***22. Классификация червячных передач. Виды червяков.***

Червячная передача состоит из червяка, и зубчатого колеса и предназначена для передачи вращающегося момента между перекрещивающимися осями под углом 900. С помощью червячной передачи можно получит большие передаточные числа. Червяком называется звено, наружная поверхность которого имеет форму винта. Червячным колесом называется зубчатое колесо с косыми зубьями, которое зацепляется с червяком.

В зависимости от расположения червяка червячные передачи подразделяются:

- с нижним расположением червяка

- верхним -\\-

- боковым -\\-

- с вертикальным валом червяного колеса

В червячной передачи используют:

1. Архимедов червяк. В осевом сечении он имеет трапецеидальный профиль витка, а в торцовом сечении отчерчен по спирали Архимеда.
2. Конволютный червяк. Имеет трапецеидальный профиль витка в нормальном сечении, а в торцовом сечении отчерчен по эвольвенте.
3. Эвольвентный червяк. Представляет собой косозубое зубчатое колесо с малым числом зубьев и большим углом наклона.
4. Нелинейчатый червяк. Получают из конволютного червяка путем шлифования поверхности витков конусными витками с прямыми образующими
5. Глобоидный червяк. Имеет вогнутый профиль.

***23. Геометрия червячного зацепления.***

Z1 – число зубьев червячного колеса (Z1=1,2,4)

Z2 – число заходов червяка

Расстояние между одноименными точками двух соседних витков называется шагом. Отношение шага к числу π – модуль. Для червяка он является осевым, а для червяка торцовым.

Делительный диаметр червяка:

q – коэф-т диаметра червяка. Он также является стандартным.

Высота головки винта равна модулю:

Высота ножки винта:

Диаметр окружности вершин зубьев:

Диаметр окружности впадин червяка:

Длина нарезанной части червяка:

, – коэф-ты зависящие от числа заходов червяка.

Угол подъема витков червяка

Червячное колесо.

2δ – угол обхвата,

Max диаметр окружности вершин :

≤ 0,75 = 1,2

 ≤ 0,67 = 4.

Червячная передача как правило выполняется в закрытых корпусах. Это связано с тем, что при работе червячной передачи вследствие значительных скоростей скольжения выделяется большое количество теплоты. Поэтому, чтобы исключить заедание, червячная передача должна хорошо смазываться. Чтобы не произошло возгорания смазочного материала, осуществляют отвод тепла с помощью увеличения площади корпуса за счёт рёбер с помощью установки вентилятора, а также с помощью подвода охлаждающей жидкости.

Передача движения осуществляется от червяка к червячному колесу.

***Сила действующая в червячной передачи.***

Из условия равновесия имеем:

,

 – осевая сила

 - радиальная сила

 – окружная сила

 - угол зацепления

***25. Расчет цепных передач по тяговой способности.***

Цепные передачи рассчитывают по тяговой способности и на долговечность шарнира. Расчет по тяговой способности заклячается в сравнении мах окружной силы с силой разрывающую цепь.

S – коэф-т запаса прочности [S] – 3…5

***24. Конструкция цепей цепной передачи. Числа зубьев звездочек.***

Рис 24 (1) (2) (3).

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и охватываемой цепи. В приводах наибольшее распространение получили: втулочные, приводновтулочные, втулочнороликовые. Внутренние звенья состоят из внутренних пластин (1) и запрессованных в их отверстия гладких втулок (2), на которых свободно вращаются ролики (3). Наружные звенья состоят из наружных пластин (4) и запрессованных в их отверстия валиков (5). Наружные звенья закрепляются на оси (3), а внутренние на втулках (4), которые свободно вращаются на оси (3) тем самым создаётся шарнир позволяющий цепи изгибаться.

Для увеличения работоспособности цепи на втулке устанавливают ролик. Без ролика – втулочная цепь, с роликом – роликовая цепь. Расстояние между центрами звеньев называется шагом цепи и обозначается **t**.

Натяжение цепи создается путем перемещения одной из опор или натяжной звёздочкой. Min межосевое расстояние ограничивается углом обхвата цепи. При малом межосевом расстоянии наблюдается также значительный износ цепи, т.к. увеличивается частота захода зубьев звездочки в зацепление с одним и тем же шарниром. Ри большом межосевом расстоянии происходит значительное провисание цепи, что приводит к её вибрации и следовательно появлению дополнительных динамических нагрузок. Оптимальное межосевое расстояние **а** равно:

Min число зубьев ведущей звездочки при окружной скорости более 2 м/с равно 19.

При действии ударных нагрузок:

Желательно, чтобы числа звездочек были нечетными, а число звеньев цепи – четным. В этом случае не происходит зацепления зуба с одним и тем же шарниром за определенное время. Max число ведомой звездочки определяется допустимым увеличение шага цепи:

Цепные передачи по сравнению с временными имеют некоторые недостатки: необходимость применения смазочного материала, непостоянством передаточного отношения при повороте на один зуб. К их достоинству можно отнести: передача больше мощности, отсутствие проскальзывания и работа, меньшие габариты самой передачи.

***28. Расчет требуемой длинны ремня.***

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

Подставим в формулу и получим необходимую длину ремня:

***26. Расчет цепных передач на изностойкость шарнира.***

Расчёт на износостойкость шарнира цепной передачи состоит в сравнении давления в шарнире с допускаемым давлением.

 – окружная сила

 - площадь опорной поверхности шарнира

 – коэф-т учитывающий рядность цепи

 - коэф-т эксплуатации, который равен:

 – динамический коэф-т учитывающий неравномерность движения цепи внешнего удара при вхождении зуба звездочки в зацепление шарнира

 коэф-т учитывающий влияние межосевого растояния

 – коэф-т учитывающий расположение передач (горизонтальное, под углом, вертикальное )

 – коэф-т учитывающий способ натяжения ременной передачи

 – коэф-т учитывающий способ смозывания ременной передачи

 – коэф-т режима работы

 – коэф-т учитывающий влияние температуры окружающей среды

Если давление превышает, то изменяют условия эксплуатации цепи или увеличивают число цепи ( количество рядов)

***27. Геометрические параметры ременной передачи. Определение угла обхвата.***

К ним относятся:

* Диаметры шкивов
* Межосевое расстояние
* Угол обхвата
* Длина ремня

Оптимальным межосевым расстоянием для плоскоременной передачи является расстояние, равное, , для клиноременной передачи где Т – высота ремня.

Минимальное межосевое расстояние ограничивается углом обхвата α:

* для плоскоременной передачи
* для клиноременной передачи

Из точки О1 проведём прямую, параллельную ветви ремня, в точку К. Тогда из рисунка видно, что угол обхвата равен:

Из ∆ О1К О2 следует:

Т. к. 1 рад=57,3, то получим:

Окончательно угол обхвата равен:

***29. Усилие в ременной передаче.***

Рис 29.

До приложения внешней нагрузки усилие ведущей ветви и ведомой равны S0. При приложении внешней нагрузки Т усилие ведущей ветви стало S1, а ведомой S2.

Рассмотрим равновесие ведущего шкива. Из уравнения моментов всех сил, действующих на шкив относительно О1:

Т.к.

то:

В данной системе уравнений имеет место 3 независимых параметра

На угле обхвата выделим элементарный сектор.

Рассмотрим равновесие выделенного элемента ремня. Составим сумму проекций всех сил на ось ОY.

Раскроем скобки:

Возьмем сумму моментов всех сил относительно оси вращения О1.

В соответствие с законом Кулона-Амонтова, в котором

***30. Уравнение Эйлера для определении усилий в ветвях ременной передачи.***

Данное уравнение представляет собой диф. ур-е с разделяющимися переменными

Проинтегрируем

Во второе ур-е подставим S1:

В третье ур-е подставляем полученное

В первое ур-е подставим :

Получаем **уравнения Эйлера** в ременной передачи:

***31.Определение нагрузки от действия центробежных сил в ременной передачи.***

Рис 31.

Т.к. ремень совершает круговое движение, то у него действуют центробежные силы, котрые в сечении ремня вызывают дополнительное усилие SV. Составим ур-е проекции всех сил на ось OY.

Зная, что

Ур-е будет выглядеть:

В соответствие с 2-м законом Ньютона:

Где – скорость

Найдём массу:

Где V – объем.

A – площадь поперечного сечения.

***32. Напряжение в ременной передаче.***

ε – относительная деформации:

max напряжение будет в точке, когда ремень набегает на ведущий шкив. Отсюда

E – модуль упругости 1-го рода.

***33. Расчет плоскоременной передачи по тяговой способности и на долговечность.***

При расчёте плоскоременной передачи по тяговой способности определяется требуемая ширина ремня. Ширина ремня определяется по зависимости:

 – окружная сила

 – передаваемый вращающий момент

 - диаметр ведущего шкива

 - удельная сила на 1 мм прокладки

 – число прокладок (полосок)

 – коэф-т учитывающий влияние угла обхвата на работоспособность ременных передач

 – коэф-т учитыв-й влиян. окружн. скорости на работоспособность ременных передач

 – коэф-т учитыв-й расположение ременной передачи.

 – коэф- т учитывающий режим работы передачи.

Различают режимы: лёгкий, средний, тяжелый.

Теперь проверяют ремень на долговечность, т.е. сколько часов он может работать.

Коэф-т цикла:

 – означает при каком цикле производились испытания. В данном случае при симметричном.

 - базовое число циклов нагружения ( N0)

 – коэф-т учитыв-й влияние передаточного числа. Данный коэф-т определяется:

Где U – передаточноео число

 – коэф-т учитыв-й влияние вида нагрузки. Нагрузка может быть постоянной, тогда с=0; и переменной с=2.

 - максимальное напряжение в ременной передаче, которое равно:

 – число пробегов ремня:

Условия режимов работы: Л = 5000 час; С = 2000 час; Т = 1000 час.

***36. Обозначение подшипников качения.***

Условное обозначение подшипников: наторце одного из кольца подшипника выбиваются цифры, кот несут всю инф-цию о подшипниках. Основное обозначение состоит из 7 цифр. Нумерация справа на лево.

1,2 – обозначают внутренний диаметр подшипника.

В зависимости от диаметра делят:

Если диаметр 9, то 1-я цифра – диаметр, 3-я цифра – обозначает, что d

3 – обозначает размерную серию по диаметру

4 – тип подшипников

5,6 – конструктивные особенности подш-ка

7 – размерная серия по ширине.



Т – температура отпуска колес

С – рекомендуемый смазочный материал

Е – указывает, что материал из пластич-х масс

***34. Расчет клиноременной передачи по тяговой способности и на долговечность.***

При расчёте клиноременной передачи по тяговой способности определяется требуемое число ремней:

 – передаваемая мощность

 - мощность передаваемая одним ремнем

 – коэф- т учитыв-й режим работы передачи

 – коэф-т учитыв-й угол обхвата

 – коэф-т учитыв-й влияние длины ремня

 – коэф-т учитыв-й влияние числа ремней передач

= 8

 – базовое число циклов переменного напряжения

 – длина ремня

 - частота вращения ведущего шкива

 - диаметр вращения ведущего шкива

***39. Определение эквивалентной динамической нагрузки.***

В процессе эксплуатации подш-к может воспринимать как радиальную так и осевую нагрузку, работать при нормальных условиях или при повышенных и пониженных температурах. Вращаться может как внутреннее кольцо так и наружное. Для учета всех этих факторов вводится понятие эквивалентное всем динамическим нагрузкам.

 – радиальная нагрузка

 – коэф-т перевода радиальной нагрузки в осевую

 – коэф-т учитывающий какое кольцо вращается

 – осевая нагрузка

 – коэф-т перевода осевой нагрузки в радиальную

 – температурный коэф-т

 – коэф-т безопасности

Для радиальных подш-ков:

Для осевых (упорных) подш-ков:

***35. Классификация подшипников качения.***

Различают: подшипники скольжения, подшипники качения

Подшипники скольжения представляют собой втулку, выполненную из антифрикционного мат-ла или нанесенный слой. Подшипники скольжения используются только в том случае, когда нельзя использовать подшипники качения или использ-е их нерационально. При окружной скорости вала > 30 м/с, при близко располож-х валах в точных механизмах, при работе в агрессивных средах, при работе с толчками, в тихоходных механизмах. В остальных случаях используются подшипники качения.

Рис 35.

Подшипник качения состоит из внутреннего кольца (1), внутреннего кольца (2), тела качения (3) и сепаратора, т.е. детали разделяющей тела качения. Сепаратор может быть , а может отсутствовать. В – ширина подшипника, d – внутренний диаметр, D – внешний диаметр.

Различают 2 размерные серии:

1. Размерная серия по диаметру. При одном и том же внутреннем диаметре и ширине изменяется внешний диаметр. Сверхлегкая – 2, особолегкая – 2, легкая, средняя, тяжелая.
2. Размерная серия по ширине. Когда внутренний и наружный диаметр постоянный, а ширина изменяется. Узкая, нормальная, широкая, особо широкая.

В зависимости от вида тела качения подшипники подразделяются на шариковые и роликовые.

Ролики бывают:

 - короткие

 - цилиндрические

 - бочкообразные

 - цилиндрические длинные

 - витые

 - конические

В зависимости от числа рядов бывают: однорядные, двухрядные, четырехрядные, многорядные.

По виду воспринимаемой нагрузки: радиальные, кот воспринимают только радиальную нагрузку; упорные, кот воспринимают только осевую нагрузку; радиально-упорные; упорно-радиальные. Типы подшипников в зависимости от воспринимаемой нагрузки:

0 – радиальный шариковый подшипник

1 – шариковый сферический радиальный подшипник

2 – роликовый, с короткими цилиндрическими роликами (радиальный)

3 – роликовый сферический с бочкообразными роликами (радиальный)

4 – роликовый с длинными цилиндрическими роликами (игольчатый, радиальный)

5 – роликовый с витыми цилиндрическими роликами (радиальный)

6 – шариковый радиально-упорный

7 – роликовый, радиально-упорный

8 – шариковый, упорно-радиальный,упорный

9 – роликовый, упорно-радиальный, упорный.

В зависимости от самоустанавливаемости подшипники различают:

- самоустанавливаемые (сферические подшипники)

- несамоустанавливаемые

***37. Кинематика подшипников качения.***

Рис 37.

Т.к.

Если принять абсолютный размер шарика , тогда др. шар с др. диаметром будет равен , третий шар будет равен , увеличивает или замедляет сепаратор, при неправильном подборе сепаратор разрушается.

Если взять шариковый подш-к, то он касается кольца по какой-то дуге abc. Т.к. диаметр не одинаковы, то окружная скорость этих диаметров будет различна, поэтому в шарикоподшипнике наблюдается скольжение, что приводит к износу и тел вращения, в роликоподшипниках расстояние до точки контакта постоянно, поэтому окружные скорости точек контакта равны и скольжение отсутствует. Поэтому роликовый подш-к более долговечен.

***40. Классификация валов. Характерные участки вала.***

Рис 40 (1), (2).

Для поддержания вращающихся деталей применяют валы и оси. Отличие оси от вала заключается в том, что она не передает вращающий момент вдоль оси, а служит для поддержания детали.

В зависимости от конструкции валы бывают: простые, гибкие, коленчатые и трансмиссионные. Простые валы подразделяются на гладкие и ступенчатые. Гладкие валы технологичны, т.е. просты в изготовлении, однако они не фиксируют установленную деталь в осевом направлении. Ступенчатые валы имеют бортики, которые не позволяют детали перемещаться в осевом направлении.

Участки валов и осей, которыми они опираются на подшипники. Называют цапфами, если они воспринимают радиальную нагрузку, и пятами – если осевую. Если цапфа расположена на конце вала, то ее называют шипом, а если на удлинении – то шейкой. Поверхность плавного перехода от одного диаметра вала к другому называется галтелью. При шлифовании поверхности вала с меньшим диаметром галтель выполняется в виде скругленной канавки для обеспечения выхода шлифовального круга.

***41. Этапы проектирования вала. Ориентировочный и конструкторский этапы проектирования.***

1. Ориентировочный этап.

Т. обр. находим ,

Диаметр входного конца вала:

 – крутящий момент на валу.

 - допускаемое касательное напряжение

 = 12…25 МП

2. Конструкторский этап. На этом этапе разрабатывается конструкция вала, обеспечивающая условия изготовления и сборки. Определяются длины участков валов и назначаются диаметры валов на различных участках

***42. Расчет вала на статическую прочность***

Так как валы работают в основном в условиях кручения и изгиба, а напряжения от осевых сил малы, то эквивалентное напряжение можно рассчитать, используя энергетическую теорию прочности:

***.***

t- касательное напряжение в сечении вала.

Момент сопротивления изгиба:

Момент сопротивления кручения:

***43. Расчет вала на усталостную прочность.***

При расчете на усталостную прочность определяется коэф-т запаса прочности:

 – коэф-т запаса прочности по нормальному напряжению

 - коэф-т запаса прочности по касательному напряжению

 – предел выносливости материала при изгибе

 – предел выносливости материала при кручении

 – коэф-т учитывающий влияние концентрации напряжений при изгибе

 – коэф-т учитывающий влияние масштабного фактора при изгибе

 – коэф-т учитыв. влияние частоты пов-ти и деформации-го упрочнения

 – коэфф-т учитывающий влияние ассиметрии цикла

 – амплитудное значение цикла

 – среднее значение цикла

Коэффициент цикла:

Касательное напряжение изменяется по ортнулевому циклу.

***44. Упругие соединения. Виды пружин.***

Пружины – упругие элементы, кот позволяют осуществить соединение деталей имеющих относительное перемещение, а также для гашения колебаний. Пружины подразделяются на: пружины сжатия, пружины растяжения, пружины изгиба.К пружинам сжатия относятся: цилиндрические витые пружины, конические витые пружины, тарельчатые, кольцевые, блочные.

Наибольшее распространение получили витые пружины. Они изготавливаются с межвинтовым зазором. Характириз. пружин является индекс пружин:

 – средний диаметр пружины

 - диаметр порволоки

Коническая пружина под нагрузкой может иметь высоту равную диаметру пружины h = d.

Тарельчатые пружины позволяют измерить жесткость пружин. Кольцевые пружины обладают высокой способностью гасить колебания. Блочная имеет в качестве упругого элемента резину, к кот с двух сторон прикреплены металлические пластины.

К пружинам растяжения относят: торсионные, блочные, спиральные, витые.

К характеристике пружины относится зависимость силы и перемещения, момента и угла поворота. , .

Коэф-т нелинейности:

Условия передачи движения: (изгиба)

 – крутящий момент действующий в сечении витка

 - модуль упругости 2-го рода

 - полярный момент

 – внешняя сила

 - заданное перемещение

(кручения)

 – изгибающий момент в сечении витка

Е – модуль упругости 1-го рода

 - осевой момент инерции сечения витка

М – внешний изгибающий момент

 - угол закручивания

**45. Расчет пружины сжатия.**При действии силы F в сечении витков пружины возникает напряжение среза и касательное напряжение от кручения.

 – крутящий момент сечения

 – полярный момент сопротивления

 – поперечное сечение витка

 *–* коэф-т учитывающий кривизну витков

Подставляя эти значения получим .

Учитывая, что:

Который задается, что:

Зная какая сила действует на пружину и из чего состоит пружина можно узнать перемещение. Пружина должна обеспечивать перемещение на величину δ, поэтому необходимо определить рабочее число витков.

Из равенства потенциальной энергии и работы сил упругости имеем:

Учитывая, что - полярный момент инерции

Длина пружины:

Подставляя эти значения получим:

Возьмем интеграл:

Из условия прочности выразим F:

Цилиндрические пружины сжатия:

**46. Расчет пружины кручения.**От действия силы F в сечении витка пружины возникает изгибающий момент. Условия прочности:

 – изгибающий момент в сечении

 - момент сопротивления изгибу

Подставляя значения получим:

Рабочее число витков пружины обеспечивающее требуемый угол закручивания φ определяется из равенства накопленной потенциальной энергии и работы сил упругости.

Учитывая, что длина пружины:

Взяв интеграл получим:

Рабочее число витков будет равняться:

 – требуемый угол закручивания

Значительный изгиб момента определяем из условия прочности.

***47. Муфты. Классификация муфт.***Схема моб. машины можно представить след образом: рис. 47 (1).Машина состоит из :

М – двигатель

П(Р) – механические привод

Р(РМ) – рабочие органы

Для соединения валов этих составляющих используется муфта. Кроме основного назначения соединения валов и передачи вращательного движения муфты выполняют дополнительные функции. В зависимости от этих функций муфты подразделяют на:

 - глухие

 - компенсирующие

 - упругие

 - сцепные

 - обгонные

 - предохранительные

Глухие муфты предназначены для соединении я частей вала с целью получения его требуемой длины. Компенсирующие муфты позволяют соединить валы при их не соосности. Рис.47 (2)

Упругие муфты используют также в качестве гашения колебания, кот происходит в результате накопления потенциальной энергии упругим элементам, а затем возврата её в систему. Муфты сцепления предназначены для соединения и разделения валов без остановки двигателя. Обгонные муфты предназначены для передачи вращательного движения в одном направлении. Предохранительные муфты предназначены для предохранения от поломки детали машин при действии нагрузок выше допустимых.

Глухие муфты:

 - втулочные

 - фланцевые, кот состоят из двух полумуфт (фланцев), кот соединены между собой болтами.

***48. Фланцевые муфты и их расчет***.

Фланцевые муфты, кот состоят из двух полумуфт (фланцев), кот соединены между собой болтами.

Болты могут устанавливаться с зазором и без зазора.

1,2 – полумуфты

3,4 – болты

Болт 3 установлен без зазора, болт 4 с зазором.

Диаметр окружности установки болтов . Центрирование валов осуществляют с помощью болтов, если они установлены без зазора или центрирующего пояска, если болты установлены с зазором.

При установке болта без зазора болт испытывает напряжение среза. Условие прочности болта:

F – сила действующая на болт

 - площадь среза

Z – количество болтов

T – внешний вращающий момент

β – коэф-т учитывающий режим работы муфт

Если центрирование осуществляются с помощью центрир. колена, то болты устанавл. в зазорах. В этом случае требуемый диаметр болта определяется из условия создания на поверхности контакта сил трения необходимого для передачи требуемого вращающего момента. Чтобы создать необходимые силы трения необходимого для передачи требуемого вращающего момента. Чтобы создать необходимые силы трения производят затяжку болтов. При этом болт испытывает напряжение растяжения и кручения. Эквивалентное напряжение определяется:

Смещение одной полумуфты относительно другой произойдет, если сила

 – окружная сила

 - диаметр окружности болтов

Т – передаваемый момент.

Принимая запас прочности по сдвигу 20 %, получаем

Площадь разрыва:

 – внутренний диаметр болта

Z – количество болтов