### *Тема: Расчёт цепной передачи.*

### *Задание: ознакомиться с теоретическим материалом, ответить на вопросы:*

1- По какому критерию выполняют расчет цепной передачи?

2- По каким параметрам оптимизируют конструкцию цепной передачи?

3- По какой формуле определяют межосевое расстояние, если известна дли­на цепи?

4- Что такое коэффициент эксплуатации, от чего он зависят?

### *Основной материал:*

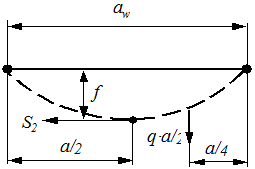
### *Основы работы передачи*

Окружное усилие в цепной передаче передается за счет сил давления зубьев ведущей звездочки на звенья цепи и затем давлением звеньев ведущей ветви на зубья ведомой звездочки.

В процессе работы ведущая ветвь цепи испытывает постоянную нагрузку *S1*, которая состоит из полезной силы *P* и натяжения ведомой ветви *S2.*

*S1=P+S2.*

Натяжение *S2* можно определить из условия равновесия цепи (рис.14.2). При этом вес (*q*) одного погонного метра  цепи принимается для простоты как вес  на длине, равной межосевому расстоянию (*aw*). Стрела провисания – (*f*).



**Рис.14.2. Определение усилия натяжения цепи**

Уравнение моментов

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image067.gif

Обычно *S2* составляет менее 10% от *Р.*

Обозначим

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image069.gif

где *kf* – коэффициент провисания

и получим

*S2 = kf∙q∙a*.

Принимая *f* = 0,02·*а*, получим для горизонтальной передачи (*Q* = 0) *kf =*6, при *Q* ≤40° *kf =*4, при Q > 40° *kf =*2, а при *Q* =90° *kf =*1,0.

Натяжение цепи от центробежной силы определяется и учитывается при *V* > 5 м/с.

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image071.gif

где *V* – скорость цепи, м/с

*g* = 9,81 м/с2 – ускорение силы тяжести.

Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг, а затем уступает место следующему звену. В связи с этим скорость цепи при равномерном ращении звездочки не постоянна. Она максимальна в положении звездочки, когда ее радиус, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви.

В произвольном  угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир повернут на угол α скорость цепи равна

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image073.gif

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image075.gif

где ω*1* – постоянная угловая скорость ведущей звездочки;

*R1* – радиус начальной окружности.

Угол (α) изменяется в пределах от 0 до π/z1, поэтому и скорость  цепи изменяется от Vmax до Vmax∙cos(π/z1).

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки равна

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image077.gif

где *R2* – радиус начальной окружности ведомой звездочки;

β – угол поворота шарнира, примыкающего к ведущей ветви по отношению к перпендикуляру  на эту ветвь. Угол β изменяется от «0» до π/z2.

Мгновенное передаточное число равно

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image079.gif

т.к. α≠const; β≠const, то и U≠const , чем больше z*1* и z*2*, тем выше равномерность движения.

### *Основные геометрические и кинематические соотношения, КПД передачи*

***Геометрические параметры передачи***(см. рис.15).

1.***Шаг цепи***является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТу. Плавность, долговечность и бесшумность работы цепной передачи в значительной степени зависят от величины шага цепи; чем меньше шаг, тем меньше динамические нагрузки и выше качество работы передачи. Вместе с тем статическая прочность и нагрузочная способность цепей возрастают с увеличением шага, так как увеличиваются размеры деталей, составляющих шарниры цепи. При больших скоростях выбирают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Поэтому величина шага цепи ограничивается максимально допускаемым значением угловой скорости малой звездочки.

2. ***Межосевое расстояние.***

Ориентировочно оптимальное межосевое расстояние цепной передачи выбирают в зависимости от шага цепи t, обычно в пределах

a≥(30÷50)t (меньшие значения при малых передаточных числах)               (1)

Минимальное межосевое расстояние *атіп*цепной передачи принимают в зависимости от передаточного числа *и*передачи и условия, что угол обхвата цепью меньшей звездочки составляет не менее 120°, т. е. при *и*< 3:

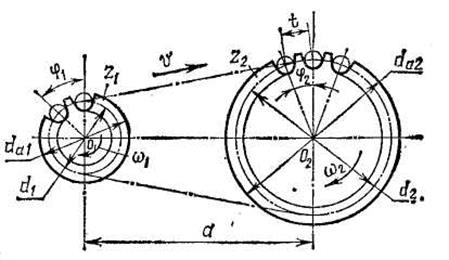
http://www.detalmach.ru/lect10.files/image081.gif

при u>3

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image083.gif

где da1, da2— диаметры вершин зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Максимальное межосевое расстояние amax= 80t.



**Рис.15. Схема цепной передачи**

При известной длине цепи ***межосевое расстояние***

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image087.gif

где zц— длина цепи в шагах (или число звеньев цепи); *z1 , z2 —*числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

3. ***Число звеньев цепи*** определяют по приближенной формуле

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image089.gif

Значение zц округляют до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи. Поэтому расчетное межосевое расстояние рекомендуют уменьшить примерно на (0,002 – 0,004)*а*.

4.***Длина цепи*** L=zц∙t

5. ***Допускаемая величина стрелы провисания***

f=(0,002÷0,004)*а*.                                                                         (5)

6. ***Делительный диаметр******звездочки*** где располагаются центры шарниров цепи при зацеплении с зубьями звездочки

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image091.gif

7. ***Диаметр вершин зубьев:***

для втулочных и роликовых цепей

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image093.gif

для зубчатых цепей

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image095.gif

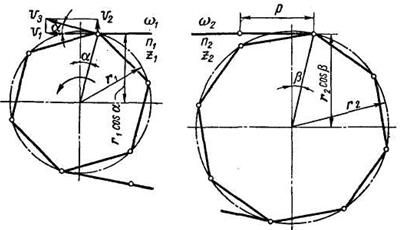
Звенья цепи, находящиеся в зацеплении с зубьями звездочек, располагаются на звездочке в виде сторон многоугольника (рис.15.1), поэтому за один оборот ведущей звездочки цепь перемещается на значение периметра многоугольника, в котором стороны равны шагу цепи *р,*а число сторон равно числу зубьев z1звездочки. Вследствие того, что звенья цепи располагаются вокруг звездочки по сторонам многоугольника, то скорость цепи переменна.

Колебания передаточного отношения передачи, а значит скорости тем больше чем меньше число зубьев на ведущей звездочке. При выполнении рекомендаций по выбору чисел зубьев звездочек и параметров передачи колебания скорости не превышают 1...2%, поэтому расчеты выполняют по среднему передаточному отношению и средней скорости цепи.

8. ***Средняя (за оборот) скорость цепи***

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image097.gif

где *t* — шаг цепи, мм; *z1*и *z2 —*числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω1 и ω2 — средние угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с.



**Рис.15.1**

Со скоростью цепи и частотой вращения звездочки связаны износ, шум и динамические нагрузки привода. Наибольшее распространение получили тихоходные и среднескоростные передачи с *v*до 15 м/с и *n* до 500 мин-1. **В** **быстроходных двигателях цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.**

9. **Передаточное отношение.** Из формулы (8) имеем среднее за оборот передаточное отношение

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image101.gif

Распространенные значения *u*до 6. При больших значениях *u*становится нецелесообразным выполнять одноступенчатую передачу из-за больших ее габаритов.

Передаточное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе *z*. Непостоянство u не превышает 1...2%, но вызывает неравномерность хода передачи и поперечные колебания цепи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для одноступенчатых цепных передач рекомендуется u≤7(в отдельных случаях принимают u≤10).

Из схемы цепной передачи видно, что скорость цепи определяется горизонтальной составляющей  *v*r окружной скорости *v*0 звездочки, причем

*v*r=*v*0∙cosγ,     *v*в=*v*0∙sinγ.

Вертикальная составляющая *v*в изменяется в пределах ±*v*0∙sin2π/z, что приводит к соударению шарниров цепи о впадины звездочки, поперечным колебаниям цепи и динамическим нагрузкам на всю передачу. Очевидно, что с уменьшением числа зубьев звездочки увеличивается скорость и сила ударов, возрастают колебания передаточного отношения и увеличиваются динамические нагрузки в передаче. Кроме того, с уменьшением числа зубьев звездочки увеличивается угол относительного поворота соседних звеньев, что способствует изнашиванию шарниров. Поэтому числа зубьев малой звездочки ограничивают допускаемыми минимальными значениями.

10. **Числа зубьев звездочек.** Минимальное число зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей определяют в зависимости от передаточного числа по эмпирической формуле

z1min=29-2∙u≥13.

для зубчатых цепей

z1min=35-2∙u.

В зависимости от частоты вращения z*1min* выбирают при высоких частотах вращения z*1min*=19…23; средних 17…19, а при низких 13…15. В передачах зубчатыми цепями z*1min* следует принимать на 20…30% больше.

Число зубьев большой звездочки z2≈u∙z1. Следует помнить, что при нечетном числе зубьев хотя бы одной из звездочек и четном числе звеньев цепи изнашивание зубьев и шарниров более равномерно. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

В результате изнашивания шарниров шаг цепи увеличивается и может произойти нарушение работы передачи, когда шарниры будут попадать не во впадину, а на окружность вершины зубьев звездочки, что приводит к соскакиванию или разрыву цепи. Этот процесс резче проявляется на звездочках с большим числом зубьев, поэтому максимальное число зубьев тоже ограничивают: для втулочных и роликовых цепей z2max≤120; для зубчатых цепей z2max≤140 (для стандартных передач z=17…96).

В цепной передаче

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image103.gif

т.e. d2/d1≠u*.*

11. **КПД** ***передачи***зависит от следующих потерь: на трение в шарни­рах (и между пластинами смежных звеньев), на трение в подшипниках и потери на взбалтывание (разбрызгивание) масла.

Для повышения КПД цепной передачи желательно улучшить условия смазывания шарниров и подшипников.  Это снизит потери и повысит кпд. Средние значения КПД при передаче полной расчетной мощности достаточно точно изготовленных и хорошо смазывае­мых передач составляют 0,96...0,98.

### *Силы в ветвях цепи*

Упрощенная схема передачи сил в цепной передаче аналогична, силовой схеме в ременной передаче.

***Окружная сила***

Ft=2T/d,                                                   (10)

где Т — вращающий момент на звездочке; d — делительный диаметр ведущей звез­дочки (см. рис. 12 и 13).

***Силы натяжения:***

- ведущей ветви цепи работающей передачи (рис. 16)

F1=Ft+F0+Fv;                                             (11)

- ведомой ветви цепи

F2=F0+Fv;                                                 (12)

- от провисания цепи

F0=Kf∙q∙a∙g,                                             (13)

где Kf — коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и величины стрелы провисания цепи f

При f = (0,01÷0,002)*a*для горизонтальных передач *Kf*=6; для наклон­ных (≈40°) — *Kf*= 3; для вертикальных *Kf*=1

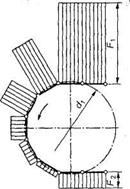
*q*— масса 1 м цепи, кг (см. табл.1);

*а*— межосевое расстояние, м; *g=*9,81 м/с2;

- от центробежных сил;

Fu=q*v*2,                                                   (14)

где*v* – средняя скорость цепи в м/c.



**Рис. 16. Силы натяжения в цепной передаче**

***Нагрузка на валы и опоры.***Вал и опора воспринимают силы натя­жения от провисания цепи и от окружной силы. Приближенно

Fs=Ft∙Kв+2F0,                                                    (15)

где *Fs*— нагрузка на вал;

*КB —*коэффициент нагрузки на вал (табл.3).

Нагрузка на валы и опоры в цепной передаче значительно меньше, чем в ременной передаче.

**Таблица 3.****Значение коэффициента нагрузки на вал** ***Кв***

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наклон линии центров звездочек к горизонту, град | Характер нагрузки | *Кв* |
| 0÷40 | Спокойная  Ударная | 1,15  1,30 |
| 40÷90 | Спокойная  Ударная | 1,05  1,15 |

### *Методика подбора и проверки цепей с учетом их долговечности*

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, а долговечность – обратно пропорциональна.

***Расчет цепи на износостойкость шарниров.***Среднее давление *р*в шарнире не должно превышать допускаемого (указанного в табл.1), т. е.

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image107.gif

где Ft=2t/d— окружная сила, передаваемая цепью; T- вращающий момент; d - диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность P передачи, то Ft=p/*v*, где *v* – скорость цепи ); *А —*площадь проекции опор­ной поверхности шарнира, для роликовых и втулочных цепей А = dB;для зубчатых цепей А = 0,76dB; *m* – число рядов цепи; *К —*коэффициент эксплуатации;

K=K1∙K2∙K3∙K4∙K5∙K6                                                     (17)

(значения коэффициентов K1÷K6 *—*см. табл.4).

Значение давления в шарнире должно находиться в пределах 0,6[p]≤p≤1,05[p].

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше допустимого, то, меняя d, T, рядность цепи m или параметры, влияющие на К, добиваются выполнения указанного условия.

**Таблица 4.****Значение различных коэффициентов при расчете цепи по износостойкости шарниров**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Коэффициент | Условия работы | Значение |
| *К1*— динамичности | При спокойной нагрузке  При толчкообразной или переменной нагрузке | 1,0  1,25-1,5 |
| *K2 —*межосевого расстояния | a<25t  a=(30÷50)t  a=(60÷80)t | 1,25  1,0  0,8 |
| *K3* — способа смазывания | Смазывание:  непрерывное  капельное  периодическое | 0,8  1,0  1,5 |
| *К4*— наклона линии цен­тров в горизонту | При наклоне линии центров к горизонту, град.:  до 60  свыше 60 | 1,0  1,5 |
| *К5*— режима работы | При работе:  односменной  двухсменной  непрерывной | 1,0  1,25  1,5 |
| *К6 —*способа регулирова­ния натяжения цепи | При подвижных опорах  При оттяжных звездочках  При отжимном ролике | 1,0  1,1  1,25 |

Преобразуем формулу (16):

а) выразим окружную силу через вращающий момент на ведущей звездочке T1 , шаг цепи *t*и число зубьев этой звездочки *z1;*

б) представим площадь опорной поверхности шарнира в виде функции от шага *t*. После чего получим выражение для определения шага цепи:

для роликовой и втулочной цепей

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image109.gif

для зубчатой цепи с шарниром скольжения

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image111.gif

где *т —*число рядов в роликовой или втулочной цепи;

𝜓p=B/t=2÷8 — коэффициент ширины зубчатой цепи.

***Расчет цепи по разрушающей нагрузке***(по запасу прочности). В от­ветственных случаях выбранную цепь проверяют по коэффициенту запаса прочности

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image113.gif

где *F —*разрушающая нагрузка цепи (см. табл.1);

ΣF1=Ft∙KB+Fv+F0 — суммарная нагрузка в веду­щей цепи;

[s] - требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности (выби­рают по табл.1).

***Долговечность по числу входов в зацепление с обеими звездочками***(число ударов) проверяют по формуле

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image115.gif

 где zц— общее число звеньев цепи; zn - число зубьев и частота враще­ния звездочки (ведущей или ведомой); *U*— действительное число входов звеньев цепи в зацепление за 1 с; *v —*окружная скорость, м/с; *L*— длина цепи, м; *[U]*— допускаемое число входов цепи в зацепление за 1 с (см. табл.1).

***Последовательность проектировочного расчета цепных передач.***

1. Выбрать тип цепи по ее предполагаемой скорости и из условий рабо­ты передачи (роликовая, втулочная, зубчатая).

2. По передаточному числу *и*выбрать по табл.1 число зубьев малой звездочки *z1,*по формуле (9) определить число зубьев большей звездочки *z2*.Проверить выполнение условия z2<z2max.

3. Определить вращающий момент *Тх*на малой звездочке, по табл.1 выбрать допускаемое давление в шарнирах [р], задать расчетные коэффи­циенты K1, K2, K3, K4, K5, K6и по формуле (17) определить коэффициент эксплуатации K*.*После чего из условия износостойкости шарниров [см. формулы (18), (19)] определить шаг цепи. Полученное значение шага *t*округлить до стандартного (см. табл.1).

4. Принятый шаг проверить по допустимой угловой скорости малой звездочки (см. табл.1). При несоблюдении условия ω=ωmax увеличить число рядов роликовой (втулочной) цепи или ширину зубчатой цепи.

5. По формуле (8) определить среднюю скорость цепи *v*и силу *Ft*,по­сле чего по формуле (16) проверить износостойкость цепи. При несоблю­дении условия *р<[р]*увеличить шаг цепи и расчет повторить.

6. Определить геометрические размеры передачи.

7. Для особо ответственных цепных передач по формуле (20) прове­рить выбранную цепь по коэффициенту запаса прочности.

8. По формуле (21) проверить передачу по числу ударов за 1 с.

### *Расчет передачи зубчатой цепью*

Шаг цепи http://www.detalmach.ru/lect10.files/image117.gif выбирают в зависимости от максимально допустимой частоты вращения *п1max* меньшей звездочки.

Число зубьев *z1* меньшей звездочки принимают по формуле, при этом учитывают, что с увеличением числа зубьев *z1* давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность цепи соответственно увеличивается.

Диаметры окружностей звездочек:

Делительной

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image119.gif

Наружной

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image121.gif

Числа  зубьев  звездочек:  *z*1 = 37-2*и*(но не меньше 17), *z*2= *z*1 (но не больше 140): здесь u=n1/n2=z2/z1.

Угол вклинивания цепи α= 60 (см.рис.13.2).

Двойной угол впадины зуба: 2β=α-φ.

Угол заострения зуба: γ=30°-φ,

где φ= 360°/ *Z*.

Ширина зубчатого венца звездочки: B=b+2S,

где *S* – толщина пластины цепи.

Параметры  цепной  передачи – межосевое расстояние *а,*длину цепи *L —*оп­ределяют по формулам для роликовых цепей.

Силы, действующие в передаче, определяют так же, как и в случае передачи ролико­выми цепями.

Главный параметр зубчатой цепи – ее ширину в мм, определяют по формуле

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image123.gif

Здесь Р - передаваемая мощность, кВт; коэффициент *К*имеет то же значение, что и в передаче роликовой цепью [см. фор­мулу (17)]; [*P*10] — мощность, кВт, до­пускаемая для передачи зубчатой цепью шириной 10 мм (см. табл. 5). Так как значения *Р*10 приведены в таблице в зависимости от шага *t* и скорости *v*, а в начале расчета эти величины неизвестны, то приходится выполнять расчет мето­дом последовательных приближений: принимая предварительно ориентировочное значение шага *t*, находят скорость цепи

http://www.detalmach.ru/lect10.files/image125.gif

По этим величинам определяют из табл.5 значение [*Р*10]и вычисляют по формуле (24) ширину цепи *b.*Полученный результат округляют до ближайшего большего значения по табл. 2. Оптимальные результаты могут быть получены на основе просчета ряда вариантов на ЭВМ с раз­личными сочетаниями величин *t, z*1,*b*;при этом исходные дан­ные (Р, n1,n2, условия монтажа и эксплуатации) не должны, как правило, изменяться.

**Таблица 5. Значения** ***Р*10, кВт, для приводных зубчатых цепей**

**типа 1 (одностороннего зацепления) условной шириной 10 мм**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *t*, мм | Скорость цепи *v*, м/с | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| 12,7  15,875  19,05  25,4  31,75 | 0,4  0,6  0,8  1,0  1,2 | 0,8  1,0  1,2  1,6  2,0 | 1,0  1,3  1,6  2,1  2,6 | 1,3  1,6  1,9  2,6  3,2 | 1,6  2,1  2,5  3,4  4,2 | 2,0  2,5  3,0  4,0  5,1 | 2,35  3,0  3,5  4,6  5,9 |

Расчет заканчивается определением геометрических пара­метров передачи, нагрузок, действующих в ней, проверкой коэффициента прочности цепи - аналогично тому, как это из­ложено выше в расчете передачи приводными роликовыми цепями, с тем, однако, отличием, что расчетный коэффициент прочности должен быть не меньше нормативного [*s*], указан­ного в табл. 6.

**Таблица 6. Нормативный коэффициент запаса прочности** ***s***

**приводных зубчатых цепей типа 1 (с односторонним зацеплением)**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *t*, мм | Частота вращения меньшей звездочки *n1* обмин | | | | | | | | |
| 50 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 800 | 1000 |
| 12,7  15,875  19,05  25,4  31,75 | 20  20  21  21  21 | 21  21  22  22  22 | 22  22  23  24  25 | 23  24  24  26  26 | 24  25  26  28  30 | 25  26  28  30  32 | 26  27  29  32  35 | 28  30  32  36  40 | 30  32  35  40  - |