

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
(ВлГУ)**

Институт инновационных технологий  
Кафедра «Технология машиностроения»

**Конспект лекций  
(часть 3)**

по дисциплине

**«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению  
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

Составитель:  
доцент кафедры ТМС Федотов О.В.

Владимир 2015

Конспект лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Настоящий конспект лекций составлен в соответствии с требованиями ФГОС ВО и ОПОП направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», рабочей программы дисциплины «Детали машин и основы конструирования». В качестве рекомендаций для организации эффективной работы студентов использованы методические пособия ведущих ВУЗов России.

Рекомендации предназначены для студентов очной и заочной форм обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании  
НМС направления 13.03.03  
Протокол № 6 от 11.11.2015 г.  
**Рукописный фонд кафедры ТМС ВлГУ**

## Оглавление

**Лекция № 3.1.** Передатки винт-гайка.

**Лекция № 3.2.** Планетарные передатки.

**Лекция № 3.3.** Цепные передатки.

**Лекция № 3.4.** Ременные передатки.

**Лекция № 3.5.** Фрикционные передатки.

## Введение

Дисциплина "Детали машин и основы конструирования" является базовой дисциплиной для последующей подготовки бакалавров по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», в которой реализована идея интеграции университетского образования в области фундаментальных наук и технического - в области прочности, надёжности и безопасности машин (механизмов). Эта дисциплина - первая из расчётно-конструкторских курсов, необходимых для подготовки студентов данного направления.

Автор предполагает, что в соответствии с учебным планом подготовки бакалавров к моменту изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» студенты уже усвоили знания следующих дисциплин - инженерная графика, теоретическая механика, материаловедение, теория механизмов и машин, сопротивление материалов.

Изучение настоящего конспекта лекций обеспечивает приобретение студентами теоретических знаний и первоначальных навыков конструирования машин. Это позволяет готовить бакалавров широкого профиля, способных работать практически во всех отраслях промышленности и транспорта.

Содержание и объём конспекта лекций по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», модульный принцип изложения материала в нём соответствует требованиям ФГОС ВО по указанному направлению подготовки бакалавров.

Целью освоения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является формирование у студентов знаний основ теории, расчёта, конструирования деталей, сборочных единиц и узлов машин, разработки и оформления конструкторской документации.

К задачам изучения теоретического курса дисциплины «Детали машин и основы конструирования» относятся:

- научить основным методам проектирования простых механических агрегатов, в том числе с применением твердотельного моделирования в САД-среде, расчётным методам определения прочностной надёжности типовых деталей, сборочных единиц и узлов машин.

Особенностью конспекта лекций является большой типаж изучаемых конструкций при общности расчётов по основным определяющим критериям.

При написании конспекта лекций не ставилась цель всеобъемлющего охвата. Вместе с другими литературными источниками, которыми студенты пользуются в рамках самостоятельной работы, конспект лекций призван заложить основу конструкторской подготовки, формирования широкого инженерного мышления.

## Лекция № 3.1. Передачи винт-гайка.

### План лекции

1. Передачи винт-гайка. Определения. Область применения. Классификация.
2. Особенности конструкции.
3. Основные характеристики. Расчет передач винт-гайка.

### 1. Передачи винт-гайка. Определения. Область применения. Классификация

Передачи винт-гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

По видам используемых пар указанные передачи подразделяют на передачи винт-гайка скольжения (рис. \_\_, а) и передачи винт-гайка качения (рис. \_\_, б), которые в свою очередь делят на шариковинтовые передачи (ШВП) планетарные роликовинтовые передачи (ПРВП).

Планетарные роликовинтовые передачи делятся на:

- планетарные передачи с короткими резьбовыми роликами (РВПК);
- планетарные передачи с длинными резьбовыми роликами (РВПД).

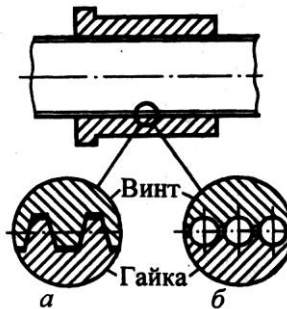


Рисунок – Виды передач винт-гайка:

а) скольжения; б) качения

#### Достоинства:

- большой выигрыш в силе;
- высокая точность перемещений;
- малая металлоемкость.

#### Достоинства передач винт-гайка качения

- сравнительно высокий КПД;
- высокая жесткость (с предварительным натягом полугаек);
- малый износ в сравнении с передачами скольжения.

#### Недостатки:

- низкий КПД в передачах скольжения;
- сложность изготовления в передачах качения.

## Применение

Благодаря своей высокой грузоподъемности нашли применение в винтовых домкратах, в механизмах подачи станков и приводах роботов, в измерительных и регулировочных механизмах.

Передачи винт-гайка качения применяют в механизмах точных перемещений, в следящих системах и ответственных силовых передачах.

## 2. Особенности конструкции

### Передача винт-гайка скольжения

Передачи скольжения сохранили широкое применение вследствие простоты конструкции и отработанной технологии получения резьбы.

В целях повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения. К ним относятся трапецидальные и упорные резьбы с углами рабочего профиля соответственно  $15^\circ$  и  $3^\circ$ .



Рисунок – Виды сечений витка резьбы

**Трапецидальную резьбу** в основном диапазоне диаметров выполняют мелкой, средней и крупной. Основное применение находит средняя резьба. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, крупную резьбу – когда передача плохо защищена от пыли и грязи.

**Упорные резьбы** применяют при действии на передачу большой односторонней нагрузки (например, в прессах или нажимных устройствах прокатных станов).

Для очень медленных перемещений применяют винты с дифференциальной резьбой, т.е. с двумя резьбами одного направления, но с разными шагами.

### Материалы деталей передачи

Пара винт-гайка должна обладать высокой износостойкостью и сопротивляемостью к заеданию. Поэтому обычно используют стальные винты в сочетании с бронзовыми, реже чугунными гайками.

Для винтов используют:

- улучшенные стали 45, 50;
- низколегированные стали 65Г, 40Х с закалкой и последующей шлифовкой;
- среднелегированные стали 40 ХФА, 18 ХГТ с азотированием, которое уменьшает коробление материала (искажением размеров).

Гайки выполняют из оловянистых бронз БрО10Ф1, в менее ответственных конструкциях – из безоловянистого сплава ЦАМ 10-5, а при малых скоростях и нагрузках – из антифрикционного чугуна.

### **Разновидности конструкции передачи**

Передача винт-гайка может быть выполнена:

- с вращающимся винтом и поступательно перемещающейся гайкой (наиболее распространенное исполнение);
- с вращающимся и одновременно поступательно перемещаемым винтом при неподвижной гайке (простые домкраты);
- с вращающейся гайкой и поступательно перемещаемым винтом.

### **Разновидности конструкции гаек**

Простые гайки скольжения выполняют в форме втулок с фланцем (рис. \_\_, а) при действии нагрузки в одном направлении и с дополнительным резьбовым креплением с торца (рис. \_\_, б), если нагрузка двусторонняя.

Для точных перемещений узлов в обоих направлениях гайки изготовляют составными из двух половин (полугаек). Полугайки при регулировании смещаются одна относительно другой в осевом направлении (рис. \_\_, в), выбирая зазоры между витками резьбы винта и гайки.

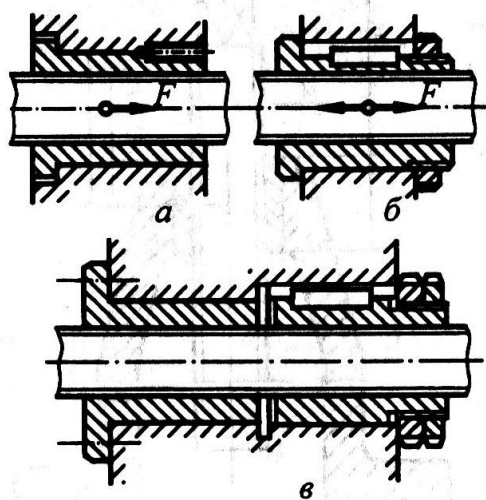


Рисунок – Передачи винт-гайка скольжения

## **Передача винт-гайка качения**

### **Шариковинтовые передачи (ШВП)**

Основное применение имеют шариковинтовые передачи (ШВП). Они состоят из винта и гайки со специальной резьбой, в которой располагаются шарики. Обычно шарики перемещаются по замкнутой траектории, образуемой канавкой в пределах одного витка резьбы. Для возврата шариков в гайке предусматриваются каналы и специальные вкладыши, которые называются механизмом рециркуляции.

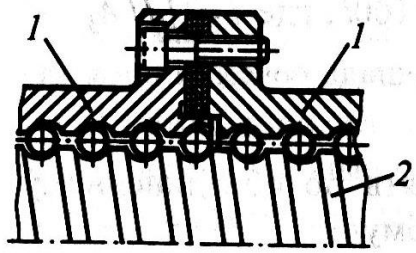


Рисунок – Шариковинтовая передача:

1 – полугайка; 2 - винт

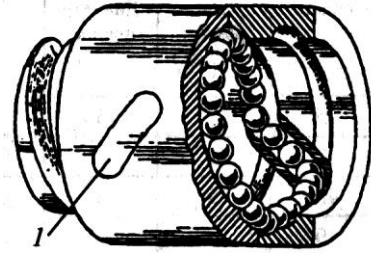


Рисунок – Механизм рециркуляции шариков

Для повышения осевой жесткости передачи и точности позиционирования гайки предусматривают возможность предварительного натяга путем взаимного смещения полугаек с помощью прокладок либо путем взаимного поворота полугаек с последующей их фиксацией.

### **Материалы**

В качестве материалов для винтов и гаек используют легированные стали (18ХГТ, ХВГ и др.), которые после термохимической обработки достигают твердости не менее 60 HRC.

### **Критерии работоспособности ШВП**

- 1) сопротивление контактной усталости и контактная статическая прочность рабочих поверхностей;
- 2) износостойкость резьб и шариков;
- 3) осевая жесткость;
- 4) КПД.

### **Планетарная роликовинтовая передача (ПРВП)**

Передача состоит из винта 1, резьбовых роликов 4, совершающих планетарные движения, и гайки 3.

Ролики зацепляются резьбой с винтом и гайкой. На каждом конце ролика выполнены зубчатые венцы 2, каждый из которых входит в зацепление с внутренними зубчатыми венцами 5, установленными на обоих торцах гайки. Гайки и винт имеют многозаходную резьбу, ролики - однозаходную резьбу. Углы подъема витков резьбы на гайке и на роликах одинаковы по величине и направлению. Для этого резьба гайки имеет число заходов, равное отношению средних диаметров резьбы гайки и роликов. В совокупности с зубчатым зацеплением это исключает осевое перемещение роликов относительно гайки при вращении относительно собственной оси.



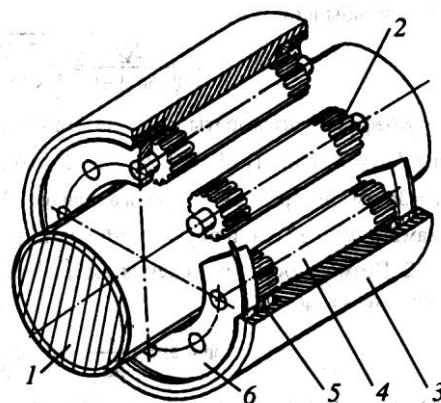


Рисунок – Общий вид планетарной роликовинтовой передачи

Ролики установлены в двух сепараторах б, расположенных на торце гайки и жестко соединенных с последней. Угол подъема резьбы винта по среднему диаметру должен быть отличным от угла подъема резьбы гайки и роликов. При этом направление витков резьбы винта может быть как одинаковым с резьбой роликов в зоне сопряжения резьб, так и противоположным. В обоих случаях витки резьбы роликов беспрепятственно входят во впадины между витками резьбы винта, обеспечивая сопряжении резьб.

#### **Достоинства ПРВП:**

- высокая плавность и быстроходность из-за отсутствия канала рециркуляции;
- более высокая нагрузочная способность и жесткость по сравнению с ШВП.

**Основной недостаток** – технологические трудности при изготовлении резьбовых элементов передачи.

В качестве основных расчетных критериев при проектировании ПРВП используют, как и при проектировании ШВП, статическую и динамическую грузоподъемности.

### **3. Основные характеристики. Расчет передач винт-гайка**

#### **Основные характеристики**

1) Зависимость скорости поступательного перемещения  $v$  (м/с) одного элемента пары винт-гайка от частоты вращения  $n$  (мин<sup>-1</sup>) другого элемента может быть представлена в виде

$$v = \frac{n \pi P}{60 \cdot 1000},$$

где  $z$  - число заходов винта;

$P$  - шаг резьбы, мм.

При числе заходов  $z > 2$  передача винт-гайка может быть использована в механизмах с обратимым движением, т.е. для преобразования поступательного движения во вращательное.

2) Важной характеристикой передачи винт-гайка является ее КПД, который определяют по отношению работы затраченной на завинчивание гайки без учета сил трения  $T_p'\beta$ , к работе гайки на том же перемещении, но с учетом сил трения  $T_p\beta$

$$\eta = \frac{T_p'}{T_p} = \frac{0,5Fd_2tg\psi}{0,5Fd_2tg(\psi + \varphi')} = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \varphi')},$$

где  $\beta$  - угол поворота гайки.

Формула показывает, что КПД передачи винт-гайка возрастает при увеличении угла подъема  $\psi$ , что обеспечивается при использовании многозаходных резьб. В этом случае ходовая резьба может быть несамотормозящей и использоваться не только для преобразования вращательного движения в поступательное, но и наоборот. Это становится возможным, если угол подъема  $\psi$  больше угла трения  $\varphi'$ .

3) Основной причиной отказа передач винт-гайка является износ витков резьбы. Для обеспечения необходимого сопротивления изнашиванию передачи следует ограничить **давление в резьбе**

$$p \approx \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

где  $F$  - осевая сила, действующая на винт;

$d_2$  - средний диаметр резьбы;

$H_1$  - рабочая высота профиля (для трапецеидальной резьбы  $H_1 = 0,5P$ , для упорной -  $H_1 = 0,75P$ , где  $P$  - шаг резьбы);

$z = H_r P$  - число витков резьбы на высоте гайки  $H_r$ .

Допускаемое контактное давление  $[p]$  зависит от большого числа факторов: материала гайки и винта, их механических и физико-химических свойств, шероховатости поверхностей, вида поверхностного покрытия, типа смазочного материала.

Характеристики смазочного материала самым существенным образом влияют на эксплуатационные характеристики и надежность передач винт-гайка.

Оценить влияние всех перечисленных факторов достаточно сложно, поэтому в настоящее время допускаемое давление условно определяют только в зависимости от термообработки винта, обычно выполняемого стальным, и материала гайки:

- закаленная сталь – бронза  $[p] = 10...15$  МПа;
- незакаленная сталь – бронза  $[p] = 7...8$  МПа;
- незакаленная сталь – чугун  $[p] = 5$  МПа.

Если винт нагружается не во время вращения, давление может значительно повышено.

4) Средний диаметр трапецеидальной резьбы

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \psi_H [p]}}$$

где  $\psi_H = \frac{H_r}{d_2} = 1,2 \dots 2,5$  (большие значения – для резьб меньших диаметров).

После определения диаметра находят ближайшую стандартную резьбу с большим диаметром.

### Расчет передач винт-гайка скольжения

Для выполнения условия по самоторможению короткие винты проверяют на прочность по сжатию (растяжению) и кручению, а длинные винты – дополнительно на устойчивость при продольном изгибе.

**Условие устойчивости винта** по Эйлеру проверяют по критической силе

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{S(\mu l)^2} \geq F,$$

где  $E$  - модуль упругости материала винта, МПа;

$S = 3 \dots 4$  - коэффициент запаса;

$\mu l$  - приведенная длина;

$\mu$  - коэффициент приведения, учитывающий способ закрепления винта;

$J = \frac{\pi d_3^4}{64} \left( 0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3} \right)$  - приведенный осевой момент инерции сечения

винта, учитывающий дополнительную жесткость от витков резьбы ( $d, d_3$  - соответственно наружный и внутренний диаметры резьбы винта).

Формула Эйлера применима при  $\mu l \geq 100 \sqrt{\frac{J}{A_3}}$ , где  $A_3$  - площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы  $d_3$ .

Винты любой длины проверяются по объединенному **условию прочности и устойчивости** по формуле

$$\sigma = \frac{F}{A_3} \leq [\sigma]_{сж} \varphi,$$

где  $[\sigma]_{сж}$  - допускаемое напряжение на сжатие;

$\varphi$  - коэффициент понижения допускаемого напряжения, который определяют в зависимости от гибкости стержня  $\frac{\mu l}{\sqrt{\frac{J}{A_3}}}$ .

Сильнонагруженные винты проверяют на прочность по эквивалентному напряжению

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{F}{A_1}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_3}\right)^2} \leq [\sigma],$$

где  $T$  - момент, скручивающий винт;

$W_3$  - момент сопротивления кручению сечения винта по диаметру резьбы  $d_3$ .

### Расчет шариковинтовой передачи

Для проверки ШВП по критерию контактной выносливости проводят расчет с использованием зависимости, связывающей ресурс  $L$  в миллионах оборотов винта с осевой нагрузкой  $F$ ,

$$L = \left(\frac{C_{ac}}{F}\right)^3,$$

где  $C_{ac} = C_a K_p K_a K_m$  - расчетная динамическая нагрузка:

$C_a$  - динамическая грузоподъемность;

$K_p$  - коэффициент вероятности безотказной работы;

$K_a = 0,8...1$  - коэффициент точности передачи (возрастает с повышением точности);

$K_m$  - коэффициент качества выплавки сталей (обычно  $K_m = 1$ , а для сталей электрошлаковой и вакуумной плавки  $K_m = 1,4$  и  $K_m = 1,7$  соответственно).

При использовании сталей твердостью ниже 60HRC расчетная динамическая грузоподъемность значительно снижается, составляя при твердости 50 HRC половину, а при 35 HRC лишь 20 % от приведенных значений (табл. \_\_\_\_).

Таблица – Параметры шариковых передач винт-гайка

| Средний диаметр<br>$D_{pw}$ , мм | Шаг резьбы<br>$P$ , мм | Диаметр шарика<br>$D_w$ , мм | Радиальный зазор,<br>мм | Грузоподъемность, Н     |                       |
|----------------------------------|------------------------|------------------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------|
|                                  |                        |                              |                         | статическая<br>$C_{0a}$ | динамическая<br>$C_a$ |
| 25                               | 5                      | 3                            | 0,067–0,093             | 28100                   | 16580                 |
| 32                               | 5                      | 3                            | 0,064–0,096             | 37500                   | 17710                 |
| 40                               | 5                      | 3                            | 0,064–0,096             | 49400                   | 19170                 |
| 40                               | 6                      | 3,5                          | 0,059–0,101             | 56400                   | 23700                 |
| 40                               | 10                     | 6                            | 0,119–0,161             | 85900                   | 54700                 |
| 50                               | 5                      | 3                            | 0,059–0,101             | 62800                   | 20640                 |
| 50                               | 10                     | 6                            | 0,117–0,163             | 112500                  | 57750                 |
| 50                               | 12                     | 7                            | 0,137–0,183             | 119900                  | 65400                 |
| 63                               | 10                     | 6                            | 0,115–0,165             | 149700                  | 62030                 |
| 80                               | 10                     | 6                            | 0,113–0,167             | 197700                  | 66880                 |
| 80                               | 20                     | 10                           | 0,193–0,247             | 297600                  | 143400                |
| 100                              | 10                     | 6                            | 0,110–0,170             | 251100                  | 71840                 |
| 100                              | 20                     | 10                           | 0,180–0,250             | 386400                  | 151800                |

Контактная прочность обеспечивается, если наибольшая осевая нагрузка  $F_{\max}$  не превосходит статическую грузоподъемность  $C_{0a}$

$$F_{\max} \leq C_{0a}.$$

## Лекция № 3.2. Планетарные передачи.

### План лекции

1. Планетарные передачи. Основные определения. Достоинства и недостатки.
2. Конструкция. Варианты исполнения.
3. Кинематика планетарных передач.
4. Силы в зацеплении.
5. Расчет на прочность.
6. Условия собираемости.
7. КПД планетарных передач.
8. Волновые передачи.
9. Передачи цилиндрические с зацеплением Новикова.

### 1. Планетарные передачи. Основные определения. Достоинства и недостатки

**Планетарная передача** – это механизм, имеющий зубчатые колеса с перемещающимися осями.

**Планетарная передача** – это механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна.

Простая планетарная передача (рис. \_\_, а) состоит:

- из центрального колеса с наружными зубьями (солнечное колесо  $z_a$ );
- из центрального колеса с внутренними зубьями (коронное колесо  $z_b$ );
- из саттелитов с внешними зубьями ( $z_g$ ), которые одновременно зацепляются с зубьями солнечного и коронного колес;
- из водила  $h$ , на котором расположены оси саттелитов.

Саттелиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса, т.е. совершают планетарное движение.

**Основными звеньями** планетарной передачи называют такие, которые воспринимают внешние моменты. В схеме, представленной на рис. \_\_, основные звенья -  $z_a, z_b, h$ , т.е. два центральных колеса ( $2K$ ) и водило ( $h$ ). Сокращенно эту схему редуктора обозначают  $2K-h$ .

Любое основное звено планетарной передачи может быть остановлено. В результате получают *механизм с одной степенью свободы*.

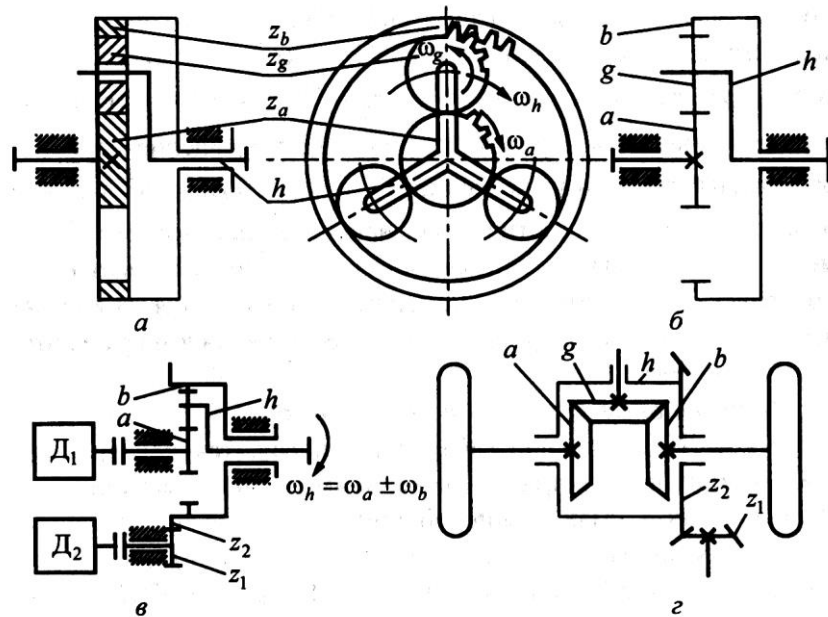


Рисунок – Планетарные передачи:

а – конструктивная схема; б – кинематическая схема;

в, г – дифференциальные передачи (суммирующая и раскладывающая скорости вращения)

Дифференциальная передача – передача, в которой все основные звенья подвижны. В результате получают *механизм с двумя степенями свободы*. В этом механизме одно движение можно раскладывать на два движения (рис. \_\_, г) или два соединять в одно движение (рис. \_\_, в).

На рис. \_\_, г показан **дифференциал заднего моста автомобиля**, выполненный по схеме рис. \_\_, а, но с коническими колесами. Водило  $h$  получает вращение от конической передачи  $z_1, z_2$ . Здесь вращение водила раскладывается между колесами  $z_a$  и  $z_b$ , обратно пропорционально моментам сопротивлений, например, при повороте автомобиля. Это облегчает управление машиной и уменьшает износ покрышек. При одинаковых моментах сопротивления на колесах все зубчатые колеса дифференциала вместе с водилом вращаются как одно целое.

#### Достоинства:

1) **широкие кинематические возможности** позволяют использовать передачу в различных исполнениях – как редуктор с постоянным передаточным отношением, как коробку скоростей (передаточное отношение которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев) и как дифференциальных механизм;

2) **компактность и малая масса** из-за следующих факторов:

- мощность и вращающий момент передается по нескольким потокам, число которых равно числу саттелитов;

- внутреннее зацепление обладает повышенной нагрузочной способностью в связи с большим приведенным радиусом кривизны;

3) **малая нагрузка на опорные подшипники**, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них;

4) **меньший шум**, чем у обычных зубчатых передач, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме (при симметричном расположении саттелитов силы в передаче взаимно уравновешиваются);

5) **планетарный принцип передачи движения** позволяет получить большие передаточные отношения при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах.

**Недостатки:**

1) повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи;

2) резкое снижение КПД передачи с ростом передаточного отношения.

## **2. Конструкция. Варианты исполнения**

Наиболее распространенные схемы передач (таблица \_\_) обладают или высоким КПД, или большими передаточными отношениями в одной передаче.



### Распространенные схемы планетарных передач

| № схем | Схемы передач | Передаточное отношение   | КПД зацепления и подшипников сателлитов  |
|--------|---------------|--|--|
| 1      |               | $u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ $u_{ah}^b = 3 \dots 8$ кинематическое — 12<br>оптимальное — 4...6   | $\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b$ $\eta_{ah}^b = 0,98 \dots 0,96$  |
| 2      |               | $u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b z_g}{z_f z_a}$ $u_{ah}^b = 8 \dots 19$   | $\eta_{ah}^b = 1 - \frac{u_{ah}^b - 1}{u_{ah}^b} \psi_{ah}^b$ $\eta_{ah}^b = 0,97 \dots 0,95$  |
| 3      |               | $u_{hb}^e = \frac{n_h}{n_b} = \frac{1}{1 - \frac{z_e z_g}{z_f z_b}}$ $\frac{z_e z_g}{z_f z_b} \rightarrow 1; \quad u_{hb}^e \rightarrow \infty$ $u_{hb}^e = 30 \dots 1000$               | $\eta_{hb}^e = \frac{1}{1 +  u_{hb}^e - 1  \psi_{be}^h}$ $\eta_{hb}^e = 0,85 \dots 0,15$   |
| 4      |               | $u_{ae}^b = \frac{n_a}{n_e} = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 - \frac{z_b z_f}{z_g z_e}}$ $u_{ae}^b = 15 \dots 300$   | $\eta_{ae}^e \approx \frac{0,97}{1 + \left( \frac{u_{ae}^b - 1}{\frac{z_b}{z_a} + 1} \right) \psi_{ae}^h}$ $\eta_{ae}^h = 0,95 \dots 0,5$  |
| 5      |               | $u_{hV}^b = \frac{n_h}{n_V} = \frac{z_g}{z_b - z_g}$ $u_{hV}^b = \frac{n_h}{n_b} = \frac{z_b}{z_b - z_g}$ $u_{hb} \approx u_{hV} = 10 \dots 70$  | $\eta_{hV}^b \approx \eta_{hb}^V = \frac{1 - \psi_{gb}^h}{1 +  u_{hV}^b - 1  \psi_{gb}^h}$ $\eta_{hV}^b = 0,9 \dots 0,85$  |
| 6      |               | $u_p = u_{a2b2}^{h1} = \frac{n_{a2}}{n_6} = 1 - u_{a1h1}^{b1} u_{a2h2}^{b2} = 1 - \left( 1 + \frac{z_{b1}}{z_{a1}} \right) \left( 1 + \frac{z_{b2}}{z_{a2}} \right)$ $u_p = 10 \dots 20$ | $\eta_{a2b2}^{h1} = 1 - \left[ \left( 1 - \frac{z_{b1}}{z_{a1} u_p} \right) \psi_{a2b2}^{h2} + \frac{z_{b1}}{z_{a1} u_p} \left( 1 + \frac{z_{b2}}{z_{a2}} \right) \psi_{a1b1}^{h1} \right]$ $\eta_{a2b2}^{h1} = 0,97 \dots 0,92$ |

**Схема 1** – одноступенчатая передача (2K-h - два центральных колеса и водило), наиболее распространена, т.к. имеет высокий КПД и технологичную конструкцию.

Для передаточных отношений  $u \geq 16$  соединяют последовательно две или больше передач. Общее передаточное отношение редуктора равно произведению последовательно соединенных ступеней. После распределения передаточного отношения между ступенями каждую ступень рассчитывают отдельно.

**Схема 2** (2K-h). Имеет высокий КПД, сравнимый с КПД схемы 1, но более сложное по конструкции водило, т.к. у сателлита два зубчатых колеса

$z_g, z_f$  с большой разницей диаметров. При этом масса редуктора меньше двухступенчатого по схеме 1.

**Схема 3** ( $2K-h$ ) позволяет получить большие передаточные отношения в одной ступени (до 10000 при четырех колесах и с малой разностью зубьев зацепляющихся колес).

Однако с увеличением передаточного отношения резко падает КПД и плавность вращения тихоходного вала (из-за ошибок изготовления по шагу возможны кратковременные остановки вала). Эта передача требует высокой степени точности изготовления колес.

Недостаток схемы – высокая нагруженность подшипников саттелитов. Относительная частота вращения колец подшипника соответствует частоте быстроходного вала, а нагрузка на них соответствует нагрузке тихоходного вала.

**Схема 4** ( $3K$ ) – основные звенья – три центральных колеса. Водило служит только для поддержания осей саттелитов.

КПД этой передачи несколько ниже, чем у многоступенчатой передачи, при одинаковых передаточных числах 30...100, но зато она имеет меньшее число зубчатых колес и подшипников саттелитов.

**Схема 5** ( $K-h-V$ ) имеет основные звенья: одно центральное колесо  $z_b$ , водило  $h$  (ведущее), вал  $V$ .

Механизм  $W$  служит для передачи вращения с эксцентрично расположенного саттелита на вал  $V$ . Шарнирная муфта в качестве механизма  $W$  практически не применяется. Взамен ее используется механизм с параллельными кривошипами или цевочное зацепление с передаточным числом, равным 1.

В схеме 5 разность зубьев мала. Поэтому контактные напряжения в зацеплении малы и размеры передачи определяют из условия выносливости зубьев на изгиб. Нагрузочная способность обычно лимитируется подшипником саттелита  $z_g$ , т.к. высокая частота вращения сочетается с большими нагрузками от тихоходного звена.

Чтобы сократить размер передачи, применяют вместо эвольвентного цевочное зацепление колес. Профиль зубьев (циклоиду) выбирают так, чтобы в одновременном зацеплении участвовало много цевок (втулок на осях).

При высокой точности изготовления редуктор работает бесшумно с высоким КПД и имеет габариты, соответствующие волновой зубчатой передаче, но при этом имеет большую массу.

**Схема 6** – составлена из двух механизмов схемы 1.

В отличие от двухступенчатой передачи схемы 1 здесь остановлено водило  $h_1$ , а центральные колеса с внутренними зубьями  $z_{b1}$  и  $z_{b2}$  закреплены в барабане и имеют одинаковую частоту вращения, равную частоте вращения барабана. Такая схема применяется для передач, встроенных в барабан грузоподъемных машин, лебедок, ведущих колес большегрузных автомобилей.

Наиболее нагруженной является ступень с остановленным водилом  $h_1$ . Расчет на прочность начинают с нее.

### 3. Кинематика планетарных передач

Передаточное отношение обозначают буквой с индексами  $u_{aH}^b$ . Нижние индексы – направление передачи движения, верхний индекс - неподвижное звено, относительно которого рассматривается движение.

При исследовании кинематики планетарных передач широко применяется так называемый **метод остановки водила** (курс ТММ).

Суть метода сводится к следующему. Всей планетарной передаче мысленно сообщается вращения с угловой скоростью вращения водила, но в противоположном направлении  $-\omega_h$ . При этом водило как бы останавливается, а все другие звенья получают дополнительную скорость. Получается так называемый **обращенный механизм**, представляющий собой простую передачу с неподвижными осями. Для него передаточное отношение запишется по формуле Виллиса (сателлит является паразитным колесом)

$$u_{ab}^H = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = -\frac{z_b}{z_a}.$$

В реальной планетарной передаче передаточное число на основании предыдущей формулы получается (при  $\omega_b = 0$ )

$$u_{aH}^b = \frac{\omega_a}{\omega_H} = 1 + \frac{z_b}{z_a}.$$

Для случая, когда в реальной передаче  $\omega_a = 0$ , получаем

$$u_{bH}^a = \frac{\omega_b}{\omega_H} = 1 + \frac{z_a}{z_b}.$$

### Вращающие моменты на основных звеньях

Вращающие моменты необходимо знать для расчета передач, сил в зацеплении, элементов крепления и т.п. Любую планетарную передачу можно разбить на простые составляющие из трех основных звеньев.

При установившемся движении система находится в равновесии. Для нее можно написать два уравнения

$$T_a + T_H + T_b = 0;$$

$$T_a \omega_a + T_H \omega_H + T_b \omega_b = 0.$$

или момент на водиле при  $\omega_b = 0$  равен

$$T_H = -T_a u_{aH}^b \eta_{aH}^b.$$

Первое уравнение – уравнение статики, второе уравнение – уравнение баланса энергии между ведущим и ведомым звеньями (на основании закона сохранения энергии). Один из трех моментов известен (задан на ведущем и ведомом валу). Два других находят из совместного решения двух уравнений.

На ведущем звене принимают момент со знаком плюс, а на ведомом – со знаком минус. Знаки моментов используются при определении направления сил в зацеплениях.

Для определения момента на колесе  $b$  используют формулу

$$T_b = T_a (u_{aH}^b \eta_{aH}^b - 1).$$

#### 4. Силы в зацеплении

Особенности определения сил в зацеплении планетарной передачи связаны с распределением нагрузки между сателлитами (рис. \_\_\_). В передаче с тремя сателлитами момент на центральном колесе  $T_a$  уравнивается силами в зацеплениях саттелитов

$$T_a = 0,5d_{wa}(F_{t1} + F_{t2} + F_{t3}),$$

где  $d_{wa}$  - диаметр начальной окружности центрального колеса;

$F_{t1}, F_{t2}, F_{t3}$  - силы в зацеплениях саттелитов.

В идеально точной передаче силы равны. В реальной передаче из-за ошибок изготовления силы распределяются неравномерно (рис. \_\_\_\_, б). Равновесие не нарушается из-за реакции  $F_{on}$ , возникающей в опоре центрального колеса и направленной в сторону менее нагруженных саттелитов.

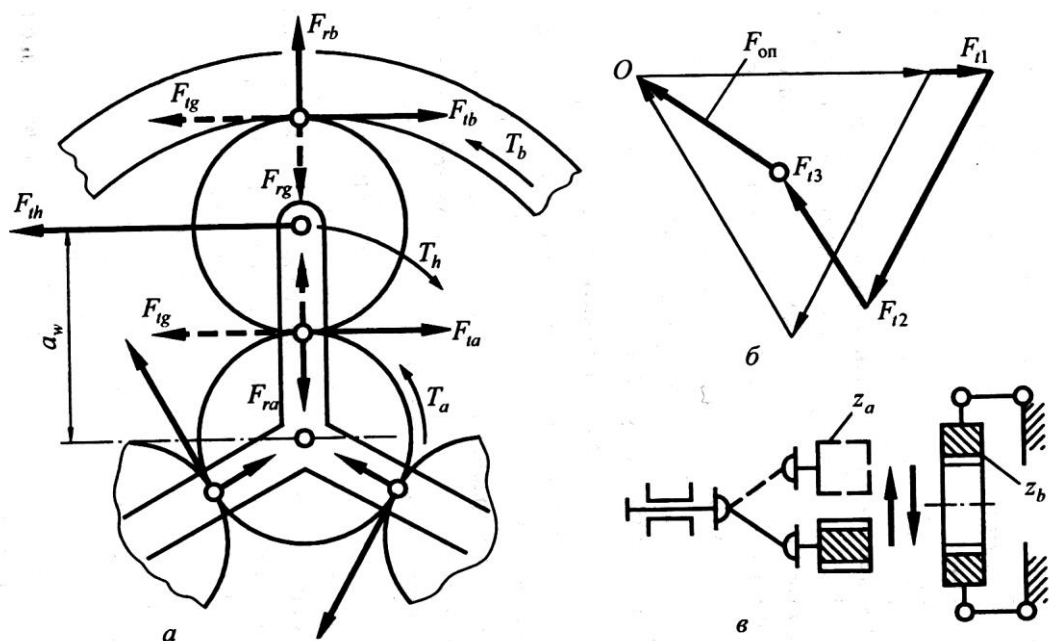


Рисунок – Силы в зацеплении планетарной передачи:

а – силы в зацеплении; б – многоугольник сил для центральных колес; в – шарнирная подвеска центральных колес

**Силы в зацеплении** определяют через вращающие моменты на основных звеньях. Неравномерность распределения нагрузки между саттелитами учитывается коэффициентом  $K_w$

Значения окружных и радиальных сил на основных звеньях определяют по зависимостям

$$F_{ta} = \frac{2000T_a}{d_{wa}} \frac{K_w}{n_w}; \quad F_{tb} = \frac{2000T_b}{d_{wb}} \frac{K_w}{n_w}; \quad F_{te} = \frac{2000T_e}{d_{we}} \frac{K_w}{n_w};$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_{th} \approx F_{ta} + F_{tb},$$

где  $T_a, T_b, T_e$  - значения моментов на звеньях, Нм;

$F_{ta}, F_{tb}, F_{te}$  - окружные силы;

$F_r$  - радиальная сила (для схемы 1 – взаимно уравновешены);

$d_w = mz \cos \alpha_t / \cos \alpha_w$  - диаметры начальных окружностей колес;

$\alpha, \alpha_w$  - углы исходного контура и зацепления (для колес без смещения исходного контура  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ ,  $d_w = mz$  - диаметр делительной окружности);

$n_w$  - число саттелитов;

$K_w$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между саттелитами ( $K_w = 1,1 \dots 1,2$  - при наличии механизма выравнивания нагрузки;  $K_w = 1,5 \dots 2,0$  - при отсутствии механизма выравнивания нагрузки (меньшие значения – для передач, у которых имеется податливый (тонкий) обод колеса с внутренними зубьями).

**Реакции в опорах саттелитов** находят по известным силам в зацеплении так же, как в обычных передачах.

## 5. Расчет на прочность

Расчет по контактным и изгибным напряжениям проводят для обращенного механизма (при остановленном водиле) по тем же зависимостям, что и для цилиндрических зубчатых передач.

При одинаковых материалах достаточно рассчитать только зацепление колес  $a$  и  $g$ . Формула для проектного расчета планетарных передач изменяется с учетом числа саттелитов  $n_w$  и коэффициента неравномерности распределения нагрузки между саттелитами  $K_w$

$$d_1 = K_d^3 \sqrt{\frac{TK_H}{\psi_{bd} [\sigma]_H^2} \frac{K_w}{n_w} \frac{u \pm 1}{u}},$$

при этом  $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} \leq 0,75$ .

Межосевое расстояние для прямозубых передач

$$a_w = 450(u \pm 1) \sqrt{\frac{K_H T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}},$$

где  $u = \frac{z_g}{z_a}$  - передаточное число для внешнего зацепления;

$u = \frac{z_b}{z_g}; \frac{z_e}{z_f}$  - передаточное число для внутреннего зацепления;

$K_H = K_{H\beta} K_{HV}$  - коэффициент нагрузки (определяется аналогично цилиндрическим передачам), но окружная скорость определяется по зависимости  $v = \frac{\pi d n}{6000}$  в относительном движении  $n = |n_a - n_H|$  или  $n = |n_g - n_H|$ ;

$T_2 = T_g = \frac{T_a u K_w}{n_w}$  - вращающий момент для внешнего зацепления;

$T_2 = T_b = T_a \frac{z_b}{z_a} \frac{K_w}{n_w}$  - вращающий момент для внутреннего зацепления.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_H$  находятся так же, как для цилиндрических передач, но при определении эквивалентного числа циклов частоту вращения берут относительно водила  $n = |n_i - n_H|$  по абсолютной величине.

## 6. Условия собираемости

Числа зубьев подбирают в соответствии с выражениями передаточных чисел. Так как колеса планетарной передачи взаимосвязаны, то кроме обеспечения заданного передаточного отношения необходимо удовлетворить следующим условиями сборки: соосности, симметрического расположения сателлитов, соседства.

**Условие соосности** требует равенства межосевых расстояний различных пар зацепляющихся колес.

Если колеса прямозубые и изготовлены *без смещения* исходного контура, то

$$\frac{m(z_a + z_g)}{2} = \frac{m(z_b - z_g)}{2}; \quad z_g = \frac{z_b - z_a}{2}.$$

Из последней формулы видно, что для того, чтобы  $z_g$  стало целым числом,  $z_b$  и  $z_a$  должны быть или нечетными или четными числами.

Если прямозубые колеса изготовлены *со смещением* исходного контура, то

$$\frac{m(z_a + z_g)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wag}} = \frac{m(z_b - z_g)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wgb}}.$$

Обычно назначают:

- смещение колеса  $z_a$  ( $\cos\alpha_{wag} < \cos\alpha$ );

- смещение колес  $z_g$  и  $z_b$  -  $\alpha_{wgb} = \alpha$ .

Тогда из предыдущей формулы находят угол зацепления  $\alpha_{wag}$  и коэффициент смещения  $x_a$  по следующим зависимостям

$$\alpha_{wag} = \arccos\left(\frac{z_a + z_g}{z_b - z_g} \cos\alpha\right);$$

$$x_a + x_g = \frac{\text{inv}\alpha_{wag} - \text{inv}\alpha}{2\text{tg}\alpha}(z_a - z_g); \quad x_g = 0.$$

### **Условие симметричного расположения саттелитов**

Каждое зубчатое колесо можно представить в виде многоугольника с гранью, равной окружному шагу. Чтобы многоугольники собирались по граням, число зубьев (граней) центральных колес должно быть кратно числу саттелитов.

Для схемы 1

$$\frac{z_a}{n_w} = \text{Ц}; \quad \frac{z_b}{n_w} = \text{Ц} \quad \text{или} \quad \frac{z_a + z_b}{n_w} = \text{Ц},$$

где  $n_w$  - число саттелитов; Ц - любое целое число.

Для схем 2 и 3, а также схемы 4 соответственно

$$\frac{z_a z_f + z_g z_b}{n_w C_{gf}} = \text{Ц}; \quad \frac{z_b z_g - z_f z_b}{n_w C_{gf}} = \text{Ц},$$

где  $C_{gf}$  - наибольший общий множитель чисел зубьев  $z_g$  и  $z_f$ . Если условие не выполняется, то принимаем  $z_g = z_g + 1, 2, \dots$  и возвращаемся к началу расчета выбора числа зубьев.

**Условие соседства** требует, чтобы саттелиты не задевали друг друга

$$2a_{wag} \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) \geq d_g + 2m;$$

$$(z_a + z_g) \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) \geq z_g + 2,$$

где  $a_{wag} = \frac{d_a}{2} + \frac{d_g}{2}$  - межосевое расстояние между осями солнечного (центрального) колеса и саттелита.

При  $n_w = 3$  максимальное передаточное отношение зависит от  $z_a$ . Если  $z_a = 24$  или  $z_a = 12$ , то  $u_{aH}^b = 12,44$  или  $u_{aH}^b = 9,95$  соответственно.

## 7. КПД планетарных передач

Потери мощности складываются из потерь на трение в зацеплениях и подшипниках саттелитов, на размешивание масла (гидравлические). При больших скоростях водила учитывают аэродинамические потери

$$\eta_p = \eta_z \eta_r \eta_a,$$

где  $\eta_p$  - КПД редуктора;

$\eta_z$  - потери в зацеплении и в опорах саттелитов;

$\eta_r$  - гидравлические потери;

$\eta_a$  - аэродинамические потери.

Общая формула для определения КПД применительно к планетарному редуктору с зафиксированным звеном  $b$  имеет вид

$$\eta = \frac{P_a - P_{тр}}{P_a} = 1 - \frac{P_{тр}}{P_a},$$

где  $P_a = T_a \omega_a$  - полная подводимая мощность на ведущем звене;

$P_{тр} = T_{тр} (\omega_a - \omega_H) = T_a (\omega_a - \omega_H) \psi^H$  - мощность трения для схемы 1 ( $T_{тр} = T_a \psi^H$  - момент трения,  $\psi^H$  - потери мощности для обращенного механизма).

В результате подстановки указанных выражений получим

$$\eta_{aH}^b = 1 - \frac{u_{aH}^b - 1}{u_{aH}^b} \psi^H,$$

где  $\psi^H = \psi_{ag}^H + \psi_{gb}^Y + \psi_n^H$  - потери мощности ( $\psi_{ag}^H, \psi_{gb}^H$  - коэффициенты потерь в зацеплениях, определяют по формулам, аналогичным для цилиндрической зубчатой передачи;  $\psi_n^H = \sum_1^i \left| \frac{T_i (\omega_i - \omega_H)}{T_H \omega_H} \right| = 0,005 \dots 0,01$  - потери в подшипниках саттелитов,  $i$  - номер саттелита, цифры используют при проектном расчете).

## 8. Волновые передачи

Волновая передача – это механизм, в котором движение между звеньями передается перемещением волны деформации гибкого звена.

Волновая зубчатая передача (ВЗП) кинематически представляет собой планетарную передачу с одним гибким зубчатым колесом.

Наиболее распространенная передача ВЗП (рис. \_\_) состоит:

- из гибкого колеса  $z_1$  с внешними зубьями, выполненного в виде тонкостенного цилиндра, соединенного с тихоходным валом;

- из жесткого колеса  $z_2$  с внутренними зубьями, соединенного с корпусом;



- из генератора волн  $h$ , состоящего из гибкого подшипника, напрессованного на овальный кулачок, или из двух больших роликов (дисков), расположенных на эксцентриковом валу.

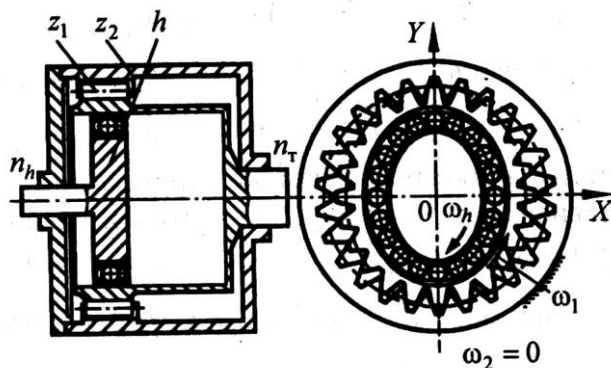


Рисунок – Конструктивная схема волновой зубчатой передачи

Гибкое зубчатое колесо изготавливают в виде стакана с тонкой легко деформирующейся стенкой и соединяют с валом. Длина стакана колеса близка к его диаметру.

Жесткое зубчатое колесо соединено с корпусом. Зубья колес чаще всего эвольвентные.

### Принцип работы

При вращении водила (генератора волн) волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца. При этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу, вращая стакан и вал. Поэтому передача называется волновой, а водило – генератором волн.

Многопарность зацепления определяет все положительные качества этих передач по сравнению с обычными передачами.

#### Достоинства:

1. Способность передавать большие нагрузки, т.к. в зацеплении одновременно находится большое число зубьев.

2. Возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений.

3. Большое передаточное отношение при малых габаритных размерах, массе и сравнительно высоком КПД (передаточное число от 70 - ограничивается изгибной прочностью гибкого зубчатого венца - до 300...320 - ограничивается минимально допустимой величиной модуля, равной 0,2...0,15 мм - для одной ступени при КПД 0,8...0,9).

4. Работают с меньшим шумом и обладают высокой демпфирующей способностью.

5. Имеют более высокую кинематическую точность, меньший мертвый ход.

#### Недостатки:

1. Мелкие модули зацепления (0,15...2 мм).
2. Сложность изготовления гибкого тонкостенного колеса и генератора волн (требуется специальная технологическая оснастка).
3. Ограничение угловой скорости вала генератора волн при больших диаметрах колес из-за возникновения вибраций.

### Применение

Волновые передачи применяют в механизмах с большим передаточным отношением, а также в устройствах с повышенными требованиями к кинематической точности и герметичности.

### Критерии работоспособности

Критерии работоспособности установлены на основании длительных испытаний реальных передач.

1. **Поломка гибкого колеса** от трещин усталости, появляющихся вдоль впадин зубьев. Следовательно, необходим расчет гибкого колеса на усталостную прочность при изгибе.

2. **Разрушение подшипников качения** генераторов волн.

3. **Проскок генератора волн** при больших крутящих моментах (по аналогии с предохранительной муфтой).

Проскок связан с изменением формы генератора волн, гибкого и жесткого колес под нагрузкой вследствие их недостаточной радиальной жесткости. При этом зубья на входе в зацепление упираются вершинами друг в друга, жесткое колесо распирается, генератор сжимается и происходит его проскок. Поэтому необходимо правильно назначать параметры элементов передачи и допустимый кратковременный момент перегрузки.

4. **Износ зубьев.** Наблюдается на концах, обращенных к дну (к заделке) гибкого колеса, при неправильно выбранных параметрах деформации и зацепления или с несоблюдением полей допусков при изготовлении.

**Подробнее о ВЗП – смотри Ряховский О.А., стр. 329 - 344**

### 9. Передачи цилиндрические с зацеплением Новикова

Передачи выполняют косозубыми (рис. \_\_\_\_). Прямозубыми они быть не могут.

Профиль зубьев в торцовой плоскости у шестерни – выпуклый, у колеса – вогнутый (рис. \_\_\_\_, а). Они описаны радиусами окружностей  $\rho_a$  и  $\rho_f$ , близкими друг к другу по значению. Первоначальный контакт в точке  $K_0$  у шестерни – на головке зуба, у колеса – на ножке зуба.

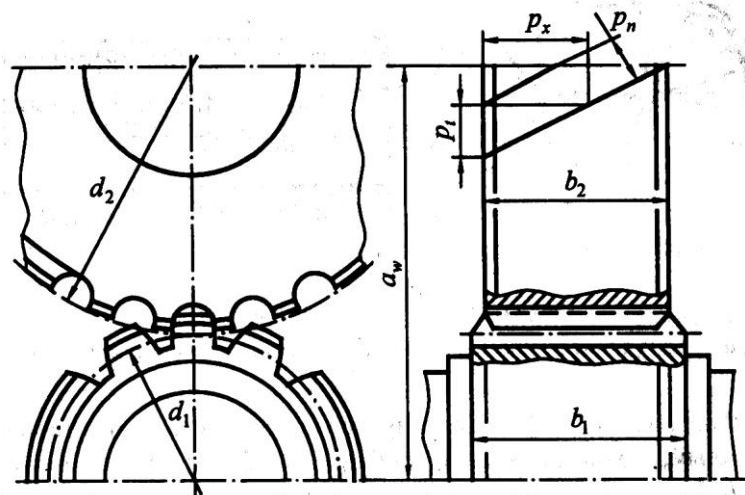


Рисунок – Цилиндрическая передача с зацеплением Новикова

При вращении колес точка контакта двух винтовых линий зубьев перемещается от одного торца колес к другому.

Непрерывность зацепления осуществляется вследствие осевого перекрытия зубьев. Поэтому в торцевой плоскости зубья не взаимоггибаемы в отличие от эвольвентного зацепления. Точка контакта не перемещается по высоте профилей зубьев, а перемещается по линии зацепления  $L-L$  параллельно полюсной линии  $\Pi-\Pi$ . Причем относительное положение профилей в плоскости, проходящей через точку  $K_0$  параллельно торцам, остается неизменным.

Под нагрузкой за счет упругой деформации поверхностей зубьев точечный контакт переходит в контакт по площадке, которая движется вдоль линии зуба от одного торца к другому со скоростью качения  $v_k$  значительной большей окружной  $v$  ( $v_k = \frac{v}{\operatorname{tg}\beta}$ ).

Большой приведенный радиус кривизны при касании выпукло-вогнутых поверхностей и большие скорости качения профилей вдоль зуба способствуют образованию масляной прослойки и повышению нагрузочной способности в 1,3...1,5 раза по сравнению с косозубыми эвольвентными передачами.

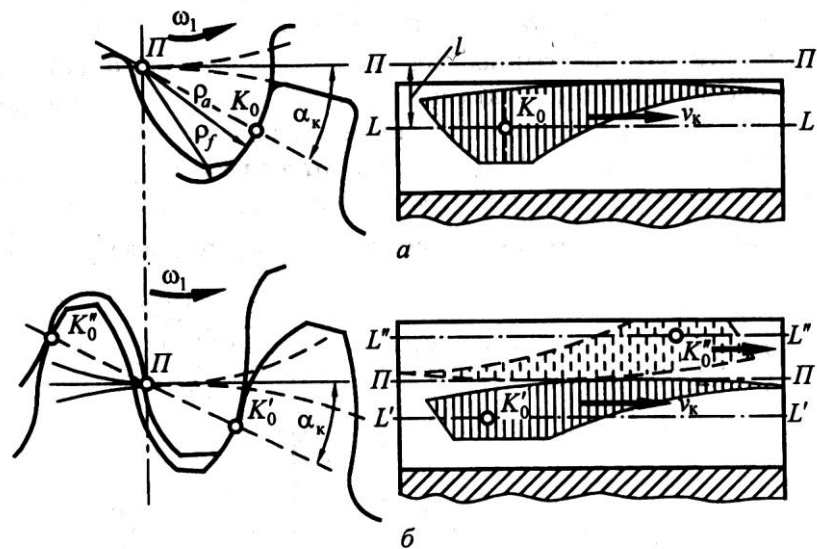


Рисунок – Схемы передач Новикова:

а – одна линия зацепления (ОЛЗ); б – две линии зацепления

Применяют два вида зацеплений (рис. \_\_\_):

- с одной линией зацепления (ОЛЗ) (профили зубьев колес разные: у шестерни – выпуклый, у колеса – вогнутый; для изготовления колес требуется два разных инструмента, что является недостатком);

- с двумя линиями зацепления (ДЛЗ) (профили зубьев колес одинаковые; для изготовления колес требуется один инструмент; нагрузка распределяется между двумя площадками и между двумя зубьями, что повышает нагрузочную способность не только по контактным напряжениям, но и по напряжениям изгиба).

Именно передача ДЛЗ в настоящее время получила основное применение.

Передачи с зацеплением Новикова чувствительны к изменениям межосевого расстояния, которое ведет к уменьшению размеров площадок контакта. Поэтому требуются более жесткие допуски на глубину врезания, межосевое расстояние, более жесткие валы и их опоры.

Передачи Новикова нашли применение в редукторах общего назначения. По литературным источникам известно также их применение в редукторах вертолетов, задних мостах троллейбусов.

**Подробнее о ВЗП – смотри Ряховский О.А., стр. 299 - 302**

## Лекция № 3.3. Цепные передачи.

### План лекции

1. Цепные передачи. Определения. Область применения. Классификация. Конструкция основных типов.
2. Основные геометрические параметры цепных передач.
3. Материалы и термообработка.
4. Силы в ветвях цепи.
5. Критерии работоспособности. Причины выхода из строя.
6. Расчет цепных передач.

### 1. Цепные передачи. Определения. Область применения.

#### Классификация. Конструкция основных типов

**Цепная передача** – это механизм, состоящий из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи 3 (рис. \_\_\_). В состав передачи также входят натяжные и смазочные устройства.

Цепь состоит из шарнирно соединенных звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи.

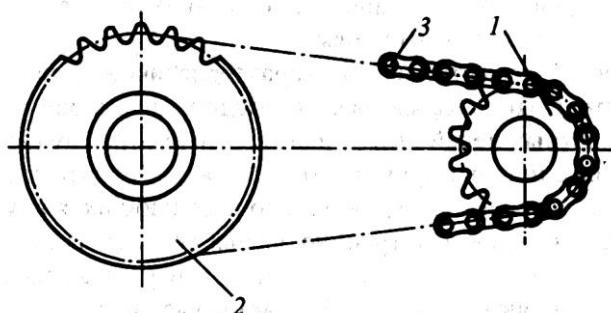


Рисунок – Схема цепной передачи

#### Достоинства

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

#### Недостатки

- неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;

- непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек;

- необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи;

- необходимость смазывания и регулирования.

### **Применение**

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

### **Основные типы цепей**

По назначению подразделяют на три группы:

а) грузовые цепи – для закрепления грузов;

б) тяговые цепи – для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.);

в) приводные цепи – для передачи движения.

Основные типы цепей представлены на рис. \_\_\_:

- грузовая круглозвенная (а);

- грузовая пластинчатая шарнирная (б);

- тяговая пластинчатая (в);

- приводная роликовая однорядная (г);

- приводная роликовая двухрядная (д);

- приводная роликовая с изогнутыми пластинами (е);

- приводная втулочная (ж);

- приводная зубчатая с внутренними направляющими пластинами (з);

- приводная зубчатая с боковыми направляющими пластинами (и);

- приводная фасоннозвенная крючковая (к);

- приводная фасоннозвенная втулочно-штыревая (л).

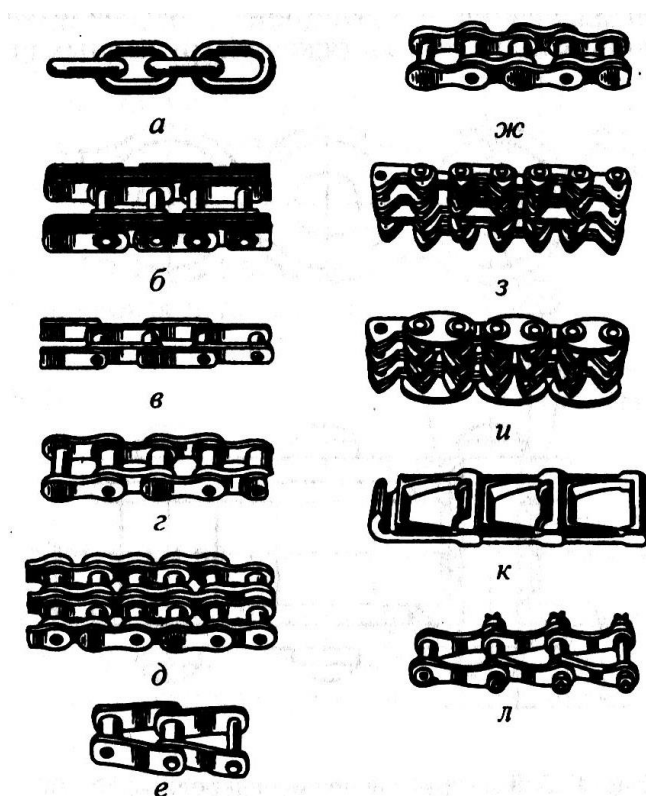


Рисунок – Основные типы цепей

Грузовые и тяговые цепи подробно рассматривают в курсе подъемно-транспортных машин, а в данном курсе главное внимание уделено приводным цепям.

### Роликовые цепи

Роликовые цепи образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев.

**Внутренние звенья** состоят из пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 5.

**Наружные звенья** состоят из пластин 3 и запрессованных в их отверстия валиков 4. Концы валиков после сборки расклепывают.

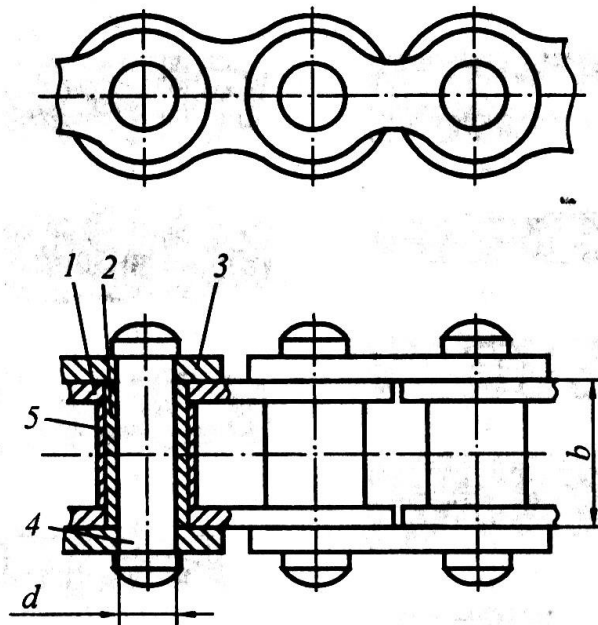


Рисунок – Конструкция приводной роликовой цепи

Благодаря натягу в соединениях наружных пластин с валиками и внутренних пластин со втулками и зазору между валиком и втулкой образуется **шарнирное соединение**.

Для повышения сопротивления усталости значения натягов принимают значительно большими, чем предусмотрено стандартными посадками. Пластическое деформирование пластин в зоне отверстий, неизбежное при столь больших натягах, существенно повышает сопротивление усталости пластин.

**Многорядные цепи** с числом рядов от 2-х до 8-ми собирают из деталей с такими же размерами, кроме валиков, имеющих соответственно большую длину. **Нагрузочная способность цепей** почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

При больших динамических (ударных) нагрузках и частых реверсах применяют **роликовые цепи с изогнутыми пластинами**.

При работе цепных передач в условиях, вызывающих возрастание трения в шарнирах (запыленные и химически активные среды) используют **открытошарнирные пластинчатые цепи**.

Рекомендуются при скоростях  $v \leq 15$  м/с.

#### Втулочные приводные цепи

По конструкции аналогичны роликовым, но не имеют роликов. Поэтому обладают меньшим весом.

Применяют в неответственных передачах при  $v \leq 1$  м/с.

Втулочные цепи также могут быть многорядными с числом рядов от 2-х до 4-х.

#### Зубчатые приводные цепи



Состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой.

Шарниры зубчатых цепей бывают: - с трением скольжения; - с трением качения (допускают большую нагрузку и обладают повышенным рабочим ресурсом).

К настоящему времени вытеснены более дешевыми и технологичными прецизионными роликовыми цепями, которые не уступают зубчатым цепям по кинематической точности и шумовым характеристикам.

Зубчатые цепи используют преимущественно для замены разрушившихся цепей в старом оборудовании.

### Соединение концов цепей

Соединяют концы роликовых, втулочных и открытошарнирных цепей в замкнутый контур с помощью соединительных и переходных звеньев.

Соединительное звено, используемое при четном числе звеньев цепи, отличается от обычного наружного тем, что одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках замками и шплинтами.

В случае использования цепи с нечетным числом звеньев применяют изогнутые переходные звенья, которые являются слабым местом цепи.

Обозначают приводные цепи в соответствии с ГОСТ 13568-75. В обозначении указывают число рядов цепи (если оно больше одного), тип цепи, ее шаг и разрушающую силу. Например, 2ПР-25,4-114000 – двухрядная приводная роликовая цепь с шагом 25,4 мм и разрушающей силой 114000 Н.

## 2. Основные геометрические параметры цепных передач

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

Мощности, для которых применяют цепные передачи, изменяются в пределах до 100 кВт; межосевые расстояния достигают 8 м.

2.2. **Частоты вращения звездочек и скорость цепи** ограничиваются силой удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно составляет около 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 n_1 P}{60000},$$

где  $z_1$  - число зубьев малой звездочки;

$n_1$  - частота вращения малой звездочки, мин<sup>-1</sup>;

$P$  - шаг цепи, мм.

2.3. **Передачное отношение** определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках  $z_1 n_1 P = z_2 n_2 P$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \leq 7,$$

где  $z_2$  - число зубьев большой (ведомой) звездочки;

$n_2$  - частота вращения большой (ведомой) звездочки, мин<sup>-1</sup>.

Передачное отношение ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата малой звездочки.

2.4. **Числа зубьев звездочек** ограничивается износом шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ.

**Минимальное число зубьев малой звездочки** для силовых передач общего назначения  $z_{1\min} = 29 - 2u$  (при низких частотах  $z_{1\min} = 13$ , при высоких скоростях  $v > 20$  м/с  $z_{1\min} \geq 35$ ).

**Число зубьев большой звездочки**  $z_2 = z_1 u$ .

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр. Это в дальнейшем может привести к выходу цепи из зацепления со звездочкой. Поэтому **максимальное число зубьев большой звездочки**  $z_{2\max} = 120$ .

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек.

## 2.5. Делительные диаметры звездочек

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}, \quad d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)}.$$

## 2.6. Межосевое расстояние и длина цепи

**Минимальное межосевое расстояние** определяют из условий:

1) размещения звездочек  $a_{\min} > 0,5(D_{e1} + D_{e2})$ , где  $D_{e1}, D_{e2}$  - наружные диаметры звездочек;

2)  $\alpha_1 \geq 120^\circ$  - угол охвата цепью малой звездочки.

**Оптимальное межосевое расстояние**  $a = (30...50)P$ .

При  $a < 30P$  наблюдается ускоренный износ шарниров цепи в связи с повышенной частотой входа каждого шарнира в зацепление.

При  $a > 50P$  даже небольшой износ каждого шарнира вызывает значительное удлинение цепи, что приводит к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.

Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной  $a_{\max} = 80P$ .

Формула для определения длины цепи аналогична формуле для определения длины ремня. **Число звеньев цепи**  $W$  зависит от межосевого расстояния, шага и чисел зубьев звездочек

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

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

### **Межосевое расстояние (без учета провисания цепи)**

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

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

### **2.7. Окружная сила на звездочках, Н,**

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

где  $T_1$  - вращающий момент на ведущей звездочке, Нм;

$d_1$  - делительный диаметр ведущей звездочки, мм;

$P_1$  - мощность на ведущей звездочке, кВт;

$v_1$  - скорость движения цепи, м/с.

## **3. Материалы и термообработка**

**Пластины цепей** изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A; термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50 HRC.

**Валики и втулки** выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15X, 12XH3, 18XГТ и других. После цементации или газового цианирования детали закалывают до твердости поверхности 56...65 HRC.

Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3 – 12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности **роликов** должна быть не ниже 43,5 HRC.

## **4. Силы в ветвях цепи**

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

$$F_1 = F_t + F_2.$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_u,$$

где  $F_0$  - натяжение цепи от силы тяжести;

$F_u$  - натяжение от центробежных сил.

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

$$F_0 = \frac{m_1 g a}{8f},$$

где  $m_1$  - погонная масса цепи, кг/м;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$a$  - межосевое расстояние, м;

$f$  - стрела провисания цепи, мм.

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

$$F_0 = m_1 g a.$$

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

$$F_u = m_1 v^2,$$

где  $v$  - скорость движения цепи, м/с.

Если ветви ремней параллельны, сила, действующая на валы,  $F_\Sigma = F_1 + F_2$ . В общем случае, если ветви цепи не параллельны, то силу, действующую на вал, определяют по формуле

$$F_\Sigma = k_n F_t,$$

где  $k_n$  - коэффициент, учитывающий массу цепи (для горизонтальной передачи  $k_n = 1,15$ , для вертикальной передачи  $k_n = 1,05$ ).

## 5. Критерии работоспособности. Причины выхода из строя

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам.

1. **Износ шарниров**, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению зацепления с зубьями звездочек.

2. **Усталостное разрушение пластин** по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжелонагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.

3. **Проворачивание валиков и втулок в пластинах** в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.

4. Усталостное выкрашивание и разрушение роликов.

5. Недопустимое провисание ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.

6. Износ зубьев звездочки.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тысяч часов, чаще всего он ограничивается долговечностью цепи.

## 6. Расчет цепных передач

### Предварительный расчет

Определяют статическую разрушающую силу проектируемой цепи

$$F_p' = F_t S,$$

где  $S$  - коэффициент безопасности, зависящий от степени ответственности передачи, точности определения действующих нагрузок и коррозионного воздействия на передачу.

Минимальные значения коэффициента безопасности принимают при отсутствии коррозии  $S = 6...10$ , при активной коррозии  $S = 18...50$ .

По найденному значению  $F_p'$  по стандартам на приводные цепи находят несколько вариантов цепи, для которых  $F_p > F_p'$ . Найденные варианты различаются шагом, числом рядов и типом передачи.

### Основной расчет

Проводят по условию износостойкости шарниров цепи.

Давление в шарнирах  $p$  связывают с путем трения  $S_f$  зависимостью

$$p^m S_f = C,$$

где  $C$  - для конкретных условий эксплуатации некоторая постоянная величина;

$m$  - показатель степени, зависящий от вида трения в шарнирах (при хорошем смазывании  $m \approx 3$ , при недостаточной смазке  $m = 1...2$ ).

Условное давление в шарнирах цепи при условии отсутствия зазора между валиком и втулкой и равномерного распределения давления в шарнире

$$p = \frac{K_\varepsilon F_t}{A} \leq [p],$$

где  $F_t$  - окружная сила на звездочке, Н;

$A = db$  - площадь проекции шарнира на диаметрально сечение, мм<sup>2</sup>;

$[p]$  - допускаемое давление, МПа, для средних эксплуатационных условий, при которых  $K_\varepsilon = 1$ ;

$K_\varepsilon = K_d K_a K_H K_{рег} K_{см} K_{реж} K_T$  - коэффициент эксплуатации

где  $K_d$  - коэффициент динамичности нагрузки ( $K_d = 1$  - при спокойной нагрузке;  $K_d = 1,2...1,5$  - при толчках;  $K_d = 1,8$  - при ударах);

$K_a$  - коэффициент влияния длины цепи – межосевого расстояния ( $K_a = 1$  при  $a = (30...50)P$ ;  $K_a = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}}$  - в других случаях, где  $L_0$  - длина цепи при  $a = 40P$ ,  $L$  - длина рассчитываемой цепи);

$K_H$  - коэффициент влияния наклона линии центров звездочек передачи к горизонту ( $K_H = 1$  при угле наклона  $\psi \leq 45^\circ$ ;  $K_H = 0,15\sqrt{\psi}$  при угле наклона  $\psi > 45^\circ$ );

$K_{\text{рег}}$  - коэффициент влияния регулировки цепи ( $K_{\text{рег}} = 1$  при регулировке положения оси;  $K_{\text{рег}} = 1,25$  при отсутствии регулировки);

$K_{\text{см}}$  - коэффициент влияния характера смазывания ( $K_{\text{см}} = 0,8$  - при непрерывном смазывании в масляной ванне;  $K_{\text{см}} = 1$  - при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании;  $K_{\text{см}} = 1,5$  - при нерегулярном смазывании);

$K_{\text{реж}}$  - коэффициент влияния режима работы ( $K_{\text{реж}} = \sqrt[3]{N_{\text{см}}}$ , где  $N_{\text{см}}$  - число смен работы передачи в сутки);

$K_T$  - коэффициент влияния температуры ( $K_T = 1$  при температуре от  $-25^\circ\text{C}$  до  $150^\circ\text{C}$ ;  $K_T > 1$  - в экстремальных условиях).

### **Проверочные расчеты**

Проводят при значительных отличиях реальных условий эксплуатации от средних.

#### **Проверка на прочность при пиковых перегрузках**

$$F_{\text{max}} = k_n F_t \leq F_p,$$

где  $k_n$  - кратность кратковременной перегрузки.

Выполняют для передач землеройных, сельскохозяйственных и других машин, при работе которых возникают неучитываемые предельные состояния (встреча с непрогнозируемым препятствием).

**Расчет деталей на сопротивление усталости** (для тяжело нагруженных быстроходных передач при скорости цепи  $v > 20$  м/с)

Определяют отдельно для пластин, валиков, втулок и роликов. Допускаемая окружная сила на звездочках по условию сопротивления усталости

$$F_t' = \frac{F_{y\text{min}}}{S},$$

где  $F_{y\text{min}}$  - меньшая из сил, действующих на пластины, валики, втулки и ролики;  $S$  - коэффициент безопасности.

### **Ресурс передачи по износу шарниров**

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

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

$$T = T_a K ,$$

где  $T_a$  - ресурс цепи в эталонной передаче, ч;

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

## Лекция № 3.4. Ременные передачи.

### План лекции

1. Ременные передачи. Определение. Конструкция. Достоинства и недостатки. Область применения. Классификация.
2. Материалы и конструкция плоских и клиновых приводных ремней.
3. Основные характеристики плоскоремennых и клиноремennых передач.
4. Геометрия ременных передач. Основные геометрические соотношения.
5. Теория работы ременных передач. Кинематика ременных передач.
6. Силы и напряжения в ремне. Уравнение Эйлера.
7. Кривые скольжения. КПД передачи.
8. Критерии работоспособности. Расчет по тяговой способности.

### 1. Ременные передачи. Определение. Конструкция.

#### Достоинства и недостатки. Область применения. Классификация

Ременная передача (рис. \_\_) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружное усилие с помощью трения.

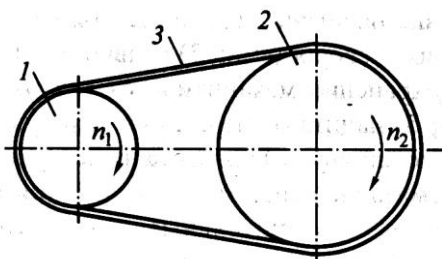


Рисунок – Схема ременной передачи

Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

#### Достоинства

- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- возможность работы с высокими скоростями;
- плавность и малошумность работы;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов;
- защита от перегрузки в результате проскальзывания ремня по шкиву;
- простота конструкции, отсутствие необходимой смазочной системы;
- малая стоимость.

#### Недостатки

- значительные габаритные размеры;
- значительные силы, действующие на валы и опоры;



- непостоянство передаточного отношения;
- малый срок службы ремней в быстроходных передачах;
- необходимость защиты ремня от попадания масла.

### Применение

Ременные передачи применяют в большинстве случаев как замедлительные, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние должно быть достаточно большим, а передаточное отношение не строго постоянным.

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт и в редких случаях достигает 1500 кВт. Скорость ремня – в пределах от 5 до 30 м/с, а в сверхскоростных передачах может достигать 100 м/с.

В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях приводов.

### Классификация ременных передач

1) по принципу работы:

- передачи трением (большинство передач);
- передачи зацеплением (зубчато-ременные передачи).

2) по форме поперечного сечения ремней (рис. \_\_):

- плоскоремные передачи (а);
- клиноремные передачи (б);
- поликлиноремные передачи (в);
- круглоремные передачи (г);
- передачи с квадратными ремнями (д).

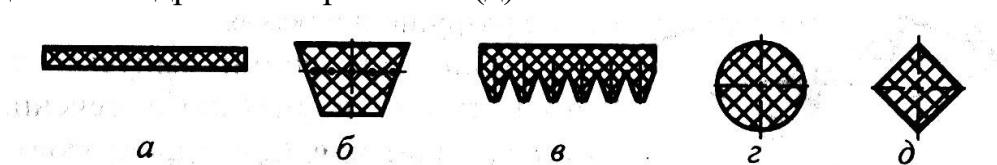


Рисунок – Сечения ремней

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские ремни изготавливают *бесконечно замкнутыми*.

Плоские ремни выпускают *конечными* в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня.

### Способы натяжения ремня

Условием работы ременных передач является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами:

- 1) предварительным упругим растяжением ремня;
- 2) перемещением одного из шкивов относительно другого;
- 3) натяжным роликом;

4) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку выбирают меньше, при четвертом – натяжение изменяется автоматически в зависимости от нагрузки.

## **2. Материалы и конструкция плоских и клиновых приводных ремней**

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, эластичностью и долговечностью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью, хорошо сцеплять со шкивами и иметь низкую стоимость.

### **Плоские ремни**

Отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине.

В машиностроении применяют различные типы плоских ремней:

- резино-тканевые (прорезиненные) ремни;
- хлопчатобумажные цельнотканые ремни (ГОСТ 6982-79);
- шерстяные ремни;
- кожаные ремни;
- ремни из синтетических волокон (пленочные ремни).

Наиболее перспективны **синтетические ремни** ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя - полиамид или каучук. Изготавливают бесконечными и используют при скорости более 30 м/с.

**Кожаные ремни** обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью. Однако их применение ограничено из-за высокой стоимости.

**Прорезиненные ремни** состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев, связанных вулканизированной резиной, и наружных резиновых прокладок. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения. В настоящее время имеют самое широкое распространение.

**Кордшнуровые ремни** состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок.

**Кордтканевые ремни** имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

### **Клиновые ремни**

Имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами.

Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостные разрушения ремня.

Клиновые ремни выпускаются **трех типов**: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов) и различных по площади сечения.

**Узкие ремни** допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5...2,0 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время применение узких ремней становится преобладающим.

Число ремней в комплекте обычно от двух до восьми и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

**Конструкция клинового ремня** следующая. В тканевой обертке, увеличивающей прочность ремня и обеспечивающей защиту, находятся несколько слоев ткани и текстильного корда (основной несущий слой). Резина как наполнитель объединяет ремень в единое целое и придает ему эластичность.

Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особо высокой нагрузкой – кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность и практически не вытягиваются.

Большинство клиновых ремней выполняют в виде замкнутой ленты.

### **Поликлиновые ремни**

Представляют собой бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности.

Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

### **Круглые ремни**

Выполняют из резины диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни квадратного сечения применяют для передачи небольших мощностей в приборах.

## **3. Основные характеристики плоскоремennых и клиноремennых передач**

### **Плоскоремennая передача**

Плоскоремennая передача имеет простую конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью.

Эта передача рекомендуется при больших межосевых расстояниях (до 15 м) и весьма высоких скоростях (до 100 м/с).

#### **Типы плоскоременных передач:**

а) **открытые передачи** (оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении).

Открытые передачи получили наибольшее распространение вследствие благоприятных условий работы ремня, обеспечивающих большую его долговечность.

б) **перекрестные передачи** (оси валов параллельны, вращение шкивов в противоположных направлениях).

Вследствие взаимного трения ветвей имеют повышенный износ ремней. В настоящее время встречаются редко.

в) **передача с натяжным роликом**, обеспечивающая постоянное натяжение ремня.

Применяется при больших передаточных отношениях или при малых межосевых расстояниях. В настоящее время успешно заменяется клиноременной передачей.

#### **Клиноременная передача**

Клиноременная передача применяется в виде открытой передачи и работает с одним или несколькими ремнями.

**Достоинства** (по сравнению с плоскоременной передачей):

- передает большую мощность;
- допускает меньшее межосевое расстояние и меньший угол обхвата.

**Недостатки** (по сравнению с плоскоременной передачей):

- меньшая долговечность ремней вследствие их значительной толщины;
- более низкий КПД;
- большая стоимость шкивов.

**Рекомендуется** при малых межосевых расстояниях, больших передаточных отношениях, вертикальном расположении осей валов.

Скорость ремней клиноременной передачи не должна превышать 30 м/с, т.к. при больших скоростях клиновые ремни вибрируют. Наибольшую нагрузку передают при скоростях 20...25 м/с. Невыгодны скорости менее 5 м/с.

### **4. Геометрия ременных передач.**

#### **Основные геометрические соотношения**

##### **Геометрия ременных передач**

При проектировании ременных передач определяют:

- угол  $\gamma$  между ветвями ремня;
- угол  $\alpha_1$  обхвата ремнем малого шкива;

- длину ремня  $L$  и при использовании бесконечных ремней - межосевое расстояние  $a$ .

Расчетные диаметры шкивов и длины ремней определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

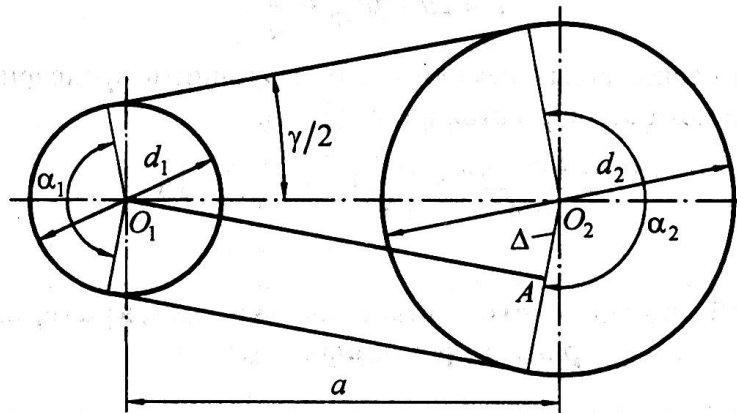


Рисунок – Геометрические параметры ременной передачи

4.1. Угол между ветвями ремня находят из треугольника  $O_1AO_2$ :  $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}$ ,

где  $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$ . Тогда угол между ветвями ремня в радианах

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2\Delta}{a}.$$

4.2. Угол охвата ремнем малого шкива в градусах

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} 57,3^\circ.$$

Минимальный угол охвата  $\alpha_{1\min}$  должен быть для плоскоремной передачи -  $150^\circ$ , для клиноремной передачи -  $120^\circ$ .

4.3. Длина ремня (без учета его деформации на шкивах) определяется как сумма длин прямолинейных участков и длин дуг охвата ремнем малого и большого шкивов

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}.$$

При наличии сшивки длину ремня увеличивают на 100...400 мм.

4.4. Межосевое расстояние ременной передачи определяется, в основном, конструкцией привода машины. Рекомендуется

- для плоскоремных передач  $15m \geq a \geq 2(d_2 + d_1)$ ;

- для клиноремных передач  $2(d_2 + d_1) \geq a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h$ , где  $h$  - высота сечения ремня.

Для бесконечных ремней следует уточнить предварительно заданное межосевое расстояние

$$a = \frac{L - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2},$$

где  $d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}$  - средний диаметр шкивов.

## 5. Теория работы ременных передач.

### Кинематика ременных передач

#### Взаимодействие ремня со шкивами

Передача работает с неизбежным упругим скольжением ремня по шкивам, т.к. силы натяжения ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей ремня при передаче полезной нагрузки различны. Следовательно, согласно закону Гука, различаются и относительные удлинения ветвей  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$ .

Натяжение ремня по ведущему шкиву падает, ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиве ремень удлиняется и вновь проскальзывает. Скольжение происходит не по всей дуге охвата  $\alpha$ , а на ее части  $\beta$ , называемой *дугой скольжения*. Сила трения между ремнем и шкивами действует, в основном, на дугах скольжения (рис. \_\_\_).

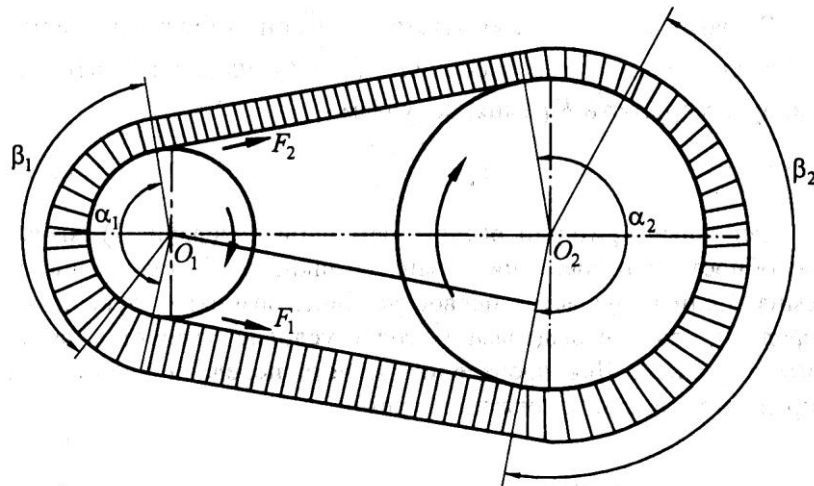


Рисунок – Скольжение в ременной передаче

Со стороны набегающего ремня находится *дуга сцепления*, на которой ремень движется совместно со шкивом, без проскальзывания. Окружная скорость каждого шкива равна скорости набегающей ветви ремня.

По мере роста нагрузки на передачу дуга скольжения растет, когда она достигает всей дуги охвата, начинается буксование передачи.

Явление проскальзывания ремня на шкиве из-за различной упругой деформации в ведущей и ведомой ветвях называют **упругим скольжением**. Упругое скольжение ремня равно разности относительных удлинений ветвей ремня

$$\varepsilon_y = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{F_1 - F_2}{EA},$$

где  $E$  - модуль упругости ремня;

$A$  - площадь поперечного сечения ремня.

### Кинематика ременных передач

#### 5.1. Окружные скорости, м/с, на шкивах

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000},$$

где  $d_1, d_2$  - диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

$n_1, n_2$  - частоты вращения шкивов, мин<sup>-1</sup>.

Окружная скорость на ведомом шкиве меньше скорости на ведущем шкиве вследствие скольжения

$$v_2 = (1 - \varepsilon_y) v_1.$$

#### 5.2. Передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon_y)}.$$

Обычно упругое скольжение находится в пределах 0,01...0,02 и растет с увеличением нагрузки.

## 6. Силы и напряжения в ремне. Уравнение Эйлера

### Силы в ветвях ремня

Для создания трения между ремнем и шкивами ремень надевают с силой *начального (предварительного) натяжения*  $F_0$ . Чем больше  $F_0$ , тем выше тяговая (несущая) способность передачи, однако срок службы уменьшается.

Сила начального натяжения должна обеспечивать передачу полезной нагрузки за счет сил трения между ремнем и шкивом. При этом натяжение должно сохраняться долгое время при удовлетворительной долговечности ремня.

В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой  $F_0$ .

При приложении рабочей нагрузки происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до силы  $F_2$ .

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем  $F_1 - F_2 = F_t$ , где  $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{10^3 P_1}{v_1}$  - окружная сила на шкивах ( $T_1, P_1$  - вращающий момент, Нм, и мощность, кВт, на ведущем шкиве диаметром  $d_1$ , мм, соответственно).

Общая геометрическая длина ремня во время работы передачи остается неизменной, т.к. дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется

равным сокращением ведомой ветви. Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремни, настолько же оно снимается с ведомой. Но сумма натяжений ветвей при передаче полезной нагрузки не меняется по сравнению с начальным натяжением.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \text{ и } F_2 = F_0 - \Delta F ,$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0 .$$

Решая систему двух уравнений, получаем

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \\ F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \end{cases}$$

Получили систему 2-х уравнений с 3-мя неизвестными  $F_1, F_2, F_0$ . Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей от нагрузки  $F_t$  и начального натяжения  $F_0$ .

Однако эти уравнения не вскрывают тяговой способности передачи, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Эта связь установлена Эйлером и выведена им для нерастяжимой нити, скользящей по цилиндру.

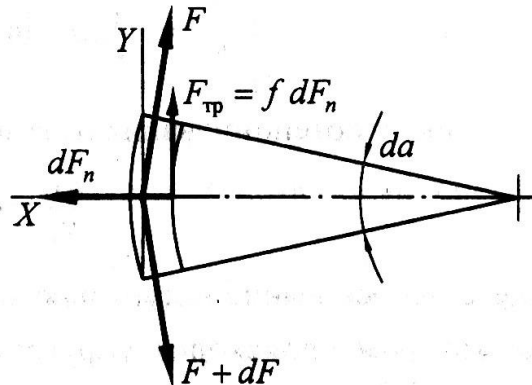


Рисунок – Силы, действующие на элемент ремня

Записываем условия равновесия по осям  $x$  и  $y$  элемента ремня с центральным углом  $d\alpha$ . Принимаем, что  $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$  и  $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$ , тогда

- при  $\sum X = 0$

$$dF_n - (F + dF) \frac{d\alpha}{2} - F \frac{d\alpha}{2} = 0 ,$$

- при  $\sum Y = 0$

$$F + dF - F - fdF_n = 0 ,$$

где  $dF_n$  - нормальная сила реакции, действующая на элемент ремня от шкива;



$f$  - коэффициент трения ремня по шкиву.

Из предыдущей формулы имеем

$$dF_n = Fd\alpha - dF \frac{d\alpha}{2}.$$

Подставим значение  $dF_n$  в предыдущую формулу, пренебрегая членом  $dF \frac{d\alpha}{2}$  в связи с его малостью. Тогда  $dF = fF d\alpha$  и далее  $\frac{dF}{F} = f d\alpha$ .

Интегрируем последнее выражение по дуге скольжения, подставляя пределы  $F_1, F_2, 0, \beta$

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = f \int_0^\beta d\alpha, \quad \ln F_1 - \ln F_2 = f\beta.$$

После потенцирования получаем формулу Герца

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta};$$
$$F_1 = F_2 e^{f\beta},$$

где  $e$  - основание натурального логарифма;

$\beta$  - участок дуги, на котором происходит упругое скольжение (при номинальной нагрузке  $\beta \approx \alpha_1$ ).

Полученное выражение показывает, что отношение  $\frac{F_1}{F_2}$  зависит от коэффициента трения ремня на шкиве и угла  $\beta$ . Но эти величины являются случайными, в условиях эксплуатации могут принимать различные значения из числа возможных, поэтому силы натяжения ветвей в особых случаях уточняют экспериментально.

В результате подстановки уравнения Эйлера в систему двух уравнений получаем

$$\begin{cases} F_1 = F_t \frac{e^{f\beta}}{e^{f\beta} - 1}; \\ F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\beta} - 1}; \\ F_0 = \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\beta} + 1}{e^{f\beta} - 1} \right). \end{cases}$$

Последняя формула в этой системе уравнений определяет минимально необходимую величину начального натяжения ремня  $F_0 < \frac{F_t}{2} \left( \frac{e^{f\beta} + 1}{e^{f\beta} - 1} \right)$ , то в передаче начнется буксование ремня.

Нетрудно установить, что увеличение значений  $f$  и  $\beta$  благоприятно отражается на работе передачи.

С этим связано создание конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использовано повышение трения за счет заклинивания ремня в пазах шкива. Во второй передаче – увеличивается угол обхвата ремнем малого шкива за счет натяжного ролика.

Рассмотрим дополнительное **натяжение ремня  $F_v$  под действием центробежных сил**. Изначально

$$F_v = \rho A v^2,$$

где  $\rho$  - плотность ремня;

$A$  - площадь поперечного сечения ремня.

Если рассматривать действие элементарной центробежной силы на элемент ремня, то в результате расчетных действий получаем

$$F_v = \frac{\gamma b \delta}{g} v^2,$$

где  $\gamma$  - удельный вес ремня на единицу длины (или плотность материала ремня);

$b$  - ширина ремня;

$\delta$  - толщина ремня;

$g$  - ускорение свободного падения.

Таким образом, дополнительное натяжение пропорционально квадрату окружной скорости. Оно уменьшает величину сил трения и тем самым снижает нагрузочную способность передачи.

### **Напряжения в ветвях ремня**

Ремни обычно неоднородны по сечению. Поэтому при работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. Различают следующие виды напряжений в ремне:

- предварительное (начальное) напряжение  $\sigma_0$ ;
- удельная окружная сила (полезное напряжение)  $\sigma_t$  или  $k_n$ ;
- напряжение изгиба  $\sigma_n$ ;
- напряжение от центробежных сил  $\sigma_v$ .

### **Нормальное напряжение от предварительного натяжения**

В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута с силой  $F_0$ , следовательно,  $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$ .

Из условия долговечности рекомендуется:

- для плоских ремней  $\sigma_0 = 1,76$  МПа;
- для клиновых ремней  $\sigma_0 = 1,18...1,47$  МПа.

**Нормальное напряжение от окружной силы** (полезное напряжение) – отношение окружной силы в передаче (полезной нагрузки) к площади поперечного сечения  $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$ .

С другой стороны, удельная окружная сила является разностью напряжений  $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$  в ведущей  $\sigma_1$  и ведомой  $\sigma_2$  ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (без учета влияния центробежных сил), т.е.  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$  и  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$ .

**Нормальное напряжение от центробежной силы**  $\sigma_v = \frac{F_v}{A} = 10^{-6} \gamma_1 v_1^2$ .

**Нормальное напряжение изгиба**  $\sigma_{и}$  возникает в ремне при огибании шкивов. По закону Гука  $\sigma_{и} = \varepsilon E$ , где  $\varepsilon = \frac{\delta}{d + \delta}$  - относительное удлинение волокон на выпуклой стороне ремня при изгибе ( $\delta$  - толщина ремня,  $d$  - диаметр шкива).

После подстановки, пренебрегая величиной  $\delta$  по сравнению с величиной  $d$ , получаем  $\sigma_{и} = \frac{\delta E}{d}$ .

Из этой формулы следует, что наибольшее напряжение изгиба возникает на малом шкиве. Однако обычно по соображениям компактности стремятся принимать небольшие значения  $d_1$ , поэтому  $\sigma_{и1}$  может в несколько раз превышать все другие напряжения в ремне.

Напряжение изгиба является главной причиной усталостного разрушения ремня.

**Максимальные суммарные напряжения** возникают на дуге сцепления ремня с малым (ведущим) шкивом

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{и1} + \sigma_v.$$

Эти напряжения (рис. \_\_) используют в расчетах ремня на долговечность, т.к. при работе передачи в ремне возникают значительные циклические напряжения изгиба и в меньшей мере циклические напряжения растяжения из-за разности натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

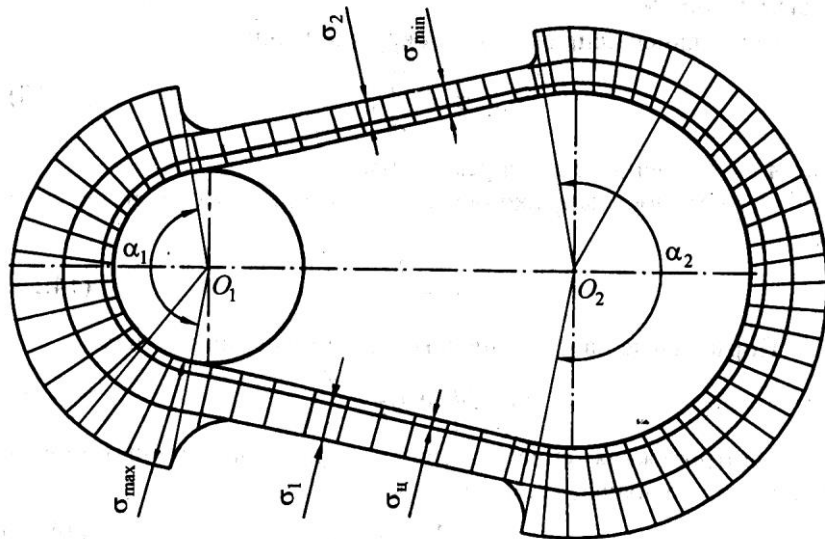


Рисунок – Эпюры напряжений в ремне

**Допускаемые полезные напряжения** в ремне определяют

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} K_\alpha K_v K_H K_0.$$

где  $[\sigma]_{F0}$  - допускаемые полезные напряжения для типовой передачи;

$K_\alpha$  - коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата;

$K_v$  - скоростной коэффициент, учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил для передач без автоматического регулирования натяжения;

$K_H$  - коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня;

$K_0$  - коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту.

Значения всех перечисленных параметров определяются по справочным таблицам.

## 7. Кривые скольжения. КПД передачи

Тяговая способность ременной передачи обуславливается сцеплением ремня со шкивами. Исследуя тяговую способность, строят графики - кривые скольжения и КПД.

Кривые скольжения (рис. \_\_) строят в координатах «коэффициент тяги - относительное скольжение».

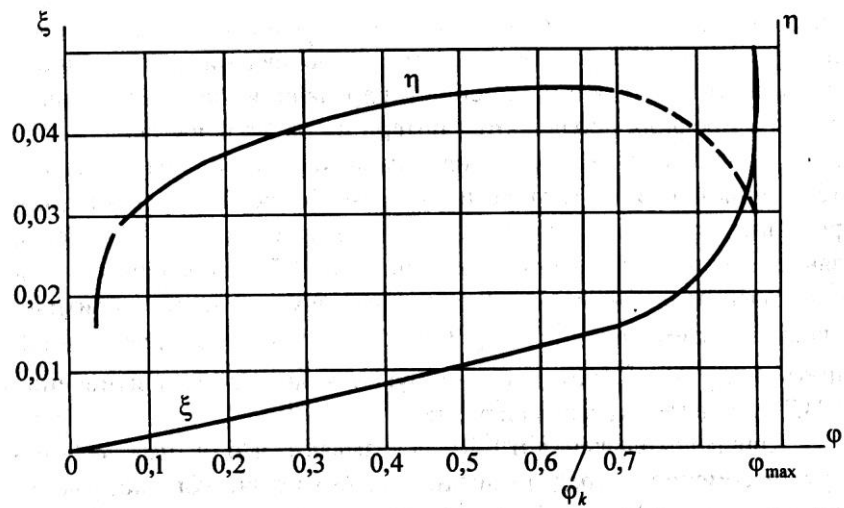


Рисунок – Кривые скольжения и КПД

Коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

Он характеризует уровень нагруженности передачи вращающим моментом и не зависит от ее размеров. Отсюда можно определить напряжения в ремне от окружной силы  $\sigma_t = 2\sigma_0\varphi$ .

Относительное скольжение находят из формулы

$$\xi_y = \frac{v_1 - v_2}{v_1}.$$

Кривые скольжения получают экспериментально: при постоянных значениях  $F_0$  и  $v_1$  постоянно повышают полезную нагрузку – окружную силу на шкивах  $F_t$  и измеряют относительное скольжение. Испытания ременных передач проводят при типовых условиях:  $v_1 = 10$  м/с,  $\alpha_1 = 180^\circ$ .

До некоторого **критического значения коэффициента тяги**  $\varphi_k$  кривая скольжения имеет прямолинейный характер, т.к. скольжение вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны коэффициенту тяги.

При дальнейшем росте нагрузки кроме упругого скольжения возникает дополнительное проскальзывание, и суммарное скольжение возрастает быстрее, чем нагрузка. Затем кривая скольжения резко поднимается вверх, и при предельном значении коэффициента тяги  $\varphi_{\max}$  наступает **полное буксование**, т.е. шкив вращается при неподвижном ремне. При этом величина угла  $\beta$  достигает значения угла обхвата  $\alpha_1$ .

### КПД передачи

При работе передачи возникают потери:

- на упругий гистерезис;
- на скольжение ремня по шкивам в окружном направлении;

- на преодоление аэродинамических сопротивлений;
- на трение в подшипниках.

В клиноременной передаче дополнительно:

- потери на радиальное скольжение;
- потери на поперечное сжатие ремня в канавке.

Наибольшая доля потерь приходится на гистерезис при изгибе, особенно для клиноременных передач.

КПД достигает максимума при критическом коэффициенте тяги  $\varphi_k$ , затем начинает уменьшаться в связи с потерями на буксование. Кривую изменения КПД получают экспериментально.

Кривые скольжения и КПД показывают, что оптимальная нагрузка лежит в зоне критического коэффициента тяги, где КПД наибольший.

При меньших нагрузках возможности передачи используются не полностью. Переход за критическое значение коэффициента тяги допустим только при кратковременных перегрузках. Работа в этой области связана с повышенным износом ремня, потерями энергии в передаче и снижением скорости на ведомом шкиве.

Средние значения  $\varphi_k$  при типовых режимах:

- для клиновых ремней  $\varphi_k \approx 0,7$ ;
- для плоских синтетических ремней  $\varphi_k \approx 0,5$ ;
- для прорезиненных ремней  $\varphi_k \approx 0,6$ .

Оптимальные значения окружной силы и передаваемой мощности находят по формулам  $F_{to} = 2\varphi_k F_0$  и  $P_o = \frac{F_{to} v_1}{1000} = \frac{2\varphi_k F_0 v_1}{1000}$ .

## **8. Критерии работоспособности.**

### **Расчет по тяговой способности**

#### **Основные критерии расчета:**

- 1) тяговая способность и сцепление ремня со шкивом;
- 2) долговечность ремня.

Если нарушается первое условие, возникает буксование передачи, если не выдержано второе условие, требуется частая замена ремней.

Для проведения расчета необходимо определить силы и напряжения в ремне.

#### **Расчет плоскоремennых передач**

Плоскоремennые передачи рассчитывают по тяговой способности с использованием кривых скольжения. Долговечность ремня учитывают при

выборе диаметра меньшего шкива, межосевого расстояния и **допускаемой удельной окружной силы**  $[p]$  на единичной ширине ремня, которая определяется по формуле

$$[p] = \frac{p_0 C_\alpha C_v}{C_p},$$

где  $p_0$  - номинальная окружная сила, передаваемая единицей ширины ремня (зависит от материала ремня, определяется по таблицам);

$C_\alpha$  - коэффициент влияния угла охвата ремнем малого шкива (уменьшается с уменьшением угла  $\alpha_1$ );

$C_v$  - коэффициент влияния центробежных сил (уменьшается с ростом окружной скорости на малом шкиве  $v_1$ );

$C_p$  - коэффициент, учитывающий режим работы и сменности работы.

**Ширина ремня**, мм,  $b = \frac{F_t}{[p]}$ .

### Расчет клиноременных передач

Современными стандартами предусматривается сравнительно небольшое число сечений клиновых (6 нормальных сечений и 4 узких сечения) и поликлиновых (3 сечения) ремней, для которых накоплен достаточно большой объем данных о параметрах кривых усталости. Поэтому расчет базируется одновременно на тяговой способности и долговечности ремня, определяемой кривой усталости.

Зависимость для **допускаемого напряжения от окружной силы**

$$\sigma_t = \frac{q-1}{q} \left[ \frac{C^{1/m}}{N_E} - \frac{2Ey}{d_1} - 10^{-6} \gamma v^2 \right],$$

где  $m, C$  - постоянные, определяемые экспериментально;

$N_E$  - эквивалентное число циклов нагружения за срок службы ремня;

$q = e^{f\beta}$  - принятое обозначение экспоненциальной зависимости.

**Допускаемые полезные напряжения** для клиноременных передач

$$[\sigma]_t = \sigma_{t0} C_\alpha C_p,$$

где  $\sigma_{t0}$  - исходное полезное напряжение.

**Число ремней**  $z = \frac{F_t}{AC_z [\sigma]_t}$ , где  $C_z$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

## Лекция № 3.5. Фрикционные передачи.

### План лекции

1. Фрикционные передачи. Определение. Принцип работы. Условие работоспособности. Область применения. Классификация.
2. Конструкция и особенности основных типов. Вариаторы.
3. Виды скольжения фрикционных передач.
4. Расчет на прочность.

### 1. Фрикционные передачи. Определение. Принцип работы.

#### Условие работоспособности. Область применения. Классификация

**Фрикционные передачи** – это механизмы, в которых движение передается силами трения.

Простейшая фрикционная передача состоит из двух катков (цилиндрических или конических), прижимаемых друг к другу с заданной силой (рис. \_\_). При вращении ведущего катка в месте контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомый каток.

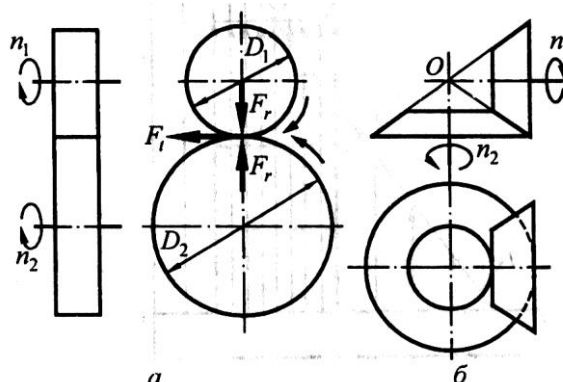


Рисунок – Простые фрикционные передачи с цилиндрическими (а) и коническими (б) катками

Заменив цилиндрические катки коническими, можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями. Выполнив один из катков с переменным радиусом вращения, можно получить передачу с переменным передаточным отношением (вариатор).

#### *Условие работоспособности передачи*

$$F_{\text{тр}} \geq F_t,$$

где  $F_{\text{тр}} = fQ$  - сила трения в месте контакта катков,  $f$  - коэффициент трения покоя;

$F_t$  - передаваемая окружная сила.

Нарушение условия работоспособности приводит к буксованию и усиленному износу катков. Для создания требуемой силы трения катки



прижимают друг к другу с силой  $F_r$  или  $Q$ , величина которой в несколько раз превышает окружную силу  $F_t$ .

Среднее значение коэффициента трения в зависимости от материала рабочих тел и условий смазывания может изменяться от 0,40 до 0,04. Следовательно, сила прижатия превышает передаваемую окружную силу не менее, чем в 2,5...25,0 раз. С учетом необходимого запаса сцепления сила прижатия будет еще больше.

Данное обстоятельство предопределяет высокие нагрузки на валы и подшипники, на которых установлены рабочие тела. Это один из основных недостатков фрикционных передач.

#### **Достоинства**

- возможность бесступенчатого регулирования скорости вращения ведомого вала;
- простота формы тел качения;
- равномерность вращения, что позволяет применять фрикционные передачи при высоких скоростях, а также в приборах.

#### **Недостатки**

- значительные нагрузки на тела качения, валы и подшипники;
- необходимость специальных нажимных устройств для сжатия рабочих тел;
- опасность повреждения рабочих поверхностей тел при проскальзывании при перегрузках.

#### **Применение**

Фрикционные передачи и вариаторы применяют в широком диапазоне мощностей – от ничтожно малых (в приборах) до сотен киловатт. Для больших мощностей конструируют фрикционные передачи с большим числом областей контакта.

**Фрикционные передачи** с постоянным передаточным отношением применяются сравнительно редко (во фрикционных молотах, прессах). Их область применения ограничивается преимущественно кинематическими целями приборов, от которых требуется плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т.п. Как силовые передачи они не могут конкурировать с зубчатыми передачами по габаритам, надежности, КПД и пр.

**Фрикционные вариаторы** применяют как в кинематических, так и в силовых передачах, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого регулирования). Применение фрикционных вариаторов на практике ограничивается диапазоном малых и средних мощностей до 10 кВт.

Фрикционные передачи любого типа неприменимы в конструкциях, от которых требуется жесткая кинематическая связь, не допускающая проскальзывания или накопления ошибок взаимного положения валов.

## Классификация фрикционных передач

1) в зависимости от назначения:

- с нерегулируемым передаточным отношением;
- с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного отношения.

Такие передачи называют **вариаторами**.

2) в зависимости от взаимного расположения осей валов:

- цилиндрические передачи при параллельных осях;
- конические передачи при пересекающихся осях;
- лобовые передачи при скрещивающихся осях.

3) в зависимости от условий работы:

- открытые (работают всухую);
- закрытые (работают в масляной ванне).

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения покоя выше, прижимная сила катков меньше. При работе передача обладает большой нагрузочной способностью, но при проскальзывании возможен значительный нагрев в области контакта и повреждение рабочих поверхностей при перегрузках.

В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность и надежность передачи. Их работа описывается контактно-гидродинамической теорией смазки. В зоне контакта из-за высоких контактных давлений повышается вязкость масла, а тем самым и сопротивление сдвигу слоев масляной пленки, разделяющей рабочие тела. В результате этого возможна передача значительных контактных усилий через масляную пленку, увеличивающие коэффициент трения в контакте.

## 2. Конструкция и особенности основных типов. Вариаторы

### Общие вопросы конструирования

Необходимое для работы фрикционной передачи сжатие тел качения возможно осуществить несколькими способами, в том числе автоматически изменяющимся прижатием с изменением передаваемого момента.

Большинство современных вариаторов и передач выполняют с **автоматическим прижатием**. Однако в этом случае при изменении передаваемого момента передача некоторое время пробуксовывает, пока сила прижатия не достигает значения, достаточного для передачи вращающего момента. Это приводит к значительному скольжению и нагреву рабочих тел.

Форму тел качения передач с постоянным передаточным отношением выбирают такой, чтобы было чистое качение на всей площадке контакта.

Тела качения выполняются с начальным касанием по линии или в точке. При начальном касании по линии необходимо обеспечить высокую точность

изготовления и сборки передачи, исключая возможные перекосы рабочих тел, приводящие к нарушению линейного контакта.

### Материалы рабочих тел

#### Особые свойства рабочих тел, обусловленные спецификой работы:

- а) высокий коэффициент трения;
- б) высокий модуль упругости для обеспечения значительных сил прижатия и уменьшения гистерезисных потерь;
- в) высокая контактная усталостная прочность;
- г) высокая износостойкость.

#### Наиболее применяемые материалы:

- *закаленная сталь* – *закаленная сталь* (шарикоподшипниковая сталь ШХ-15 с твердостью поверхности 62...65 HRC). При их применении следует обращать внимание на точность состава химических компонентов, т.к. при наличии касательных сил в контакте неметаллические включения плохо сопротивляются их воздействию, что приводит к снижению ресурса передачи в несколько раз. Передачи работают, как правило, в масле;

- *специальные фрикционные пластмассы* с целлюлозным наполнителем (16Л, 24А, КФ-3), коэффициент трения которых может достигать 0,5, являются наиболее перспективными.

Текстолит широко применяют при работе без смазочного материала, поскольку он обладает высоким коэффициентом трения и малым модулем упругости.

### Типы фрикционных передач

#### Передачи с постоянным передаточным отношением

Широко применяют передачи колесо – рельс (в железнодорожном транспорте) и колесо – дорожное полотно (в автодорожном транспорте).

В настоящее время перспективны фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением и разгруженными опорами по схеме планетарных механизмов (рис. \_\_).

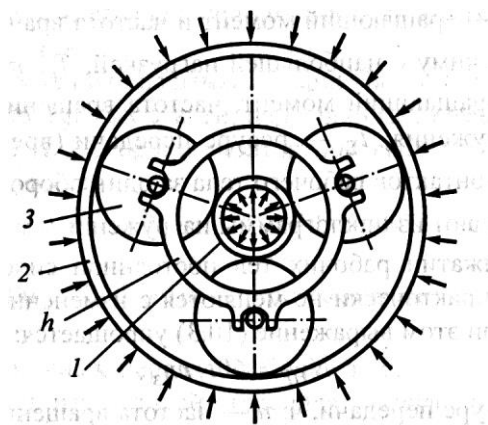


Рисунок – Фрикционная планетарная передача

Здесь вращающий момент передается от центрального ролика 1 к кольцевому звену (корпусу) 2 через промежуточные ролики 3. Ролики 3 и 1

сжимаются силами со стороны звена 2. Водило  $h$  вращается вместе с роликами 3, имеющими свободу перемещения в радиальном направлении.

### Передачи с переменным передаточным отношением

Фрикционные передачи с плавным изменением передаточного отношения (вариаторы) по кинематике удобно разделить:

- **по конструкции** - на простые передачи (лобовые вариаторы) и сдвоенные передачи с промежуточными телами качения (вариатор с раздвижными коническими шкивами, дисковые и торовые вариаторы);
- **по форме тел качения**, изменяющих радиусы качения в процессе работы, – на дисковые, конусные, шаровые и торовые передачи;
- **по разветвлению потока мощностей** – на однопоточные и многопоточные.

#### Лобовые вариаторы

Кинематическая схема лобового вариатора представлена на рис. \_\_.

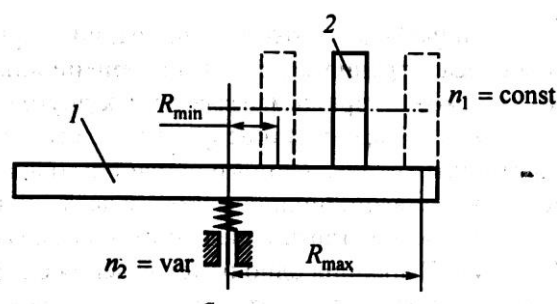


Рисунок – Лобовой вариатор

Ведущий ролик 2 может перемещаться по валу 1 в обоих направлениях. При этом передаточное отношение будет плавно изменяться в соответствии с изменением рабочего радиуса  $R_{\max}$  ведомого диска 1.

Если перевести ролик 2 на левую сторону диска 1, то можно получить также и изменение направления вращения ведомого диска, т.е. вариатор обладает **свойством реверсивности** движения.

Они вследствие значительного геометрического скольжения на площадке касания и возможности только одностороннего регулирования уступают вариаторам других конструкций по величине диапазона регулирования, КПД и износостойкости. Однако благодаря перпендикулярности осей ведущего и ведомого валов и возможности реверсирования этих передач, кинематическая схема машин упрощается и эти вариаторы находят ограниченное применение.

### Основные характеристики вариаторов

#### Передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1},$$

где  $\varepsilon = 0,01...0,03$  - коэффициент скольжения.

Здесь и далее: индекс 1 характеризует ведущий элемент (на рисунке обозначен 2), индекс 2 – ведомый элемент (на рисунке обозначен 1).

## Сила прижатия

$$Q = k \frac{F_t}{f},$$

где  $k$  - запас сцепления (для силовых передач  $k = 1,25 \dots 1,5$ , для передач приборов  $k \leq 3$ );

$f$  - коэффициент трения (сталь по стали в масле  $f = 0,04 \dots 0,05$ , сталь по стали или чугуно без смазки  $f = 0,15 \dots 0,20$ ).

## Максимальное и минимальное значения передаточного отношения

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{D_{2\max}}{D_1}, \quad i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{D_{2\min}}{D_1}.$$

## Диапазон регулирования

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}}.$$

Диапазон регулирования является одной из основных характеристик любого вариатора. Теоретически для любого вариатора можно получить  $D_{2\min} \rightarrow 0$ , а  $D \rightarrow \infty$ . Практически  $D \leq 3$ . Это объясняется тем, что при малых  $D_2$  значительно возрастает скольжение и износ, а КПД понижается.

## Дисковые вариаторы

Основаны на регулировании скорости сближением и раздвижением осей конических дисков 1 и 2 (рис. \_\_). Изготавливают многопоточными для передачи больших мощностей. Угол конусности дисков  $4 \dots 5^\circ$ . Число дисков в пакете в зависимости от мощности составляет  $10 \dots 15$ .

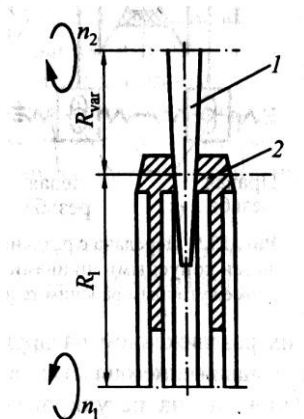


Рисунок – Дисковый вариатор

Вариаторы хорошо работают даже при малых частотах вращения.

## Вариаторы с раздвижными конусными шкивами и кольцевым промежуточным телом

Регулирование скорости достигается изменением радиусов ( $\frac{d_1}{2}$  и  $\frac{d_2}{2}$ ) контакта с промежуточным телом 2 конусных дисков 1 и 4 путем их раздвижения и сближения двумя рычагами 3 с резьбовыми парами 5 (рис. \_\_).

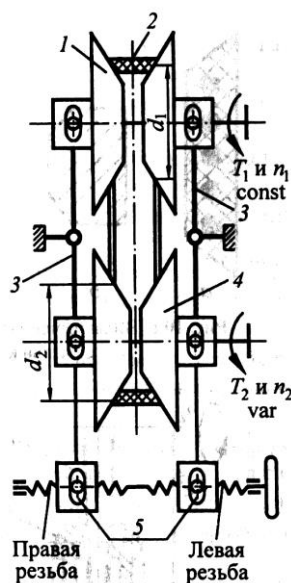


Рисунок – Передача с раздвижными конусными шкивами

В качестве промежуточных тел применяют широкие клиновые ремни, нормальные клиновые ремни, стальные кольца, специальные цепи.

Основное применение среди всех механических вариаторов имеют клиноременные с широким клиновым ремнем. Они просты в изготовлении, надежны в работе. Их применяют для значительных диапазонов регулирования от 4 до 9. Мощность вариатора до 40 кВт.

### Цепные вариаторы

Имеют по две пары раздвижных конусных дисков с прямыми радиальными зубьями на поверхности конусов и сложную цепь с пакетами подвижных пластин (рис. \_\_), образующими зубья при набегании на диски. Зубья на парных конусных дисках смещены на полшага по окружности.

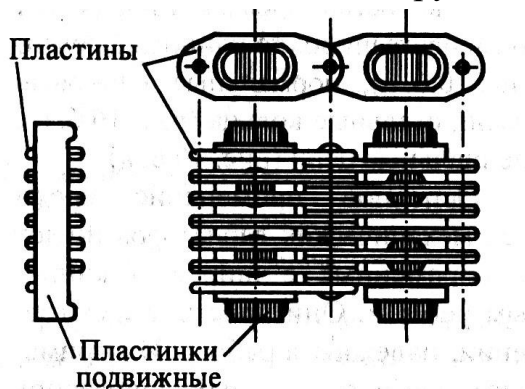


Рисунок – Цепной вариатор

Регулирование скорости вращения осуществляется сближением пары дисков на одном валу и синхронным их раздвижением на другом валу. При этом зубья цепи формируются выдвиганием пластинок.

### Торовый вариатор

Имеет на входном и выходном валах торовые чашки 1 и 2, между которыми вращаются два или три ролика 3. Рабочий профиль чашек очерчен дугами окружности с общим центром кривизны  $O$ . Частота вращения регулируется изменением угла наклона осей вращения роликов 3 (рис. \_\_\_\_).

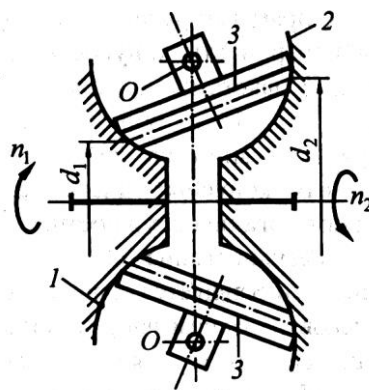


Рисунок – Торовый вариатор

Вращающий момент от входного вала к ведущей чашке и от ведомой чашки к выходному валу передается через независимые нажимные устройства, что обеспечивает самозатягивание передачи.

Преимущественно применяемые материалы тел качения – сталь по текстолиту (из текстолита изготовляют обод ролика 3). Вариатор имеет начальное касание по линии и работает без смазывания. Диапазон регулирования вариатора 4...6.

### 3. Виды скольжения фрикционных передач

Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах.

#### Буксование

Наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие работоспособности, т.е. когда момент сопротивления на ведомом катке превышает момент, создаваемый силами трения в передаче. В этом случае ведомый каток останавливается, а ведущий каток скользит по нему, вызывая местный износ. При этом рабочие поверхности тел повреждаются.

#### Упругое скольжение

Особенностью работы фрикционной передачи является обязательное наличие упругого скольжения, которое связано с упругими (тангенциальными) деформациями поверхностей рабочих тел в зоне контакта.

При работе фрикционной передачи в области контакта существует две зоны – зона сцепления (сц), где поверхности как бы «прилипают» друг к другу и

двигаются вместе, и зона проскальзывания (пр), где происходит относительное смещение поверхностей рабочих тел (рис. \_\_, а).

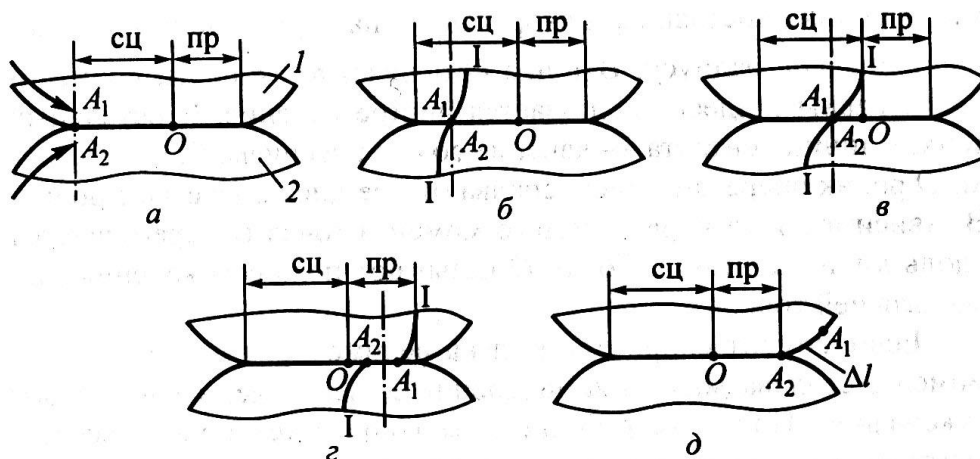


Рисунок – Характер взаимодействия рабочих тел (катков) в зоне контакта при наличии касательной силы

Точка  $O$  лежит на границе этих зон и ее положение неизменно. При входе в контакт точка  $A_1$  ведущего 1 и точка  $A_2$  ведомого 2 рабочих тел совпадают (рис. \_\_, а).

При перемещении совпадающих точек  $A_1$  и  $A_2$  в пределах зоны сцепления рабочие тела испытывают возрастающую тангенциальную упругую деформацию (кривые на рисунках) (рис. \_\_, б).

В области проскальзывания тангенциальная деформация возрастает до значений, при которых силы трения не способны удержать поверхности от взаимного перемещения (рис. \_\_, г). Для ведущего тела тангенциальные деформации в зоне проскальзывания являются растягивающими, для ведомого – сжимающими. В результате при полном обороте ведущего тела вокруг оси точка  $A_1$  проходит большее расстояние.

При выходе из зоны контакта точка  $A_1$  окажется впереди точки  $A_2$  на некоторую величину  $\Delta l$  (рис. \_\_, д).

Отношение  $\Delta l$  к длине окружности ведущего катка называется **относительным скольжением** (для рабочих тел из стали составляет 0,05...0,01%, для пары текстолит по стали – до 1 %).

### Геометрическое скольжение

Во фрикционных передачах возможно также наличие геометрического скольжения (рис. \_\_). Оно возникает из-за различной скорости рабочих тел на площадке контакта.



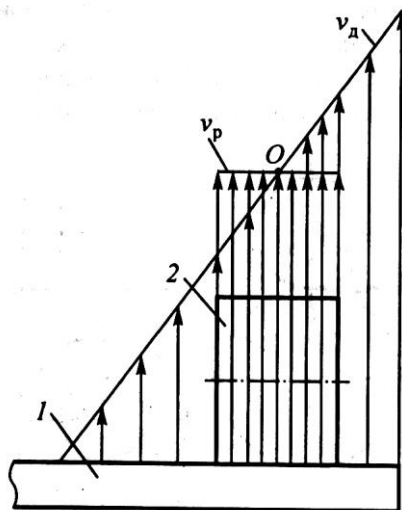


Рисунок – Геометрическое скольжение

В лобовом вариаторе окружная скорость на рабочей поверхности ролика постоянна по всей его ширине и равна  $v_p$ , а окружная скорость диска  $v_d$  изменяется пропорционально радиусу.

В точке  $O$  окружные скорости ролика и диска равны и здесь наблюдается чистое качение. В остальных точках линии контакта – качение со скольжением  $v_{ск} = v_2 - v_1$ . Слева от точки  $O$  ролик опережает диск, справа от нее диск опережает ролик. В зависимости от передаваемого момента точка  $O$  перемещается вдоль линии контакта. Точку  $O$  называют **полюсом качения** (нескользящей точкой).

#### 4. Расчет на прочность

При работе фрикционной передачи наблюдаются следующие основные **виды разрушения рабочих поверхностей**:

а) **усталостное выкрашивание** (наблюдается в передачах, работающих в масле, когда образуется жидкостное трение);

б) **износ** (наблюдается в передачах, работающих без смазки, или при отсутствии условий для образования жидкостного трения);

в) **задир поверхности** – связан с буксованием или с перегревом передачи при больших скоростях и нагрузках в условиях недостаточной смазки.

Все перечисленные виды разрушения зависят от величины напряжений в месте контакта. Поэтому точность и долговечность фрикционных передач оценивают по величине контактных напряжений.

Большинство фрикционных передач можно свести к расчетной схеме контакта двух цилиндров. Максимальные контактные напряжения, возникающие при контакте двух цилиндров, можно выразить формулой Герца

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_r E_{\text{пр}}}{b \rho_{\text{пр}}}},$$

где  $F_r$  - радиальная сила;

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} - \text{приведенный модуль упругости } (E_1 \text{ и } E_2 - \text{модуль}$$

упругости материала цилиндров);

$b$  - длина площадки контакта;

$$\rho_{np} = \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2} - \text{приведенный радиус кривизны цилиндров.}$$

При работе фрикционной передачи в зоне контакта действуют также касательные нагрузки и материал рабочих тел находится в сложном напряженном состоянии. Влияние касательных нагрузок учитывают выбором соответствующих допускаемых контактных напряжений.

Для рабочих тел из закаленной шарикоподшипниковой стали или высоколегированных сталей, подвергнутых цементации и закалке до 59...63 HRC предел контактной выносливости можно принимать следующим:

$$[\sigma]_{H0} = 1800..2000 \text{ МПа} - \text{при работе со смазочным материалом;}$$

$$[\sigma]_{H0} = 2000..2200 \text{ МПа} - \text{при работе без смазочного материала.}$$

При ограниченном ресурсе допускаемые контактные напряжения можно определять:

- при твердости материала  $HRC \geq 58$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^8}{N_{HE}}},$$

- при твердости материала  $HB \leq 320$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{N_{HE}}},$$

где  $N_{HE}$  - эквивалентное число циклов нагружения, которое зависит от режима нагружения и характера действия механизма прижатия фрикционной передачи.

Если силы прижатия рабочих тел изменяются с изменением передаваемой нагрузки, то изменяются и контактные напряжения, а эквивалентное число циклов определяют по формуле

$$N_{HE} = 60t_{\Sigma} n n_3 \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^3 \frac{t_i n_i}{t_{\Sigma} n_1},$$

где  $T_1, n_1$  - вращающий момент и частота вращения, соответствующие режиму с наибольшей нагрузкой;

$T_i, n_i, t_i$  - соответственно вращающий момент, частота вращения и время  $i$ -го режима нагружения;

$t_{\Sigma}$  - ресурс передачи (время работы), час;

$n_3$  - число контактов рабочего тела за один оборот;

$n$  - частота вращения рабочего тела, мин<sup>-1</sup>.

При прижатии рабочих тел постоянной силой контактные напряжения практически не меняются с изменением режима нагружения. При этом эквивалентное число циклов определяется

$$N_{HE} = 60t_{\Sigma}nn_3.$$

Основные параметры фрикционной передачи рассчитываются в соответствии с конструктивными особенностями передачи из условия  $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ .

**Основные тенденции совершенствования конструкций и расчета вариаторов:**

- выполнение вариаторов с самозатягиванием, т.е. силы прижатия тел качения растут пропорционального передаваемому моменту;
- применение специальных высокотяговых масел;
- применение многопоточности передачи энергии.