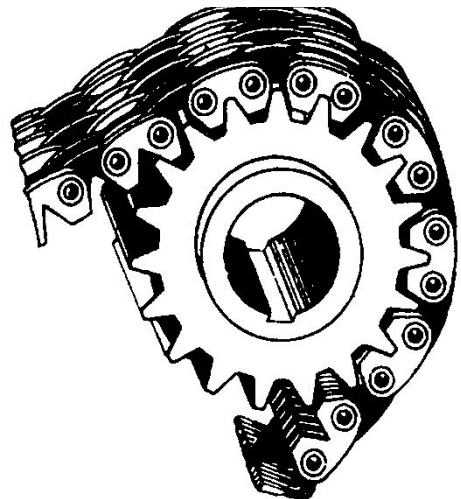


соединительное звено

переходное звено



1 — рабочая пластина; 2 — направляющая пластина; 3 — шайба; 4 — шплинт; 5 — удлиненная призма; 6 — внутренняя призма; 7 — соединительная призма



**Зубчатая цепь:** в каждом звене имеет набор пластин (число их определяется требуемой шириной цепи), имеющих два выступа (зуба) со впадиной между ними для зуба звездочки. Эта цепь изготавливается с шарнирами трения качения. Применяют также и зубчатые цепи с шарнирами трения скольжения.

Зубчатые цепи вследствие лучших условий зацепления с зубьями звездочек работают с меньшим шумом, поэтому их иногда называют бесшумными. По сравнению с другими зубчатые цепи более тяжелые, сложнее в изготовлении и дороже, поэтому их применяют ограниченно.

Так как ширина зубчатых цепей может быть какой угодно (встречаются цепи шириной до 1,7 м), то их применяют для передачи больших мощностей.



Фасоннозвенные цепи различают двух типов: крючковые и штыревые.

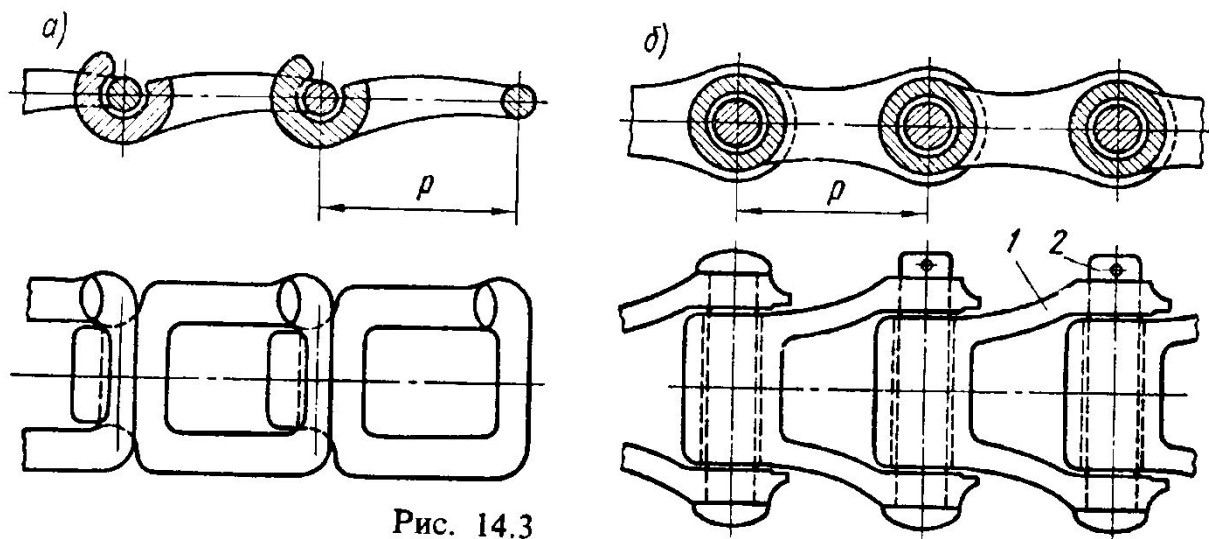


Рис. 14.3

**Крючковая цепь** состоит только из звеньев одинаковой формы, отливаемых из ковкого чугуна или штампованных из полосовой стали 30Г без дополнительных деталей. Сборку и разборку этой цепи осуществляют свободно при взаимном наклоне звеньев на угол 60гр.

**В штыревой цепи** литые звенья из ковкого чугуна соединяются зашплинтованными стальными (из Ст.3) штырями.

Фасоннозвенные цепи применяют при передаче небольших мощностей и при малых скоростях (Крючковая - до 3м/с., штырьковая - до 4м/с.), обычно в условиях несовершенной смазки и защиты.

# Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

**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 роликов 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.

## **Материалы и термическая обработка деталей цепей**

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...50HRC.

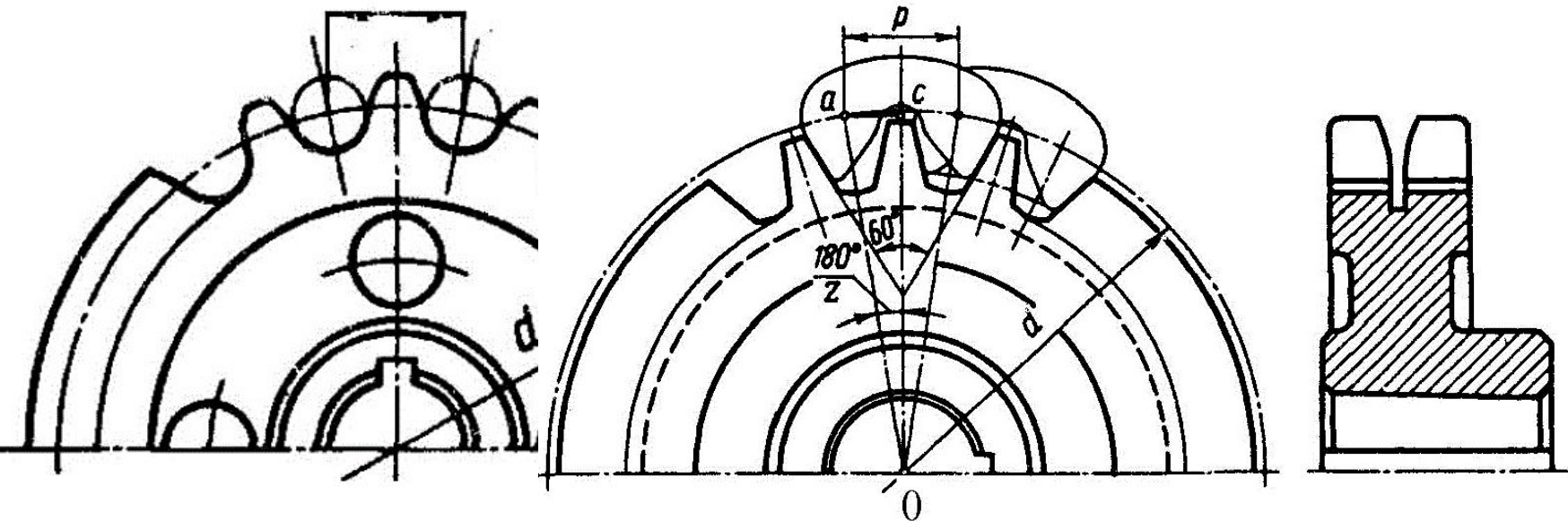
Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3, 18ХГТ и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRC.

Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3...12 раз по сравнению с цементацией. Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5HRC.

## Звездочки

Звездочки цепных передач по конструкции аналогичны зубчатым колесам и имеют профиль зубьев, соответствующий типу цепи. Звездочки втулочных и роликовых цепей имеют вогнуто - выпуклый профиль зубьев, а звездочки зубчатых цепей очерчивается прямыми линиями. Работоспособность цепной передачи зависит в значительной степени от точности ее изготовления элементов звездочки, качества поверхности зубьев, материала и термообработки. Звездочки изготавливают из чугуна (СЧ 18-36, СЧ 21-40 и т.д.) и из сталей подвергаемых цементации с последующей закалкой (15;15х) или закаливаемых (40;40х и др.).

В последнее время стали применять звездочки с зубчатым венцом из пластмасс (дюропласта или вулколана). Основным преимуществом пластмассовых звездочек по сравнению с металлическими является уменьшение износа цепей и значительное уменьшение шума передачи.



## Геометрический расчет цепных передач

Центры шарниров цепи, находящейся в зацеплении, располагаются на делительной окружности звездочки

Делительный диаметр звездочки

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

Минимальное межосевое расстояние цепной передачи принимают в зависимости от передаточного числа  $u$  и условия, чтобы угол обхвата цепью меньшей звездочки был не меньше 120 градусов

при  $u < 3$

$$a_{\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \div 50) \text{ mm}$$

при  $u > 3$

$$a_{\min} = \frac{9 + u}{20} (d_{a1} + d_{a2}) \text{ mm}$$

где  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$  - диаметры вершин соответствуют меньшей и большей звездочки, мм

Наиболее выгодное межосевое расстояние цепной передачи

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

где числовой множитель принимает тем больше, чем больше  $u$

Число звеньев цепи  $Z_3$

$$Z_3 = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2t} \right)^2 \frac{t}{a} + \frac{2a}{t}$$

Вычисление по формуле число звеньев цепи  $Z_3$  округляю до ближайшего числа.

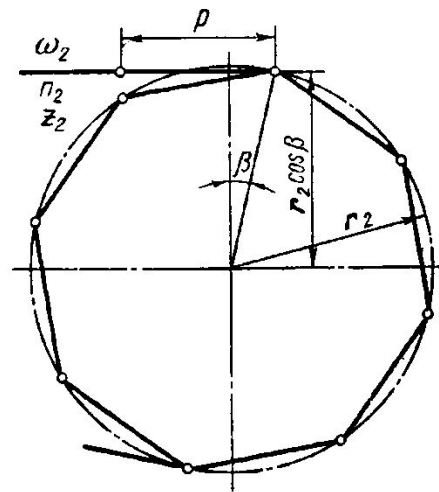
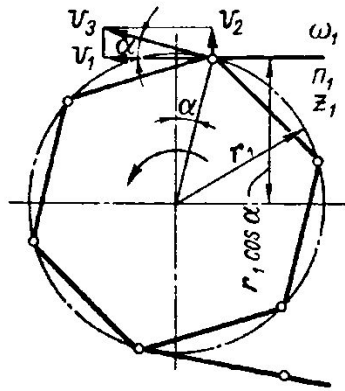
Далее уточняют межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[ Z_3 - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left( Z_3 - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}} \right]$$

Длина цепи

$$L = Z_3 t$$

## Кинематический расчет.



Средняя скорость цепи

$$V = \omega z t / 2\pi \cdot 1000 = n z t / 60 \cdot 1000$$

t-мм, v-м/с, n- об/мин.

Т.к. скорость цепи на обеих звездочках одинакова, то

$$\omega_1 z_1 t = \omega_2 z_2 t$$

Передаточное отношение

$$U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$$

для цепных передач рекомендуется применять

$$U \leq 8$$

Из чертежа следует, что скорость цепи все время изменяется: окружная скорость ведущей звездочки  $V_3$  разложена на две составляющие:  $V_1$  - мгновенную скорость движения цепи в данный момент и  $V_2$  - мгновенную скорость подъема ее на звездочке в этот же момент.

$$V_2 = V_3 \cos \alpha = \omega_1 r_1 \cos \alpha$$

$\omega_1$  - постоянная угловая скорость ведущей звездочки;  $r_1$  радиус начальной окружности.

Т.к. угол  $\alpha$ , изменяется от 0 до  $\pi / Z_1$  то скорость цепи изменяется от  $V_{\max} = V_3$  до

$$V_{\max} \cdot \cos(\pi / Z_1) = V_3 \cdot \cos(\pi / Z_1)$$

Т.к. угловая скорость ведущей звездочки  $\omega_1$  постоянная, а скорость цепи переменная, то, очевидно, что угловая скорость ведомой звездочки является переменной величиной т.е.

$$\omega_2 = V_2 / R_2 \cos \beta$$

## Расчет цепной передачи на износостойкость.

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров соответственно расчет цепи - заключается в расчете ее шарниров на износостойкость по допускаемому давлению  $[P]$  для шарниров. Допустимую окружную силу передачи определяют  $[P] = F[p]$

$F$ -проекция опорной поверхности шарнира;  $[p]$  -допускаемое давление в шарнирах цепи .

Для втулочной роликовой цепи:  $F = d \cdot l$

Для зубчатой цепи с шарнирами трения скольжения:  $F = 0.76 \cdot d \cdot b$

$d$ -диаметр валика;  $l$ - длина втулки;  $b$ - ширина цепи).

Расчет цепи на износостойкость ее шарниров производят по формуле: ;

$$P = N / V \cdot [B_T / M / c] \quad P \leq [P] / k_9$$

где  $k_9$  - коэффициент эксплуатации передачи.  $k_9 = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6$ ,

где  $k_1$  коэф-т, учитывающий характер нагрузки цепи (1,0÷1,5)

$k_2$  коэф-т, учитывающий способ регулировки цепи (1,0÷1,1)

$k_3$  коэф-т, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние(0,9÷1,25))

$k_4$  коэф-т, учитывающий наклон передачи (1,0÷1,25)

$k_5$  коэф-т, учитывающий способ смазки передачи (0,8÷1,5)

$k_6$  коэф-т, учитывающий режим работы передачи во времени (1÷1,5)

При расчете цепи на износостойкость шарниров предварительно задаются шагом цепи  $t$ .

Далее принимают число зубьев меньшей звездочки  $z_1$ , определяют среднюю скорость цепи

$v$ , окружную силу  $F_t$ . Если при расчете окажется, что шаг  $t$  цепи был принят большим, то для

уменьшения массы и стоимости цепи ее следует пересчитать, чтобы шаг цепи был

минимально допускаемым для данной нагрузки. Если шаг однорядной втулочной или

роликовой цепи получается большим, то вместо однорядной выбирают многорядную цепь.