***01.04.***

***Урок № 83-84 Передачи вращательного движения «Ремённая, зубчатая».***

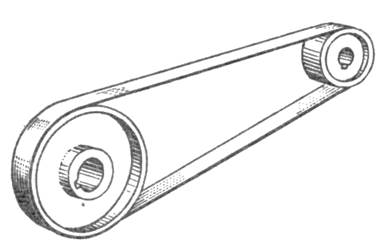
##### *Ременные передачи.*

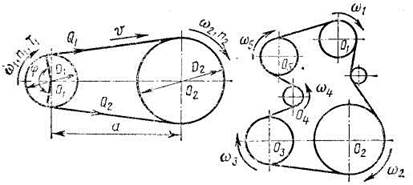
**Ознакомиться с материалом. Написать план – конспект.**

## *Устройство и назначение*

***Ременная передача***относится к передачам *трением с гибкой связью*и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого. Она состоит из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их бесконечного ремня, надетого с натяжением. Возможны передачи и с несколькими ведомыми шкивами. Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый. С увеличением угла обхвата шкива ремнем, натяжения ремня и коэффициента тре­ния возрастает возможность передачи большей нагрузки. Ременная передача предназначена для передачи энергии от ведущего вала *О*1 к ведомому *О*2 (рис. 1,*а*) с изменением или без изменения значения угловой скорости. На рис. 1,*б*. показана схема ременной передачи, состоящей из ведущего шкива *О*1 и четырех ведомых шкивов (*О*2, *О*3, *О*4, *О*5).

Ременные передачи могут надежно работать в относительно широком диапазоне передаваемых мощностей *P* (от 0,1 кВт до 50 кВт), скоростей *v* (до 100 м/с), передаточных отношений *i* (до 8), межосевых расстояний (до 15 м), имеют КПД http://www.detalmach.ru/lect8.files/image004.gif = 0,92...0,97.





**а)** **б)**

**Рис. 1. Конструкция ременной передачи**

## *Классификация ременных передач*

Ременные передачи классифицируют по следую­щим признакам.

**1. По форме сечения ремня:**

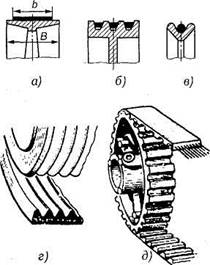
- плоскоременные (попе­речное сечение ремня имеет форму плоского вытянутого прямоугольника, рис.2, *а);*

- клиноременные (поперечное сечение ремня в форме трапеции, рис.2, *б*);

- круглоременные (поперечное сечение ремня имеет форму круга, рис.2, *в);*

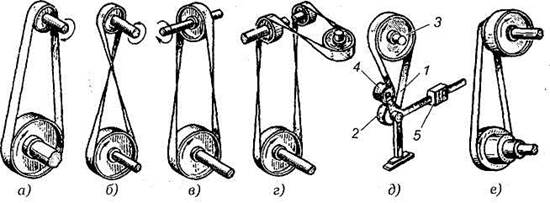
- с зубчатыми ремнями (внутренняя, контактирующая со шкивами, поверхность плоского ремня снабжена поперечными выступами, входящими в процессе работы передачи в соответствующие впадины шкивов, рис.2, *д);*

- с поликлиновыми ремнями (ремень снаружи имеет плоскую поверхность, а внутренняя, взаимодействующая со шкивами, поверхность ремня снабжена продольными гребнями, выполненными в поперечном сечении в форме трапеции, рис.2, *г*).



**Рис.2. Типы ремней ременных передач:** ***а*****— плоский ремень;** ***б*****— клиновый ремень;**

***в*****— круглый ремень;** *г****—*****поликлиновый** **ремень;** ***д —*****зубчатый ремень**



**Рис.3.** Виды ременных передач: *а —*открытая передача; *б —*перекрестная передача; *в*— **по­луперекрестная** передача (со скрещивающимися валами);

*г****—*****угловая передача (с направляю­щим роликом);** ***д —*****передача с нажимным роликом;** ***е*****— передача со ступенчатым шкивом**

**2.** **По взаимному расположению осей валов:**

- с параллельными осями (см. рис.3, *а, б*);

- с пересекающимися осями — угловые (см. рис.3,*г*);

- со скрещивающимися осями (см. рис.3, *в*).

**3.** **По направлению вращения шкива:**

- с одинаковым  направлением  (открытые  и  полуоткрытые) (см. рис.3, *а*);

- с противоположными направлениями (перекрестные)  (см. рис.3, *б*).

**4.** **По способу создания натяжения ремня:**

- простые (см. рис.3, *а*);

- с нажимным роликом (см. рис.3, *д*);

- с натяжным устройством (см. рис.3.3).

**5.** **По конструкции шкивов:**

- с однорядными шкивами (см. рис.3, *а—д*);

- с двухшкивным валом, один из шкивов которого холостой;

- со ступенчатыми шкивами для  изменения передаточного числа (см. рис.3, *е*).

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

- двухвальная передача;

- трехвальная передача;

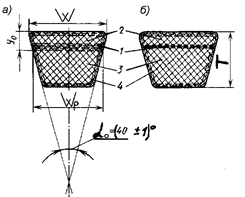
- четырехвальная передача;

- многовальная передача.

**7.** **По виду тягового (основного несущего) слоя (корда),** располагающегося примерно по центру тяжести поперечного сечения ремня, различают

- кордотканевые ремни (рис.3.1,а)

- кордошнуровые ремни (рис.3.1,б).

**

**Рис.3.1**

Корд выполняют из химических волокон: вискозы, лавсана, стекловолокна и т.д.

В **кордотканевых** ремнях корд выполнен в виде нескольких (2…5) слоев кордткани с основой из скрученных шнуров и тонких редких нитей утка, который лишь предохраняет корд от рассыпания в процессе прорезинивания.

В **кордошнуровых** ремнях корд состоит из одного слоя высокопрочного кордшнура диаметром (1,6…1,7) мм, намотанного по винтовой линии. Кордошнуровые ремни, наиболее гибкие и долговечные, в настоящее время все больше вытесняют кордотканевые ремни.

## *Область применения*

Ременные передачи относится к механическим передачам трения с гибкой связью и применяют в случае если необходимо передать нагрузку между валами, которые расположены на значительных расстояниях и при отсутствии строгих требований к передаточному отношению. Несмотря на перечисленные недостатки, ременные передачи в промышленности и народном хозяйстве занимают второе место после зубчатых.

Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания. Применение плоскоременных передач ограничено, так как их эксплуатационные свойства хуже, чем ременных передач других видов. Исключение составляют перспективные передачи с пленочными синтетическими ремнями.

Наибольшее распространение в машинострое­нии находят клиноременные передачи (в станках, автотранспортных двига­телях и т. п.). Эти передачи широко используют при малых межосевых расстояниях и вертикальных осях шкивов, а также при передаче вращения не­сколькими шкивами. Однако при большом числе параллельно работающих клиновых ремней практически невозможно добиться их равномерного нагружения, что обусловлено неизбежной (из-за неточностей изготовления) разностью их длин. В связи с этим рекомендуется применять в одном комплекте не более 4-х ремней.

Удачной попыткой устранения этого недостатка клиновых ремней является изобретение поликлиновых ремней, сочетающих в себе достоинства плоских (монолитность и гибкость) и клиновых ремней (повышенные значения сил трения между рабочими поверхностями ремня и шкива).

При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа, точности вращения и хорошей тяговой способности реко­мендуется устанавливать зубчатые ремни. При этом не требуется большего начального натяжения ремней; опоры могут быть неподвижными. Плоскоременные передачи применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба. Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Плоско­ременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноременными). Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского. Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Это свидетельство в пользу клиновых ремней послужило основанием для их широкого распространения, в особенности в последнее время. Клиновые ремни могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают *u*max = 8 – 10 без натяжного ролика.

Круглоременные передачи (как си­ловые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магни­тофоны, радиолы, швейные машины и т. д.).

Передаваемая мощность силовых ременных передач практически дос­тигает 50 кВт, хотя известны плоскоременные передачи мощностью и 1500 кВт. Скорость ремня *v =*5 - 30 м/с (в сверхскоростных передачах *v*= 100 м/с). В механических приводах ременная передача используется чаще всего как понижающая передача. Максимальное передаточное отношение *U*max = 5 – 6 для передач без натяжного ролика и *U*max = 6 – 10 для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

## *Достоинства и недостатки ременных передач*

***Достоинства:***

*-*возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (amax = 12...15 м - плоскими ремнями, amax ≈ 6 м - клиновыми ремнями) (что важно, например, для сельскохозяйственного ма­шиностроения);

- передаточное отношение *i*<7 (обычно *i*<4... 5);

- плавность хода;

- бесшумность работы передачи, обусловленные эластичностью ремня;

- малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность пробуксовывать;

- возможность работы с большими угловыми скоростями до 30 м/с (быстроходные плоскоременные передачи специальными цельноткаными бесшовными тонкими и легкими ремнями достигают скорости 50... 60 м/с, а сверхбыстроходные - до 100 м/с);

- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;

- пониженные требования к точности взаимного расположения валов передачи;

- возможность работы при высоких оборотах;

- способность самопредохранения (исключая зубчатоременные передачи) от неучтенных перегрузок, благодаря возможности пробуксовки ремня на шкивах;

- простота конструкции

- дешевизна.

***Недостатки:***

Общие **недостатки**, присущие всем фрикционным передачам: необходимость обеспечения **значительных** усилий взаимодействия элементов передачи, нужных для создания требуемых значений сил трения, и **неизбежность** проскальзывания взаимодействующих элементов  свойственны и фрикционным ременным передачам.

Следствием этих недостатков являются:

- значительные габариты шкивов;

- высокие нагрузки на валы и опоры (подшипники) из-за натяжения ремня;

- невозможность (из-за неизбежного проскальзывания ремня по шкивам) получения точных, неизменных значений передаточных чисел (исключая зубчатоременные передачи);

- невысокие износостойкость и выносливость ремней (невысокая долговечность 1000…5000 часов);

- постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;

- необходимость применения в передачах специальных устройств, предназначенных для натяжения ремня, или его перешивок по мере вытягивания в процессе эксплуатации передачи;

- необходимость защиты ремней от попадания на них минеральных масел, бензина, щелочей и т.п.;

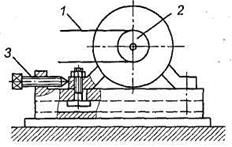
- возможность электризации ремней, исключающая использование ременных передач во взрывоопасных средах;

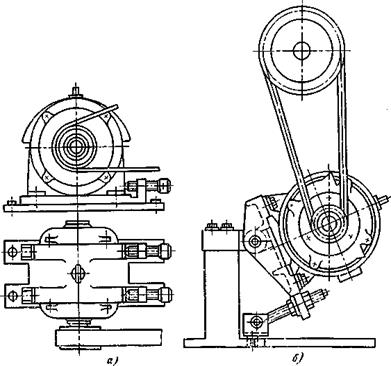
- значительные эксплуатационные расходы, связанные со сравнительно большими потерями на трение (затраты на электроэнергию) и низкой (1000…5000 ч) долговечностью ремней, вызывающей дополнительные затраты на их замену в процессе эксплуатации передачи.

В связи с отмеченными особенностями ременные передачи в основном применяют для передачи вращательного движения между параллельными валами, расположенными на сравнительно большом расстоянии друг от друга, при невысоких (обычно не более 40…50 кВт) значениях передаваемой мощности, передаточных числах *U*=2…3 и, как правило, для быстроходной ступени привода, так как в этом случае их важнейший недостаток  большие габариты шкивов  оказывает наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом. Поэтому для ременных передач наиболее характерна установка ведущего шкива на валу электродвигателя.

## *Устройства для натяжения ремня*

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натя­жение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках кон­такта (ремень—шкив). Оно осуществляется: 1) вследствие упругости ремня — укорочением его при сшивке, передвижением одного вала или с помощью нажимного ролика; 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) с применением специальных натяжных устройств  (рис.3, *д*и рис.3.2). Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразнее применять третий способ, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок службы ремня наибольший. Однако автоматическое натяжение в реверсивных передачах с непараллельными осями валов применить нельзя.





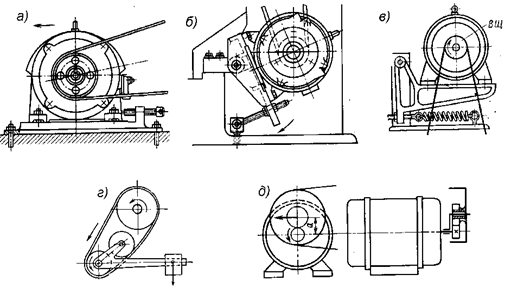
**Рис.3.2. Регулировка натяжения ремня перемещением двигателя:**

***1*** **— ремень;** ***2 —*****шкив;** ***3 —*****натяжное устройство**

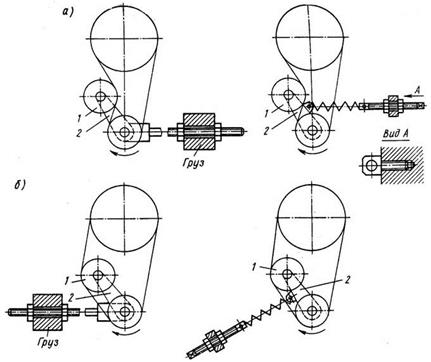
**Способы** регулирования натяжения ремней установки электродвигателя

***а)*** **на салазках;** ***б)*** **на шарнирной плите**

# 



**Рис.3.3. Способы предварительного натяжения приводных ремней**



**Рис.3.4. Натяжные устройства а) с отклоняющим роликом;** **б) с оттяжным роликом**

Первоначальное натяжение ремня обеспечивают одним из следующих способов:

- периодическим перемещением в процессе эксплуатации ременной передачи одного из её шкивов при помощи передачи “Винт-гайка” (рис. 3.3, а; б);

- автоматическим перемещением одного из шкивов передачи, вызываемым силой тяжести вспомогательных грузов или упругости пружины (рис. 3.3, в);

- перемещением (периодическим или автоматическим, используя дополнительные грузы или пружины) специального натяжного или оттяжного ролика (рис. 3.3, г, рис.3.4, а, б), обычно взаимодействующего с внутренней стороной (что повышает долговечность ремня из-за отсутствия его перегибов в противоположную сторону) ведомой ветви ремня;

- специальными устройствами (рис. 3.3, д), автоматически обеспечивающими в процессе эксплуатации передачи необходимое значение натяжения её ремня в зависимости от конкретного значения внешней нагрузки;

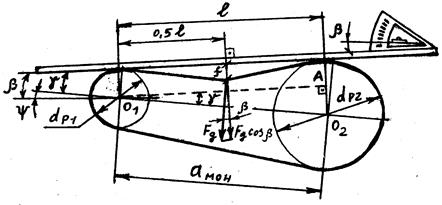
- предварительным упругим растяжением ремня (наименее надежный способ, практически не применяемый в настоящее время).

В ременных передачах со шкивом, расположенным на валу электродвигателя, наибольшее применение получили натяжные устройства, которые предусматривают периодическое (при помощи передачи “Винт-гайка”) перемещение (осуществляемое при профилактических работах, проводимых в процессе эксплуатации передачи) этого шкива вместе с электродвигателем, устанавливаемым в этом случае на салазках (рис. 3.3, а) или поворотной плите (рис. 3.3, б).

В передачах, имеющих шкив, установленный на приводном валу проектируемого изделия, основное применение получили устройства с натяжным роликом (рис. 3.3, г).

Первоначальное усилие натяжения ремня *F*0оказывает значительное влияние на работоспособность фрикционной ременной передачи. Так при заниженном (по сравнению с необходимым) значении усилия F0возникает пробуксовка ремня по шкиву, вследствие чего повышается интенсивность изнашивания рабочих поверхностей ремня, снижается КПД передачи, увеличиваются колебания передаточного числа и неравномерность вращения ведомого шкива передачи, а при длительной пробуксовке ремня возможен его перегрев, вызывающий расслаивание ремня и потерю работоспособности передачи. Завышенное значение усилия F0 резко снижает долговечность ремня, повышает нагрузки, действующие на валы передачи и их подшипники.

В связи с этим контроль величины *F*0 для фрикционных ременных передач является весьма актуальным не только при монтаже передачи, но и в процессе её эксплуатации.



**Рис.3.5. Схема** контроля величины усилия первоначального натяжения ремня

Обычно первоначальное натяжение ремня контролируют путем подвешивания посередине верхней его ветви небольшого (весом *F*g=10…50 H, чтобы существенно не изменять натяжение ремня) контрольного грузика и измерения стрелы провисания ветви ремня *f* под этим грузиком (рис. 3.5).

Измеренное значение стрелы провисания *f*изм должно отличаться от ее необходимого значения *f* не более, чем на ±1,0 мм.

Необходимое значение стрелы провисания ветви ремня *f*, мм, под контрольным грузом, имеющим вес Fg, находят по следующей зависимости, полученной из разложения сил (рис. 3.5):

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image046.gif

где *F*g= (10…15)Н  вес контрольного грузика;

*a*мон - необходимое значение монтажного межосевого расстояния передачи, мм;

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif - угол наклона к горизонтали верхней ветви ремня, град;

*F*0 -необходимое значение усилия первоначального натяжения ветви ремня, Н.

Необходимое значение монтажного межосевого расстояния передачи амон определяют исходя из нижеследующих соображений.

При подтягивании ремня винтовым устройством или пружиной необходимое значение упругого удлинения ветви ремня http://www.detalmach.ru/lect8.files/image050.gif*l*, мм, которое должно быть создано в процессе подтягивания, составляет:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image052.gif

где *l*мон - длина ветви ремня после его натяжения, мм;

*l*ном - длина ветви ремня в исходном состоянии передачи, мм;

*Кв*= 1,2…1,4  коэффициент запаса натяжения, учитывающий вытягивание ремня: больший  для новых ремней и меньший  для ремней, уже подвергшихся вытягиванию в процессе их эксплуатации;

*F*0- необходимое значение усилия первоначального натяжения ветви ремня, Н;

*Е* - модуль продольной упругости материала ремня, МПа (для новых кордотканевых ремней*Е*=250 МПа, а для кордошнуровых *Е* =500 МПа; для кордотканевых ремней, уже подвергнутых вытягиванию в процессе их эксплуатации, *Е*= 400 МПа, а для кордошнуровых в этом случае принимают *Е*= 600 МПа);

*А* - площадь поперечного сечения ремня, мм2.

В свою очередь, из тригонометрических соотношений вспомогательного прямоугольного треугольника О1АО2 (рис. 3.4) имеем

*l*мон=*a*монcoshttp://www.detalmach.ru/lect8.files/image054.gif;     *l*ном=*a*номcoshttp://www.detalmach.ru/lect8.files/image054.gif,

где *a*мон; *a*ном  соответственно монтажное и номинальное межосевые расстояния передачи, мм;

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image054.gif - угол наклона ветви ремня к линии центров передачи О1О2, град, (рис. 3.4).

С учетом найденных значений получим:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image056.gif

Откуда искомое значение необходимого монтажного межосевого расстояния передачи составит:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image058.gif

Угол наклона к горизонтали верхней ветви ремня http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif, град, вычисляется по очевидной зависимости (рис. 3.4)

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image059.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image061.gif - угол наклона к горизонтали линии центров передачи, град;

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image054.gif- угол наклона ветви ремня к линии центров передачи О1О2, град.

Угол наклона ветви ремня к линии центров передачи http://www.detalmach.ru/lect8.files/image054.gif**,** град, определяют из тригонометрических соотношений вспомогательного прямоугольного треугольника О1АО2 (рис. 3.4)

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image063.gif

где *d*p1; *d*p2 - расчётные диаметры соответственно малого и большого шкивов передачи, мм;

*aмон*  монтажное межосевое расстояние передачи, мм.

Найденное необходимое значение стрелы провисания верхней ветви ремня *f*, округлённое до ближайшего меньшего целого числа, должно быть указано в одном из пунктов технических требований, помещаемых на монтажном чертеже передачи, сформулированном по типу: ”Натяжение ремней при окончательном монтаже передачи проводить до обеспечения стрелы провисания верхней ветви ремня под грузом, имеющим вес … Н, в пределах … http://www.detalmach.ru/lect8.files/image065.gif1,0 мм”.

В **зубчатоременных** передачах (в отличие от фрикционных) первоначальное натяжение ремня необходимо только для устранения зазоров в зацеплении ремня со шкивами и обеспечения правильного набегания ремня на шкивы. В связи с этим требуемое значение усилия первоначального натяжения зубчатого ремня F0 значительно ниже, чем для других видов приводных ремней.

## *Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения*

*Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещи­вающимися осями с плоским приводным ремнем называют****плоскоременной.***На рис. 1 показаны варианты плоскоременной передачи. Эта переда­ча проста по конструкции, может работать при весьма высоких скоростях (до 100 м/с) и больших межосевых расстояниях (до 15 м). Вследствие боль­шой эластичности ремня она обладает сравнительно высокой долговечностью. Они требуют шкивов с простейшей формой обода, допускают передачу вращательного движения между валами, как угодно расположенными в пространстве, а вследствие малой толщины плоские ремни обладают наибольшей (по сравнению с другими видами приводных ремней) гибкостью, в связи с чем они испытывают меньшие напряжения изгиба при своем движении по шкивам передачи. Для плоскоременных передач рекомендуется принимать *и <*6 (с на­тяжным роликом — до 10). До появления клиноременной передачи плос­коременная имела преимущественное распространение.

Однако плоскоременные передачи требуют более высокого, чем остальные виды передач, значения усилия первоначального натяжения ремня F0, необходимого для работы без буксования на шкивах, вследствие чего повышаются нагрузки на валы передачи и их подшипники. Помимо этого, из-за особенностей технологии изготовления значительная часть плоских ремней выпускается не бесконечными (замкнутыми), а в виде лент конечной длины - в рулонах. Поэтому при монтаже плоскоременной передачи концы ремня приходиться соединять друг с другом. Соединение концов ремня в той или иной степени повышает его жесткость и вес в зоне этого соединения, что ухудшает работу ремня на шкивах и значительно снижает его долговечность.

Поэтому плоские ремни в настоящее время получили весьма ограниченное применение (только при необходимости передачи вращения на расстояние свыше 4 м и при скоростях движения ремня свыше 40 м/с).

На практике встречаются самые различные конструкции передач, с плоским ремнем. Рассмотрим наиболее типичные:

*-****открытая***(см. рис. 3, *а)*— самая простая, надежная и удобная в работе передача; ее применяют при параллельных осях;

*- перекрестная*(см. рис.3, *6)*— используется при необходимости вращения шкивов в противоположных направлениях и параллельных осях. Имеет повышенное изнашивание кромки ремня. Эта передача не находит широкого применения;

*-****полуперекрестная***(см. рис.3, *в) —*передача для перекрещивающих­ся осей;

*- угловая*(рис.3, *г)*— рекомендуется при пересекающихся осях (пре­имущественно под углом 90°).

## *Материалы плоскоременных передач*

Общие требования к материалам приводных ремней: износостойкость и прочность при циклических нагруз­ках; высокий коэффициент трения со шкивами; малый модуль упругости и изгибную жесткость.

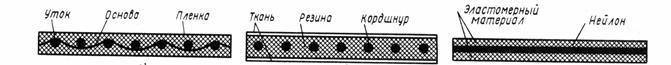
Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резина), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завёрнутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками. На рис. 3.5 приведены конструкции основных типов плоских ремней: резинотканевые (рис. 3.5,а); прорезиненные кордошнуровые (рис.3.5,б); синтетические (рис. 3.5,в).

Шкивы изготовляют из чугуна марки СЧ10, СЧ15, СЧ25 и др. Шкив сварных конструкций изготовляют из стали марок Ст1, Ст2 и др. Для шкивов облегченных конструкций используют алюминиевые сплавы, текстолиты.

Для уменьшения проскальзывания ремня для изготовления шкивов ре­менной передачи желательно выбрать текстолит. По сравнению с перечис­ленными материалами в этом случае передача будет иметь большую надеж­ность работы без пробуксовки.

## *Конструкции ремней для плоскоременных передач*

По виду применяемого материала в современном машиностроении получили основное применение тканевые и прорезиненные ремни. В свою очередь, тканевые ремни бывают резинотканевыми и синтетическими (рис.3.6). Размеры и характеристики кожаных, прорезиненных и хлопчатобумажных ремней стандартизованы (табл. 1).



**а)** **б)                              в)**

**Рис.3.6. Основные типы плоских ремней:** ***а*****— резинотканевый ремень;** ***б*****— прорезиненный** **кордошнуровый** **ремень;**

***в*****— синтетический ремень**

***Кожаные ремни*** изготовляют из кожи животных (кожу подвергают спе­циальному дублению). Эти ремни обладают высокой тяговой способно­стью, эластичностью и износостойкостью, допускают меньшие диаметры шкивов, хорошо работают при переменных и ударных нагрузках. Однако из-за дефицитности и высокой стоимости в настоящее время их применяют редко, только для особо ответственных конструкций. Кожаные ремни не рекомендуются для эксплуа­тации в средах с высокой влажностью, с парами кислот и шелочей.

Основа ***прорезиненного ремня*** — прочная кордовая провулканизованная крупноплетенная техническая хлопчатобумажная ткань (бельтинг) в 2-9 слоев связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина повышает коэффициент трения, обеспечивает работу ремня как единого целого и защищает ткань от повреждений и истирания во время работы передачи. Вследствие прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры прорезиненные ремни широко распространены. В зави­симости от варианта укладки тканевой основы перед вулканизацией ремни делят на три типа (рис.4): *А —*нарезные (ткань нарезается по ширине ремня), кромки защищены специальным водостойким составом, применяются наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с; *Б*— послойно-завернутые, используются для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с; *В*— спирально-завернутые изготавливаются, из одного куска бельтинговой ткани без прослоек между прокладками, применяются при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок. Наиболее гибкие ремни типа *А,*они получили преимущественное распространение. Недостатком этих ремней является разрушающее воздействие на них минеральных масел, бензина, щелочей. Прорезиненные ремни всех типов изготовляют как без резиновых обкла­док (для нормальных условий работы), так и с обкладками (для работы в сы­рых помещениях, а также в среде, насыщенной парами кислот и щелочей).

***Текстильные ремни***(хлопчатобумажные и шерстяные) (ОСТ/НКТП 3157) изготавливают в несколько слоев из шерстяных и хлопчатобумажных нитей. Пропитываются составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. Они менее чувствительны к повышенной температуре, влажности, парам кислот и щелочей, что и определяет их область применения. Изготавливаются конечной ширины от 50*мм*до 500*мм,* толщиной от 6*мм*до 11*мм.* Обладают упругостью, хорошо работают при неравномерной и ударной нагрузке. Максимально допустимая скорость *V*= 30 *м/с*, предел прочности на разрыв, σ*в* = 30 *МПа*. Ппригодны для работы в атмосфере запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

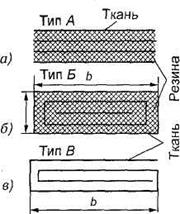
Хлопчатобумажные ремни изготовляют на ткацких станках из хлопча­тобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев (четыре-восемь) с последующей пропиткой азокеритом и битумом. Хлопчатобумажные ремни имеют меньшую стоимость, чем прорезиненные.

Шерстяные ремни изготовляют из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажной пряжей, пропитанной составом из олифы, мела и железного сурика. Нагрузочная способность этих ремней выше, чем хлопчатобумажных. Находят применение в химической промышленности.

***Таблица 1.*****Основные технические характеристики плоских ремней**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Кожаные | | | | Прорезиненные | | | | Хлопчатобу­мажные |
| Тип *А*(рис.4) | Тип *Б*(рис.4) | | Тип *В*(рис.4) |
| Ширина ремней *b,*мм | 16;  20;  25; 32;  40;  50; 63;  71; 80;  90; 100;  112; 125;  140; 160;  180;  200;  240;  250;  280;  355;  400;  450; 500; 560 | | | | 20; 25; 30; 40; 45; 50; 60;  70; 75; 80; 85; 90; 100;  125; 150; 200; 250; 300;  400; 450; 500; 600; 700;  800; 900; 1000; 1100 | 20; 25; 30; 40; 45; 50;  200; 250; 300; 375;  400; 425; 450; 500 | | 20; 25; 30; 40; 50; 60;  70; 75; 80; 85; 90;  110; 125; 150; 200;  250; 300; 375; 400;  425; 450; 500 | 30; 40; 50; 60; 75; 90;  100; 115; 125; 150; 175;  200; 224; 250 |
| Толщина ремня, мм | 3-6 (одинарные) | | | | 6; 8; 10; 12; 14; 16 | 3; 4; 5; 6; 7; 5; 9;  10,5; 12; 13,5 | | 2,5; 3,75; 5; 6,25; 7,5;  8,75; 10; 11,25 | 4,5; 6,5; 8,5 |
| Число прокладок (слоев) | — | | | | 3-9 | 2-9 | | 3-9 | 4-8 |
| Напряжение начального натяжения σ0, МПа | 16 | 18 | 20 | 24 | 16 | 18 | 20 | 24 | 16; 18; 20; 24 |
| *s* | 2,7 | 2,9 | 3,2 | 3,6 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 3,1 | 2,0; 2,1; 2,3; 2,5; 4; 15; 17; 20 |
| *W* | 33 | 40 | 27 | 30 | 9 | 10 | 11 | 14 |
| Отношение 𝛿/D*min:*  рекомендуемое  допускаемое | 0,028  0,04 | | | | 0,025  0,0033 | | | | 0,025-0,033  0,028-0,04 |
| Наибольшая рекомендуемая скорость | 40 | | | | 30 | 20 | | 15 | 25 |
| Плотность, кг/м3 | 980 | | | | 1200-1500 | | | | 750-1050 |
| Модуль продольной упругости *Е,*МПа | 98,1—147 | | | | 78,5-118 | | | | 29,4-59 |

*Примечание:* s, *w*— опытные коэффициенты.



**Рис.4.** **Конструкции плоских ремней**

**Синтетические** тканевые ремни изготавливают из мешковых капроновых тканей просвечивающегося переплетения. Эти ткани пропитывают раствором полиамида С-6 и покрывают пленкой на основе этого полиамида с нитрильным каучуком.

Полиамидные ремни изготавливают из искусственных нитей, полученных путем холодной протяжки из полиамидной смолы или ленты. Ремни из этого материала пригодны для передач с малым межосевым расстоянием и для высокоскоростных передач (*V* = 70 *м/с*). Нейлоновый плоский ремень, покрытый каучуковой смесью, показал хорошие результаты работы при (*V* = 100 *м/с*). Полиамидные ремни бесшумны и имеют ничтожный износ. Двухслойные ремни из нейлона и хромовой кожи обладают очень большой прочностью и эластичностью. Хромовая: кожа при работе по металлу имеет высокий коэффициент трения. Такие ремни передают в три раза большую мощность на единицу ширины ремня, чем кожаные или хлопчатобумажные.

Широкое распространение получают пленочные ремни из капроновой ткани или саржи с фрикционным покрытием (пленкой). Высокая статическая и усталостная прочность синтетических материалов дала возможность снизить толщину ремня (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image070.gif= 0,4http://www.detalmach.ru/lect8.files/image074.gif1,2 мм), его массу и действие центробежных сил. Это позволило повысить скорость ремня от 25http://www.detalmach.ru/lect8.files/image074.gif30 (для обычных ремней) до 75http://www.detalmach.ru/lect8.files/image074.gif150 м/с и одновременно обеспечить большую плавность работы, что особенно важно для современного машиностроения.

Синтетические ремни ввиду их повышенной прочности и долговечности, а также возможности обеспечить достаточно высокое значение коэффициента трения являются наиболее перспективными из тканевых ремней. Эти ремни имеют малую массу и сравнительно высокий ко­эффициент трения с шкивом (f<< 0,5). Применяются в приводах быстро­ходных и сверхбыстроходных передач ([*v*] *<*100 м/с).

Однако до сих пор они изготавливаются в ограниченном диапазоне размеров, что сдерживает возможность их более широкого применения.

**Примеры условных обозначений ремней:**

- ремень резинотканевый шириной *b* = 50 мм с четырьмя прокладками из ткани Б-800 толщиной δ = 4,5 мм из резины класса В:  *Ремень 50 - 4- Б-800 - 4,5 - В ГОСТ 23831-79*

- ремень сечения В длиной *l* = 2500 мм с кордтканью: *Ремень В 2500 Т ГОСТ 1284.1-80 - ГОСТ 1284.2-80*

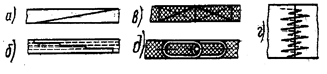
- ремень сечения Б длиной *l* = 1800 мм с кордшнуром: *Ремень Б 1800 Ш ГОСТ 1284.1-80 - ГОСТ 1284.2-80.*

## *Соединение ремней*

Плоские ремни в основном изготовляют в виде длинных лент и поставляют потребителю в рулонах. Перед установкой ремня производят соединение его концов (для получения замкнутой лен­ты) методом склеивания, сшивания или скрепления металлическими деталями. Соединение концов ремней оказывает большое влияние на работу передачи, особенно при больших скоростях. Выбирая тип соединения следует учитывать рекомендации специальной литературы.

Сшивка — широко доступный метод, приемлемый для любых типов ремней. Сшивку концов ремня встык или внахлестку производят ушивальниками — ремешками из сыромятной кожи. Иногда для сшивки применя­ют жильные струны (диаметром 1,5-3,0 мм).

***Соединение концов ремня***



**Рис.4.1. Соединение ремней: а) склеивание по косому срезу; б) склеивание по ступенчатой поверхности;**

**в), г) сшивка встык жильными струнами; д) сшивка проволочными спиралями.**

Самый совершенный способ соединения – склеивание, которое производят для однородных ремней по косому срезу (рис.4.1,*а*), для слоёных по ступенчатой поверхности (рис.4.1,*б*). Надёжным способом считают сшивку встык жильными струнами (рис.4.1,*в, г*). Из механических соединений лучшими являются проволочные спирали, которые продеваются в отверстия и после прессования обжимают концы ремней (рис.4.1,*д*).

***Таблица 2.*****Размеры плоскоременных шкивов для плоских ремней (рис.5), мм**

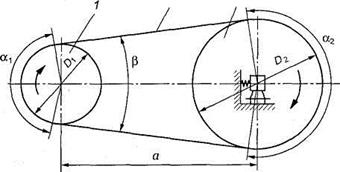
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *b* | | *В* | | *b* | | *В* | |
| 30 | | 40 | | 140 | | 160 | |
| 40 | | 50 | | 160 | | 180 | |
| 50 | | 60 | | 180 | | 200 | |
| 60 | | 70 | | 200 | | 224 | |
| 70 | | 85 | | 224 | | 250 | |
| 75 | | 85 | | 250 | | 280 | |
| 80 | | 100 | | 280 | | 315 | |
| 85 | | 100 | | 315 | | 355 | |
| 90 | | 100 | | 355 | | 400 | |
| 100 | | 112 | | 400 | | 450 | |
| 112 | | 125 | | 450 | | 500 | |
| 125 | | 140 | | 500 | | 560 | |
| *D, мм* | Стрела выпуклости обода *h*при *В,*мм | | | | | | |
| Не более 125 | 140-160 | 180-200 | 224-250 | 280-315 | 355 | Не менее 400 |
| 400  450 | — | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 |
| 500  560 | — | — | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
| 630 | 1,0 | — | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 |
| 710 | — |  |  |  |  |  |  |
| 800 | — | 1,5 | — | — | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| 900 | — | — | 2,0 |  |  |  |  |

*Обозначения: D —*диаметр шкива; *В —*ширина шкива; *b —*ширина ремня.

У шкивов быстроходных передач рабочая поверхность выполняется по­лированной. При скорости *v >*5 м/с шкивы подвергаются статической ба­лансировке, шкивы быстроходных передач — динамической.

## *Геометрия передачи, кинематические соотношения и КПД плоскоременной передачи*

         Основные геометрические параметры *D*1 и *D*2— диаметры ведуще­го и ведомого шкивов; *а*— межосевое расстояние; *В —*ширина шкива; *L*— длина ремня; α — угол обхвата; β — угол между ветвями ремня (рис.6).



**Рис.6. Основные геометрические параметры ременных передач**

Углы α1 и α2, соответствующие дугам, по которым происходит касание ремня и обода шкива, называют углами обхвата. Перечисленные геометри­ческие параметры являются общими для всех типов ременных передач.

***Расчет геометрических параметров.***

1. Межосевое расстояние (рсстояние между геометрическими осями валов) определяется коснтрукцией машины или ее привода

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image116.gif

где *L —*расчетная длина ремня; *D1* и *D2*— диаметры ведущего (1) и ведомого (2) шкивов.

Для нормальной работы плоскоременной передачи должно соблюдать­ся условие:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image118.gif

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image120.gif

при этом *а*должно быть не более 15 м.

2. Расчетная длина ремня (без учета припуска на соединение концов)

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image124.gif

на сшивку добавляют еще 100-300 мм.

3. Диаметр ведущего шкива (малого), мм

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image126.gif

где P1 — мощность на ведущем валу, кВт; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image129.gif— угловая скорость ведущего вала, рад/с.

4. Диаметр ведомого шкива

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image131.gif

где *и*— передаточное число; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif— коэффициент скольжения.

При диаметре *D >*300 мм шкивы изготовляют с четырьмя—шестью спицами. Для шкивов, имеющих отклонения от стандартных размеров, производят расчет на прочность. Обод рассчитывают на прочность как сво­бодно вращающееся кольцо под действием сил инерции; спицы рассчиты­вают на изгиб.

***Допускаемые углы обхвата ременных передач.***

Вследствие вытяжки и провисания ремня при эксплуатации углы обхвата http://www.detalmach.ru/lect8.files/image136.gif измеряются прибли­женно (в градусах):

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image137.gif

В формуле (6) выражение

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image139.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif — угол между ветвями ремня (для плоскоременной передачи (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif< 30°)). Угол http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif между ветвями ремня влияет на величину углов обхвата (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image140.gifи http://www.detalmach.ru/lect8.files/image144.gif). Рекомендуется принимать также значение диаметров шкивов (*D*1и *D*2), чтобы соблюдалось условие

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image148.gif

где для плоскоременной  передачи http://www.detalmach.ru/lect8.files/image152.gif = 150°, для  клиноременной   —http://www.detalmach.ru/lect8.files/image152.gif= 120°.

***Скорости ременных передач.***

Окружные скорости на шкивах, м/с:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image156.gif

где D1 и D2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм; n1 и n2 — частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин-1.

Окружная скорость на ведомом шкиве *v*2 меньше скорости на ведущем *v*1 вследствие скольжения:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image158.gif

гдеhttp://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif — коэффициент скольжения.

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image160.gif

где *n2*– частота вращения на холостом ходу; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image162.gif– частота вращения под нагрузкой.

***Передаточное число.***

В ременной передаче, как и во фрикционной, в результате упругого скольжения ремня окружные скорости не одинако­вые. Отсюда передаточное число

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image164.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image129.gif, n1 — угловая скорость и частота вращения ведущего шкива; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image166.gif, n2 *—*то же, ведомого шкива; *D*1, *D*2— диаметры ведущего и ведомого шкивов; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif — коэффициент скольжения; T1, T2- крутящие моменты на ведущем и ведомом валах; η – кпд передачи.

Относительная потеря скорости на шкивах характеризуется коэффици­ентом скольжения; при незначительном значении этого коэффициента (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif < 0,02) приближенно имеем

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image168.gif

Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного отношения в ременной передаче. При перегрузке дуга покоя уменьшается до 0, ремень начинает скользить по всей поверхности шкива, наступает режим буксования. При этом ведомый шкив останавливается, а КПД передачи равен 0.

**КПД** ***ременных передач.***

Учитывая потери при работе, КПД переда­чи определяют из выражения

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image170.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image172.gif— относительные потери, связанные со скольжением на шкивах и вследствие упругости ремня; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image174.gif— относительные потери в опорах;http://www.detalmach.ru/lect8.files/image177.gif — относительные потери от сопротивления воздуха (учитываются лишь при больших шкивах со спицами).

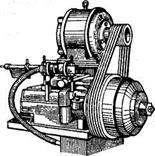
Если известная мощность P1 на ведущем шкиве и мощность P2на ведо­мом (уменьшенная за счет потерь), то КПД передачи

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image179.gif

для плоскоременной открытой передачи среднее значение КПД 0,96-0,98; для клиноременной передачи 0,95-0,96; для передачи с натяжным роли­ком 0,95.

## *Клиноременная передача. Основные геометрические соотношения и конструкции*

*Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень кото­рой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют****клиноременной***(см. рис.3, *б*и 7). Клиноременную передачу выполняют только открытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине.



**Рис.7. Механизм с клиноременной передачей**

Клиновые ремни (рис.7.1) имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Это позволяет осуществить передачи с малым межосевым расстоянием, большим передаточным числом и с меньшим давлением на опоры. Работа передачи более спокойна т.к. отсутствует сшивка ремней, что важно при эксплуатации точных механизмов. При их вытяжке регулируется передвижение электродвигателя на салазках. Рекомендуемые угол обхвата малого шкива α = 120°, но передача хорошо работает и при α= 90°.

Максимально допустимая скорость *vmax*= 35 *м/с*. Практикой установлено *Dmin*/*h* = 11 для ремней малых сечений и *Dmin/h* = 27 – для ремней больших сечений. Здесь *h* – высота профиля клинового ремня. Чем меньше отношение *Dmin/h*, тем ниже КПД. Расчетным диаметром шкива считают диаметр его окружности по нейтральному слою. Кривые скольжения для клиновых ремней аналогичны кривым плоских ремней, но *φ0*для клиновых ремней больше.

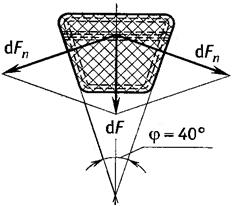
Рассмотрим малый участок ремня длиной d*l*, для этого участка силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рис. 7.1 следует, что сила d*F*n, нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы натяжения d*F*:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image183.gif

тогда сила трения

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image185.gif

Таким образом, клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими ремнями. Последнее обстоятельство позволяет использовать клиновой ремень для передачи вращательного движения от одного ведущего нескольким ведомым шкивам (например, в автомобильных ДВС используется ременный привод одним ремнем водяной помпы в системе охлаждения, электрогенератора и вентилятора). Однако из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня.



**Рис.7.1**

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива. Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максималь­но восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем. Однако при большом числе параллельно работающих клиновых ремней практически невозможно добиться их равномерного нагружения, что обусловлено неизбежной (из-за неточностей изготовления) разностью их длин. В связи с этим рекомендуется применять в одном комплекте не более 4-х ремней.

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5—2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими.

Удачной попыткой устранения этого недостатка клиновых ремней является изобретение поликлиновых ремней, сочетающих в себе достоинства плоских (монолитность и гибкость) и клиновых ремней (повышенные значения сил трения между рабочими поверхностями ремня и шкива).

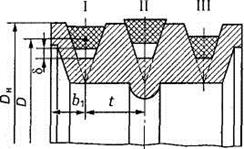
Из приводных ремней основное применение в настоящее время получили клиновые кордошнуровые ремни нормальных сечений, размеры которых регламентирует ГОСТ 1284.1  89. Это обусловлено тем, что, несмотря на наличие у других типов ремней несомненных преимуществ, узкие клиновые, поликлиновые и зубчатые ремни до сих пор выпускают в ограниченном количестве.

В связи с этим в условиях единичного, мелкосерийного и даже среднесерийного типов производства ременных передач, к точности вращения валов которых не предъявляются особые требования, необходимо применять клиновые кордошнуровые ремни нормального сечения.

В условиях крупносерийного или массового типов производства ременных передач, к габаритам которых не предъявляют особых требований, рекомендуются к использованию узкие клиновые ремни, а при наличии таких требований – поликлиновые.

При наличии **особых** требований к **точности** вращения валов проектируемого изделия необходимо (**независимо** от типа производства) применять **зубчатые** ремни.

Форму ка­навки шкива, называемой ***ручьями***, проектируют так, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор δ (рис.8, I). Рабочие поверхно­сти — это боковые стороны ремня, поэтому клиновый ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива. Клиноременные переда­чи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоременные. Однако ско­рость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при *v >*30 м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво, *v =*5-25 м/с.



**Рис.8. Установка клинового ремня на шкиве**

Передаточное число для одноступенчатой клиноременной передачи u<8.

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

## *Достоинства и недостатки клиноременных передач*

***Достоинства клиноременной передачи***по сравнению с плоскоре­менной:

        - возможность передачи большей мощности;

- допустимость меньшего межосевого расстояния *а;*

- возможность меньшего угла обхвата http://www.detalmach.ru/lect8.files/image136.gif, на малом шкиве (см. рис.1).

***Недостатки:***

- большая жесткость и, как следствие, — меньший срок службы ремня;

- необходимость особых приемов при надевании ремня;

- зависимость размеров проектируемой передачи от подобранного (по таблице регламентированных длин) ремня;

- большая стоимость эксплуатации передачи при вытяжке (ремни не ремонтируются);

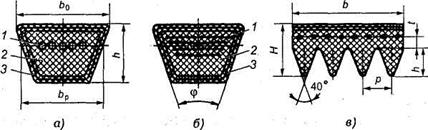
- большая трудоемкость изготовления шкивов;

- несколько пониженный КПД.

## *Ремни для клиноременных передач*

Основное распространение по­лучили ремни трапециевидного сечения (рис.9, *а, б) с*углом профиля φ= 40°.

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5-2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и по несколько штук в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.



**Рис.9. Конструкции клиновых ремней:** ***а*****—** **кордшнуровой;** ***б*****—** **кордтканевый;** ***в*****—** **поликлиновой**

Замкнутые бесшовные ремни изготовляют методом вулканизации в пресс-формах. Трапециевидная (клиновая) форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в 3 раза по сравнению с плоским ремнем, но вследствие большой высоты ремня эта форма неблагоприятна. Передача имеет более низкий КПД. Эти недостатки отчасти компенсируются тем, что ремень изготовляют из материала с малым модулем упругости (из рези­ны), а несущие кордовые слои имеют наибольшую толщину и располага­ются около нейтральной плоскости ремня. Промышленность выпускает клиновые ремни двух типов: кордшнуровые (рис.9, *а)*и кордтканевые (рис.9, *б*)*.*Различаются они тем, что основной несущий слой у первого состоит из одного ряда толстых кордовых шнуров *1*, а у второго — из не­скольких рядов кордовой ткани *1*. В верхней и нижней частях сечения (в зонах растяжения и сжатия) ремень заполнен резиной *2,*а снаружи в не­сколько слоев обмотан прорезиненной тканью — обертка *3.* Большую гибкость и нагрузочную способность имеют кордошнуровые ремни, у которых верхний растягиваемый слой состоит из одного ряда анидных шнуров (намотанных по винтовой линии), заключенных в слой мягкой резины.

Размеры сечений клиновых ремней стандартизованы (ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.2-89, ГОСТ 1284.3-89). Стандартом предусмотрено 7 ремней нормального сечения (Z(О), A, B(Б), C(В), D(Г), И(Д), E0(E) (в скобках приведено обозначение сечений в международной системе ISO)), у которых *b0/h≈*1,6, и 4 – узкого сечения (YZ, YA, YB, YC), у которых *b0/h*≈1,25. Ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца, поэтому их длина тоже стандартизована. Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес. Кроме ГОСТа существует еще, отличающийся от него, сортамент ремней для автотракторной промышленности.

Размеры ремня (см. рис.9, а): ширина большого основания ремня *bо;*расчетная ширина ремня *bр,*высота ремня *h;*длина ремня *L —*стандарти­зованы (табл.3).

***Таблица 3.*** **Клиновые ремни**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечение ремня | Размеры сечения, мм (см. рис. 9, *а)* | | | *А*, мм2 | Натяжение *2F0,*H | Рекомендуе­мая длина ремня *L,*мм |
| *bр* | *bp* | *h* |
| Z(О) | 10 | 8,5 | 6 | 47 | 11 | 400-2500 |
| А | 13 | И | 8 | 81 | 20 | 560-4000 |
| В(Б) | 17 | 14 | 10,5 | 138 | 30 | 800-6300 |
| С(В) | 22 | 19 | 13,5 | 230 | 75 | 1800-10 600 |
| Д(Г) | 32 | 27 | 19 | 476 | 140 | 3150-15 000 |
| И(Д) | 38 | 32 | 23,5 | 692 | 180 | 4500-18 000 |
| EО(Е) | 50 | 42 | 30 | 1170 | 290 | 6300-18 000 |
| Стандартный ряд предпочтительных расчетных данных длин *L,*мм 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000. | | | | | | |

## *Разновидности клиноременных передач*

На рис.10 показана раз­новидность клиновидного ремня. Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (многослойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков.  Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиновые ремни выпускают бесконечными (кольца).

*Кордтканевые* клиновые ремни состоят из корда – основного несущего слоя, выполненного из химических волокон: вискозы, капрон, лавсана. Корд располагается симметрично относительно нейтрального слоя ремня. Над кордом и под кордом находятся резиновые или резинотканевые слои, называемые слоями растяжения и сжатия. Все это содержится в обертке ремня, представляющей собой несколько слоев прорезиненной ткани.

*Кордшнуровые* клиновые ремни отличаются от кордтканевых тем, что вместо слоев кордткани предусматривается один слой кордшнура толщиной 1,6–1,7*мм.* Эти ремни более гибки и долговечны, применяются при более тяжелых условиях работы.

Кордшнуровые или кордтканевые гофри­рованные ремни применяют в передачах с малыми диаметрами шкивов. Для увеличения эластичности иногда применяют ремни с гофрами на внутренней и наружной поверхностях. Ременные передачи с зубча­тыми  ремнями  способны  передать  большие  мощность и окружную скорость *(v*до 70 м/с) при постоянном передаточном числе без проскальзывания *(и*до 15) (см. рис.2, *д).*

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image193.jpg

**Рис.10. Клиновой ремень с гофрами** **на** **внутренней поверхности**

В лёгких передачах благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение  между параллельными, пересекающимися, вращающимися в противоположные стороны валами. Это возможно потому, что жёсткость на кручение ремней вследствие их малой толщины и малого модуля упругости мала.

В ременных передачах специального назначения находят применение:

- *поликлиновые ремни* (см. рис.9, *в).*Поликлиновые ремни состоят из плоской и профильной частей. В плоской части размещено несколько слоев прорезиненной ткани и ряд кордшнура из синте­тических волокон. Профильная часть, образуемая продольны­ми клиньями, состоит из резины. Обе части свулканизованы в одно целое. Поликлиновые ремни выпускают трех типов: *К, Л, М*(табл.4). Ремень сечения *К*применяют вместо клиновых ремней сечений О и А для  передачи момента *Т*1≤40 Нм; ремень се­чения*Л* - вместо клиновых ремней А, Б и В для передачи момента *Т*1 = 18÷400 Нм; ремень сечения *М*— вместо кли­новых ремней *В, Г, Д* и *Е* для передачи момента *Т*1> 130 Нм (где *Т*1 – момент на быстроходном валу). Если могут быть при­менены ремни двух сечений, предпочтение следует отдавать ремню с меньшим сечением.

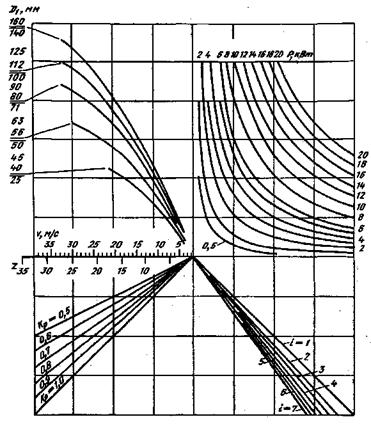
При одинаковой передавае­мой мощности ширина поликлиновых ремней в 1,5—2 раза меньше ширины клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости допускается применение шкивов меньшего диаметра, чем в обычной клиноременной передаче, большая быстроходность (до 40 – 50 м/с) и большие передаточные отношения. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней. Недостаток — передачи с поликлиновы­ми ремнями чувствительны к отклонениям от параллельности валов и осевому смещению шкивов.

В табл. 4 (составлена по РТМ 38-40528-74) приведены размеры сечений поликлиновых ремней, их длины и числа клиньев *z*. Рекомендуют применять ремни с четным числом клиньев.

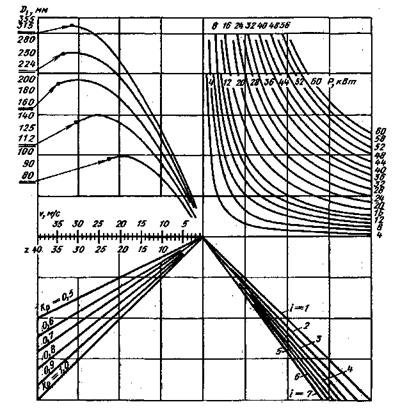
***Таблица 4.*** **Размеры** **поликлиновых** **ремней,** мм

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| http://www.detalmach.ru/lect8.files/image195.jpg  φ= 40° | | | | | | | |
| Сечение ремня | *t* | *H* | *r*1 | | *r*2 | | *h* |
| К  Л  М | 2,4  4.8  9,5 | 4,0  9,5  16,7 | 0,1  0,2  0,4 | | 0,4  0,7  1,0 | | 2,35  4,85  10,35 |
| *Примечания.* 1. Расчетные длины *L*ремней: 400, (425), 450, (475), 500,  (530),  560, (600), 630, (670), (710),  (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000). В скобках указаны нерекомендуемые длины ремней.  2.  Расчетная длина ремней - это длина  его на уровне центра  расположения кордшнура, находящегося на расстоянии 0,5(*H - h*) . Разность между расчетной  и наружной длиной ремня: 6,3 мм — для   ремней   сечения   К; 15,1   мм — для ремней  сечения Л и 21,3 мм — для  ремней  сечения  М.  3. Число  клиньев *z*и  диапазон длин *L*ремней: | | | | | | | |
| Число клиньев | | Сечение ремней | | | | | |
| К | | Л | | М | |
| *z* рекомендуемое | | 2 - 36 | | 4 - 20 | | 2 - 20 | |
| *z* предельное | | 36 | | 50 | | 50 | |
| Диапазон длин *L* | | 400 - 2000 | | 1250 - 4000 | | 2000 - 6000 | |
| 4. Пример условного обозначения ремня: *2500 Л 16 РТМ 38-40528-74,* где 2500 – расчетная длина, мм, Л- сечение ремня и 16 – число клиньев. | | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |

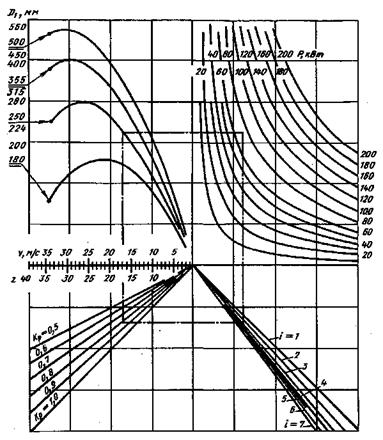
Графики (рис. 10.1-10.3) предназначены для определения необходимого числа клиньев. Исходными данными для расчета передач поликлиновыми ремнями являются передаваемая мощ­ность *Р,*передаточное отношение *i*и коэффициент режима работы *К*р*,*значения которого для различных машин прибли­женно совпадают со значениями коэффициента *С*р, для плоскоременных передач.

****

**Рис. 10.1. Номограмма дли** **определения числа** **клиньев** **ноликлинового** **ремня сечением** К

****

**Рис.10.2. Номограмма для определения числа клиньев** **поликлинового** **ремня сечением Л**



**Рис. 10.3. Номограмма для определения числа клиньев** **поликлинового** **ремня сечением М**

Рекомендуемые величины межосевых расстояний *а* в зависи­мости от передаточного отношения *i*:

*i*……….      1              2              3              4              5              6              7 и более

*a/d*1 ……      1,5          2              2,5          3              3,5          4              4,5

Диаметр меньшего шкива выбирают по следующей прибли­женной зависимости

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image207.gif

и округляют по стандарту (см. табл.  5.1).  В этой  формуле момент *Т*1  в Нмм, диаметр *d*1*—*в мм.

Ниже приведены значения начальных натяжений на один клин поликлиновых ремней.

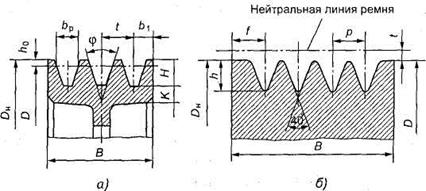
Сечение ремня........................ …………….        К                Л                М

250, Н......................................... …………….     40-95     110-300    420-1200

- *зубчатые ремни* (см. рис.3, *д),*изготовленные из армированного стальным канатом неопрена, полиуретана, стекловолокна или поли­амидного шнура. Эти ремни способны передавать вращающий мо­мент при условии постоянства передаточного числа (проскальзыва­ние ремня исключено) с высокими окружными скоростями (до 80 м/с); их применяют в кинематических механизмах станков.

## *Шкивы клиноременных передач*

В отличие от рассмотренных шки­вов плоскоременных передач рабочей поверхностью клиноременных шки­вов являются боковые стороны клиновых канавок (рис.11, *а).*



**Рис.11.** **Конструкции шкивов клиновых и** **поликлиновых** **передач:**

***а*****— шкив клиновой пе­редачи (количество ремней — 3);**

*б****—*****шкив** **поликлиновой** **передачи**

Размеры и углы профиля канавок, толщину обода шкива принимают стандартными (табл.5) в зависимости от типа ремня. Рабочую поверхность канавок же­лательно полировать, шкивы должны быть хорошо сбалансированы. Для поликлиновых ремней рабочей поверхностью шкива (рис.11, *б)*являются боковые стороны клиновых канавок в ободе шкива.

***Таблица*****5.** **Размеры клиноременных** **шкивов,** мм **(см. рис. 11,** ***а)***

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Сечение  ремня |  | *Н* | *t* |  | *К* | Расчетные размеры  *D*шкивов при http://www.detalmach.ru/lect8.files/image054.gif | | | |
| 34° | 36° | 38° | 40° |
| Z(О) | 2,5 | 10 | 12 | 8 | 5,5 | 63-71 | 80-100 | 112-160 | 180-450 |
| А | 3,5 | 12,5 | 16 | 10 | 6 | 90-122 | 125-160 | 180-400 | 450-560 |
| В(Б) | 5 | 16 | 20 | 12,5 | 7,5 | 125-160 | 180-224 | 250-500 | 560-710 |
| С(В) | 6 | 21 | 26 | 17 | 10 | 200 | 224-315 | 355-630 | 710-1000 |
| Д(Г) | 8,5 | 28,5 | 37,5 | 24 | 12 | — | 315-450 | 500-900 | 1000-1250 |
| E(Д) | 10 | 34 | 44,5 | 29 | 15 | — | 500-560 | 630-1120 | 1250-1600 |
| EО(Е) | 12,5 | 43 | 58 | 38 | 18 | — | — | 800-1400 | Св.1600 |

Размеры обода шкивов для поликлиновых ремней приведены в табл. 5.1. Там же помещены расчетные диаметры *D*и  указаны наименьшие диаметры шкивов для ремней разных сечений.

***Таблица******5.1.*** **Размеры шкивов для** **поликлиновых** **ремней,** мм

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| http://www.detalmach.ru/lect8.files/image213.jpg | | | | | | | |
| Сечение ремня | *t* | *et* | *E* | *r*1 | *r*2 | *s* | 2 |
| К  Л  М | 2,4  4,8  9,5 | 3,30  6,60  13,05 | 2,35  4,85  10,35 | 0,3  0,5  0,8 | 0,2  0,4  0,6 | 3,5  5,5  10,0 | 2,0  4,8  7,0 |
| *Примечания.* 1. Расчетные диаметры *D*шкивов:  25, 40, 45, 50,  56, 63, 71, 80, 90, 100,  112, 125,  140, 160,   180,  200, 224,  250,  280,  315,  335, 400,  450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.  2. За расчетный диаметр *D*принимают диаметр окружности  на уровне центра  расположения кордшнура.   Наружный  диаметр  шкива  *DH =D —*2∆.  3. Диапазон  расчетных  диаметров шкивов:  25 — 500 — для  ремней  сечения К; 80 – 800 — для ремней сечения Л и180— 1000 — для ремней сечения М. | | | | | | | |

Шкивы изготовляют литыми, сварными или штампованными из чугуна СЧ15 (*v*< 30 м/с), модифицированного чугуна и стали 25Л (*v*< 45 м/с), алюминиевых сплавов (*v*< 80 м/с), из легированной стали. Известны сборные шкивы из стальных тарелок. Быстроходные шкивы требуют балансировки. Шкивы диаметром до 300-400 мм выполняют преимущественно дисковыми, большего диаметра — со спицами.

Предельные  отклонения  расчетных  диаметров  *d*  -  по  *b*11.

Предельные  отклонения  наружных  диаметров  *da*  -  по  *h*11.

Неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей: отверстий - по *Н*14, валов –*h*14, остальных - по *JS*15 (*js*15).

Предельные отклонения угла конусного отверстия — по 6-й степени точности ГОСТ 8908-81.

Предельные отклонения длины ступицы *L* для шкивов с коническим посадочным отверстием не должны быть более *h*12.

Допуски на радиальное биение, торцовое биение, цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения назначают по 8 степени точности.

Предельные отклонения угла канавки для механически обработанных шкивов не должны быть более:

1° - для ремней сечений Z(O), А(А), В(Б);

30’ - для ремней сечений С(В), D(Г), Е(Д).

Биение  конусной  рабочей  поверхности  канавки  шкива на каждые 100 мм диаметра шкива, замеренное перпендикулярно образующей конуса, не должно быть более:

0,20 мм - при частоте вращения шкива до 8 рад/с;

0,15 мм - при частоте вращения шкива (8-16) рад/с;

0,10 мм - при частоте вращения шкива более 16 рад/с.

В шкивах со спицами ось шпоночного паза должна совпадать с продольной осью спицы.

На рабочих поверхностях канавок шкивов не должно быть пористости, пузырей, царапин и вмятин после механической обработки.

Дефекты чугунных и стальных шкивов могут быть исправлены газовой сваркой, пайкой медью или компаундом на основе эпоксидных смол, обеспечивающих работоспособность канавок не ниже, чем при пайке медью.

Параметры шероховатости *Ra* рабочих поверхностей канавок должны быть не более 2,5 мкм по ГОСТ 2789-73.

Каждый шкив при его работе со скоростью более 5 м/с должен быть статически отбалансирован.

В заказе на шкивы указывать:

- тип шкива,

- наружный диаметр,

- ширину обода,

- диаметр посадочного отверстия,

- предельное отклонение посадочного отверстия.

## *Расчет основных геометрических параметров клиноременной передачи*

1. Межосевое расстояние *а*(см. рис.6) для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоременной   передачей   [см. формулу (1)]. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image215.gif;

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image217.gif;                                                             (13)

где *D1* и *D2*— диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Оптимальное межосевое расстояние *аот*в зависимости от передаточно­го числа *и*и диаметра большого шкива *D2*следующее:

*aom/D2*.......1,5    1,22   1    0,95    0,9    0,85

*и*.................1       2        3    4        5       6 и более

2. Расчетную длину ремня *L*определяют по формуле (3), после чего округляют до ближайшей большей стандартной длины клинового ремня выбранного типа. Длину ремня определяют по линии, проходящей через нейтральный слой поперечного сечения ремня.

3. Диаметры шкивов *D1* и *D2.*В клиноременнои передаче расчетными диаметрами  шкивов являются диаметры,  соответствующие  окружности расположения нейтрального слоя (см. рис.8 — диаметр *D).*

В отличие от плоскоременной передачи диаметр малого шкива (в дан­ном случае *D1*) не рассчитывают, а принимают по стандарту. Диаметр большого шкива *D2*определяют, учитывая передаточное число по форму­ле (5).

4. Наружный диаметр шкива определяют по формуле (см. рис.11, *а*)

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image221.gif,                                                                          (14)

где *D*— расчетный диаметр шкива; h0 — высота канавки над расчетной шириной ремня.

5. Ширина шкива (см. рис.11, а)

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image223.gif,                                                                 (15)

где *z*— число ремней в передаче; *t —*расстояние между осями клиновых канавок; *b1*— расстояние между осью крайней канавки и ближайшим тор­цом шкива.

Остальные размеры шкивов клиноременных передач рассчитывают как и для шкивов плоскоременных передач.

## *Основы теории расчета ременных передач. Силы и напряжения в ремнях, кривые скольжения и допускаемые полезные напряжения*

***Силы натяжения в ветвях ремня (Fo,******F1,******F2).***

Окружная сила на ведущем шкиве

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image225.gif

Расчет ременных передач выполняют по расчетной окружной силе с учетом коэффициента динамической нагрузки *k*ди режима работы передачи:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image227.gif

где *k*д - коэффициент динамической нагрузки, который принимается *k*д =1 при спокойной нагрузке, *k*д =1,1 – умеренные колебания нагрузки, *k*д =1,25 – значительные колебания нагрузки, *k*д =1,5 – ударные нагрузки.

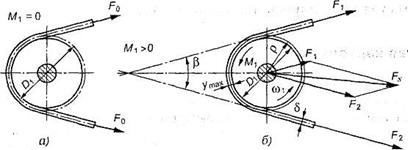
Для создания необходимого трения между ремнем и ободом шкива ре­мень должен иметь достаточную силу начального натяжения *Fo.*Это дости­гается предварительным натяжением ремня при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше *Fo,*тем выше тяговая способность переда­чи. Но при большом начальном натяжении ремень получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому *Fo*выбирают таким, чтобы ремень мог сохранить это натяжение достаточно длительное время, не по­лучая большой вытяжки. Начальную силу натяжения ремня определяют по формуле

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image233.gif

где *А*— площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи либо площадь поперечного сечения всех ремней клиноременной передачи; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image241.gif— начальное напряжение в ремне.

Начальное напряжениев ремне для плоских стандартных ремней без автоматических натяжных устройств σ0= 1,8*МПа*; с автоматическими натяжными устройствами σ0= 2*МПа*; для клиновых стандартных ремней σ0=1,2...1,5*МПа*; для полиамидных ремней σ0= 3...4*МПа*.

Приближенно можно считать, что в состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь натянута одним и тем же усилием *Fo*(рис. 12, *а)*



**Рис.12. Усилия в ветвях ремня:** ***а*****— на холостом ходу;** ***б*****— при передаче нагрузки**

С приложением момента *T1* ведущая ветвь натягивается до значения *F1*, на­тяжение ведомой ветви уменьшается до *F2*(рис.12, *б).*Силы натяжения *F1* и *F2,*можно определить из условия равновесия шкива

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image251.gif

Отсюда

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image253.gif

С учетом того, что окружная сила на шкиве

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image255.gif

получим

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image257.gif

Так как сумма сил натяжения ветвей ремня постоянна (независимо от того, нагружена передача или нет), то

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image259.gif

Из равенств (20) и (21) следует, что

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image261.gif

Эти уравнения устанавливают изменение натяжений ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки *Ft,*но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговой способности передачи, которая связана со значением силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь установлена Эйлером в виде

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image263.gif

где *f* - коэффициент трения покоя между ремнем и шкивом (коэффициент сцепления) (табл.5.1), α - угол обхвата шкива, *е* – основание натурального логарифма (*e*≈2,7183).

Среднее значение коэффициента трения для чугунных и стальных шкивов можно принимать: для резинотканевых ремней  *f* =0,35, для кожаных ремней  *f*= 0,22 и для хлопчатобумажных и шерстяных ремней  *f* = 0,3.

При определении сил трения в клиноременной передаче в формулы вместо – коэффициента, трения *f* надо подставлять приведенный коэффициент трения для клиновых ремней

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image265.gif

где φ0 - угол клина ремня φ0≈40°.

Решая совместно уравнения (17) и (23) с учетом (21), находим:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image267.gif

Величину  http://www.detalmach.ru/lect8.files/image269.gif называют коэффициентом тяги.

Как видно из выражения http://www.detalmach.ru/lect8.files/image271.gif оптимальная величина коэффициента тяги не зависит ни от передаваемой мощности, ни от предварительного натяжения ремня, а только лишь от свойств фрикционной пары материалов, из которых изготовлены ремень и шкив, и от конструктивных параметров передачи. Численные значения http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif для ремней из различ­ных материалов и угла охвата ремнем сталь­ного ведущего шкива, равного 180°, пред­ставлены в табл. 5.1.

**Таблица 5.1. Коэффициенты сцепления и коэффициент тяги** для

**некоторых материалов ремней по стальному шкиву**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Материал ремня | Коэффициент  сцепления *f* | Оптимальный коэффициент тяги http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif |
| Кожаные: |  |  |
| растительного дубления | 0,25 | 0,374 |
| минерального дубления | 0,4 | 0,557 |
| Смазанный кожаный ремень | 0,23 | 0,346 |
| Мокрый кожаный ремень | 0,36 | 0,512 |
| Хлопчатобумажные: |  |  |
| цельнотканые | 0,22 | 0,332 |
| шитые | 0,20 | 0,304 |
| Шерстяные | 0,35 | 0,500 |
| Прорезиненные | 0,30 | 0,439 |

Формулы (24) устанавливают связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой *Ft*и факторами трения *f* и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image136.gif. Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение ремня *Fo*,при котором еще возможна передача заданной нагрузки *Ft.*Если http://www.detalmach.ru/lect8.files/image277.gif, то начнется буксование ремня.

Увеличение окружного усилия на ведущем шкиве можно достичь увеличением предварительного натяжения ремня либо повышением коэффициента тяги, который повышается с увеличением угла обхвата и коэффициента трения.

В таблицах со справочными данными по характеристикам ремней указаны их размеры с учетом необходимых коэффициентов тяги.

Можно установить по формуле (24), что увеличение значений *f* и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image136.gif благоприятно сказывается на работе передачи. Эти выводы принимаются за основу при создании конструкций клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом. В первой передаче использован принцип искусственного повышения трения путем заклинивания ремня в канавках шкива. Во второй – увеличивают угол обхвата http://www.detalmach.ru/lect8.files/image136.gif установкой натяжного ролика.

При обегании ремнем шкивов возникают *центробежные силы Fv,*которые отбрасывают ремень от шкива:

*F*v=ρ*Av*2,                                        (25)

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image279.gif — плотность материала ремня, кг/м3; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image281.gif*—*площадь сечения ремня, м2; *и*— окружная скорость, м/с.

С учетом центробежной силы натяжения определяют по следующим формулам для холостого хода:

*F*0+*Fv*;                                            (26)

для ведущей ветви

*F*1=*F*0+*F*t/2+*Fv*;                                (27)

для ведомой ветви

*F*2=*F*0-*F*t/2+*Fv*.                                  (28)

Натяжение *Fv*ослабляет полезное действие предварительного натяжения *Fo.*Оно уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Как показывает практика, влияние центробежных сил на работоспособность передачи существенно только при больших скоростях: *v >*20 м/с.

***Нагрузка на валы и опоры******Fs.***

Силы натяжения ветвей ремня *F1*и *F2,*(за исключением силы *Fv)*пере­даются на валы и опоры. Рассматривая параллелограмм сил (см. рис.12, *б),*находят равнодействующую сил

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image285.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif — угол между ветвями ремня.

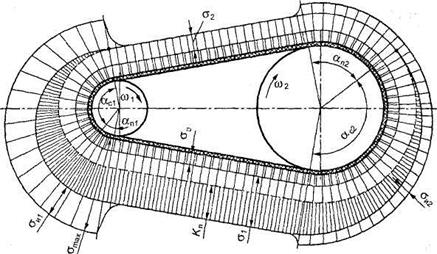
Поставим в выражение (29) вместо (*F1* + *F2*)величину 2F*0*[см. форму­лу (21)]; получим

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image287.gif

Выражение (30) можно преобразовать через окружную силу *Fr*. В этом случае можно считать, что для прорезиненных и кожаных ремней *Fs*>>2,5*Ft*); для хлопчатобумажных *Fs*>>3*Ft*); для шерстяных *Fs* >> 4*Ft*).Таким образом, на­грузка на валы в 2,5—4 раза превышает  окружную силу *Ft,*что является не­достатком ременных передач.

***Напряжения в ремне.***

При работе ременной передачи напряжения в различных сечениях по длине ремня неодинаковы. Изобразим эти напря­жения отрезками соответствующей длины, проведя их перпендикулярно поверхности ремня. Получим эпюру суммарных напряжений (рис.13).



**Рис.13. Напряжения в поперечных сечениях ремня**

Различают следующие виды напряжений в ремне.

1. Предварительное напряжение http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif, определяемое в зависимости от силы начального натяжения:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image293.gif

где *А*— площадь поперечного сечения ремня.

Для стандартных ремней рекомендуется принимать: http://www.detalmach.ru/lect8.files/image295.gif МПа — для плоских ремней;  http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif = 1,18 - 1,47 МПа — для клиновых.

2. Удельная окружная сила (полезное напряжение) *Кп.*Это напряжение зависит от передаваемой ремнем окружной силы *Ft.*

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image297.gif

Полезное напряжение можно определить и как разность напряжений http://www.detalmach.ru/lect8.files/image301.gif и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image303.gif:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image305.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image301.gif и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image303.gif —  напряжения в ведущей и ведомой ветвях.

По значению *КП*оценивается тяговая способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба http://www.detalmach.ru/lect8.files/image307.gif, возникающее в сечениях ремня при огибании шкивов (см. рис.13) и изменяющееся по пульсирующему циклу. В плос­ком ремне нейтральный слой проходит посередине толщины ремня. На­ружные слои ремня при огибании шкива растягиваются, а внутренние — сжимаются. Приближенно примем, что закон Гука справедлив и для мате­риалов ремней, тогда для растянутой стороны ремня http://www.detalmach.ru/lect8.files/image309.gif*,*где *s* = *утт/р —*относительное удлинение волокон.

С учетом того, что http://www.detalmach.ru/lect8.files/image313.gif а *р* = 0,5(*D1* + 8) (см. рис.12, *б*), пренеб­регая величиной δ по сравнению с *D1*,, получим:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image315.gif

где *Е —*модуль продольной упругости материала ремня; http://www.detalmach.ru/lect8.files/image070.gif— толщина рем­ня; *D1 —*диаметр огибаемого шкива.

В расчетах для плоскоременных передач http://www.detalmach.ru/lect8.files/image317.gif ограничивается минималь­но допустимым значением http://www.detalmach.ru/lect8.files/image318.gif (см. табл.1).

На тяговую способность передачи напряжение изгиба не влияет, но яв­ляется основной причиной усталостного разрушения ремня.

4. Напряжение от центробежных сил. Это напряжение зависит от силы *Fv*

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image320.gif

На рис.13 показано, что по всей длине ремня напряжение http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif распре­деляется равномерно.

5. Наибольшее суммарное напряжение http://www.detalmach.ru/lect8.files/image322.gifопределяется как сумма по­лезного напряжения, напряжения изгиба в ведущей ветви (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image301.gifи http://www.detalmach.ru/lect8.files/image327.gif) и на­пряжения от центробежных сил (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image329.gif):

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image331.gif

(http://www.detalmach.ru/lect8.files/image322.gif возникает в ремне, в месте его набегания на малый шкив (см. рис.13)).

Рассмотренные напряжения в ветвях ремня используются в дальней­шем при расчете ременных передач на тяговую способность, для определе­ния максимального напряжения в ремне и т. п.

Анализ реальных передач показывает, что напряжения от изгиба и от действия центробежных сил обычно сравнимы и часто даже превосходят по величине полезное напряжение. При этом следует учитывать, что *увеличение напряжения изгиба не способствует повышению тяговой способности передачи, с другой стороны, эти напряжения, периодически меняясь, являются главной причиной усталостного износа ремней*.

Следует отметить, что прочность ремня не является достаточным усло­вием, определяющим работоспособность ременной передачи. Желательно, чтобы передача обеспечивала как можно большее значение силы *F1,*при неизменном для данного ремня значении начальной силы натяжения *2F0.*

***Скольжение в ременной передаче.***

Как показано выше сила натяжения ведущей ветви ремня существенно превышает силу натяжения свободной ветви (F1>F2). Отсюда следует, что удлинение каждого отдельно взятого элемента ремня меняется в зависимости от того, на какую его ветвь этот элемент в данный момент времени попадает. Изменение этой элементарной части ремня может происходить только в процессе ее движения по шкивам. При этом, проходя по ведущему шкиву (при переходе с ведущей ветви на свободную), эта элементарная часть укорачивается, а при движении по ведомому шкиву (переходя со свободной ветви ремня на его ведущую ветвь) – удлиняется. Изменение длины части ремня, соприкасающейся с поверхностью шкива, возможно только с её частичным проскальзыванием. Изложенные соображения позволяют сформулировать два важнейших следствия неодинаковой загрузки ведущей и холостой ветвей ремня:

*Работа ременной передачи без скольжения ремня по рабочей поверхности шкивов невозможна.*

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

Исследования Н.Е. Жуковского показали, что в ременных передачах следует различать два вида скольжения ремня по шкиву - упругое скольжение и буксование.

Как показали экспериментальные исследова­ния, упругое скольжение ремня по шкиву возникает в нормально работаю­щей передаче.

*Причиной упругого скольжения является неодинаковость натяжения веду­щей и ведомой ветвей.*

При обегании ремнем ведущего шкива его натяжение падает, от *F1*до *F2*(причем всегда *F1 > F2)*; ремень, проходя шкив, укорачива­ется, вследствие чего возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве происходит аналогичное явление, но здесь ремень удлиняется, так как на­тяжение от *F2*возрастает до *F1.*

Упругое скольжение происходит не по всей длине дуги обхвата ремнем шкива. Установлено, что угол дуги обхвата http://www.detalmach.ru/lect8.files/image136.gif разделяется на две части — ***дугу упругого скольжения*** (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image333.gif) и ***дугу покоя*** (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image335.gif), на которой упругое сколь­жение отсутствует (см. рис. 13). При перегрузке передачи скольжение происходит по дуге http://www.detalmach.ru/lect8.files/image338.gif, т.е. ремень скользит по всей поверхности касания со шкивом. Такой вид скольжения называют ***буксованием.***

При упругом скольжении скорости по длине ремня неодинаковы. Скорость ремня и окружная скорость шкива совпадают лишь на дуге по­коя со стороны набегающей ветви. Это позволяет оценить упругое про­скальзывание.

Коэффициент упругого скольжения:

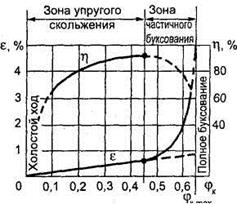
http://www.detalmach.ru/lect8.files/image340.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image341.gif и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image342.gif - окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы ременной передачи значение http://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif = 0,01 http://www.detalmach.ru/lect8.files/image074.gif 0,02.

***Коэффициент тяги и кривые скольжения.***

В результате исследова­ния кривых скольжения (рис.14), построенных по опытным данным, ус­тановлена связь между полезной нагрузкой (окружной силой *F)*и предва­рительным натяжением ремня *Fo*в зависимости от коэффициента скольже­ния ε.



**Рис.14.** **Кривые скольжения** **и КПД ременной передачи**

Отношение передаваемой ремнем ок­ружной силы к сумме натяжений его ветвей называют ***коэффициентом тяги:***

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image345.gif

*Коэффициент тяги характеризует нагру­зочную способность передачи.*На этом гра­фике (см. рис.14) по оси абсцисс отложе­ны значения коэффициента тяги http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif, а по оси ординат — коэффициент скольжения http://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif и КПД передачи http://www.detalmach.ru/lect8.files/image004.gif.

На начальном участке кривой скольже­ния (от 0 до http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif) наблюдается только упру­гое скольжение. Линия этого участка приближается к прямой. Здесь зна­чения КПД и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image133.gif падают с уменьшением нагрузки. Дальнейшее увеличение нагрузки (т.е. увеличение http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif) приводит к буксованию. В зоне частичного буксования наблюдаются как упругое скольжение, так и буксование. При достижении коэффициентом тяги величины φ*max* наступает полное буксование передачи (ведомый шкив останавливается), величина скольжения становится равной единице, а КПД падает до нулевого значения.

При http://www.detalmach.ru/lect8.files/image346.gif рабочую нагрузку следует принимать в пределах, которые соответствуют наибольшему значению КПД. Работа в зоне частичного бук­сования допускается только в момент пуска передачи (т.е. для кратковре­менных перегрузок). Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например, в момент запуска двигателя. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Численные значения коэффициента тяги http://www.detalmach.ru/lect8.files/image273.gif зависят от вида ремня, его толщины, диаметра шкивов, скорости и т.д. Однако характер кривой скольжения остается постоянным при любой комбинации перечисленных параметров. Это положение позволило установить общие нормы работоспособности ремня с учетом влияния различных параметров. Так, условия работы ременной передачи считаются нормальными, если

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image347.gif

где *Dmin* – наименьший диаметр шкива, *h* – толщина ремня.

Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций, и в основном с деформациями изгиба; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Все эти потери трудно оценить расчетом, а поэтому КПД передачи определяют экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоременных передач http://www.detalmach.ru/lect8.files/image004.gif = 0,97, для клиноременных http://www.detalmach.ru/lect8.files/image004.gif = 0,96.

***Допускаемые напряжения в ремне.***

1. *Допускаемое приведенное полезное напряжение Ко.*Из графика на рис.14 видно, что оптимальное значение коэффици­ента тяги http://www.detalmach.ru/lect8.files/image349.gif определяет максимальную полезную окружную силу *Flmax.*

При этом условии ременная передача с начальным натяжением *Fo*может работать без пробуксовки. Из выражения (38)

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image351.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image349.gif — оптимальный коэффициент тяги. Если обе части равенства (39) разделить на площадь поперечного сечения ремня *А,*то получим

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image353.gif

здесь http://www.detalmach.ru/lect8.files/image355.gif *—*допускаемое приведенное полезное напряжение в рем­не, соответствующее коэффициенту тяги http://www.detalmach.ru/lect8.files/image349.gif. Значение *Ко*сучетом табл.1 можно определить для плоскоременной передачи по формуле

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image357.gif

где *s*и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image361.gif — постоянные коэффициенты, зависящие от материала ремня и http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif.

Для клиноременной передачи *Ко*определяется по табл.6.

***Таблица 6.*****Значения** ***K0*****для клиновых ремней**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Диаметр малого  шкива *D1*, мм | Тип ремня | *Ко* | |
| при http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif= 1,18 МПа | при http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif= 1,47 МПа |
| 71  80  Не менее 90 | Z(O) | 1,42  1,54  1,62 | 1,59  1,71  1,82 |
| 100  112  Не менее 125 | А | 1,48  1,58  1,67 | 1,64  1,76  1,87 |
| 140  160  Не менее 180 | B(Б) | 1,48  1,64  1,71 | 1,64  1,84  2,01 |
| 200  224  250  Не менее 280 | С(В) | 1,48  1,66  1,80  1,87 | 1,64  1,85  2,03  2,20 |
| 320  360  400  Не менее 450 | D(Г) | 1,48  1,69  1,87  1,88 | 1,64  1,89  2,12  2,20 |

2. *Допускаемое полезное напряжение в ремне КП.*

Практически значение напряжения *Ко*не постоянно, оно зависит от типа и толщины ремня *b*, диаметра малого шкива *D1*, скорости ремня и, предварительного напряжения http://www.detalmach.ru/lect8.files/image291.gif и режима работы передачи.

При проектировании ременных передач используют параметр *[К]п*(до­пускаемое полезное напряжение), а не *Ко.*Экспериментальным путем уста­новлено, что

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image363.gif

где *Са, Ср, Со, Сv* — поправочные коэффициенты, значения которых приве­дены в табл.7; эти коэффициенты учитывают: *Са*— влияние угла обхвата малого шкива; *Ср* — режим работы передачи; *Со*— вид передачи и располо­жение ее элементов; *Cv*— ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы (скоростной коэффициент).

***Таблица 7.*****Коэффициенты** ***Са,******Ср, Со,*** ***Cv*****расчета допускаемого полезного напряжения**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Коэффициент | Условия работы | Значения |
| *Са*- угла обхвата | При угле обхвата для плоских  (клиновых) ремней |  |
| 180° | 1,00, (1,00) |
| 170° | 0,96; (0,98) |
| 160° | 0,94; (0,95) |
| 150° | 0,91; (0,92) |
| 140° | -(0,89) |
| 130° | -(0,86) |
| 120° | -(0,83) |
| 110° | **-**(0,78) |
| 100° | -(0,74) |
| 80° | -(0,62) |
| *Ср* - режима работы | При нагрузке: |  |
| спокойной | 1,0 |
| с умеренными колебаниями | 0,9 |
| со значительными колебаниями | 0,8 |
| ударной и резко неравномерной | 0,7 |
| *Со* - учитывающий рас-  положение   осей   валов,  (перекрестной),    полупе-  рекрестной передачи | При угле наклона линии центров  передачи к горизонту |  |
| 0-60° | 1,0; (0,9); |
| 60-80° | 0,8; 0,9; |
| 80-90° | (0,8); 0,7; |
|  | 0,8; (0,7); |
|  | 0,6 |
| *Сv    -*скоростной   для  плоских (клиновых) рем-  ней | При скорости ремня, (м/с): |  |
| 1 | 1,04; (1,05) |
| 5 | 1,03; (1,04) |
| 10 | 1,0; (1,0) |
| 15 | 0,95; (0,94) |
| 20 | 0,88; (0,85) |
| 25 | 0,79; (0,74) |
| 30 | 0,68; (0,60) |

***Долговечность передачи.***

Основной причиной выхода из строя ре­менной передачи является низкая долговечность ремней.

Наиболее характерные виды разрушений, уменьшающих срок службы ремней, следующие:

- изнашивание, возникающее вследствие упругого скольжения, попа­дания абразивных материалов на рабочие поверхности и буксования;

- перегрев (по тем же причинам) и снижение при этом физико-меха­нических свойств ремня, что часто приводит к его разрыву;

- усталостное разрушение в результате циклических деформаций (из­гиб ремня по пульсирующему циклу при набегании его на шкивы). Этот вид разрушения приводит к расслаиванию, перетиранию тканей ремня и является главной причиной снижения его долговечности.

Шкивы — наиболее долговечный элемент ременных передач. Их про­ектирование с учетом прочности рассмотрено ниже.

*Критерии работоспособности ременных передач:*

*- полное использование тяговой способности*ремня при отсутствии бук­сования. Несоблюдение этого условия отрицательно сказывается на работе передачи в целом;

*- долговечность ремня.*Этот критерий не влияет на кинематические па­раметры передачи, но именно от него в основном зависит безаварийность (при внезапном разрыве ремня может быть авария) и надеж­ность работы ременной передачи.

Основным расчетом ременных передач является расчет на его *тяговую способность.*

Расчет на долговечность производят как проверочный.

***Расчет передачи на тяговую способность.***

Для обеспече­ния передачи максимальной полезной окружной силы *F*max = *Ft,*без пробук­совки необходимо, чтобы *FtA = Ко*, для приведенных условий работы передачи или *Ft/A = [К]п*— для передачи, не ограниченной этими условиями.

Полезная окружная сила *F*, известна при расчете ременных передач; значения полезного допускаемого напряжения *[К]П*определяются с учетом табл.1, 6, 7. Методика расчета плоскоременных передач на тяговую способность сводится к определению расчетной площади сече­ния ремня:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image365.gif

где http://www.detalmach.ru/lect8.files/image070.gif и *b —*толщина и ширина ремня.

***Расчет на долговечность.***

В процессе работы ремень за один пробег испытывает переменные на­пряжения (см. рис.13). При многократном действии переменных напря­жений возникают усталостные повреждения ремня (изменение его толщи­ны, разрушение элементов несущего слоя и т. п.).

Долговечность ремня в условиях нормальной эксплуатации в основном определяется его сопротивлением усталости, которое зависит от значения максимального переменного напряжения и частоты циклов изменения напряжений, иначе говоря, от числа изгибов ремня в единицу времени. Частоту циклов применения напряжений*N* удобно выражать через число пробегов ремня в секунду:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image367.gif

где *v* – скорость ремня; *L* – длина ремня.

Тогда http://www.detalmach.ru/lect8.files/image369.gif,

где Zш – число шкивов в передаче; *L*h – ресурс ремня, ч.

Следует отметить, что значительное влияние на долговечность ремня оказывает диаметр меньшего шкива, поэтому устанавливаются минимально допустимые диаметры шкивов. При уменьшении диаметра шкива увеличивается напряжение изгиба и резко возрастает температура ремня из-за внутреннего трения.

Ориентировочно долговечность приводных ремней можно обеспечить, ограничив число пробегов ремня в секунду по условию:

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image371.gif

где *U*— действительное число пробегов ремня за 1 с; *v* — скорость рем­ня, м/с; *L*— длина ремня, м; *[U]*— допускаемое число пробегов за 1 с. Для скоростных плоскоременных передач *[U]*http://www.detalmach.ru/lect8.files/image373.gif 5 c-1;  для клиновых ремней *[U]*http://www.detalmach.ru/lect8.files/image373.gif 15 c-1; для поликлиновых ремней *[U]*http://www.detalmach.ru/lect8.files/image373.gif 30 c-1.

На долговечность особенно влияет напряжение изгиба, изменяющееся по пульсирующему циклу. Наибольшее напряжение в ремне получается при огибании шкивов. Для уменьшения напряжений изгиба рекомендуется выбрать оптимальное значение отношения http://www.detalmach.ru/lect8.files/image375.gif. В табл.1 для плоскоременных передач приведены рекомендуемые и допустимые значенияhttp://www.detalmach.ru/lect8.files/image377.gif, при которых практически обеспечивается среднестатистическая долговеч­ность ремня (около 3000—5000 ч).

## *Последовательность проектировочного расчета плоскоременных пе­редач*

Для проектного расчета задают мощность *N1* в кВт, частоту вращения *ω*1 в рад/с, передаточное отношение *i.*Определяют *d1*и *d2, а,*тип и размеры ремня (http://www.detalmach.ru/lect8.files/image070.gif, *b, l).*

1. В зависимости от заданных условий работы по табл. 1 выбрать тип ремня.

2. По формуле (10) определить диаметр малого шкива *Z*), его значение следует округлить до ближайшего большего стандартного (см. табл.2).

3. Определить скорость ремня *v*и сравнивать с допускаемой для вы­бранного типа ремня (см. табл.1).

Если *v > [и]*, то диаметр шкива *D1* необходимо изменить.

4. Определить диаметр большого шкива *D2*и округлить его значение по табл.2 до ближайшего стандартного.

5. Уточнить передаточное число передачи [формула (10)]. При незна­чительном отклонении передаточного числа *и*(до 5%) диаметры шкивов *D1* и *D2*можно не изменять.

6. Назначить межосевое расстояние *а*в соответствии с требованиями конструкции, но в рекомендуемых пределах [см. формулу (2)].

7. Определить расчетную длину ремня *L*[формула (3)] и проверить ремень  на  долговечность,   исходя  из  числа  пробегов: *U=v/L<[U].*

При *U> [U]*межосевое расстояние *а*необходимо увеличить.

8. По формуле (6) определить угол обхвата *а1* меньшего шкива. Если *а1< [а]*, то необходимо увеличить межосевое расстояние *а*или применить натяжной ролик.

9. Задать отношениеhttp://www.detalmach.ru/lect8.files/image377.gif, и определить толщину ремня http://www.detalmach.ru/lect8.files/image070.gif.

По табл.1 следует округлить http://www.detalmach.ru/lect8.files/image070.gif до ближайшего меньшего стандартного значения.

10. Для выбранного типа ремня определить допускаемое полезное на­пряжение *[К]П*[формула (39)], для чего с учетом табл.1 определяют до­пускаемое приведенное полезное напряжение *Ко,*а из табл.7 — попра­вочные коэффициенты *Са, Ср, Со, Сv.*

11. Рассчитать окружную силу передачи по формуле

http://www.detalmach.ru/lect8.files/image379.gif

12.  По окружной силе *Ft*выбранной толщине ремня δ и допускаемому полезному напряжению *[К]П*определить ширину ремня *b*[формула (40)]. Полученное значение необходимо округлить до ближайшегостандартного (см. табл.1).

13.  Рассчитать силу предварительного натяжения ремня *Fo*[формула (16)]. По формуле (7) определить угол http://www.detalmach.ru/lect8.files/image048.gif, после чего найти нагрузку на валы и опоры *Fs*[формула (28)].

14. В зависимости от ширины ремня *b*по табл. 2 выбрать ширину шкива *В*и определить все размеры ведущего и ведомого шкивов.

## *Передачи зубчатым ремнем*

Зубчатые ремни выполняют плоскими с поперечными зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передача зубчатым ремнем работает по принципу зацепления (рис. 10.1, а). Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении. Уменьшается влияние угла обхвата (межосевого расстояния) на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и реализовывать большие передаточные числа.

***Достоинства передач зубчатым ремнем.***

1. Постоянное передаточное число.

2. Малое межосевое расстояние.

3. Небольшие нагрузки на валы и подшипники.

4. Большое передаточное число (*u* < 12).

5. Низкий уровень шума и отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости зубьев.

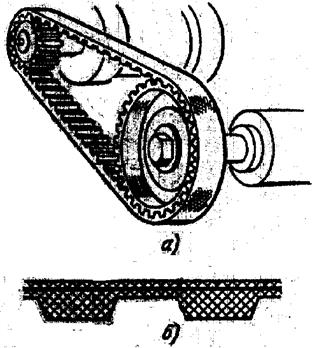
***Недостатки*** ***передач зубчатым ремнем.***

1. Сравнительно высокая стоимость.

2. Чувствительность к отклонению от параллельности осей валов.

***Применение.***

Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоконагруженных передачах (например, кузнечно-прессовое оборудование), используя ее высокую тяговую способность, так и в передачах точных перемещений (в связи с постоянством передаточного числа): приводы печатающих устройств ЭВМ, киносъемочная аппаратура, робототехника и др.



**Рис.16**

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до 200 кВт, скорость ремня до 60 м/с, КПД передачи 0,94...0,98.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литьевые.

Сборочные ремни состоят из несущего слоя — металлокорда стеклокорда, резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, свулканизированных в одно целое. Отличаются от литьевых более высоким качеством. Литьевые ремни состоят из металлокорда, резины или полиуретана и не имеют тканевого покрытия. Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд — крученые нити диаметром 0,35...1,1 мм из стекловолокна.

Зубья ремня имеют трапецеидальную форму с углом профиля http://www.detalmach.ru/lect8.files/image421.gif = 500 и 40° (рис. 16, *б*).

Размеры ремня и параметры передачи зависят от модуля *m* — основной расчетной характеристики передачи (табл. 12 и 13).

***Таблица 12*** **Зубчатые ремни (выборка). Размеры в** мм

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Модуль *m* | *p* | *s* | *h* | *Н* | *t* |
| 2  3  4  5  7 | 6,28  9,42  12.57  15,71  21,99 | 1,8  3,2  4.4  5,0  8,0 | 1.5  2,0  2.5  3,5  6,0 | 3,0  4,0  5,0  6,5  11,0 | 0,6  0,6  0,8  0,8  0,8 |

***Таблица 13*** **Основные параметры передач с зубчатым ремнем (выборка)**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Модуль *m* | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 |
| Число зубьев шкива  *zmin*  *zmax*  Число зубьев ремня  *zpmin*  *zpmin*  Ширина ремня *b*, мм | 10  115    40  160  5... 20 | 10  120    40  160  12,5...50 | 14  120    48  250  20-100 | 14  120    48  200  25...100 | 17  120    56  140  40...125 |

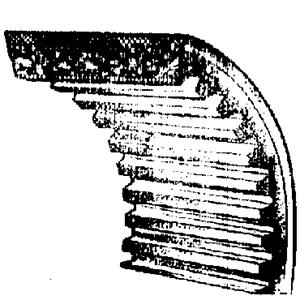
*Примечания.* 1. Длину *Lp* ремня в шагах или число *zp* зубьев ремня выбирают из ряда: 45, 48, 50, 53, 56. 60, 63, 67, 71, 75. 80, 85, 90, 100,105, 112, 115, 125, 130,140, 150, 160, 170, 180, 190,200, 210, 220, 235.

                         2. Расчетная длина ремня в мм: *Lp= zpр*.

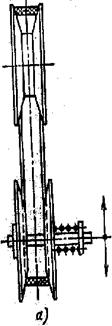
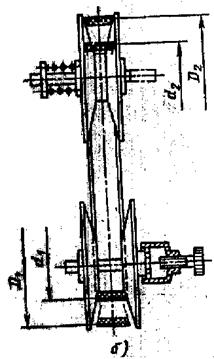
                         3. Ширину *b* ремня выбирают из ряда: 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100. 125, 160, 200 мм.

## *Ременные вариаторы*

Ременные вариаторы просты по конструкции, надежны в эксплуатации, могут работать в любых условиях, просты в уходе.



**Рис.17**

**Рис.18**

В качестве тягового органа в ременных вариаторах применяют как *стандартные клиновые ремни*по ГОСТ 1284 — 68, так и *специальные широкие вариаторные ремни.*Скорость регулируют изменением диаметра одного (рис. 18, *а)*или одновременно обоих (рис. 18, *б*) шкивов посредством осевого перемещения конических дисков, образующих шкив.

В передачах с одним регулируемым шкивом (рис. 18, *а)*шкив подпружинен и, как правило, насажен на вал электродвигателя, ведомый шкив постоянного диаметра — на вал рабочей машины. Перемещением двигателя изменяется натяжение ремня, заставляющее перемещаться диски подпружиненного шкива и изменяющее его рабочий диаметр.

Передачи с двумя регулируемыми шкивами преимущественно выполняют по схеме (рис. 18, *б*) с одним подпружиненным шкивом и с другим — регулируемым принудительно. Изменение длины ремня в процессе регулирования компенсируется автоматически пружиной, что упрощает конструкцию.

Диапазон регулирования при стандартных ремнях вследствие их малой ширины небольшой: *Д*=1,2http://www.detalmach.ru/lect8.files/image074.gif1,7, и зависит от типа ремня и числа регулируемых шкивов. Передаваемая мощность до 60 кВт. Диапазон регулирования значительно расширяется в случае применения вариаторных ремней, которые отличаются от стандартных большей относительной шириной и меньшим углом клина. Для повышения гибкости ремни изготовляют зубчатыми (рис. 17). Диапазон регулирования *Д*= 2,5http://www.detalmach.ru/lect8.files/image074.gif3. При одном ремне в передаче вариаторы могут передавать до 25 кВт, при нескольких ремнях — до 55 кВт. Однако применение нескольких ремней усложняет конструкцию и повышает требования к точности изготовления.

Расчет ременных вариаторов производят по аналогии с расчетом клиноременной передачи, с учетом числа регулируемых шкивов.

## *Рекомендации по конструированию ременных передач*

1. Для удобства надевания и замены ремней шкивы передач должны быть установлены консольно — на концы валов и как можно ближе к опоре (для уменьшения момента, изгибающего вал).

2. Для создания предварительного натяжения ремня, компенсации его удлинения при эксплуатации в конструкции ременной передачи должно быть предусмотрено устройство для натяжения ремня. Обычно это устройство используют и для свободной установки нового ремня в передаче.

3. Рекомендуют ведомую ветвь передачи располагать сверху для увеличения угла обхвата α при провисании ремня. При установке натяжного ролика его следует располагать на ведомой ветви внутри контура передачи.

4. На поверхности обода шкивов плоскоременных передач, работающих с *v*>40 м/с, необходимо протачивать кольцевые канавки для выхода из под ремня воздуха, вовлекаемого между набегающей ветвью и шкивом и снижающего их сцепление.

5. Во избежание повышенного изнашивания шероховатость рабочей поверхности шкива не должна быть больше 2,5 мкм.

## *Вопросы для самопроверки*

- Ременные передачи — принцип действия, типы ремней? Какие ремни наиболее распространены?

- Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения?

- Какие виды ремней различают по форме их поперечного сечения?

- Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?

- Почему в приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?

- Как определить силы натяжения в ветвях ремня при работе передачи?

- Как определить силу давления на вал со стороны шкива?

- В чем сущность упругого скольжения ремня на шкивах?

- Как определить передаточное число ременной передачи с учетом упругого скольжения ремня?

- Как определяют диаметр малого шкива ременной передачи?

- Дайте сравнительную характеристику передач плоскими и клиновыми ремнями.

- Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных?

- Какие силы действуют в ремне?

- Силы в ветвях ремня. Как их рассчитывают?

- Напряжения в ремне. Как их определяют?

- Какие напряжения и как влияют на работоспособность передачи и долговечность ремня?

- Какие виды скольжения наблюдаются в ременной передаче?

- Как получают кривые скольжения и КПД ременных передач и как они используются при расчете допускаемой нагрузки?

- Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи?

- Как соединяются концы ремня?

- Какие существуют способы поддержания натяжения ремней?

- Какие виды ременных передач  различают по форме  поперечного сечения ремня?

- Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?

- Почему в многоступенчатых приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?

- Как определить силы натяжения в ветвях ремня при работе передачи?

- В чем сущность упругого скольжения ремня по шкивам? Почему оно возникает и можно ли его устранить?

- В чем разница между упругим скольжением и буксованием ремня?

- Почему передаточное число ременной передачи непостоянно?

- Для чего в ременной передаче создают предварительное натяжение ремня?

- Что такое тяговая способность ременной передачи? Какие факторы влияют на нее?

- В чем сущность усталостного разрушения ремней? Вследствие чего оно происходит?

- Какой принцип работы передачи зубчатым ремнем? Ее достоинства и недостатки.

- Чем обусловлена область применения передачи зубчатым ремнем?

- Как устроен зубчатый ремень? Какие бывают ремни по способу изготовления?

- Каковы критерии расчета передачи зубчатым ремнем? Какой основной параметр определяют при расчете?

- Для чего в передаче зубчатым ремнем создают предварительное натяжение ремня?

- В чем преимущества зубчатых ремней перед другими? Почему их лишь условно относят к приводным ремням?

- Что представляет собой открытая передача плоским ремнем?

- Каковы основные типы плоских приводных ремней? Как устроен плоский резинотканевый ремень?

- Какой основной геометрический параметр определяют при расчете передачи с плоскими ремнями?

- Какие факторы влияют на нагрузочную способность передачи плоским ремнем? Как в расчете учитывают реальные условия эксплуатации?

- Почему при проектировании ременных передач следует избегать минимальных диаметров шкивов? Почему пленочные ремни допускают работу с меньшими диаметрами шкивов?

- Что определяет область применения чугунных шкивов?

- Для чего у некоторых шкивов передач плоским ремнем обод делают выпуклым?

- Каково назначение натяжного устройства

- В чем разница между проскальзыванием и буксованием, частичным и полным буксованием?

- Чем плохи шкивы малых диаметров?

- Для чего у шкивов плоскоременных передач делают выпуклую рабочую поверхность?

- В чем преимущества и недостатки различных типов натяжных устройств?

- Какие основные параметры определяют при расчете различных ремней?

- Почему ограничивают число клиновых ремней в комплекте?

- Чем достигается регулировка передаточного отношения в ременных вариаторах?

- Почему в ременных вариаторах выгоднее применять широкие клиновые ремни, а не нормальные и узкие? Почему здесь нельзя применять поликлиновые ремни?

- В чем преимущества и недостатки клиновых ремней по сравнению с плоскими?

- В чем преимущества поликлиновых ремней перед клиновыми?

- В чем преимущества пленочных ремней по сравнению с обычными плоскими?

- Каковы достоинства и недостатки передачи клиновым ремнем по сравнению с передачей плоским ремнем? Чем объяснить большую нагрузочную способность передачи клиновым ремнем?

- Почему клиновые ремни способны передавать большие нагрузки, чем плоские?

- Каковы основные типы клиновых ремней? Почему рекомендуют применять ремни узких сечений?

- Какова конструкция клинового ремня? Почему в клиновом ремне корд размещают в зоне нейтрального слоя?

- Почему при огибании шкивов равных диаметров напряжения в клиновом ремне значительно больше, чем в плоском?

- Какой основной параметр определяют при расчете ременной передачи клиновым, поликлиновым ремнем?

- Почему ограничивают число ремней в комплекте?

- Назовите основной недостаток ременных передач, не имеющих натяжных устройств.

- В приводе автомобильного вентилятора для охлаждения радиатора при­меняют ременную передачу. Какую конкретно передачу из перечисленных в классификации можно рекомендовать для этой цели?

- Перечислите достоинства и недостатки ременной передачи по сравнению с фрикционной и с зубчатой передачами.

- Приведите примеры применения плоскоременных передач.

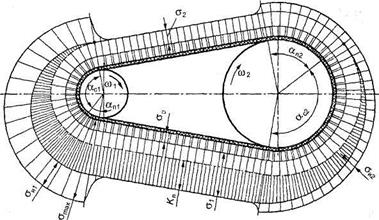
- Почему в плоскоременной передаче один шкив обязательно делают вы­пуклым?

- Определите КПД ременной передачи, если мощность на ведущем валу P1 = 12,5 кВт, на ведомом P2 = 12,0 кВт.

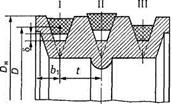
- Чем отличаются шкивы клиноременных передач от поликлиновых!

- Определите оптимальное межосевое расстояние для клиноременнои пере­дачи, если D1 = 200 мм; D2 = 800 мм.

- На рисунке покажите дугу упругого скольжения на ведущем и ведомом шкивах. На какой ветви (набегающей или сбегающей) находятся дуги сколь­жения и покоя?



- На рисунке покажите правильную установку клинового ремня с учетом максимального использования его тяговой способности. Дайте соответст­вующие объяснения.



- Как уменьшить число пробегов ремня?

- Дайте определение передаточного числа ременной передачи, если извест­ны угловые скорости и частота вращения. Можно ли определить передаточ­ное число ременной передачи, по отношению диаметров ведущего и ведомого шкивов?

- Почему клиноременные передачи по сравнению с плоскоременными при од­них и тех же габаритах могут передать большую мощность?

- Ha каком участке ремня возникают минимальные изгибающие напря­жения?

- От каких параметров ременной передачи зависит центробежная сила *Fv*?

- В чем заключается усталостное разрушение ремней?

- Что понимают под долговечностью ремня?

- Запишите формулу для определения площади поперечного сечения ремня, если задано число ремней в клиноременной передаче.

- Кратко изложите методику расчета клиноременной передачи на долго­вечность и объясните его необходимость.

- Кратко охарактеризуйте работу ременной передачи в зоне частичного буксования (см. рис.14).

- В какой передаче часто применяют несколько параллельно работающих ремней?

- К передачам какого типа относится ре­менная передача?

1) ...к передачам непосредственного касания за счет сил трения

2) ...к передачам гибкой связью зацеплением

3) ...к передачам гибкой связью за счет сил трения

- Можно ли с помощью ременной переда­чи осуществить вращение между валами, оси которых пересекаются?

1. Можно

2. Нельзя

- Какой вид ременных передач получил наибольшее распространение в совре­менных машинах?

1. Плоскоременные

2. Клиноременные

3. С плоским ремнем и натяжным роликом

- Принцип действия ременной передачи основан на использовании сил…

1) Скольжения

2) Зацепления

3) Трения

4) Давления

- Основным расчетом ременных передач является расчет по…

1) По долговечности ремня

2) Тяговой способности

3) Прочности ремня

4) Допускаемому натяжению ремня

- Максимальное рекомендуемое число ремней в ременной передаче не должно превышать…

1) 2

2) 4

3) 8

4) 20

- Основным недостатком ременных передач является…

1) Непостоянство передаточного отношения

2) Шум при работе

3) Высокая стоимость

4) Низкий кпд

- Клиновая форма ремня по сравнению с плоским ремнем ..…сцепление со шкивом

1) Увеличивает

2) Уменьшает

3) Не влияет на

- Усталостное разрушение ремня зависит от…...

1) Попадания абразивных материалов

2) Буксования ремня

3) Перегрева ремня

4) Циклического изгиба при огибании шкивов

- Какая ременная передача имеет больший КПД?

1. Плоскоременная

2. Клиноременная

3. С натяжным роликом

- Какие плоские ремни наиболее часто применяют в ма­шинах?

1. Кожаные

2. Хлопчатобумажные

3. Прорезиненные

4. Шерстяные

- Можно ли надевать клиновые ремни, не сближая шки­вы передачи?

1. Можно

2. Нельзя

- Какое передаточное число может иметь одноступенча­тая плоскоременная передача без натяжного ролика?

1) До 4

2) 6

3) 8

4) 10

5) Свыше 10

- Какая ветвь открытой ременной передачи испытывает при работе большее напряжение?

1. Ведущая

2. Ведомая

- От чего зависит усталостное разрушение ремня?

1. От попадания абразивных материалов на рабочую поверхность ремня

2. От его буксования

3. От его перегрева

4. От его циклического изгиба при огибании шкива

- Как изменяется долговечность ремня при изменении межосевого расстояния в сторону увеличения, если прочие условия остаются прежними?

1. Увеличивается

2. Уменьшается

3. Не изменяется

- По форме сечения ремня различают передачи:

1. плоскоременные;

2. клиноременные;

3. круглоременные;

4. поликлиноременные.

- Характеризуя ременную передачу, отмечают ее качества:

а) широкий диапазон межосевых расстояний;

б) плавность, безударность работы;

в) повышенные габариты;

г) простоту конструкции, малую стоимость;

д) непостоянство передаточного отношения;

е) повышенные силовые воздействия навалы и опоры;

ж) применимость при высоких частотах вращения соединяемых валов;

з) необходимость в создании и поддерживании предварительного натяжения ремня;

и) электроизолирующую способность.

Сколько из них следует отнести к недостаткам?

1. Пять.

2. Четыре.

3. Три.

4. Два.

- Различают следующие виды плоскоременных передач:

1. открытая;

2. перекрестная;

3. полуперекрестная:

4. угловая.

Какую из них применяют для соединения параллельных валов одинакового направления вращения?

- При малом межосевом расстоянии и большом передаточном числе, какую передачу предпочтительно применить?

1. Клиноременную.

2. Плоскоременную.

3. Плоскоременную с натяжным роликом.

4. Плоскоременную перекрестную.

- На какой ветви и как ставится натяжной ролик в ременной передаче с натяжным роликом?

1. На ведущей, оттягивая ветвь.

2. На ведущей, прижимая ветвь.

3. На ведомой, оттягивая ветвь.

4. На ведомой, прижимая ветвь.

- Какая ременная передача допускает наибольшее передаточное отношение?

1. Плоскоременная.

2. Клиноременная.

3. Круглоременная.

От типа ремня передаточное отношение не зависит.

- Какие ремни выпускаются промышленностью только замкнутыми (бесконечной длины)?

1. Плоские.

2. Круглые.

3. Клиновые.

4. Ни один из перечисленных.

- Где следует размещать ролик в ременной передаче с натяжным роликом?

1. В середине между шкивами.

2. Ближе к меньшему шкиву.

3. Ближе к большему шкиву.

4. Безразлично где.

- Стандартизованы следующие плоские ремни:

1. прорезиненные;

2. кожаные;

3. хлопчатобумажные;

4. шерстяные.

При прочих равных условиях какой ремень имеет наибольшую прочность?

- При одинаковой толщине, какой из стандартных плоских ремней позволяет осуществить передачу с минимальными диаметрами шкивов?

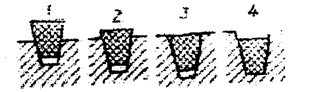
1. Прорезиненный.

2. Кожаный.

3. Хлопчатобумажный.

4. Шерстяной.

- В каком сечении правильно показано положение клинового ремня в ручье шкива (см. рис.)?



- Какая характеристика плоского ремня не регламентируется стандартом?

1. Длина,

2. Ширина.

3. Толщина.

4. Отношение толщины к диаметру меньшего шкива

- Какая из приведенных характеристик клинового ремня не регламентируется стандартом?

1. Длина.

2. Размеры сечения.

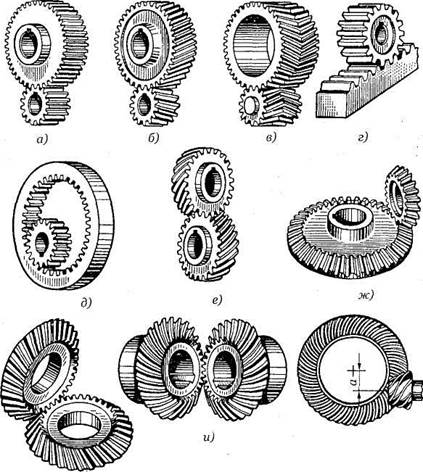
3. Угол вклинивания.

4. Отношение толщины к диаметру меньшего шкива.

# *Зубчатые передачи. Общие сведения. Цилиндрические прямозубые, косозубые и шевронные зубчатые передачи.*

## *Общие сведения и классификация зубчатых передач*

*Механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми ко­лесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступатель­ную пару, называют****зубчатой передачей***(рис. 1). Меньшее из колес передачи принято называть шестерней, а большее – колесом, звено зубчатой передачи, соверша­ющее прямолинейное движение, называют зубчатой рейкой (рис. 1, г). Термин «зубчатое колесо» является общим. При одинаковых размерах колес шестерней называют ведущее зубчатое колесо. Параметры шестерни сопровождаются индексом “1”, а колеса – “2”.



**Рис. 1. Виды зубчатых передач:** ***а, б, в —*****цилиндрические зубчатые передачи с внешним** **зацеплением;** ***г*****— реечная передача;**

***д*****— цилиндрическая передача с внутренним зацеп­лением;** ***е —*****зубчатая винтовая передача;** ***ж, з, и*****— конические зубчатые передачи; к — ги­поидная передача**

В большинстве случаев зубчатая передача служит для передачи враща­тельного движения. В некоторых механизмах эту передачу применяют для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот, см. рис. 1, *г).*

Зубчатые передачи — наиболее распространенный тип передач в совре­менном машиностроении и приборостроении. Их применяют для передачи мощностей от долей (механизм кварцевых наручных часов) до десятков тысяч киловатт (крупные шаровые мельницы, дробилки, обжиговые печи) при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен и даже тысяч, с диаметром колес от долей миллиметра до 6 м и более. Диаметры колес судовых установок, например, в передачах на гребной винт достигают 6 м.

## *Достоинства и недостатки зубчатых передач*

***Основные достоинства зубчатых передач***по сравнению с другими передачами:

- технологичность, постоянство передаточного числа;

- высокая нагрузочная способность (до N=50000 кВт);

- высокий КПД (до 0,97-0,99 для одной пары колес);

- малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;

- большая надежность в работе, простота обслуживания;

- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

***К недостаткам зубчатых передач***следует отнести:

- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;

- высокие требования к точности изготовления и монтажа;

- шум при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;

- громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ве­домого валов;

- потребность в специальном оборудовании и инструменте для нареза­ния зубьев;

- высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки;

- нерациональное использование зубьев – в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс;

- зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

## *Классификация зубчатых передач*

*Зубчатые передачи и колеса классифицируют по следующим призна­кам*(см. рис. 1):

***а. по взаимному расположению осей колес:***

- с параллельными осями (цилиндрические, см. рис. 1, *а—д),*

*-*с пересекающимися осями (ко­нические, см. рис. 1, *ж—и),*

*-*со скрещивающимися осями (винто­вые, см. рис. 1, е,

- гипоидные, см.рис. 1,к),

- с преобразованием движения (реечные, см. рис. 1, г)*;*

***б. по расположению зубьев******относительно образующих колес:***

-  прямозубые (продольная ось зуба параллельна образующей поверх­ности колеса (рис. 1, а));

- косозубые (продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса (рис. 1, б));

- шевронные (зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встреч­ным наклоном осей зубьев (рис. 1, в));

- с круговым зубом (ось зуба выполнена по окружности относительно образующей поверхности колеса);

***в. по направлению косые зубья бывают правые и левые.***

- шевронные колеса по виду шеврона бывают с непрерывным шевроном (см. рис. 1,в) и имеющие между полушевронами канавку для выхода режущего инструмента.

***г. по конструктивному оформлению:***

- открытые (бескорпусные)

- закрытые (корпусные);

 Конструктивно зубчатые передачи большей частью выполняют закрытыми в общем жестком и герметичном корпусе, что обеспечивает им высокую точность сборки и защиту от загрязнения. Лишь тихоходные передачи (V<3 м/с) с колесами значительных размеров, нередко встроенные в конструкцию машины (например, в механизмах поворота подъемных кранов, столов станков), изготавливают открытыми.

***д. по окружной скорости:***

- тихоходные (до 3 м/с),

- для средних скоро­стей (3—15 м/с), - быстроходные (св. 15 м/с);

***е. по числу ступеней:***

-одноступенчатые

-  многоступенчатые;

***ж. по расположению зубьев в передаче и колесах:***

- внешнее (зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса (см. рис. 1,*а, б, в*)),

- внутрен­нее (зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса (см. рис. 1, *д*))и

- реечное зацепление (одно из колес заменено прямолинейной зуб­чатой рейкой (см. рис. 1, г));

***з. по форме профиля зуба:***

*эвольвентные* - рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга (линия описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности);

*циклоидальные* - рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде (линия описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности);

*цевочное* (разновидность циклоидального) – зубья одного из колес, входящих в зацепление, заменены цилиндрическими пальцами – цевками; *с круговым профилем зуба (зацепление Новикова)* – рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.

***и. по относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес:***

- с неподвижными осями колес - рядовые передачи;

- с подвижными осями некоторых колес - планетарные передачи.

***к. по жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление:***

- с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом);

включающая колеса с венцом изменяющейся формы (гибким).

***л.  по величине передаточного числа:***

с передаточным числом u ≥ 1 – редуцирующие (редукторы - большинство зубчатых передач);

с передаточным числом u < 1 – мультиплицирующие (мультипликаторы). Реализуемое передаточное число может быть постоянным и ступенчато-регулируемым осевым перемещением колес по валу (в коробках скоростей).

***м. по точности зацепления.***

Стандартом предусмотрено 12 степеней точности. Практически передачи общего машиностроения изготов­ляют от шестой до десятой степени точности. Передачи, изготовлен­ные по шестой степени точности, используют для наиболее ответст­венных случаев.

***- по назначению различают:*** силовые передачи, предназначенные для передачи мощности;

кинематические передачи, то есть передачи, не передающие значительной мощности, а выполняющие чисто кинематические функции.

Из перечисленных выше зубчатых передач наибольшее распростра­нение получили *цилиндрические прямозубые*и *косозубые*передачи, как наи­более простые в изготовлении и эксплуатации.

Наиболее широкое применение находят редуцирующие зубчатые передачи вращательного движения, в том числе и в многоцелевых гусеничных и колесных машинах (коробки передач, бортовые редукторы, приводы различных устройств).

Преимущественное распространение получили передачи с зубьями эвольвентного профиля, которые изготавливаются массовым методом обкатки на зубофрезерных или зубодолбежных станках. Достоинство эвольвентного зацепления состоит в том, что оно мало чувствительно к колебанию межцентрового расстояния.

Другие виды зацепления применяются пока ограниченно. Так, циклоидальное зацепление, при котором возможна работа шестерен с очень малым числом зубьев (2-3), не может быть, к сожалению, изготовлено современным высокопроизводительным методом обкатки, поэтому шестерни этого зацепления трудоемки в изготовлении и дороги; новое пространственное зацепление Новикова пока еще не получило массового распространения, вследствие большой чувствительности к колебаниям межцентро­вого расстояния.

Прямозубые колёса (около 70%) применяют при невысоких и средних скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики, в планетарных, открытых передачах, а также при необходимости осевого перемещения колёс.

Косозубые колёса (более 30%) имеют большую плавность хода и применяются для ответственных механизмов при средних и высоких скоростях.

Шевронные колёса имеют достоинства косозубых колёс плюс  уравновешенные осевые силы и используются в высоконагруженных передачах.

Конические передачи при­меняют только в тех случаях, когда это необходимо по условиям компо­новки машины; винтовые — лишь в специальных случаях.

Колёса внутреннего зацепления вращаются в одинаковых направлениях и применяются обычно в планетарных передачах.

## *Краткие сведения о методах изготовления зубчатых колес, их конструкциях, материалах*

*Существуют следующие****способы изготовления зубчатых колес***(обра­ботки зубьев):

- литье (без последующей механической обработки зубьев), для совре­менных машин этот способ применяют редко;

- методы изготовления зубчатых колес без снятия стружки (метод порошковой металлургии, горячая штамповка, горячее накатывание, холодная накатка);

- накатка зубьев на заготовке (также без последующей их обработки);

- нарезание зубьев (т. е. зубья получаются в процессе механической обработки заготовки).

Способ изготовления зубчатых колес выбирают в зависимости от их на­значения и по технологическим соображениям.

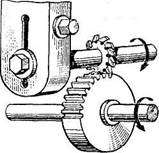
Для отдельных конструкций машин в массовом производстве применя­ют способ накатки зубьев. Возможны также штамповка, протягивание и*.*т. д. В этом случае форма инструмента повторяет очертания впадины зубьев). В большинстве же случаев зубчатые колеса изготовляют наре­занием.

Зубья нарезают, как правило, *методами копирования и обкатки.*

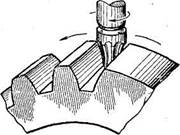
***Ко­пирование***заключается в прорезании впадин между зубьями с помощью инструмента (тисковой (рис. 2) или пальцевой (рис. 3) фрезы, протяжкой, шлифовальным кругом), имеющим профиль этой впадины.

***Основные недостатки этого способа:*** относительно низкая производительность, малая точность (особенно по шагу зубьев), потребность в большом количестве инструмента.

Известно, что профиль зубьев, даже при одном значении модуля, зависит от числа зубьев колеса. Следовательно, при нарезании зубьев методом копирования для колес с различным числом зубьев, строго говоря, требуются разные инструменты. Практическое ограничение требуемого комплекта фрез для каждого числа зубьев 8-ю (малый комплект), 15-ю (нормальный комплект) или даже 26-ю (расширенный комплект) фрезами неизбежно приводит к погрешностям в профиле зубьев, так как колеса с различным числом зубьев приходится нарезать одной и той же фрезой. Дополнительными источниками погрешностей оказываются неточности поворота заготовки на один шаг зубьев и износ режущего инструмента. Вследствие отмеченных недостатков, нарезание зубьев методом копирования сохраняется лишь в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.



**Рис. 2. Нарезание зубьев методом ко­пирования дисковой фрезой**



**Рис. 3. Нарезание зубьев пальцевой** **фрезой**

Обработка зубьев по ***методу обкатки***производится инструментами очертаниями, отличными от очертаний нарезаемых зубьев, долбяком (инструментальным колесом) (рис.4 - зуб наружного зацепления, рис.5 - зуб внутреннего зацепления), червячной фрезой (рис.6) или инструментальной рейкой (рис.7).

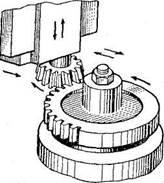
Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту при этом дополнительно сообщается движение, обеспечивающее резание. Метод огибания дает непрерывный процесс нарезания зубьев, что обеспечивает повышенные производительность и точность по сравнению с методом копирования. Этим и обуславливается его широкое использование в производстве зубчатых колес.

***Метод******центроидного******огибания.*** В этом случае центроиды (начальные окружности) перекатываются в процессе работы друг по другу без скольжения: центроида нарезаемого колеса и инструмента. Так работают червячные фрезы, долбяки, зуборезные гребенки.

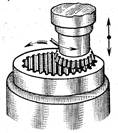
***Метод******бесцентроидного******огибания.*** При этом профиль нарезаемых зубьев также получается как огибающая различных положения режущих кромок инструмента. Но в процессе нарезания центроидыотсутствуют как на инструменте, так и на изделии. Таким методом работают и пальцевая и дисковая модульные фрезы при нарезании косозубых и шевронных колес.

Достоинством метода обкатки (огибания) является то, что он позволяет одним и тем же инструментом изготовлять колеса с зубьями различное формы. Изменяя относительное расположение инструмента и заготовки на станке, можно получать зубья различной формы и толщины (передачи со смещением).

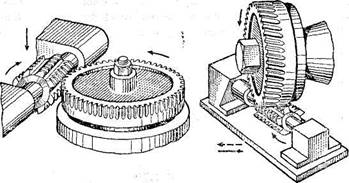
Обкатка по сравнению со способом копирования обеспечивает боль­шую точность и производительность.



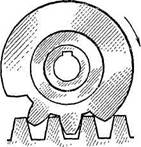
**Рис.4. Нарезание зубьев на­ружного зацепления.**



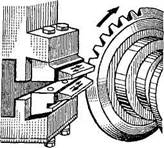
**Рис.5.** **Нарезание зубьев** **внутреннего зацепления**



**Рис.6. Нарезание зубьев червячной фрезой**



**Рис.7. Нарезание зубьев инструментальной рейкой**



**Рис.8. Нарезание зубьев конического колеса**

Области применения наиболее распространенных способов нарезания цилиндрических зубчатых колес приведены в табл. 1.

Таблица 1. Области применения наиболее распространенных способов нарезания цилиндрических зубчатых колес

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Метод нарезания | Способы нарезания | Область предпочтительного применения | Достигаемая степень  точности  (ГОСТ1643-81) | Параметр  шероховатости  поверхности |
| Копирование | Пальцевой модульной фрезой | Для колес с модулем более 15 мм и шевронных колес | 8 | Ra 5 |
| Дисковой модульной фрезой | Индивидуальное производство и ремонт | 10 | Ra 5 |
| Многорезцовыми головками | Массовое производство прямозубых колес с модулем (2...8) мм | 8 | Ra 2,5 |
| Огибание | Червячными фрезами | Серийное и массовое производство колес внешнего зацепления | 7... 9 | Ra 2,5 |
| Долбяком | Мелкосерийное производство колес всех типов.  Изготовление колес внутреннего зацепления,  а также блочных колес при любом масштабе производства.  Изготовление колес с непрерывным шевроном. | 6... 8 | Ra 2,5 |
| Гребенкой | Серийное производство колес с внешним зацеплением, а также колес  с непрерывным шевроном | 7... 8 | Ra 2,5 |

***Методы изготовления зубчатых колес без снятия стружки.***

***Метод порошковой металлургии*** заключается в том, что зубчатое колесо вместе с зубьями спекается из металлических порошковых смесей в закрытых штампах, которые изготовлены из стали твердого сплава. Процесс происходит при температуре ковки и при усилии 50-60 Т. Эти колеса имеют более низкую прочность, чем штампованные и невысокую твердость. Последующей термообработкой твердость повышается до HRC 60-65. Зубчатые колеса, полученные таким способом, хорошо работают на высоких скоростях при передаче небольших нагрузок. Имеют высокую износостойкость. Изготавливаются диаметром от 30-200мм.

***Горячая штамповка*** конических колес с прямыми зубьями внедрена на ГАЗе, ЗИЛе, Минском тракторном и др. заводах. Заготовку изготавливают до 1200°С ТВЧ и в три перехода на ковочных прессах в штампах получают заготовку колеса с предварительно оформленными зубьями. Горячая штамповка заменяет черновое нарезание зубьев.

***Горячее накатывание***зубьев цилиндрических зубчатых колес применяется для накатывания прямозубых, косозубых и шевронных колес. Накатывание производится на специальных накатных станах различными методами: осевым или радиальным. Заготовка механически обрабатывается нагревается на Т.В.Ч. до *t* = 8000-10000 C и проталкивается между двумя синхронно вращающимися зубчатыми накатниками. Накатываются з.к. *m* ≤ 7*мм*и *d* = 200*мм.* После накатывания, зубья подвергаются чистому нарезанию.

***Холодная накатка***зубьев применяется взамен зубошевингования.

Для исправления искажений зубьев, получающихся при некоторых видах термообработки, повышения чистоты поверхности зубьев и точности изготовления, зубчатые колеса подвергают отделочным операциям: шлифованию, шевингованию, хонингованию или притирке.

***Шлифование***зубьев производят в основном методом обкатки коническим или двумя тарельчатыми абразивными кругами на зубошлифовальных станках. Шлифовке подвергают только наружные зубья. При шлифовании достигается 6-я степень точности колес при шероховатости поверхности зубьев Ra = 0,63 мкм.

Для получения более высокой точности изготовления и повышения чистоты поверхности зубьев применяют шевингование, хонингование или притирку зубьев.

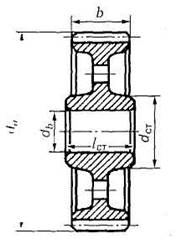
***Шевингование*** осуществляют на зубошевинговальных станках методом обкатки специальным режущим инструментом – шевером, представляющим собой прямозубое или косозубое колесо, на зубьях которого для образования режущих кромок прорезаны канавки. Шевингованию подвергают прямозубые и косозубые колеса с внешними и внутренними зубьями, но с твердостью не выше 350 НВ.При шевинговании точность зубьев можно повысить с 8... 9-й степени до 5... 6-й, а чистоту обработки довести до Ra = 0,25 мкм.

***Хонингование (абразивное шевингование)*** предназначено для окончательной обработки закаленных (НВ  350) зубьев в условиях серийного или массового производства зубчатых колес. В качестве инструмента применяют косозубое или прямозубое колесо (абразивный хон), которое имеет стальную ступицу и абразивный зубчатый венец. Кинематика хонингования аналогична кинематике шевингования. В результате хонингования повышается точность по шагу – на 0,01...0,03 мм; по колебанию измерительного межосевого расстояния – на 0,01...0,03 мм. Чистота рaбочих поверхностей зубьев повышается с Ra = 2,5 мкм до Ra = 0,63 мкм.

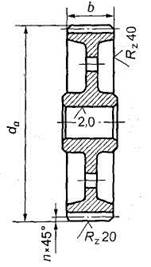
При повышенных требованиях к уровню шума зубчатых колес применяют ***притирку***зубьев. В качестве инструмента для притирки используют чугунное зубчатое колесо – притир, которое в процессе работы имеет, кроме вращательного, быстрые возвратно-поступательные осевые перемещения. Для интенсификации процесса между зубьями инструмента и детали вводят абразивную пасту. При помощи притирки можно исправить погрешности зубчатого венца в следующих пределах: радиальное биение на (0,01...0,02) мм, направление зубьев на 0,02 мм, шаг на (0,01…0,025) мм.

Следует отметить, что помимо нарезания, зубья могут быть получены в процессе производства заготовок штамповкой, прессованием, литьем, а для мелкомодульных колес (m ≤ 0,8 мм) – накаткой. Однако точность таких зубьев оказывается невысокой, поэтому основное применение получило нарезание зубьев на зуборезных станках.

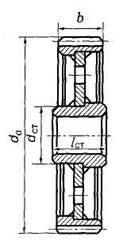
***В зависимости от способа получения заготовки зубчатые колеса подразделяют на литые (рис.9), кованые или штампованные, изготовлен­ные механической обработкой (рис. 10), сварные (рис.11).***



**Рис. 9. Литое зубча­тое колесо**

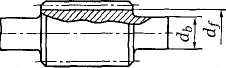


**Рис. 10. Кованое или штампованное**



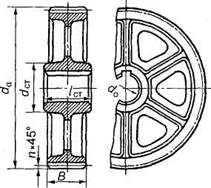
**Рис. 11. Сварное** **зубчатое колесо** **колесо, механически обработанное**

Зубчатые колеса, у которых диаметр впадин незначительно превышает диаметр вала в месте посадки зубчатого колеса, изготовляют за одно целое с валом. Такую конструкцию (рис. 12) называют валом-шестерней. В ос­тальных случаях зубчатое колесо выполняется отдельно, после чего наса­живается на вал.



**Рис. 12. Вал-шестерня**

Колеса диаметром меньше 400 мм имеют форму диска с выточками (см. рис.9) или без выточек. Чаще всего эти колеса изготовляют из поко­вок. Колеса диаметром более 400-500 мм изготовляют со спицами (рис.13) различного сечения.



**Рис. 13. Зубчатое колесо со спицами**

При конструировании колеса наиболее важным требованием является его жесткость. Основные соотношения элементов зубчатых колес в зависи­мости от их конструкции приведены в специальных справочниках.

Для экономии высокопрочных дорогостоящих материалов изготовляют сборные конструкции — бандажированные колеса (рис. 14). В этом слу­чае зубчатый венец колеса изготовляют из качественной стали, а централь­ную часть делают из менее дорогого материала (например, чугуна).



**Рис. 14. Зубчатый венец** **бандажированного** **колеса**

## *Материалы и методы обработки зубчатых колес*

Материал зубчатых колес должен обладать определенными технологическими и физическими свойствами. Например, он должен хорошо обрабатываться в холодном и горячем состоянии, иметь хорошую склонность к термообработке, обеспечить достаточную прочность при изгибе, высокую прочность поверхностного слоя зубьев и высокое сопротивление истиранию.

*Для изготовления зубчатых колес применяют следующие материалы:*

- сталь углеродистую обыкновенного качества марок Ст5, Ст6; качест­венную сталь марок 35, 40, 45, 50, 55; легированную сталь марок 12ХНЗА, 30ХГС, 40Х, 35Х, 40ХН, 50Г; сталь 35Л, 45Л, 55Л;

- серый чугун марок СЧ10, СЧ15, СЧ20, СЧ25, СЧ30, СЧ40, высокока­чественный чугун марок ВЧ50-2, ВЧ45-5;

- неметаллические материалы (текстолит марок ПТК, ПТ, ПТ-1, лигнофоль, бакелит, капрон и др.).

С повышением несущей способности передач, лимитируемой твердостью активных поверхностей зубьев и их прочностью на изгиб, снижаются масса и габаритные размеры зубчатых колес. Наименьшие размеры имеют передачи со стальными зубчатыми колесами. Так как одним из важнейших условий совершенствования машин является изыскание всех возможных путей к снижению их массогабаритных показателей, то поэтому именно сталь, является основным материалом для зубчатых колес и единственным – для колес высоконагруженных передач.

Серый чугун рекомендуется применять для:

- тихоходных, преимущественно крупных открытых передач, габариты которых не ограничены какими-либо требованиями;

- редко работающих, сменных колес.

Основной недостаток чугуна — пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в усло­виях скудной смазки. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается. Разработан­ные новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугун­ному литью конкурировать со стальным литьем также и в за­крытых передачах. Для изготовления зубчатых колес применя­ют серый и модифицированный чугун, а также магниевый чугун с шаровидным графитом (см. ГОСТ 1412-85). Модифицированный и высокопрочный чугун рекомендуется применять при окружных скоростях V<6м/с взамен стального литья для снижения стоимости.

Из пластмасс для изготовления зубчатых колес находят применение главным образом, текстолит (E=6000...8000 МПа) и лигнофоль (E=10000...12000 МПа), а также полиамиды типа капрона. Из пластмассы изготовляют обычно одно из зубчатых колес пары. Из-за сравнительно низкой нагрузочной способности пластмассовых колес их целесообразно применять в ма­лонагруженных и кинематических передачах. В силовых передачах пластмассовые колеса используют только в отдельных случаях, например при необходимости обеспечить бесшумную работу высокоскоростной передачи, не прибегая к высокой точности изготовления, и вместе с тем при условии, что габариты этой передачи допускают повышенные размеры колес. Пластмассовые колеса целесообразно применять и в тех случаях, когда трудно обеспечить точное расположение валов (нет общего жесткого корпуса). Эти колеса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления благодаря малой жесткости, материала.

Важнейшими критериями работоспособности зубчатых колёс приводов являются объёмная прочность зубьев и износостойкость их активных поверхностей. Нагрузочная способность хорошо смазанных поверхностей ограничивается сопротивлением выкрашиванию. Для уменьшения расхода материалов назначают высокую твёрдость трущихся поверхностей.

Несущая способность зубчатых передач по контактной прочности тем выше, чем выше поверхностная твердость зубьев. Повышение твердости в два раза позволяет уменьшить массу редуктора примерно в четыре раза.

В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые, колеса разделяют на две основные группы:

1) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых меньше 350 HB; такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением стали. Зубья колес нарезают после термообработки, благодаря чему можно получить высокую точность, без применения дорогих отделочных операций (шлифование);

2) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых больше 350 HB; для обеспечения такой твердости используют следующие виды термического и химико-термического упрочнения колес: поверхностную закалку, цементацию, азотирование, цианирование, поверхностную закалку токами высокой частоты (ТВЧ). Твердость поверхностных слоев колес в этом случае - 50… 55 HRCэ.

Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к при­работке.

Твердость материала Н < 350 НВ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни *НВ*1 назначается больше твердости колеса *НВ*2. Разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса в передачах с прямыми и непрямыми зубьями составляет *HB*1cp-*HB*2ср=20-50. В ряде случаев для увеличения нагрузочной способности передачи, уменьшения ее габаритов и металлоемкости достигают разности средних твердостей *НВ*1ср-*НВ*2ср≥70. При этом твердость рабочих поверхностей зубьев колеса меньше или равна 350 *НВ*, а твердость зубьев шестерни больше или равна 350 *НВ* (измеряется по шкале Роквелла – *HRC*Э).

Технологические преимущества материала при Н < 350 НВ обеспечили ему широкое распространение в условиях ин­дивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

При Н>350 НВ (вторая группа материалов) твердость вы­ражается обычно в единицах Роквелла - HRC (1HRC = 10 HB).

Специальные виды термообработки позволяют получить твердость Н=(50...60) HRC. При этом допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способность передачи—до четырех раз по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания.

Для стальных зубчатых колес в основном назначают следующие виды термической обработки их зубьев: улучшение и закалку с нагревом ТВЧ (токами высокой частоты). Из видов химико-термической обработки зубьев колес основное применение получили цементация, нитроцементация (газовое цианирование), реже – азотирование.

***Нормализация*** - позволяет получить лишь низкую нагрузочную способность. Используют для поковок и отливок из среднеуглеродистых сталей; сохраняет точность при механической обработке; передачи хорошо и быстро прирабатываются. Редукторы больших размеров, индивидуальное производство, малонагруженные передачи.

***Объемная закалка*** — наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродис­тые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35...0,5% (стали 45, 40Х, 40ХН и т. д.). Твердость на поверхности зуба 45...55 HRC.

Недостатки объемной закалки: коробление зубьев и необ­ходимость последующих отделочных операций, понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приоб­ретает хрупкость); ограничение размеров заготовок, которые могут воспринимать объемную закалку. Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличением размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если ее значение будет меньше критической, то получается так называемая мягкая закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

Объемную закалку во многих случаях заменяют поверх­ностными термическими и химико-термическими видами об­работки, которые обеспечивают высокую поверхностную тве­рдость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

***Улучшение (закалку с высоким отпуском)*** - в современном проектировании используют, как правило, в единичном и мелкосерийном производстве передач, к габаритам и массе которых не предъявляют жесткие требования, а также в тех случаях, когда контактная прочность зубьев колес не оказывает влияния на размеры проектируемого привода (например, в некоторых типах планетарных передач). При улучшении зубчатые колеса изготавливают из качественных углеродистых (40, 45, 65Г) и легированных сталей (40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХН, 35ХГСА и т.п.). Твердость улучшенных колес ограничивают технологическими условиями с целью обеспечения достаточной стойкости режущего инструмента: у небольших (da  150 мм) колес твердость зубьев назначают в пределах (280...320) НВ, а для крупных – (200...240) НВ.

Для интенсификации приработки колес, снижения опасности заедания, повышения несущей способности косозубых передач (а в ряде случаев, и прямозубых) твердость зубьев шестерни следует назначать не менее, чем на 40НВ (НВ – твердость по Бринелю) больше по сравнению с твердостью зубьев колеса.

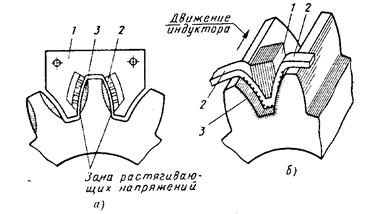
Твердость материала НВ ≤350 позволяет производить чистовое нарезание зубьев колес после термообработки. При этом можно получать высокую точность зацепления без применения длительных и дорогостоящих зубоотделочных операций (шлифования, хонингования, притирки и т.п.). Эти технологические преимущества материала при НВ ≤ 350 и обеспечили широкое применение улучшения в условиях единичного и мелкосерийного производства зубчатых колес, когда обычно отсутствует оборудование, необходимое для проведения зубоотделочных операций. Иногда в серийном и при более крупных масштабах производства для сближения долговечности шестерни и колеса рекомендуют зубья шестерни закаливать с нагревом ТВЧ.

***Закалка с нагревом токами высокой частоты*** (закалка ТВЧ) или пламенем ацетиленовой горелки с последующим низким отпуском применяется для сталей с содержанием углерода около 0,35...0,60 %, например, для сталей 40Х, 40ХН, 45ХН, 35ХМ, 60ХВ, 60Х, 55ПП и др.  Твердость на поверхности зубьев обычно (50...55)НRС и применима для сравнительно крупных зубьев (m > 5 мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажа­ется мало. И все же без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка ТВЧ требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки ТВЧ значительно возрастает с увеличением размеров колес. Твердым поверхностным слоям (толщиной 0,25...0,4 модуля) при такой термообработке соответствует вязкая сердцевина зубьев, что повышает сопротивление ударным нагрузкам и обеспечивает высокую выносливость зубьев при изгибе. Закалка ТВЧ дает возможность полностью автоматизировать термическую обработку и включать ее (что особенно важно) в поточные линии по обработке зубчатых колес.

Закалку ТВЧ осуществляют на специальных станках и установках довольно значительной стоимости. В связи с этим, ее целесообразно применять только при среднесерийном, крупносерийном и массовом типах производства зубчатых колес.

При поверхностной закалке нагреву подвергают только наружные слои металла, поэтому зубчатые колеса не получают значительных деформаций (коробления) зубчатых венцов. В связи с этим, если  к передаче не предъявляют особые требования по точности вращения и уровню шума (степень точности передачи не выше 7-й по ГОСТ 1643-81), то зубья после их закалки ТВЧ можно не подвергать отделочным операциям. Однако это **понижает точность** передачи на одну степень.

Закалку ТВЧ производят 3-я способами: 1) со сквозным нагревом зубьев; 2) с нагревом только их работающих поверхностей, так называемая закалка "по зубу" (рис. 14.1,*а*); 3) с одновременным нагревом рабочих поверхностей и впадины (выкружки) зубьев, так называемая закалка "по впадине" (рис. 14.1,*б*).

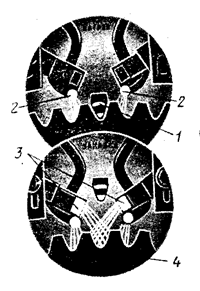


**Рис. 14.1. Схемы закалки ТВЧ зубчатых колес**

***Закалку ТВЧ со сквозным*** нагревом зубьев применяют только для зубьев, имеющих малый модуль (m≤3 мм). При этом способе закалки **все зубья сразу** нагревают в кольцевом индукторе, а затем охлаждают водяным душем или погружением зубчатого колеса в масло. Зубья прокаливаются насквозь. На некоторую глубину (0,1...1,0) m закаливается и часть обода колеса, прилегающая к зубьям.

Способ поверхностной закалки "по зубу" (рис. 14.1,*а*) требует менее сложного индуктора, более производителен и менее энергоемок по сравнению с закалкой "по впадине" (рис. 14.1,*б*). Однако при поверхностной закалке только боковых сторон зубьев без охвата их выкружки в конечных участках закаленного слоя возникают остаточные напряжения растяжения, резко снижающие прочность зубьев при  изгибе. Поверхностную закалку "по зубу" и по "впадине" осуществляют одновременным или непрерывно–последовательным способом.

***Одновременный*** способ закалки применяют для колес с модулем не более 16 мм при длине зуба не свыше 200 мм. При этом способе одновременно нагревают всю поверхность, подлежащую закалке, а затем целиком охлаждают. Например, при закалке "по впадине" одновременным способом индуктор "1" (рис. 14.2) вводят между зубьями с зазором между индуктором  и нагреваемой поверхностью. При этом нагревается впадина и обе соседние поверхности по всей длине зуба. Спрейеры подстуживания "2" непрерывно охлаждают наружные поверхности нагреваемых зубьев во избежание отпуска ранее закаленных поверхностей. По окончании нагрева, продолжающегося несколько секунд, индуктор "1" выводят из впадины, и после паузы (для выравнивания температуры) из закалочных спрейеров нагретая поверхность охлаждается водой в течение времени, обеспечивающего закалку с самоотпуском. По окончании закалки зубчатое колесо "4" поворачивают на один зуб, индуктор вводят в очередную впадину между зубьями и процесс повторяют.



**Рис. 14.2. Схема закалки зуба "по впадине" при одновременном нагреве**

Непрерывно-последовательный способ поверхностной закалки применяют для колес с модулем свыше 16 мм или шириной зуба свыше 200 мм. При этом способе поверхность, подлежащая закалке, нагревается и закаливается, не вся сразу, а последовательно, участок за участком. Индуктор с определенной скоростью перемещается так, что поверхность, нагретая в индукторе, тотчас попадает под водяной душ и закаливается.

***Цементацией***зубьев называют процесс насыщения углеродом их поверхностных слоев с последующей закалкой и низким отпуском до твердости на поверхности Н = 56...62 НRC (HRC – твердость по Роквеллу, шкала "С"). Толщина диффузионного слоя при модуле m≤20 мм находится в пределах (0,28m **–** 0,007m2) ± 0,2 мм. Сердцевина зуба также получает высокие механические свойства, имея твердость до Hсерд.= 32...45 HRC. Все это обеспечивает большую несущую способность поверхностных слоев зубьев и весьма высокую прочность зубьев на изгиб. Однако дефекты обычного зубошлифования могут снизить изгибную выносливость зубьев в 1,3...1,5 раза, а при прижогах – до 2 раз.

Значительная величина твердости сердцевины и сравнительно большая толщина упрочненного слоя обуславливают высокую износостойкость, что особенно важно для открытых передач, а также значительную несущую способность зубьев, лимитируемую развитием глубинных (под упрочненным слоем) усталостных трещин.

Для цементуемых зубчатых колес широко применяют низкоуглеродистые стали 15; 20 и безникелевые легированные стали 20Х; 18ХГТ; 25ХГТ; 15ХФ. Для колес ответственных передач, особенно работающих с переменными и ударными нагрузками, используют хромоникелевые стали 12ХНЗА; 20ХНМ; 18Х2Н4МА; 20Х2Н4А.

Процесс термообработки цементированных зубчатых колес связан со значительными искажениями формы зуба, что требует проведения отделочных операций зубьев даже при 8-й степени их точности. В процессе зубошлифования на переходных участках и во впадинах зубьев могут возникать вредные напряжения растяжения, а также концентрация напряжений в местах выхода шлифовального круга, если шлифованию подвергают только боковые поверхности зубьев. Эти негативные последствия могут быть в некоторой степени компенсированы последующей обдувкой дробью или нарезкой зубьев специальными фрезами с протуберанцами, с помощью которых формируется впадина зуба, исключающая ее шлифование в процессе снятия припуска с боковых поверхностей зубьев.

Для поверхностного насыщения зубьев углеродом колеса нагревают в богатых углеродом средах, называемых карбюризаторами. Применяют карбюризаторы трех видов: твердые, газовые и жидкие. В связи с этим, различают твердую, газовую и жидкостную цементации. Жидкостная цементация для зубьев колес практически не применяется, так как глубина цементованного слоя в этом случае не превышает 0,2...0,3 мм.

Основное применение находит ***газовая цементация,*** что обусловлено целым рядом ее преимуществ перед твердой: 1) изделия нагреваются значительно быстрее (например, для твердой цементации зубьев на глубину 0,5 мм требуется 4,5...5 ч, а при газовой цементации - 1,5...2 ч), так как не требуется нагревать балласт - твердый карбюризатор, помещаемый в металлические ящики; 2) поверхности зубьев насыщаются углеродом с повышенной скоростью и весь цикл резко сокращается в связи с тем, что карбюризатор в процессе цементации непрерывно обновляется путем подачи в рабочее пространство печи свежего газа; 3) отпадает необходимость транспортировки и хранения угольного порошка, цементационных ящиков и т.п.; 4) есть полная  возможность автоматизации процесса.

Однако для газовой цементации необходимо иметь сложное дорогостоящее оборудование, требуемое для получения и подготовки к работе цементирующего газа, а также специальные печи, в которых и проводится газовая цементация. Все это трудно обеспечить в условиях не только единичного и мелкосерийного производства, но даже при среднесерийном масштабе выпуска зубчатых колес.

При массовом поточном производстве весьма перспективно применение высокотемпературной газовой цементации с нагревом зубьев токами высокой частоты. Из-за нагрева до 1050...1080° С процесс цементации сокращается в 4...5 раз по сравнению с обычной газовой цементацией. При высокотемпературной газовой цементации используют стали, не склонные к росту зерна, например, 18ХГТ.

Однако при такой цементации для колес каждого размера необходим свой индуктор и специальная установка (вертикальная цементационная камера), рассчитанная на обработку колес только определенного конкретного размера. Это и обуславливает применение высокотемпературной цементации исключительно при массовом производстве колес.

В связи с тем, что цементация - это длительный дорогостоящий процесс, требующий еще и проведения длительных дорогостоящих отделочных операций зубьев, то ее обычно применяют при серийном и выше масштабах производства колес зубчатых передач в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация, коробки скоростей станков и т.п.), а также в открытых передачах, работающих в условиях абразивного износа (дорожные, подъемно-транспортные машины и т.п.).

***Нитроцементация******(газовое цианирование)*** - это насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом в газовой среде, состоящей из 70...75% углесодержащего газа (генераторного и т.п.) и 15...20% аммиака с последующей закалкой и низким отпуском. Газовое цианирование проводят в шахтных или камерных электрических печах с герметичными муфелями (ретортами), куда помещают зубчатые колеса, уложенные в нихромовые корзины, и по трубкам подводится и отводится рабочая газовая среда.

Нитроцементации подвергают зубчатые колеса из среднеуглеродистых сталей, например, 20Х; 35Х; 40Х; 25ХГМ; 25ХГТ; 30ХГТ и т.п. Твердость рабочих поверхностей зубьев HRC 57...63. Толщина упрочненного слоя составляет (0,130,20) m , но не более 1,2 мм. Скорость нитроцементации выше, чем у газовой цементации в 1,5...2 раза. Искажение формы зуба при нитроцементации существенно меньше, чем при цементации. В соответствии с этим, для колес, имеющих точность не выше 7-й степени, можно не применять отделочных операций зубьев.

В связи с вышеизложенным, нитроцементацию все шире начинают применять при серийном и выше масштабе производства редукторных передач изделий, для которых габариты и вес имеют существенное значение (например, редукторы подъемно-транспортных машин).

***Азотирование*** - насыщение поверхностного слоя зубьев азотом без последующей закалки, вследствие чего форма и размеры зубьев практически не искажаются. Поэтому азотированные зубья не шлифуют. Твердость азотируемого слоя особенно высокая (до 70 HRC), однако его толщина составляет всего (0,2...0,5) мм. В связи с этим, для азотированных зубьев характерным повреждением является развитие подслойныхусталостных трещин. Степень коробления при азотировании мала. Поэтому этот вид термообработки особен­но целесообразно применять в тех случаях, когда трудно выполнить шлифование зубьев (например, колеса с внутренними зубьями). Малая толщина упрочненного слоя не позволяет применять азотированные колеса при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания этого слоя, требует фильтрации масла, так как при загрязненной смазке, попадании абразива тонкий слой быстро изнашивается и передача выходит из строя.

Азотирование проводят в герметично закрытых муфелях (ретортах), заполненных веществом, содержащим азот (обычно аммиаком). При азотировании применяют стали 38ХМЮА, 35ХЮА, 30Х2Н2ВФА, 30ХН2МФА, 45Х2Н2МФЮА и др. Азотирование — очень длительный процесс, требующий до 40...60 ч, т.е. в 10...12 раз больше, чем при цементации. Правда, возможно ускорение этого процесса до 2...3 раз применением ионного азотирования (азотирования в тлеющем разряде), азотирования при нагреве ТВЧ. Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирова­ния, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины.

При отсутствии абразивного износа целесообразно приме­нять так называемое мягкое азотирование на глубину 10...15 мкм. Оно значительно проще, обеспечивает минимальное коробление и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для мягкого азотирования применя­ют улучшенные хромистые стали типа 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

В связи с тем, что азотирование — весьма длительный и дорогостоящий процесс, требующий применения дорогостоящих и дефицитных сталей, то это упрочнение обычно применяют при серийном и выше масштабе производства зубчатых колес, шлифовка зубьев которых затруднена (например, колес с внутренними зубьями).

***Механическое упрочнение*** ***электрополирование.***

Изломная прочность зубьев значительно повышается накаткой впадин, чеканкой, дробеструйной обработкой. Упрочнение достигает 40%. Электрополирование уменьшает шероховатость.

В таблице 2 приведены осредненные значения механических характеристик и виды термообработки некоторых распространенных марок сталей, используемых для изготовления зубчатых колес, а также других деталей машин (валов, осей, червяков и т.п.).

Как было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях реша­ющей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробест­руйного наклепа, накатки и т. п.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованые, штампованные колеса и колеса, изготовляемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных раз­меров, работающих в паре с кованой шестерней.

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации, требований к габаритным размерам и квалиметрическим характеристикам, выбирают материалы зубчатых колес и необходимую термообработку.

На практике применяют следующие варианты химико – термической  обработки (Т.О.):

**I** **группа** – мягкие зубчатые колеса, Т.О. колес – улучшение , твердость зуба шестерни 269…302НВ, а колеса – 235…262НВ. Марка стали 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Зубья колес из улучшаемых сталей  хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению, но имеют ограниченную нагрузочную способность. Применяют в единичном производстве в слабо- и средненагруженных передачах. Можно рекомендовать для быстроходной ступени в многоступенчатых редукторах при необходимости обеспечения жесткости вала.

**II** **группа** – зубчатые колеса средней твердости, при этом термообработка шестерни закалка ТВЧ, а Т.О. колеса улучшение. Применяется вышеуказанные марки стали, а твердость зуба шестерни 45…50 HRCЭ, колеса как и указанных выше.

**III** **группа** – зубчатые колеса твердые Т.О. одинаковая – улучшение и закалка ТВЧ. Твердость зуба шестерни 48…53HRCЭ, а колеса – 45…50HRCЭ, марка стали как и указанных выше.

**IV** **группа** – так же колеса с твердыми зубьями, Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка. Материалы шестерни – стали марок 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А и др. Т.О. колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45…50HRCЭ.

**V** **группа** – Т.О. колеса и шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности  56…63 HRCЭ. Марка стали 20Х, 20ХН2М, 18ХН4В2М, 18ХГТ, 18ХГМ, 12ХН3А и др. При цементации, как и при закалке, теряются 2 степени точности, а именно 2/3 при технологической операции и 1/3 при закалке, поэтому требуются доводочные операции, такие как шлифование, шевингование и фланкирование и т.д.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые допол­нительные трудности:

1. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колес.

2. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Неко­торые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для ис­правления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т. п. Эти трудности проще преодолеть в условиях крупносерийного и массового произ­водства, когда окупаются затраты на специальное оборудова­ние, инструменты и приспособления. В изделиях крупносерий­ного и массового производства применяют, как правило, колеса с высокотвердыми зубьями.

## *Точность зубчатых передач*

При использовании даже самых совершенных приемов изготовления и сборки зубчатых передач неизбежны погрешности изготовления, выражающиеся в отклонениях от заданных размеров и формы.

В зубчатых передачах эти погрешности проявляются в отклонениях размеров шагов, зазоров и формы профилей зубьев от их теоретических значений, в непараллельности зубьев или осей валов, неточности межосевого расстояния, возникновении торцового и радиального биений колес и др. Следствие этих погрешностей – нарушение нормальной работы передачи: неполное прилегание сопряженных зубьев (малое пятно контакта), возникновение дополнительных динамических нагрузок, вибрация, повышение шума и в результате – пониженная долговечность. Влияние погрешностей возрастает с увеличением окружной скорости колес. В связи с этим, с ростом скорости повышаются требования к точности изготовления передачи.

Нормы точности (допуски и отклонения) для цилиндрических зубчатых передач регламентированы ГОСТ 1643-81, который распространяется на все виды механически обработанных металлических колес с модулями m = 1...56 мм и диаметрами делительных окружностей до 6300 мм.

Стандарт регламентирует нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев, а также боковой зазор.

***Кинематическая точность*** связана с накопленной ошибкой шага и биением зубчатого венца и характеризуется полной погрешностью углов поворота сцепляющихся зубьев за один оборот колеса. Она существенно важна для делительных и следящих устройств, передач, соединенных с большими массами, и быстроходных силовых передач из-за опасности появления резонансных колебаний.

***Плавность работы*** передачи определяется ошибками шага и профиля зубьев и характеризуется многократно повторяющимися за оборот колеса (в частности, повторяющимися за период работы каждого зуба) изменениями скорости, вызывающими динамические нагрузки, колебания (в том числе и резонансные) и шум. Она оказывает существенное влияние на работоспособность силовых быстроходных передач.

***Пятно контакта*** зубьев характеризует степень концентрации нагрузки на рабочих поверхностях зубьев и в значительной степени влияет на работоспособность силовых передач. Ошибки в направлении зубьев, а также перекос валов приводят к неравномерному распространению нагрузки по длине зуба.

***Боковой зазор*** между неработающими поверхностями зубьев предотвращает их заклинивание (в частности, при нагреве) и обеспечивает свободное вращение колес. Величина бокового зазора оказывает значительное влияние на работоспособность реверсируемых передач.

В стандарте предусмотрены 12 степеней точности, обозначаемых в порядке ее убывания от 1 до 12: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. Наиболее точная*–*1, наименее точная*–*12. Для степеней точности 3*–*11 цилиндрических и 5*–*11 конических передач установлены нормы: кинематической точности, плавности работы колеса и контакта зубьев.

Допуски и отклонения стандартизованы для степеней точности от 3 до 12. Наибольшее практическое применение имеют 6 – 9 степени точности, для которых допуски и отклонения приведены в таблицах 2.2-2.5.

Зубчатые передачи общего назначения обычно имеют 8-ю степень точности. Ответственные скоростные авиационные и судовые передачи выполняют по 5 – 7 степени точности и лишь для некоторых специальных прецизионных или высокоскоростных передач назначают более высокие степени точности.

Выбор требуемой степени точности производят в зависимости от окружной скорости колес и назначения передачи (табл. 2.1).

Независимо от степени точности установлены нормы бокового зазора:

-с нулевым зазором Н

-с малым зазором Е

-с уменьшенным зазором С, Д

-с нормальным зазором   В

-с увеличенным зазором А

Сопряжения Н, Е, С требуют повышенной точности изготовления.

Допускается взаимное калибрование норм точности. Например: степень точности зубчатого колеса обозначена:

6-7-8-Н СТ СЭВ 642-77

6- шестая степень по нормам кинематической точности колес;

7- седьмая степень по нормам плавности работы колеса;

8- восьмая степень по нормам контакта зубьев

Н- с нулевым боковым зазором.

Структура условного обозначения точности зубчатой передачи в общем случае имеет вид

1  -  2  -  3  -  4  -  5  -  6 ,

где 1, 2, 3 – нормы, соответственно, кинематической точности, плавности работы и пятна контакта; 4 – вид сопряжения зубьев; 5 – вид допуска на боковой зазор; 6 – стандарт, регламентирующий точность зубчатой передачи (для цилиндрических передач – ГОСТ 1143 – 81).

Для передач, выполненных с одинаковой степенью точности по всем трем нормам, и при соответствии допуска на боковой зазор виду сопряжения в этом обозначении указывают одну цифру (степень точности) и одну букву (вид сопряжения), например, 8 – В ГОСТ 1643 – 81 (8-я степень точности по всем трем нормам с нормальным боковым зазором В).

При комбинировании норм различных степеней точности надо иметь ввиду, что нормы плавности не могут быть более чем на две степени точнее или на одну степень грубее степени кинематической точности, а нормы контакта не могут быть грубее норм степени плавности колеса, т.е. третья цифра в условном обозначении точности передачи не может быть больше второй. Указанные ограничения вызваны наличием определенной взаимосвязи между показателями точности.

## *Выбор типа и способа смазывания зубчатых колес. Контроль уровня масла в редукторах*

Смазывание зубчатого зацепления применяют с целью снижения интенсивности изнашивания, отвода от трущихся зубьев теплоты и продуктов их износа, повышения КПД передачи. Кроме этого, большая стабильность коэффициента трения и демпфирующие свойства слоя смазочного материала, находящегося между взаимодействующими профилями зубьев, способствуют снижению динамичности приложения нагрузок и повышению сопротивляемости колес заеданию рабочих поверхностей их зубьев.

В зависимости от условий работы зубчатых передач для смазывания зацеплений их зубчатых колес используют жидкие, пластичные и твердые смазочные материалы.

Наиболее широкое применение для смазывания зубчатых зацеплений колес редукторов получили **жидкие смазочные материалы**.

Пластичные смазки (табл. 2.7) используют для смазывания **открытых** передач, работающих в диапазоне температур не выше +120°С.

Твердые смазочные материалы, например, графитную смазку ГОСТ 3333–55, применяют для смазывания колес открытых зубчатых передач, работающих при температурах свыше 100°С (например, зубчатые колёса прокатных станов).

**Наибольшее** распространение из жидких смазочных материалов имеют **нефтяные жидкие масла** (табл. 2.6). Синтетические смазочные жидкости (гликоли, силиконы, фторуглероды и хлоруглероды), вследствие их дороговизны, применяют при особых условиях эксплуатации, например, при высоких или низких температурах, при которых нефтяные масла неработоспособны.

Жидкие масла обозначают четырьмя буквами: первая И – индустриальное, второе Г – для гидравлических систем или Т – для тяжелонагруженных, третья С - масло с антикоррозионными, антиокислительными и противоизносными присадками, А - масло без присадок, Д - с антикоррозионными, антиокислительными, противоизносными и противозадирными присадками, четвертым является число- класс кинематической вязкости.

Вопрос правильного выбора вязкости масла, предназначаемого для смазываня зацеплений колес зубчатых передач, основывается на экспериментальных данных и опыте эксплуатации.

Таблица 2.6. Нефтяные смазочные масла

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка масел | Вязкость  *v*, мм2/с,  при 40°С | Температура  застывания, °С | Марка масел | Вязкость  *v*, мм²/с,  при 50°С | Температура  застывания, °С |
| Индустриальные  (ГОСТ 20799 – 75)\*  И – Л – А7  И – Л – А10  И – Л – А22  И – Г – А32  И – Г – А46  И – Г – А68  И – Т – Д100  И – Т – Д220 | 7  10  22  32  46  68  100  220 | -25  -20  -30  -15  -15  -20  -10  -10 | Турбинные  (ГОСТ 32 – 74)  Т30  Т46  Т57  Авиационные  (ГОСТ 21743 –76)  МС - 14  МС - 20  МК - 22  Автотранспортные  (ГОСТ 1862 – 63)  АКЗп- 10  АКп- 10  АК - 15 | 28 - 32  44 - 48  55 - 59      92  161  192,5      45  70  135 | -10  -10  —      -30  -18  -14      -40  -25  -5 |

\*Для передач общего назначения следует выбирать индустриальные масла.

Таблица 2.7. Пластичные смазочные материалы

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Смазочный материал | ГОСТ | Температурный интервал  работоспособности, 0С |
| Смазка универсальная среднеплавкая (солидол жировой) УС-2  Литол - 24  Солидол синтетический С  Смазка ЦИАТИМ - 201  Смазка ЦИАТИМ - 202  Смазка ЦИАТИМ - 203  Смазка ЦИАТИМ - 221 | 1033 – 79  ТУ21150 – 75  4366 – 76  6267 – 74  11110 – 75  8773 – 75  9433 – 75 | -25 ... +65  -40 ... +130  -20 ... +65  -60 ... +90  -50 ... +120  -50 ... +90  -60 ... +150 |

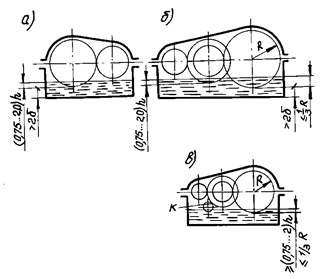
При подборе масел для многоступенчатых передач с общей масляной ванной выбирают масло, имеющее промежуточное (между требуемыми для быстроходной и тихоходной ступеней) значение вязкости.

Определив требуемую величину вязкости масла, по табл. 2.6 назначают его необходимую марку. После назначения марки масла выбирают способ смазывания зацепления зубчатых колес.

В настоящее время для зацеплений колес зубчатых передач редукторов применяют картерный и циркуляционный способы их смазки.

***Картерный*** способ смазки назначают при окружной скорости колёс до 12,5 м/с. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой и зацепление работает при недостатке масла. Кроме этого, увеличиваются потери мощности на перемешивание масла, что приводит к повышению его температуры, ухудшающему смазочные свойства масла.

При картерной смазке одно (рис. 14.6,*а*) или несколько (рис. 14.6,*б*) зубчатых колес смазывают погружением их в ванну с жидким смазочным материалом, расположенную в нижней части корпуса передачи (рис. 14.6), называемой в этом случае картером. Остальные узлы и детали, в том числе подшипники качения, смазываются за счет разбрызгивания масла зубьями погруженных в него колёс и циркуляции внутри корпуса образующегося при этом масляного тумана.



**Рис. 14.6. Картерный способ смазывания зубчатых колёс**

Глубину погружения цилиндрических зубчатых  колёс рекомендуется выбирать в пределах 0,75...2,0 высоты их зубьев *h*, но не менее 10 мм. В этой рекомендации учтено, что в процессе работы глубина погружения зубьев уменьшается из-за разбрызгивания масла и его прилипания к стенкам корпуса и другим деталям передачи.

В многоступенчатых передачах эти рекомендации относят к колёсам быстроходной ступени. Однако следует иметь ввиду, что при этом колесо тихоходной ступени не должно погружаться в масло на глубину более 1/3 его радиуса, а колёса промежуточных ступеней – на глубину более 5 модулей их зубьев.

В соосных редукторах при горизонтальном расположении плоскости в масло погружается и быстроходная и тихоходная ступень. При расположении вертикальном - шестерня и колесо из нижней части коруса. В двухступенчатой передаче если окружная скорость < 1 м/с погружают оба колеса, если >1 м/с - тихоходную ступень. Для конических или коническо-цилиндрических колес в ванную погружают коническое колесо на всю ширину b венца.

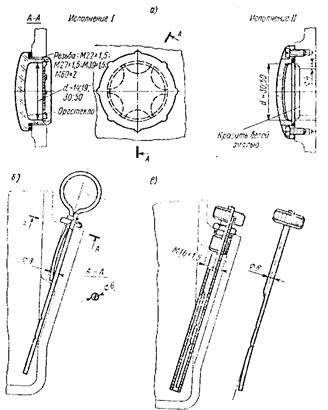
При невыполнении этих условий для смазывания зубчатых зацеплений передач, у которых колеса располагаются выше уровня масла, находящегося в картере, применяют вспомогательные колёса, так называемые, смазывающие шестерни (колесо “К” на рис. 14.6,*в*). Смазывающую шестерню, свободно вращающуюся на оси, зацепляют со смазываемым колесом, а нижней частью погружают в масляную ванну. Для снижения шума смазывающую шестерню делают из текстолита или других неметаллических материалов. Ширину ее принимают равной 0,4...0,5 ширины основного колеса.

Объём масляной ванны картера принимают таким, чтобы обеспечить необходимый отвод выделяющегося в процессе работы тепла к стенкам корпуса. Для одноступенчатых редукторов объём масляной ванны рекомендуют принимать таким, чтобы на 1 кВт передаваемой мощности приходилось 0,35...0,7 литра масла.

Толщину масляного слоя между зубчатыми колёсами и днищем корпуса назначают достаточно большой, чтобы продукты износа могли оседать на дне картера и не попадали на рабочие поверхности деталей. Рекомендуется толщину этого масляного слоя назначать не менее двух толщин (2δ) стенок корпуса редуктора.

При картерном смазывании зубчатых зацеплений заправку в корпус передачи предварительно отфильтрованного масла производят через смотровой люк или через заливную пробку-отдушину, завинчиваемую либо в крышку смотрового люка, либо непосредственно в корпус редуктора (в верхней его части).

Контроль уровня масла при его заправке в корпус редуктора и в процессе эксплуатации передачи производят с помощью маслоуказателей (рис. 14.7). Вид маслоуказателя выбирают с учётом удобства его обзора, величины возможного колебания уровня смазочного материала в картере и наличия вероятности повреждений маслоуказателя в процессе эксплуатации редуктора.

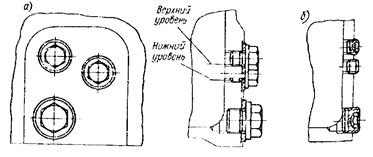


**Рис. 14.7. Виды** **маслоуказателей**

Наибольшее распространение имеют жезловые маслоуказатели  (рис. 14.7, *б; в*). Они удобны для осмотра, конструкция их проста и достаточно надёжна. При окружных скоростях колёс свыше 5 м/c, когда наблюдается интенсивное разбрызгивание масла, жезл (щуп) устанавливают в трубчатом чехле (рис. 14.7,*в*).

Поскольку допустимый уровень масла в редукторах изменяется в весьма ограниченных пределах, то из прозрачных маслоуказателей наиболее удобны в применении круглые (рис. 14.7,*а*). Они компактны, просты в изготовлении, однако применяются только в тех случаях, когда к ним возможен удобный доступ. Помимо этого, следует иметь ввиду, что из-за загрязнения и старения оргстекла в круглых маслоуказателях со временем снижается видимость уровня масла.

В хорошо герметизированных передачах, в которых практически исключён вынос масла, применяют контрольные пробки малых размеров с цилиндрической (рис. 14.8,*а*) или конической (рис. 14.8,*б*) метрической резьбой.



**Рис. 14.8. Установка контрольных и сливных пробок**

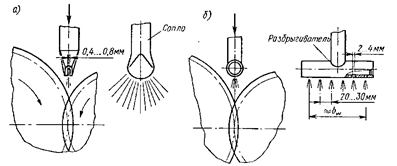
Контроль при помощи пробок наиболее надёжeн при наличии вероятности повреждения маслоуказателей других видов и применяется в коробках передач и задних мостах автомобилей.

Подобные пробки, только больших размеров, применяют в качестве сливных. Они располагаются непосредственно у днища корпуса, чтобы с маслом сливался и осадок (рис. 14.8).

При окружных скоростях колёс свыше 12,5 м/с, а также и при меньших скоростях в редукторах большой мощности с интенсивным тепловыделением или в редукторах малой и средней мощности некоторых компоновок (например, с вертикальными валами) применяют **циркуляционное** смазывание зубчатых зацеплений их колес и подшипниковых узлов.

Этот способ смазки является более совершенным по сравнению с картерным, но и более сложным и дорогим.

Зацепления смазывают поливом зубьев колёс маслом, подаваемым под сравнительно небольшим избыточным давлением (до 0,1 МПа) через сопла или разбрызгиватели (рис. 14.9).



**Рис. 14.9. Струйное смазывание зубчатых зацеплений при циркуляционном смазывании передачи**

Для узких зубчатых колёс достаточно одного щелевого сопла (рис.14.9,*а*). Для смазывания зацеплений широких зубчатых колес используют разбрызгиватели (рис.14.9,*б*), выполненные в виде труб с сопловыми круглыми отверстиями диаметром 2...4 мм, размещёнными с шагом 20...30 мм по всей ширине такого зубчатого зацепления. Обычно масло подаётся непосредственно в зону зацепления со стороны входа зубьев. Иногда (при V20 м/с) прибегают к смазыванию зубьев одного из колёс перед их входом в зону зацепления или обоих колёс отдельно. В последнем случае используют разбрызгиватели с двумя рядами сопловых отверстий.

Для подачи масла применяют лопастные, плунжерные или шестеренчатые насосы, приводимые в движение от одного из валов редуктора. В некоторых случаях, например, при реверсивном движении или переменной скорости вращения валов передач, для привода насоса используют отдельный электродвигатель.

## *Основные элементы зубчатой передачи. Термины, определения и обозначения*

Одноступенчатая зубчатая передача состоит из двух зубчатых ко­лес - ведущего и ведомого. Меньшее по числу зубьев из пары колес назы­вают ***шестерней****,*а большее ***колесом****.*Термин «зубчатое колесо» является об­щим. Параметрам шестерни (ведущего колеса) приписывают при обозначе­нии нечетные индексы (1, 3, 5 и т. д.), а параметрам ведомого колеса — четные (2, 4, 6 и т. д.).

Зубчатое зацепление характеризуется следующими основными пара­метрами:

*da*— диаметр вершин зубьев;

*dr*— диаметр впадин зубьев;

*da —*начальный диаметр;

*d*— делительный диаметр;

*рt*— окружной шаг;

*h*— высота зуба;

*ha —*высота ножки зуба;

*с* — радиальный зазор;

*b*— ширина венца (длина зуба);

*еt —*окружная ширина впадины зуба;

*st*— окружная толщина зуба;

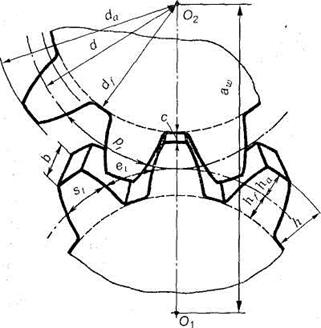
*a*𝜔 — межосевое расстояние;

*а*— делительное межосевое расстояние;

*Z*— число зубьев.

***Делительная окружность*** - окружность, по которой обкатывается ин­струмент при нарезании. Делительная окружность связана с колесом и де­лит зуб на головку и ножку.

Основные элементы зубчатых колес представлены на рис.15.



**Рис. 15.** **Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес**

***Модулем зубьев т****называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.*

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

*Линейную величину, в 𝜋  раз меньшую окружного шага зубьев, называют****окружным модулем зубьев****и обозначают т:*

http://www.detalmach.ru/lect4.files/image053.gif

Размеры цилиндрических прямозубых колес вычисляют по окружному модулю, который называют расчетным модулем зубчатого колеса, или про­сто модулем; обозначают буквой *т.*Модуль измеряют в миллиметрах. Мо­дули стандартизованы (табл. 3).

Таблица 3. Стандартные значения модулей

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1-й ряд | 2-й ряд | 1-й ряд | 2-й ряд | 1-й ряд | 2-й ряд | 1-й ряд | 2-й ряд |
| 1 | 1,125 | 3 | 3,5 | 10 | 11 | 32 | 36 |
| 1,25 | 1,375 | 4 | 4,5 | 12 | 14 | 40 | 45 |
| 1,5 | 1,75 | 5 | 5,5 | 16 | 18 | 50 | 55 |
| 2 | 2,25 | 6 | 7 | 20 | 22 | 60 | 70 |
| 2,5 | 2,75 | 8 | 9 | 25 | 28 | 80 | 90 |

*Примечание.*При назначении модулей первый ряд значений следует предпочитать второму.

Ниже приведены определения остальных параметров зацепления.

***Начальная окружность****—*каждая из взаимокасающихся окружностей зубчатых колес передачи, принадлежащая начальной поверхности данного зубчатого колеса.

*Начальные окружности являются****сопряженными****, т.е. это понятие от­носится к паре колес, находящихся в зацеплении*(к передаче). При измене­нии межосевого расстояния *a*ω начальные диаметры тоже соответственно изменяются, так как *a*ωравно сумме радиусов этих окружностей. Таким об­разом, у пары колес, находящихся в зацеплении, может быть сколько угод­но начальных окружностей, в то время как для отдельно взятого зубчатого колеса понятие начальной окружности вообще лишено смысла.

По делительному диаметру *d*окружные шаги соответствуют стандарт­ному модулю *т.*Для цилиндрических прямозубых колес, например, http://www.detalmach.ru/lect4.files/image055.gif или d=mz*.*

***Основными***называются окружности, по которым развертываются эвольвенты,  очерчивающие профили зубьев.

***Окружностями выступов и впадин*** называются окружности, ограничивающие вершины и впадины зубьев.

***Линией зацепления*** называется геометрическое место точек контакта зубьев в зацеплении. В эвольвентном зацеплении линия зацепления - прямая, нормальная к профилю зубьев в полюсе зацепления и касательная к основным окружностям.

***Углом зацепления***α называется угол между линией зацепления и перпендикуляром к линии центров.

***Углом наклона спирали*** зубьев косозубых шестерен β называется угол между осью зуба и образующей делительного цилиндра или конуса.

Для определения основных параметров зубчатой передачи принимают делительный радиус. Если межосевое расстояние в передаче равно сумме делительных радиусов, то начальные и делительные окружности в этом случае совпадают. В дальнейшем рассматривается именно такой частный случай зацепления.

***Высота зуба******h***— радиальное расстояние между окружностями вершин и впадин зубчатого колеса:

H=ha+hf.

***Головка зуба***— его часть, расположенная между делительной окружно­стью цилиндрического зубчатого колеса и окружностью вершин зубьев; *h*— высота головки зуба.

***Ножка зуба***— часть зуба, расположенная между делительной окружно­стью и окружностью впадин (высота ножки зуба *hf).*

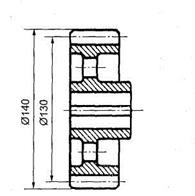
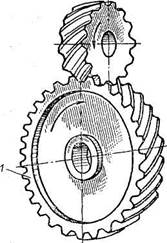
***Радиальный зазор***— расстояние между поверхностями вершин зубьев и впадин шестерни и колеса:

c=hf-ha.

***Окружная толщина зуба******st****—*расстояние между разноименными профи­лями зуба по дуге концентрической окружности зубчатого колеса.

***Ширина венца******b***— наибольшее расстояние между торцами зубьев ци­линдрического зубчатого колеса по линии, параллельной его оси.

***Межосевое расстояние****a*ω*—*расстояние между осями зубчатых колес передачи.

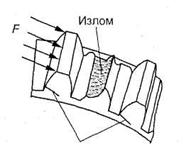
           

**Рис. 16**                                                             **Рис.17**

## *Виды повреждений и разрушений зубьев колес*

Правильно спроектированная и изготовленная передача при вы­полнении всех правил эксплуатации не должна перегреваться и произво­дить при работе сильного шума. *Появление значительного перегрева и чрез­мерного шума свидетельствует о недостатках в работе передачи,*связанных с ее конструкцией, изготовлением, неправильным выбором смазочного материала или возможными повреждениями зубьев. Наблюдаются следующие виды разрушения зубьев: пластическая деформация рабочих поверхностей, их поломка, изнашивание, заедание, выкрашивание рабочих поверхностей.

***Поломка зубьев.***Этот вид разрушения зубьев полностью выводит передачу из строя, нередко сопровождающегося повреждениями смежных узлов и деталей машины (валов, подшипников и др.), вследствие заклинивающего действия выломавшихся кусков зубьев. Чаще поломка наблюдается у основания зуба (рис.25) вследствие периодического действия переменной нагрузки *F,*имеющей отнулевой, пульсирующий характер, а также в ре­зультате значительной кратковременной перегрузки (ударной нагрузки). В свою очередь, усталостная поломка бывает малоцикловая, вызываемая действием многократных перегрузок, и многоцикловая — от действия в течение довольно длительного времени переменных напряжений. Прямые короткие зубья выламываются полностью по всей своей длине. Длинные прямые зубья, а особенно косые и шевронные, обычно выламываются по косому сечению. При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму, при разрушении от перегрузок — выпуклую. Если зуб работает одной стороной, то первоначальная трещина, как пра­вило, образуется в зоне растяжения. Трещина распространяется вдоль ос­нования ножки зуба, а иногда к его вершине или по какой-то рабочей части зуба.



Трещины

**Рис. 25. Виды разрушений зубьев. Излом зуба**

Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма. Для предупреждения излома проводится расчёт зуба по напряжениям изгиба. Такой расчёт для закрытых передач выполняется в качестве проверочного после расчёта на контактные напряжения. Для открытых передач, где высока вероятность случайных перегрузок,  этот расчёт выполняется как проектировочный.

Долговечность зубьев можно повысить, увеличив прочность основания зуба и уменьшив концентрацию напряжений в опасном сечении, увеличив модуль передачи. Появление поломки от однократных перегрузок предупреждают защитой привода от этого вида нагрузок специальными предохранительными устройствами (например, муфтами предельного момента).

***Усталостная поломка зубьев*** колес является конечным результатом зарождения в них и развития до своих критических размеров усталостной трещины. Усталостные трещины появляются у корня зуба со стороны его растянутых волокон, где действуют наибольшие растягивающие напряжения, связанные с концентрацией напряжений, возникающей в переходной зоне зуба. Усталостные поломки наиболее характерны для колес закрытых передач, работающих при наличии в зоне их зацепления достаточного количества жидкого смазочного материала и имеющих зубья, закаленные до высокой (НRC 50) твердости.

Усталостные разрушения зубьев предупреждают их расчетом на выносливость при изгибе.

***Повреждение торцов зубьев*** (выламывание, смятие) часто получают колеса коробок скоростей при отсутствии у них синхронизаторов – устройств, обеспечивающих предварительное выравнивание окружных скоростей сопрягаемых колес.

По данным эксплуатации выявлены следующие виды поверхностных повреждений зубьев колес.

***Выкрашивание******(питтинг) рабочих поверхностей зубьев.***Этот вид повреждения зубьев является наиболее серьёзным и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач и нарушает нормальную работу всей передачи, но не выводит ее из строя полностью. Чаще это повреждение наблюдается в закрытых переда­чах, работающих при обилии смазочного материала. Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано контактными напряжениями, которые изменяются по отнулевому пульсирующему циклу. Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях зубьев вблизи полюсной линии небольших углублений, напоминающих оспинки, которые потом растут, распространяясь на всю поверхность ножки зуба, превращаясь в раковины. Выкрашивание приводит к  повышению контактного давления и нарушению работы передачи. В открытых передачах поверхностные слои истираются раньше, чем в них появляются усталостные трещины, поэтому выкрашивание появляется весьма редко. Выкрашивание по­верхности зубьев возникает на ножках зубьев колес вблизи полюсной ли­нии (рис.26). Смазочный материал, который заходит в микротрещины, находясь под действием внешнего давления (при работе передачи), раскли­нивает трещины. Повторяясь, такие действия приводят к откалыванию части металла (рис.27). Диаметр ямок выкрашивания (оспинок) доходит до 2-5 мм. Установлено, что чем тверже поверхности зубьев и чем меньше шероховатость их поверхностей, тем большую нагрузку они могут выдер­живать без опасности возникновения выкрашивания. Более вязкой масло способно лучше гасить динамические нагрузки на зубья и тем самым уменьшать выкрашивание поверхности зубьев.

Выкрашивание может быть ***ограниченным***или ***прогрессирующим.*** Ограниченное выкрашивание связано с концентрацией нагрузки по длине зубьев, а в косозубых передачах еще и с неполным использованием контактных линий, вследствие неизбежных погрешностей шагов зубьев. Ограниченное выкрашивание возникает в мягких металлах и в открытых передачах, где велик износ. В этом случае поверхность быстрее изнашивается, чем выкрашивается. При большой твёрдости зубьев происходит дальнейшее выкрашивание, профиль зуба нарушается и деталь выходит из строя. В хорошо прирабатывающихся передачах (когда перепад твердостей зубьев колес пары составляет не менее 40 НВ) выкрашивание после приработки может прекратиться, причем оно практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки постепенно завальцовываются.

 Опасность представляет прогрессирующее выкрашивание, распространяющееся на всю или значительную часть длины зубьев. Такое выкрашивание приводит к повышению давления на еще не выкрошенных участках поверхности зубьев, выжиманию смазки в ямки и, наконец, к пластическому обмятию или заеданию зубьев.

Для предупреждения выкрашивания необходимо повышать твёрдость материала  термообработкой либо повышать степень точности передачи, а также правильно назначать размеры из расчёта на усталость по контактным напряжениям (контактную выносливость).



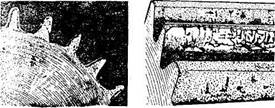
**Рис.26. Виды разрушений зубьев. Уста­лостное выкрашивание**



**Рис. 27. Процесс образования усталост­ных раковин в закрытой передаче**

В открытых передачах выкраивание наблюдается очень редко, так как поверхностный слой, в котором возникают начальные трещины, истирает­ся раньше, чем в нем успевает произойти усталостное выкашивание.

***Изнашивание (истирание) зубьев***чаще наблюдается в открытых передачах, чем в закрытых, заключается в истирании рабочих поверхностей (рис. 28) вследствие попадания в зону зацепления металлических частиц, пыли, гря­зи (абразивное изнашивание). Встречается также и в  закрытых передачах, но находящихся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. Является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Усталостное контактное выкрашивание зубьев в таких передачах не наблюдается, так как истирание опережает процесс образования усталостных повреждений в поверхностном слое.



**Рис. 28. Процесс изнашивания зубьев в открытых передачах**

Изнашивание может начаться также в результате недостаточно гладкой поверхности у новой передачи и продолжаться до сглаживания неровно­стей рабочих поверхностей зубьев. У изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение модифицированных профилей зубьев и масел с повышенной вязкостью. В расчёте на контактную выносливость абразивный износ учитывается занижением допускаемых контактных напряжений.

***Заедание зубьев.***Наблюдается как в открытых, так и в закрытых высокоскоростных, тяжело нагруженных передачах и возникает при высоких контактных напряжениях и разрыве или отсутствии масляной пленки, разъединяющей взаимодействующие зубья колес.

Разрушение масляной пленки происходит из-за выдавливания масла из зоны контакта под действием значительных контактных напряжений или понижения вязкости и защитных свойств масла от его нагрева, связанного с большими скоростями скольжения. При разрушении масляной пленки в результате взаимодействия материалов зубьев в отдельных контактирующих точках развиваются очень высокие местные давления и температуры, происходит точечное схватывание (сваривание) частиц металла сопряженных поверхностей с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся на поверхности более прочного зуба наросты задирают (оставляют глубокие узкие борозды) рабочие поверхности зубьев менее прочного колеса в направлении относительного скольжения зубьев.

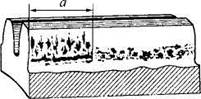
Заедание наблюдается преимущественно у тяжело нагруженных высокоскоростных передач, а также у тихоходных, но крупномодульных и с малым числом зубьев (именно в таких передачах развиваются большие скорости скольжения и высокие контактные напряжения). Более склонны к заеданию зубья из однородных, термически неупрочненных материалов. Хотя иногда можно наблюдать борозды заедания и на закаленных зубьях.

Меры предупреждения здесь те же, что и при абразивном износе. Для предохранения зубьев от заедания применяют масла с повышенной вязкостью и противозадирными, а так же химически активными, присадками. Желательно интенсивное охлаждение смазочного материала. Рекомендуется также фланкирование зубьев.

***Отслаивание рабочих поверхностей зубьев*** иногда наблюдают у колес тяжело нагруженных передач при наличии поверхностной химико-термической обработки (азотирования, цианирования, цементации). Вследствие возникновения высоких контактных напряжений усталостные трещины в этом случае появляются не на поверхности зубьев, а под их тонким упрочненным слоем, где металл обладает пониженной выносливостью. Это является причиной отслаивания чешуек металла с рабочей поверхности зубьев колес. Кроме непосредственного интенсивного разрушения поверхности зубьев этот вид их повреждений опасен еще и тем, что отслоившиеся твердые чешуйки оказывают дополнительное абразивное воздействие на зубья, способствующее быстрому выходу передачи из строя. Для предотвращения данного вида повреждений производят расчет зубьев на контактную выносливость их глубинных слоев.

***Пластическое деформирование поверхностного слоя зубьев*** характерно для тяжелонагруженных тихоходных передач при невысокой твердости зубьев. Так как при малых скоростях скольжения затруднено образование на зубьях устойчивой масляной пленки, то в этом случае на их рабочих поверхностях развиваются значительные силы трения, вызывающие пластические деформации поверхностного слоя с последующим их сдвигом в направлении скольжения зубьев. В результате у полюсной линии зубьев ведомого колеса образуется выступ, а у ведущего – канавка, приводящие к нарушению правильности зацепления зубьев.

Правильно спроектированные передачи должны быть рассчитаны так, чтобы любая из возможных причин повреждения зубьев была исклю­чена. Общепринятой методики расчета зубьев на изнашивание и заедание в настоящее время нет. Все передачи рассчитывают одинаково по контакт­ным напряжениям. Однако иногда открытые передачи рассчитывают толь­ко на изгиб по той причине, что у них в меньшей степени наблюдается яв­ление выкрашивания зубьев. Эти передачи масляной ванны не имеют, по­этому меньше подвержены выкрашиванию поверхности зубьев.



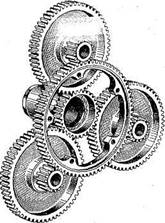
**Рис. 29**

                Усталостное выкрашивание, абразивный износ и заедание обусловлены поверхностной прочностью, а излом – объёмной прочностью зубьев. Поскольку поверхностные повреждения – главный вид поломок для закрытых передач, то  расчёт на контактную выносливость выполняют в качестве проектировочного; расчёт на изгиб – в качестве проверочного. Для открытых передач всё наоборот, т.к. режим работы временный или даже разовый, а перегрузки значительные.

## *Цилиндрические прямозубые передачи. Устройство и основные геометрические соотношения*

*Зубчатую передачу с параллельными осями, у колес которой поверх­ности по диаметру выступов цилиндрические, называют цилиндрической.*

Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача состоит из двух или не­скольких пар цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями (рис.30). Эта передача наиболее проста в изготовлении. Применяется как в открытом, так и в закрытом исполнении.



**Рис.30. Цилиндрическая прямозубая передача**

## *Цилиндрические косозубые и шевронные зубчатые передачи. Устройство и основные геометрические и силовые соотношения*

*Косозубые зубчатые передачи, как и прямозубые, предназначены для передачи вращательного момента между параллельными валами*(рис. 36). У косозубых колес оси зубьев располагаются не по образующей делитель­ного цилиндра, а по винтовой линии, составляющей с образующей угол β (рис. 37). Угол наклона зубьев𝛽 принимают равным 8http://www.detalmach.ru/lect4.files/image092.gif18°, он одинаков для обоих колес, но на одном из сопряженных колес зубья наклонены вправо, а на другом влево. При окружных скоростях v > 2 м/с целесообразно применять косозубые колеса, так как при больших скоростях прямозубые цилиндрические колеса работают удовлетворительно лишь при высокой точности изготовления.



**Рис. 36. Цилиндрическая косозубая передача**

Передаточное число для одной пары колес может быть uhttp://www.detalmach.ru/lect4.files/image111.gif12. В прямозубых передачах линия контакта параллельна оси, а в косозубых расположена по диа­гонали на поверхности зуба (контакт в прямозубых передачах осуществляется вдоль всей длины зуба, а в косозубых — сначала в точке увеличивается до пря­мой, «диагонально» захватывающей зуб, и постепен­но уменьшается до точки).

***Достоинства косозубых передач по сравнению с******прямозубыми:***

*-*уменьшение шума при работе;

- меньшие габаритные размеры;

- высокая плавность зацепления;

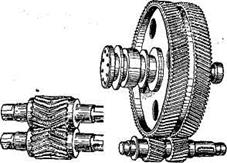
- большая нагрузочная способность;

- значительно меньшие дополнительные дина­мические нагрузки.

Это объясняется большой суммарной длиной контактных линий находящихся в зацеплении колес. За счет наклона зуба в зацеплении косозубой передачи появляется осевая сила.

Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу *F*а) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи.

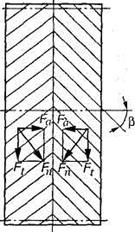
*Шевронные зубчатые колеса пред­ставляют собой разновидность косозубых колес*(рис. 38).



***а)******б)***

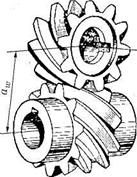
**Рис. 38. Шевронная зубчатая** **передача**

Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями (рис. 38, *а),*называют *шеврон­ным колесом.* Часть венца зубчатого колеса, в пределах которого линии зубьев имеют одно направление, называют полушевроном. Различают шев­ронные колеса с жестким углом (рис. 38, *б),*предназначенным для выхо­да режущего инструмента при нарезании зубьев. Шевронные передачи об­ладают всеми преимуществами косозубых, а осевые силы (рис. 39) проти­воположно направлены и на подшипник не передаются.

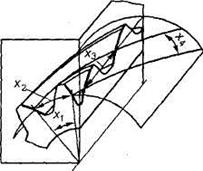


**Рис.39. Усилия в зацеплении** **шевронных зубчатых колес**

***Винтовая передача***(разновидность ко­созубой) состоит из двух косозубых цилиндри­ческих колес (рис. 41). Однако в отличие от косозубых  цилиндрических передач  с  парал­лельными валами касания между зубьями здесь происходит в точке и при значительных скоро­стях скольжения.  Поэтому при значительных нагрузках винтовые зубчатые передачи работать удовлетворительно не могут.



**Рис.41.** **Винтовая** **зубчатая передача**



**Рис.** **42**

## *Вопросы для самопроверки*

- Каковы основные достоинства и недостатки  зубчатых передач  по сравнению с другими передачами?

- По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?

- Чем отличается закрытая передача от открытой?

- Перечислите достоинства зубчатой передачи по сравнению с фрикционной передачей.

- В чем сущность нарезания зубьев методом копирования и методом обкатки? Их сравнительная характеристика?

- Что понимают под зубчатым зацеплением со смещением (модифицированным) и для чего его применяют?

- Какие два вида модификации передач применяют и как их осуществляют?

- С какой целью производят смазывание зубчатых передач?

- В чем сущность картерного смазывания зубчатых передач?

- Какие основные факторы влияют на КПД зубчатых передач?

- Каковы области применения прямозубых и косозубых передач?

- Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс?

- Как определяется передаточное отношение  и передаточное число?

- Каковы главные виды разрушений зубчатых колёс?

- Где применяются прямозубые цилиндрические передачи?

- Какие зубья прочнее на изгиб — колеса или шестерни?

- Почему для изготовления шестерни берут более твердый материал, чем для изготовления колес? В каких случаях это обосновано?

- Почему косозубые передачи прочнее, чем прямозубые?

- Чем вызвана плавность работы косозубых передач?

- Каковы преимущества косозубых цилиндрических передач по сравнению с прямозубыми?

- В каких случаях применяют шевронные зубчатые колеса, и какими достоинствами они обладают по сравнению с косозубыми? Каковы недостатки шевронных передач?

- Какими достоинствами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?

- Что понимают под эквивалентным цилиндрическим колесом? - Какое минимальное число зубьев допускается для шестерни цилиндрической и конической передач?

- Какое максимальное передаточное число рекомендуется для одной пары различных видов зубчатых передач?

- Назовите наиболее распространенные в машиностроении конструкции зубчатых колес. В каких случаях применяют сварную конструкцию зубчатого колеса?

- Можно ли применить для изготовления пары зубчатых колес разный ма­териал, например текстолит и сталь?

**-** Какие материалы и виды термической обработки применяют для изготовления зубчатых колес?

- В чем сущность усталостного разрушения зубьев? Виды разрушения? Меры по предупреждению усталостной поломки зубьев?

- Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения рабочей поверхности зубьев? Меры по предупреждению выкрашивания?

- Почему заедание преимущественно наблюдается в высоконагруженных и высокоскоростных передачах, в чем его сущность? Меры по предупреждению заедания?

- В каких случаях появляется повышенное изнашивание зубьев, и как оно сказы­вается на работе передачи? Меры по предупреждению изнашивания?

- Какой профиль зуба получил наибольшее распространение в машиностроении?

- В каких случаях наблюдается подрезание зубьев?

- Перечислите  основные  внешние  признаки,  характеризующее  нарушение нормального работоспособного состояния зубчатой передачи.

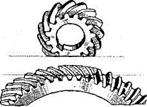
- К какому виду разрушения может привести действие на зуб переменной нагрузки?

- Выходит ли из строя передача по причине изнашивания зубьев? Как уменьшить изнашивание зубьев?

- Можно ли предупредить заедание зубьев?

- Как располагаются оси вращения валов у цилиндрической прямозубой пе­редачи?

- С какими зубьями выполнены шестерня и колесо, показанные на рисунке?



- Какие профили зубьев имеют распространенное применение в машино­строении?

- В каких случаях применяют цилиндрические прямозубые передачи?

- Какие материалы и виды термической обработки применяют для повышения прочности и долговечности зубчатых передач?

- От каких характеристик материала преимущественно зависят сопротивление контактной усталости и допускаемые контактные напряжения?

***тест***

- Какое основное отличие зубчатой пере­дачи от фрикционной?

1. Постоянство передаточного числа

2. Непостоянство передаточного числа

- Движение в зубчатых передачах передается за счет…

1.  зацепления зубьев

2.  сил трения между зубьями

3.  прижатия колес друг к другу

4.  скольжения зубьев друг по другу

- Для каких целей нельзя применить зубчатую передачу?

1. Передача вращательного движения с одного вала на другой.

2. Дискретное изменение частоты вращения одного вала по сравнению с другим.

3. Бесступенчатое изменение частоты вращения одного вала по сравнению с другим.

4. Превращение вращательного движения вала в поступательное.

- Можно ли при неизменной передаваемой мощности с помощью зубчатой передачи получить больший крутящий момент?

1. Нельзя.

2. Можно, уменьшая частоту вращения ведомого вала.

3. Можно, увеличивая частоту вращения ведомого вала.

4. Можно, но с частотой вращения валов это не связано.

- Ниже перечислены основные передачи зубчатыми колесами:

а) цилиндрические с прямым зубом;

б) цилиндрические с косым зубом;

в) цилиндрические с шевронным зубом;

г) конические с прямым зубом;

д) конические с косым зубом;

е) конические с круговым зубом;

ж) цилиндрическое колесо и рейка.

Сколько из них могут быть использованы для передачи вращения между пересекающимися осями?

1. Одна.

2. Две.

3. Три.

4. Четыре.

- Сравнивая зубчатые передачи с другими механическими передачами, отмечают:

а) сложность изготовления и контроля зубьев;

б) невозможность проскальзывания;

в) высокий КПД;

г) малые габариты;

д) шум при работе;

е) большую долговечность и надежность;

ж) возможность применения в широком диапазоне моментов, скоростей, передаточных отношений.

Сколько из перечисленных свойств можно отнести к положительным?

1. Три.

2. Четыре.

3. Пять.

4. Шесть.

- Чтобы зубчатые колеса могли быть введены в зацепление, что у них должно быть одинаковым?

1. Диаметры.

2. Ширина.

3. Число зубьев.

4. Шаг.

- Механизм имеет несколько последовательных передач; при вращении ведущего вала со скоростью 1000 об/мин ведомый вращается со скоростью 80 об/мин. Как правильно назвать этот механизм?

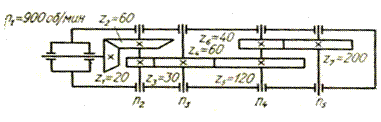
1. Коробка скоростей;

2. Вариатор;

3. Мультипликатор;

4. Редуктор.

- По заданным условиям определить частоту вращения на выходе *п5*  (см. рис.).



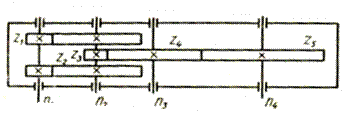
1) 15 об/мин;

2) 20 об/мин;

3) 30 об/мин;

4) 40 об/мин.

- Если в редукторе указанной схемы (см. рис.) в два раза уменьшить число зубьев колеса *z4*, то как изменится число оборотов в минуту на выходе *n4*?



1. Увеличится в четыре раза.

2. Увеличится вдвое.

3. Не изменится.

4. Уменьшится вдвое.

- От чего не зависит коэффициент прочности зубьев по изгибным напряжениям (формы зуба)?

1. Материала.

2. Числа зубьев.

3. Коэффициента смещения исходного контура.

4. Формы выкружки у основания зуба.

- Какой вид разрушения зубьев наиболее характерен для закрытых, хорошо смазываемых, защищенных от загрязнений зубчатых передач?

1. Поломка зуба.

2. Заедание зубьев.

3. Истирание зубьев.

4. Усталостное выкрашивание поверхностного слоя на рабочей поверхности зуба.

- С чем связывают выбор допускаемых контактных напряжений для расчета зубчатых передач?

1. С твердостью материала.

2. Характеристиками механической прочности.

3. Микроструктурой.

4. Характеристиками износостойкости.

- Каким материалам для изготовления небольших зубчатых колес закрытых передач следует отдавать предпочтение?

1. Среднеуглеродистые стали обыкновенного качества без термообработки.

2. Среднеуглеродистые качественные и хромистые легированные стали нормализованные, термически улучшенные.

3. Среднеуглеродистые качественные и легированные стали с объемной закалкой.

4. Малоуглеродистые и легированные стали с поверхностной химико-термической обработкой.

- Какой из приведенных возможных критериев работоспособности зубчатых передач считают наиболее вероятным для передач в редукторном (закрытом) исполнении?

1. Поломка зубьев.

2. Усталостное выкрашивание поверхностных слоев.

3. Абразивный износ.

4. Заедание зубьев.

- Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей называемых …

1.  делительными окружностями

2. начальными окружностями

3. окружностями вершин зубьев

4. основными окружностями

5. окружностями впадин зубьев

- У зубчатых колес находящихся в зацепление должны быть одинаковыми …

1. делительные диаметры

2. ширина колес

3. числа зубьев

4. модули

- Стандартизированным параметром зубчатых колес является …

1. число зубьев

2. угол наклона зубьев

3. делительный диаметр

4. модуль зацепления

5. шаг зубьев

- В зубчатой передаче напряжения изгиба вызывают … зубьев.

1. усталостное выкрашивание

2. поломку

3. износ

4. заедание

- Основными критериями работоспособности зубчатых передач являются …

1. прочность при срезе зубьев

2. контактная прочность зубьев

3. прочность при смятии зубьев

4. прочность при изгибе зубьев

- Передача косозубыми зубчатыми колесами по сравнению с аналогичной прямозубой имеет следующие достоинства:

1. хорошо прирабатывается;

2. работает плавно, со значительно меньшим шумом;

3. имеет большую изгибную и контактную прочность зубьев;

4. создает осевые нагрузки на валы и подшипники.

Какое из перечисленных качеств отнесено к положительным ошибочно?

- Как классифицируется по взаимному расположению осей колес передача на рисунке?

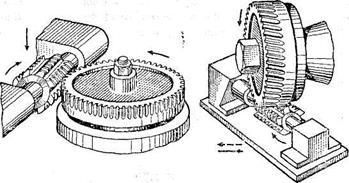


1. Оси параллельны

2. Оси пересекаются

3. Оси скрещиваются

- Как называется способ обработки зубьев, показанный на рисунке?



1. Фрезерование дисковой фрезой

2. Фрезерование червячной фрезой («обкатка»)

3. Шевингование

4. Притирка

- Как классифицируется по способу изго­товления заготовки зубчатое колесо, на рисунке?



1. Кованое

2. Штампованное

3. Бандажированное

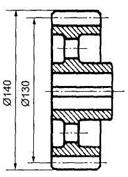
4. Сварное

- Применяются ли (как правило) в общем машиностроении для изготовления зуб­чатых колес бронза, латунь?

1. Да

2. Нет

- Как называется деталь, изображенная на рисунке?

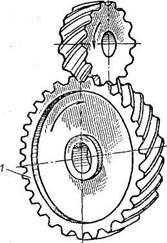


1. Зубчатое колесо цилиндрическое

2. Зубчатое колесо коническое

3. Червячное колесо

- Как называется деталь 1, изображенная на рисунке?



1. Червяк

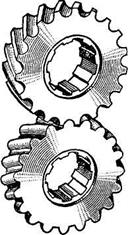
2. Шестерня

3. Колесо зубчатое

4. Звездочка

5. Шкив

- Какой профиль имеют зубья пе­редачи, показанной на рисунке?



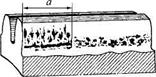
1. Эльвовентный

2. Циклоидальный

3. Зацепление Новикова

4. Эти профили в машиностроении не используются

- Определите вид разрушения для зуба, показанного на рисунке участок под буквой *а)*



1. Поломка зубьев

2. Выкрашивание

3. Изнашивание

4. Заедание

- Какие передачи рассчитывают на контакт­ную прочность и проверяют на изгиб?

1. Открытые

2. Закрытые

# *Конические зубчатые передачи. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова.*

# *Планетарные зубчатые передачи. Волновые зубчатые передачи.*

## *Конические зубчатые передачи. Устройство.*

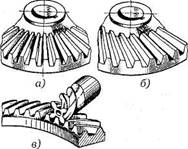
*Зубчатую передачу с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колес конические, называют****конической.***

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес (рис. 1) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом http://www.detalmach.ru/lect38.files/image006.gif (рис.3). Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между осями Z=900(рис. 3), но могут быть передачи и с http://www.detalmach.ru/lect38.files/image008.gif90° до 170°. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из колес обычно располагается консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,85 цилиндрической.

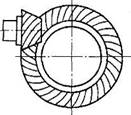
Колеса конических передач выполняют с прямыми (рис. 2, *а),*косыми (рис. 2, *б),*круговыми зубьями (рис. 2, *в).* При окружных скоростях до 2… 3 м/с  применяют конические колеса с прямыми зубьями, при больших скоростях используют колеса с круговыми зубьями, которые обеспечивают более плавное зацепление и имеют большую нагрузочную способность и проще в изготовлении.



**Рис. 1.** **Коническая** **пря­мозубая передача**

  
**Рис. 2. Конические зубчатые колеса:** ***а*****— коле­со с прямыми зубьями;**

***б*****— колесо с косыми зу­бьями;** ***в*****— колесо с круговыми зубьями**



**Рис. 4.** **Гипоиднаяя** **передача**

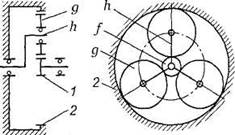
Передачу с коническими колесами для передачи вращающего момента между валами со скрещиваю­щимися осями называют ***гипоидной*** (рис. 4). Эта передача находит применение в автомобилях.

По стоимости конические передачи дороже ци­линдрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью пе­редавать момент при пересекающихся осях валов. Передаточное число одной пары uhttp://www.detalmach.ru/lect38.files/image026.gif6,3.

## *Планетарные зубчатые передачи. Устройство передачи и расчет на прочность*

*Передачи, имеющие зубчатые или фрикционные колеса с перемещающимися осям, называют****планетарными.*** Эти подвижные колёса подобно планетам Солнечной системы вращаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение,  называются они **сателлитами** (лат. satellitum – спутник). Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом внутреннее зацепление. Оси сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.

Наиболее распространена зубчатая однорядная планетарная передача (рис.15). Она состоит из центрального колеса *1* с наружными зубьями (эпициклического колеса или эпицикла), неподвижного (центрального) колеса *2 с*внутренними зубьями (солнечного колеса) и водила h на котором закреплены оси планетарных колес *g*(или сателлитов).



**Рис.15. Планетарная передача**

Водило вместе с сателлитами вращается вокруг центральной оси, а са­теллиты обкатываются по центральным колесам и вращаются вокруг своих осей, совершая движения, подобные движению планет. При неподвижном колесе *2*движение передается от колеса *1* к водилу *h*или наоборот.

Простейшая планетарная передача обычно включает одно солнечное колесо, один эпицикл и одно водило. Такую планетарную передачу принято называть простым планетарным рядом.

### *Достоинства и недостатки планетарных передач*

***Основное достоинство***— широкие кинематические возможности, по­зволяющие использовать передачу в качестве редуктора коробки скоро­стей, передаточное число в которой изменяется путем поочередного тормо­жения различных звеньев, и как дифференциальный механизм.

- Планетарный принцип позволяет получать большие передаточные чис­ла (до тысячи и больше) без применения многоступенчатых передач.

- Эти передачи удобно компоновть благодаря соосности ведущего и ведомого валов.

- Эти передачи компактные и имеют малую массу. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить их массу в 4 раза и более. Мощность передается несколькими потоками (3 сателлита), при этом нагрузка на зубья уменьшается. Кроме того, внутреннее зацепление обладает повышенной нагрузочной способностью (у него больший радиус кривизны).

- Сателлиты в планетарной передаче расположены симметрично, а это снижает нагрузки на опоры (силы в передаче взаимно уравновешиваются), что приводит к снижению потерь и упрощает конструкцию опор.

- Эти передачи работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые и имеют более лёгкое управление и регулирование скорости;

- Имеют малый шум вследствие замыкания сил в механизме;

- Имеют высокую надежность работы (сохранение работоспособности даже при потере нескольких зубьев на центральных колёсах);

- Имеют высокий КПД при относительно больших передаточных числах;

- Отсутствие поперечной нагрузки на основных валах;

- Возможность изменения передаточного числа без вывода зубчатых колёс из зацепления;

- Возможность отсоединения вала двигателя от трансмиссии при использовании фрикционов коробки передач (коробка передач одновременно выполняет роль главного фрикциона);

- Высокую скорость переключения передач, что способствует повышению среднего темпа движения машины.

***Основные недостатки:***

*-*повышенные требования к точности изготовле­ния и монтажа (для обеспечения сборки планетарных передач необходимо соблюдать условие соосности (совпадение геометрических центров колёс);

- условие сборки (сумма зубьев центральных колёс кратна числу сателлитов) и соседства (вершины зубьев сателлитов не соприкасаются друг с другом);

- резкое снижение КПД передачи с увеличением передаточ­ного отношения.

Как правило, планетарные передачи, имеющие в своём составе эпициклические колёса, отличаются более высоким КПД по сравнению с передачами, состоящими только из колёс внешнего зацепления. Именно поэтому в планетарных коробках передач используются простейшие планетарные ряды с эпициклом. Число переключений в одном ряду обычно не превосходит трёх с целью упрощения системы управления фрикционами и тормозами. Количество планетарных рядов в одной коробке передач тоже обычно не бывает более трёх.

## *Волновые зубчатые передачи. Устройство передачи и расчет на прочность*

***Волновыми***называют механические передачи, содержащие контактирующие между собой гибкое и жесткое звенья и обеспечивающие передачу и преобразование движения путем бегущего волнового деформирования гибкого звена.

В технике применяется несколько видов волновых передач:

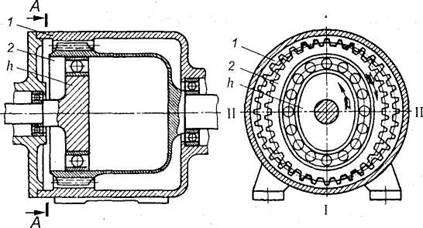
1. ***винтовые*** волновые передачи, предназначенные для преобразо­вания вращательного движения в поступательное и/или для передачи этого движения в загерметезированное пространство;

2. ***фрикционные*** волновые передачи, предназначенные для преобра­зования (чаще всего сильного редуцирования) вращательного движения и/или для передачи этого движения в загерметезированное пространство;

3. ***зубчатые*** волновые передачи, имеющие аналогичное фрикционным предназначение, но способные передавать существенно большие мощности.

Принцип использования волновой деформации для передачи и преобразования движения был предложен инженером А.И. Москвитиным в 1944 году для фрикционной передачи с электромагнитным генератором волн, а в 1959 году в США был выдан патент Уолтону Массеру (Walton Musser) на зубчатую передачу с механическим генератором волн. В дальнейшем для силовых передач нашли применение главным образом зубчатые волновые передачи, которые и будут рассмотрены в настоящем разделе.

Волновой механизм вращательного движения при соответствующем исполнении может использоваться в качестве редуцирующей передачи, мультипликатора или дифференциального механизма. Наиболее широкое распространение получили зубчатые волновые редукторы. Кинематически волновая передача может быть отнесена к группе планетарных передач, то есть волновую передачу следует рассматривать как планетарную, у которой одно из центральных колёс выполнено в форме гибкого зубчатого венца. На рис. 16 изображе­ны основные элементы волновой передачи: неподвижное колесо 1 с внут­ренними зубьями, вращающееся упругое колесо *2*с наружными зубьями и водило (генератор волн) *h.*Неподвижное колесо закрепляется в корпусе и выполняется в виде обычного зубчатого колеса с внутренним зацеплением. Гибкое зубча­тое колесо имеет форму стакана с легко деформирующейся тонкой стенкой: в утолщенной части (левой) нарезаются зубья, правая часть имеет форму вала. Водило состоит из овального кулачка и специального подшипника.

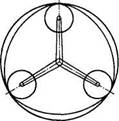


**Рис. 16. Волновая передача**

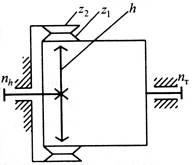
Гибкое колесо деформируется так, что по оси овала I—I зубья зацепля­ются на полную рабочую высоту; по оси II—II зубья не зацепляются.

Передача движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца; при этом венец обкатывается по не­подвижному жесткому колесу в обратном направлении, вращая стакан и вал. ***Поэтому передача и называется волновой, а водило — волновым генератором.***

При вращении водила овальной формы образуются две волны. Такую передачу называют двухволновой. Бывают трехволновые передачи, на рис. 17 показана схема такой передачи. Но у них выше напряжения изгиба гибкого колеса.



**Рис. 17.** **Трехволновая** **передача**



**Рис.18. Обозначение волновой передачи на кинематических схемах**

Поскольку передаточное отношение волновой передачи не зависит от количества волн деформации на гибком колесе, а увеличение числа волн способствует росту изгибных напряжений в теле гибкого колеса, чаще всего используется симметричная двухволновая схема деформации гибкого колеса, позволяющая исключить возможность возникновения поперечных нагрузок на валах передачи.

В большинстве известных конструкций гибким является колесо с внешним зубчатым венцом, а жёсткое колесо снабжено внутренними зубьями (рис. 16). Такая волновая передача включает 3 основных звена: гибкое *1* и жёсткое *2* колёса и генератор волн *H*. Обычно бывает наиболее удобным конструктивно входной вал редуктора соединить с генератором волн, а выходной с гибким колесом, в этом варианте конструкция редуктора получается наиболее компактной и технологичной. Однако при передаче вращательного движения через герметичную стенку удобнее гибкое колесо сделать неподвижным, а выходной вал связать с жёстким колесом.

Гибкие колёса силовых редукторов изготавливают из легированных высокопрочных сталей 30ХГСА; 30ХГСН2А; 40ХНМА; 50С2 и некоторых других с термообработкой до 38…45 HRC и последующей шлифовкой диаметра, посадочного на подшипник генератора волн. Для изготовления остальных деталей применяются те же материалы, что и для рядовых зубчатых передач.

### *Достоинство и недостатки волновых передач*

***Достоинства волновых передач:***

1. большое передаточное число (до 320, а в некоторых случаях и более);

2. большое число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении (обычно от 40 до 80%) и, как следствие этого, большая нагрузочная способность – масса волнового редуктора меньше массы планетарного той же мощности, а объём может составлять около 30% от объёма последнего;

3. высокая кинематическая точность вследствие многозонности и многопарности зацепления, кинематическая погрешность передачи в некоторых случаях не превышает 0,5 мин;

4. высокий КПД, при больших передаточных числах превышающий КПД планетарных передач;

5. отсутствие поперечных нагрузок на валах вследствие симметричности конструкции;

6. возможность передачи движения в герметизированное пространство;

7. низкий уровень шума;

8. высокая вибропрочность за счёт демпфирования (рассеяния энергии) колебаний (в 4-5 раз больше, чем у обычной зубчатой передачи);

9. возможность использования в качестве дифференциального механизма;

10. малое число деталей и относительно низкая стоимость;

11. большая несущая способность на единицу массы (в 3…4 раза выше, чем у передач зубчатых);

13. надежность зацепления и малые габариты (при многопарном зацеплении поломка зуба не нарушает работоспособность и точность передачи);

14. высокая технологичность изготовления.

***Недостатки волновых передач:***

1. невозможность получения низких значений передаточных чисел (для стальных гибких колёс *umin*≈80, для пластмассовых  *umin*≈20);

2. необходимость специального инструмента и оснастки для изгото­вления гибкого колеса, что затрудняет индивидуальное производство и ре­монт передач;

3. возможность использования этих передач только при сравнительно невысокой угловой скорости вала генератора;

4. ограниченные обороты ведущего вала (во избежание больших центробежных сил инерции некруглого генератора волн;

5. мелкие модули зубьев 0,15-2 мм;

6. сложность конструкции генератора волн;

7. невысокий КПД (в силовых передачах  η≈ 0,75…0,9);

8. повышенные требования к материалу для изготовления гибкого колеса (из-за непрерывного и значительного деформирования);

9. относительно низкий срок службы (срок службы стандартных волновых редукторов составляет около 104 часов – чуть больше года непрерывной работы).

Несмотря на отмеченные недостатки, волновые передачи все шире применяются в технике и в первую очередь в приводах летательных аппаратов, луноходах, атомных реакторах, прецизионных приборах, промышленных роботах. Волновые передачи (с неподвижным гибким колесом) передают вращение в герметизированное пространство через непроницаемую стенку без применения уплотнений или специальных диафрагм. Это позволяет применять передачу в приводах летательных аппаратов и изолированных химически агрессивных сред. Из-за большой многопарности зацепления (одновременно в зацеплении находятся 25…30% зубьев гибкого колеса*1*) волновая передача позволяет существенно повысить плавность зацепления, несущую способность и кинематическую точность. Поэтому волновые передачи в последнее время стали применяться в приводах промышленных роботов.

Волновые передачи могут работать в качестве редуктора (КПД 80 – 90%) и мультипликатора (КПД 60 – 70%)*.*В первом случае ведущим звеном является генератор волн, во втором – вал гибкого или жесткого колеса.

### *Причины выхода из строя и критерии работоспособности волновых передач*

Экспериментальные исследования показывают, что волновые передачи становятся неработоспособными по следующим причинам:

1. Разрушение подшипников генератора волн от нагрузки в зацеплении или из-за значительного повышения температуры. Повышение температуры может вызвать недопустимое уменьшение зазора между генератором волн и гибким зубчатым венцом, что в свою очередь может привести к недопустимому изменению первоначальной формы генератора волн, гибкого и жесткого зубчатого венцов.

2. Проскок генератора волн при больших крутящих моментах (по аналогии с предохранительной муфтой). Это явление наступает тогда, когда зубья на входе в зацепление упираются один в другой поверхностями вершин. При этом генератор волн сжимается, а жесткое колесо распирается в радиальном направлении. Для предотвращения проскока радиальное упругое перемещение предусматривают больше номинального, а зацепление собирают с натягом.

3. Поломка гибкого колеса от трещин усталости, появляющихся вдоль впадин зубчатого венца, особенно при *u* < 80. С увеличением толщины гибкого колеса напряжения в нем от полезного передаваемого момента уменьшаются, а от деформирования генератора волн уменьшаются. Поэтому есть оптимальная толщина.

4. Износ зубьев на концах;

5. Пластические деформации боковых поверхностей зубьев при перегрузках.

Анализ причин вывода из строя волновых передач показывает, что при *i* > 120 несущая способность обычно ограничивается стойкостью подшипника генератора волн, при *i*≤100 – прочностью гибкого элемента. Максимальный допустимый крутящий момент связан с податливостью звеньев

Основной причиной выхода из строя волновых передач является поломка гибкого колеса и гибких колец подшипника генератора волн вследствие усталостного разрушения от действия знакопеременных изгибающих напряжений. Поэтому размеры передачи определяют исходя из предела выносливости на изгиб гибкого колеса и наружного кольца подшипника генератора волн.

***Теория берётся из любого источника.***

***Задания выполняются в тетрадях, фотографируются и отправляются преподавателю по адресу: kartel.mih@yandex.ru***