**КУРСОВАЯ РАБОТА**

**по дисциплине**

**«Основы проектирования и конструирования»**

**«Разработка цепной передачи для механического привода ленточного транспортера»**

Работу выполнил:

студент гр. ЭО-03

Ожерельев С.М.

Работу принял:

доцент, КТН

Копылов О.А.

Королев

2010

**Введение**

*Техническое задание на разработку цепной передачи к механическому приводу ленточного транспортера*

Спроектировать цепную передачу в приводе ленточного транспортера. Мощность на ведущей звездочке N1=9,94 кВт при угловой скорости ω1=23,5 рад/сек. Нагрузка спокойная, работа двухсменная. Смазка цепи периодическая. Наклон линии центров звездочек к горизонту θ=30o. Регулирование натяжения цепи производится периодически. Угловая скорость вала транспортера ω2=4,7 рад/сек.

*Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью.* Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью. Параметрам ведущей-звездочки приписывается индекс 1, а ведомой - индекс 2, В отличие от ременной, цепная передача работает без проскальзывания.

Достоинства:

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м).

2. По сравнению с ременными передачами:

а) более компактны;

б) могут передавать большие мощности (до 3000 квт);

в) силы, действующие на валы, значительно меньше, так как предварительное натяжение цепи мало;

г) могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам.

Недостатки:

1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге. Этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях.

2. Сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазки.

3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

4. Необходимость точного изготовления цепи и высококачественного монтажа передачи.

5. Высокая стоимость.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 квт при окружных скоростях до 15 м/сек.

**Приводная цепь.**

Главный элемент цепной передачи - приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами звеньев (тяговые и грузовые цепи не рассматриваются).

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизированы и изготовляются специализированными заводами.

Роликовые цепи. (ГОСТ 10947 - 64). Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. Ц.2). В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые напрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекатывается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа.

Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях v<=15 м/сек.

Втулочные цепи (ГОСТ 10947 - 64). Эти цепи по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при v<=1 м/сек.

В зависимости от передаваемой мощности втулочные и роликовые цепи изготовляют однорядными и многорядными.

Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном, при нечетном - переходным.

Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях v<=25 м/сек.

**Материал цепей.** Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготовляют из стали 50 с. закалкой до твердости HRC 38 - 45, оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы - из цементуемых сталей, например, 15; 20 с закалкой до твердости HRC52-60.

# 1. ШАГ ЦЕПИ

Шаг t цепи является основным параметром цепной передачи и принимается по ГОСТУ. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом. В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются также цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные. Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки.

# 2. ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПИ

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи.

Методы расчета и построения профиля зубьев для роликовых и втулочных цепей указаны в ГОСТ 591 - 69, а для зубчатых - в ГОСТ 13576 - 68.

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи и определяется по формуле

, (1)

где z - число зубьев звездочки.

*Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки.* При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает износ цепи из-за большого угла поворота шарнира.

Однако при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем больше число зубьев звездочки. При весьма большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев нарушается зацепление со звездочкой. Поэтому **максимальное** число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи z2<=90, для роликовой z2<=120; для зубчатой z2<=140.

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее износу.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготовляют из сталей 45, 40Х и др. с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20Х и др. Перспективным является изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и износ цепи.

# 3. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цепь за один оборот звездочки проходит путь tz, следовательно, средняя скорость цепи

 (2)

где t - шаг цепи в мм;

z1 и z2 - числа зубьев ведущей и ведомой звездочек;

ω1 и ω2 - угловые скорости ведущей и ведомой звездочек в рад/сек.

Из равенства скоростей цепи на звездочках

 . (3)

Передаточное число цепной передачи переменно в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z1. Непостоянство i вызывает неравномерность хода передачи. Среднее передаточное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется i <=8.

# 4. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

1. Оптимальное межосевое расстояние передачи (см. схему чертежа 1) принимают из условия долговечности цепи:

А =(30…50) t, (4)

где t - шаг цепи.

2. Длину цепи Lt вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня:

 (5)

где Lt - длина цепи в шагах или число звеньев цепи.

Значение Lt округляют до целого четного числа, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи.

3. Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов

, (6)

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание f, для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на (0,002…0,004) А'.

# 5. УСИЛИЯ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ

Окружное усилие, передаваемое цепью,

Р=2М /d*д* , (7)

где d*д* - диаметр длительной окружности звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

S0=kf ·q ·А (8)

где q - вес 1 м цепи в н (см. табл. 10.1 /1/);

А - межосевое расстояние в м;

Kf - коэффициент провисания.

Для горизонтальных передач kf=6, для наклоненных к горизонту до 400 – kf=3, для вертикальных - kf=1.

Натяжение цепи от центробежных сил

Sv=v2·q/g. (9)

Сила Sv нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

Натяжение ведущей ветви цепей работающей передачи (см. эпюру напряжений в звеньях цепи - чертеж 1)

S1 =Р+S0+Sv . (10)

Натяжение ведомой ветви цепи

S2 =S0+Sv . (11)

Благодаря тому, что шарнир сбегающего звена цепи впивается в зуб, усилие S2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

**Нагрузка на валы звездочек**. Цепь действует на валы звездочек с силой

Q=kB·P+2S0 (12)

где kВ коэффициент нагрузки вала (табл. 10.4 /1/).

Направление силы Q принимают по линии центров валов.

# 6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

**Критерии работоспособности.** Основным критерием работоспособности цепных передач является **долговечность цепи**, определяемая износом шарниров. В соответствии с этим за основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров. Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают, как правило, **достаточной прочностью**.

**Расчет передачи.** Нагрузочная способность цепи определяется из условия, чтобы среднее давление р в шарнире звена не превышало допускаемого [р], указанного в табл. 10.5 /1/.

, (13)

где Р - окружное усилие, передаваемое цепью;

F - площадь проекции опорной поверхности шарнира;

для роликовых и втулочных цепей F =dB;

для зубчатых цепей с шарниром трения скольжения F=0,76dB,

d - диаметр оси;

В - длина втулки или ширина зубчатой цепи;

К - коэффициент эксплуатации;

К=Кдин·КА·КС·Кθ·Кр·Крег (14)

Кдин - коэффициент динамичности нагрузки;

при спокойной нагрузке Кдин = 1; при толчках Кдин =1,2 - 1,5;

КА - коэффициент межосевого расстояния;

КА =1 - при А = (30…50) t;

КА = 1,25 - при А < 25t;

КА = 0,8 - при А = (60 … 80) t;

КС - коэффициент способа смазки;

при непрерывной смазке КС =0,8; при капельной КС = 1; при периодической КС = 1,5;

Кθ - коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (см. рис. Ц.8);

при θ<=60o Кθ=1; при θ>60o Кθ =1,25;

Кр - коэффициент режима работы;

при односменной работе Кр =1; при двухсменной Кр = 1,25; при трехсменной Кр =1,5;

Крег - коэффициент способа регулирования натяжения цели;

при регулировании отжимными опорами Крег = 1; при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками Крег = 1,1; для нерегулируемой передачи Крег = 1,25.

Выразив в формуле (13) окружное усилие через момент М1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев z, а площадь проекции опорной поверхности шарниров через шаг t, получим формулу для *предварительного подбора* шага цепи:

роликовой и втулочной

 (15)

зубчатой с шарниром скольжения

 (16)

где ν - число рядов роликовой или втулочной цепи;

φt=B/t - коэффициент ширины цепи;

для зубчатых цепей φt=2…8.

# 7. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА

1. Учитывая небольшую передаваемую мощность N1 при средней угловой скорости малой звездочки, принимаем для передачи однорядную роликовую цепь.

2. Передаточное число

i= ω1 / ω2 =23,5/4,7=5.

3. По табл. 10.3 /1/ принимаем число зубьев малой звездочки z1=21. По формуле (3) число зубьев большой звездочки

z2 = z1 ·i = 21· 5 = 105.

Условие z2 <=z2мах = 120 - соблюдается.

4. Вращающий момент на малой звездочке

9,94·103/23,5=423 *Н·мм*

5. По табл. 10.5 /1/ интерполированием находим [р] =27,1 н/мм2, которое соответствует меньшему табличному значению для заданной ω1 =23,5 рад/сек.

6. Согласно условиям работы принимаем: Кдин=1; КА=1, при А=(30…50)t; КС=1,5; Кθ=1; Кр,=1,25; Крег =1,1 /1/.

При принятых коэффициентах вычисляем коэффициент эксплуатации [формула 14]

К=Кдин·КА·КС·Кθ·Кр·Крег = 1· 1·1,5·1·1,25·1,1 = 2,06.

7. Шаг цепи [формула (15)]

2,8(423·103·2,06/1·21·27,6)1/3 =32,3 мм

По ГОСТ 13568-75 принимаем цепь с шагом t=38,1 мм, для которой d=11,12 мм, В =25,4 мм, q=5,5 кг=53,9 Н.

8. Для выбранной цепи с t=38,1 мм по табл. 10.2 /1/ интерполированием определяем ω1мах=82,6 рад/сек, следовательно, условие ω1 < ω1мах соблюдается.

9. Средняя скорость цепи [формула 2]

38,1·21·23,5/2·3,14·1000=3 мм/с.

Окружное усилие, передаваемое цепью,

9,94·103 /2,5=3313 Н.

10. Расчетное давление в шарнирах принятой цепи [формула (Ц.13)]

3313·2,06/11,12·25,4 =24,2 Н/мм2 <[р] =27,1 Н/мм2

11. Межосевое расстояние принимаем по формуле 4

А = 40t = 40 ·38,1 = 1524 мм.

Длина цепи в шагах [формула 5]

(2·1524/38,1)+(21+105)/2+((105-21)/2·3,14)2·38,1/1524=147,5

Принимаем Lt= 148.

Межосевое расстояние, соответствующее окончательно принятой длине цепи Lt, не пересчитываем, так как передача имеет натяжное устройство.

Диаметры делительных окружностей звездочек формула 1:

38,1/sin(180/21)=255,6 мм;

38,1/sin(180/105)=1273,6 мм.

12. Нагрузка на валы звездочек (формула 12)

Q=kB·P+2S0

где kВ коэффициент нагрузки вала (табл. 10.4 /1/). Принимаем kВ=1,15

S0 - предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (формула 8)

S0=kf ·q ·А, где kf – коэффициент провисания, принимаем kf =3. q – вес 1м цепи в Н, А – межосевое расстояние в метрах.

Отсюда Q= kB·P+2· kf ·А·q =1,15·3313+2·3·1,524·53,9=4303 Н.

Направление силы Q принимают по линии центров валов.

#

# 8. НАТЯЖЕНИЕ И СМАЗКА ЦЕПИ. К.П.Д. ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Натяжение цепи.** По мере износа шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается, что вызывает захлестывание звездочки цепью. Для передач с углом наклона θ<=40o к горизонту [f]<=0,02А; при θ>40o [f]<=0,015A, где А - межосевое расстояние.

Регулирование натяжения цепи осуществляется устройствами, аналогичными применяемым для натяжения ремня, т. е. перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

**Смазка цепи**. *Смазка цепи оказывает решающее влияние на ее долговечность.* При скорости цепи v<=4 м/сек применяют периодическую смазку ручной масленкой примерно через каждые 7 ч. При v<=10 м/сек применяют смазку масленками - капельницами. Наиболее совершенна непрерывная смазка окунанием в масляную ванну: ведомую ветвь цепи погружают в ванну на глубину высоты пластин. В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционную струйную смазку от насоса.

**К.п.д. передачи.** К.п.д. передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазке окунанием. При нормальных условиях работы среднее значение к.п.д. η =0,92 - 0,97.

**Заключение**

По заданию главного конструктора СКБ Федотова А. был произведен расчет цепной передачи ленточного транспортера. В ходе работы были рассчитаны геометрические параметры передачи и ее основные характеристики.

В результате анализа полученных данных выяснилось, что принятое решениевыбрать цепную передачу, оказалось верным.

Данная передача более компактна, она может передавать большие мощности (до 3000 квт), силы передачи, действующие на валы, сравнительно малы, так как мало предварительное натяжение цепи.

Итак, можно сделать следующей вывод, она наиболее оптимальна для данной конструкции с технологической и экономической точки зрения.

# Список использованной литературы

1. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. Учебник для ВУЗов, М. «Высшая школа», 1973.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учебное пособие для ВУЗов, М. «Высшая школа», 1985.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - М.: Машиностроение, 1982.
4. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Н. Решетова - М.: Машиностроение, 1979.
5. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991.
6. Методические указания по самостоятельной работе студентов специальностей 17.07, 26.02 Детали машин и ПТУ. Раздел «Кинематический и силовой расчет привода М.: МТИ – 1989.
7. Методические указания и задания на выполнение курсового проекта для студентов специальности 2304 «Детали машин и основы конструирования», МТИ, 1992.
8. Кудрявцев В.И. Курсовое проектирование деталей машин. - Л.: Машиностроение, 1983.
9. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. - М: Машиностроение, 1989.
10. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач. Справочник. - М.: Машиностроение, 1982.

# Приложение

