Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции

и ордена Трудового Красного Знамени

Государственный Технический Университет имени Н. Э. Баумана

**Факультет КМК**

**Кафедра К3-КФ**

Проектирование привода цепного транспортера.

Студент \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ **(Бедняшов Р.В.)**

Группа МСХ-62

Консультант \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ **(Комаров И.А.)**

**г. Калуга 2005**

**Содержание**

[2. Кинематическая схема привода ленточного конвейера 4](#_Toc100967471)

[3. Выбор электродвигателя 5](#_Toc100967472)

[4. Определение мощности, крутящего момента и частоты вращения каждого вала привода 7](#_Toc100967473)

[5. Проектный и проверочный расчёт зубчатых передач 9](#_Toc100967474)

[6. Определение диаметров валов 20](#_Toc100967477)

[7. Выбор и проверка подшипников качения по динамической грузоподъёмности 21](#_Toc100967478)

[8. Проверочный расчёт наиболее нагруженного вала на усталостную прочность и жёсткость 23](#_Toc100967479)

[9. Выбор и расчёт шпоночных соединений 26](#_Toc100967480)

[10. Литература 28](#_Toc100967481)

2. Кинематическая схема привода ленточного конвейера



# 3. Выбор электродвигателя

1. Общий коэффициент полезного действия:



 - КПД упругой и компенсирующей муфты

 - КПД передачи

-КПД звёздочки

- КПД подшипника



1. Мощность электродвигателя:

 кВт

где Ft = 5300 Н – окружное усилие на барабане;

v = 0,68 м/с – скорость цепей транспортёра;

По таблице определяем, что Рэл = 7,5 кВт.

1. Частота вращения приводного вала:

мин-1,

где n4 – частота вращения приводного вала [мин-1];

 мм – диаметр звёздочки;

1. Частота вращения э/д:

 мин-1

где n΄эд – предварительная частота вращения э/д [мин-1];

Uобщ – общее передаточное число;

 , где

;

Uт =4

Принимаем nэд = 730 мин-1.

Выбираем тип э/д 4А160S8/730, который имеет следующие параметры: Рэд = 7,5 кВт, nэд = 730 мин-1.

# 4. Определение мощности, крутящего момента и частоты вращения каждого вала привода

*Определим мощности*: *кВт*;

 ;

 ;

 ;

где  – мощность на валах редуктора, быстроходного, промежуточного, тихоходного валов и приводного вала,  – коэффициенты полезного действия быстроходной и тихоходной ступени, муфты и звёздочки соответственно.

*Определим частоту вращения*: ;

 ;

 ;

 ;

где  – частота вращения на валах редуктора, быстроходного, промежуточного, тихоходного валов и приводном вале,  – передаточное число, быстроходной и тихоходной ступеней редуктора соответственно.

*Определим крутящие моменты*: ;

 ;

 ;

 

где  – крутящие моменты на валах редуктора быстроходного, промежуточного, тихоходного и приводного валов .

Результаты расчётов занесём в таблицу 1.

Таблица 1.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вал | Мощность  | Частота вращения  | Крутящий момент  |
| 1 | 2,18 | 750 | 27,7 |
| 2 | 2,09 | 172,5 | 115,76 |
| 3 | 2,01 | 43,13 | 444.5 |
| 4 | 1.91 | 43,13 | 422,4 |

#

**5. Проектный и проверочный расчёт зубчатых передач**

## *Расчёт тихоходной ступени редуктора.*

Материал колеса и шестерни – сталь 45 улучшение. Таким образом, учитывая, что термообработка зубчатых колёс – улучшение, по таблице 3.1 имеем:

для шестерни: , , ;

для колеса: , , ;

где  – твёрдость рабочей поверхности зубьев,  и  – предел прочности материала на растяжение и предел текучести материала.

Определим коэффициенты приведения на контактную выносливость  и на изгибную выносливость  по таблице 4.1 лит. 1, учитывая режим работы №0: ; .

Определим число циклов перемены напряжений. Числа циклов  перемены напряжений соответствуют длительному пределу выносливости. По графику 4.3 определяем числа циклов на контактную и изгибную выносливость соответственно: , , .

Определим суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни и колеса соответственно: , где  и  – частота вращения шестерни и колеса соответственно;  – число вхождений в зацепление зубьев шестерни или колеса соответственно за один его оборот.

Так как , то принимаем .

Так как , то принимаем .

Найдём эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчёта на изгибную выносливость: , , где  – коэффициенты приведения на изгибную выносливость;  – суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни или колеса.

Так как  , то принимаем .

Так как  , то принимаем .

Определим допускаемые напряжения для расчётов на выносливость. По таблице 4.3 находим, что , , ,  – для шестерни и , , ,  – для зубчатого колеса,

где  и  – длительный предел контактной выносливости и коэффициент безопасности;  и  – длительный предел изгибной выносливости и коэффициент безопасности; Найдём предельные допускаемые контактные и изгибные напряжения: , , , , где  – предел текучести материала колеса или шестерни;

Определим допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба при неограниченном ресурсе передачи: , , , , где  и  – длительный предел контактной выносливости и коэффициент безопасности;  и  – длительный предел изгибной выносливости и коэффициент безопасности.

Проверим передачу на контактную выносливость и изгибную выносливость: , , , .

Выбираем допускаемое контактное напряжение как меньшее из значений: .



Принимаем 

Определим предварительное значение межосевого расстояния:



где ψа = 0,4 – коэффициент ширины тихоходной ступени.

=4– передаточное число ступени редуктора;

= 210.3 МПа – допускаемое контактное напряжение;

=1.04 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, определяем по рис. 6.2;

=422.4Н м– крутящий момент на валу колеса;

 – коэффициент нагрузки на контактную выносливость, определяется следующим образом.

Найдём коэффициенты нагрузки на контактную и изгибную выносливость по формулам:

 и ,

где  и  – коэффициенты концентрации нагрузки по ширине зубчатого венца;

 и  – коэффициенты динамической нагрузки (учитывают внутреннюю динамику передачи).

 - для прирабатывающихся зубьев при постоянной нагрузке;

Коэффициент  определяется по табл. 5.4 в зависимости от вида передачи (в данном случае цилиндрическая косозубая). Находим, что  и . Теперь находим значения коэффициентов нагрузки

 и .

Принимаем а = 250 мм

Определяем рабочую ширину колеса:

.

Ширина шестерни: .

Вычислим модуль передачи по формуле:

,где =215.7МПа–изгибное напряжение на колесе;, . Тогда . Из стандартного ряда значений  по ГОСТ 9563–60 выбираем значение .

Определим минимально возможный угол наклона зуба .

Рассчитываем предварительное суммарное число зубьев: . Округляем это число и получаем .

Определяем действительное значение угла  и сравниваем его с минимальным значением:

.

Найдём число зубьев шестерни  и колеса , учитывая что минимальное число зубьев для косозубой цилиндрической передачи ; .

Найдём фактическое передаточное число передачи: . Таким образом отклонение фактического передаточного числа данной ступени редуктора от номинального значения .

Проверим зубья колёс на изгибную выносливость. Для колеса получим: где  – коэффициент нагрузки при расчёте на изгибную выносливость;

 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, выбираем по табл. 6.4;

 – коэффициент, учитывающий форму зуба, находится по табл. 6.2 лит. 1;

 – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Сравниваем полученное значение напряжения с допускаемым напряжением при расчёте на изгиб зубьев колеса: .

Для шестерни: ,

где  и  – коэффициенты, учитывающие форму зуба, определяются по табл. 6.2.

Сравним полученное значение напряжения с допускаемым напряжением при расчёте на изгиб зубьев шестерни: .

Определим диаметры делительных окружностей шестерни и колеса соответственно.

, ,

где  – модуль зубчатых колёс;

 – угол наклона зуба;

Вычислим диаметры окружностей вершин зубьев  и впадин зубьев .

; ; ; .

## *Расчёт быстроходной ступени редуктора*

Материал колеса и шестерни – сталь 45. Таким образом, учитывая, что термообработка зубчатых колёс и шестерни – улучшение, имеем:

для шестерни:, ;

для колеса:, ;

где  – твёрдость рабочей поверхности зубьев,  – предел текучести материала.

Определим твёрдость зубьев шестерни и колеса:

;

.

Определимкоэффициенты приведения на контактную выносливость  и на изгибную выносливость  по таблице 4.1., учитывая режим работы №3: ; .

Определим число циклов перемены напряжений.

Определим суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни и колеса соответственно:

, ,

где  –ресурс передачи;  и  – частота вращения шестерни и колеса соответственно; ==1 – число вхождений в зацепление зубьев шестерни или колеса соответственно за один его оборот.

Числа циклов  перемены напряжений соответствуют длительному пределу выносливости. По графику 4.3. определяем числа циклов на контактную и изгибную выносливость соответственно:

, , .

Определим эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчёта на контактную выносливость:

 ,

где  – коэффициенты приведения на контактную выносливость;  – суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни или колеса.

Так как , то принимаем  и , то

.

Определим эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчёта на изгибную выносливость:

,

,

где  – коэффициенты приведения на изгибную выносливость;  – суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни или колеса.

Так как  и , то принимаем .

Определим допускаемые напряжения для расчётов на выносливость. По таблице 4.3 находим

для шестерни:

,



, 

для зубчатого колеса:

,,

, ,

где  и  – длительный предел контактной выносливости и коэффициент безопасности;  и  – длительный предел изгибной выносливости и коэффициент безопасности;  – твёрдость зубьев шестерни или колеса.

Определим предельные допускаемые контактные и изгибные напряжения:

,



,



где  – предел текучести материала колеса или шестерни;  –твёрдость зубьев шестерни или колеса.

Проверим передачу на контактную выносливость:

, , , .

Принимаем допускаемое контактное напряжение как меньшее значение:





.

Определим коэффициенты нагрузки на контактную и изгибную выносливость по формулам:

 и ,

где  и  – коэффициенты концентрации нагрузки по ширине зубчатого венца;  и  – коэффициенты динамической нагрузки (учитывают внутреннюю динамику передачи).

Относительная ширина зубчатого венца находится по формуле

,

=4.5 – передаточное число данной ступени редуктора.

По таблице 5.2. и 5.3, схемы 2 расположения зубчатых колёс относительно опор и варианта соотношения термических обработок “a” находим , 

Тогда





Значения  определяются по табл. 5.6

Коэффициент  определяется по табл. 5.4 в зависимости от вида передачи.

Принимаем 8-ю степень точности изготовления передачи находим, что

 и .

Теперь находим значения коэффициентов нагрузки





Определим коэффициент ширины быстроходной ступени 



Определяем рабочую ширину колеса:

.

Ширина шестерни: .

Вычислим модуль передачи по формуле:

,

где =257.1 МПа – изгибное напряжение на колесе; , . Тогда . Из стандартного ряда значений  по ГОСТ 9563–60 выбираем значение .

Определим минимально возможный угол наклона зуба .

Рассчитываем предварительное суммарное число зубьев: . Округляем это число и получаем .

Определяем действительное значение угла  и сравниваем его с минимальным значением:

.

Найдём число зубьев шестерни  и колеса , учитывая, что минимальное число зубьев для косозубой цилиндрической передачи ; .

Найдём фактическое передаточное число передачи: . Таким, образом отклонение фактического передаточного числа данной ступени редуктора от номинального значения .

Проверим зубья колёс на изгибную выносливость. Для колеса получим: где  – коэффициент нагрузки при расчёте на изгибную выносливость;

 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, выбираем по табл. 6.4;

 – коэффициент, учитывающий форму зуба, находится по табл. 6.2 лит. 1;

 – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Сравниваем полученное значение напряжения с допускаемым напряжением при расчёте на изгиб зубьев колеса: .

Определим диаметры делительных окружностей шестерни и колеса соответственно.

, ,

где  – модуль зубчатых колёс;

 – угол наклона зуба;

Проверка

Вычислим диаметры окружностей вершин зубьев  и впадин зубьев  ;; ; .

Определим силы, действующие на валы зубчатых колёс.

Окружную силу на среднем находим по формуле:

Н,

Осевая сила на шестерне:

Н,

Радиальная сила на шестерне:

Н

#

# 6. Определение диаметров валов

Определим диаметр быстроходного вала шестерни: , где  – момент на быстроходном валу. Примем . Сравним этот диаметр с диаметром вала электродвигателя, при этом должно выполняться условие – условие выполняется.

Определим диаметр посадочной поверхности подшипника:. Примем dк = 30мм. Диаметр вала под колесо . Рассчитаем диаметр буртика для упора подшипника: . Примем d бк = 32мм.

Определим диаметры промежуточного вала: , где Т2 – момент на промежуточном валу. Примем dк = 35 мм. Для найденного диаметра вала выбираем значения:  – приблизительная высота буртика,  – максимальный радиус фаски подшипника,  – размер фасок вала. Диаметр вала под колесо . Примем диаметр dк =38. Диаметр буртика для упора колеса . Принимаем dбк = 42мм.

Определим диаметр тихоходного вала: , где  – момент на тихоходном валу. Примем . Для найденного диаметра вала выбираем значения:  – приблизительная высота буртика,  – максимальный радиус фаски подшипника,  – размер фасок вала. Определим диаметр посадочной поверхности подшипника: . Так как стандартные подшипники имеют посадочный диаметр, кратный -ти, то принимаем . Рассчитаем диаметр буртика для упора подшипника: . Пусть .

**7. Выбор и проверка подшипников качения по динамической грузоподъёмности**

Для тихоходного вала редуктора выберем роликоподшипники конические однорядные средней серии . Для него имеем:  – диаметр внутреннего кольца,  – диаметр наружного кольца,  – ширина подшипника,  – динамическая грузоподъёмность,  – статическая грузоподъёмность,  – предельная частота вращения при пластичной смазке. На подшипник действуют:  – осевая сила,  – радиальная сила. Частота оборотов . Требуемый ресурс работы ,, Y = 1.6 при Fa/VFr > e..

Найдём:  – коэффициент безопасности;  – температурный коэффициент;  – коэффициент вращения.

Определяем радиальные силы действующие в подшипниках:



Определяем минимальные осевые нагрузки для подшипников:



Определяем осевые реакции в опорах:

Принимаем, что Fа1 = S1 = 114.5 Н, тогда из условия равновесия , что больше, чем S2. Следовательно, силы найдены правильно.

Определяем эквивалентную нагрузку для 1ой опоры: . Следовательно, X = 1, Y = 0.

Отсюда 

Определяем эквивалентную нагрузку для 2ой опоры:



Определяем значение коэффициента радиальной динамической нагрузки  и коэффициента осевой динамической нагрузки .

Определяем эквивалентную радиальную динамическую нагрузку .

Рассчитаем ресурс принятых подшипников, (расчет выполняется по 2ой более нагруженной опоре): , или , что удовлетворяет требованиям.

Подбираем подшипник на быстроходном валу: Подшипник роликовый радиально-упорный N7306A, С = 52800 кН, С0 = 39000 кН, Nпрж = 7500, Nпрп = 5600,

d = 30 мм, D = 72 мм, B = 20.75 мм

Подбираем подшипник на промежуточном валу: Подшипник роликовый радиально-упорный N7307A, С = 68000 кН, С0 = 50000 кН, Nпрж = 6700, Nпрп = 5000,

d = 35 мм, D = 80 мм, B = 22.75 мм

# 8. Проверочный расчёт наиболее нагруженного вала на усталостную прочность и жёсткость

Проведём расчёт тихоходного вала.



Действующие силы:  – окружная,  – осевая,  – радиальная.

*C*

*A*

*B*

, , 



Определяем расчётный коэффициент запаса прочности S в опасном сечении и сравниваем его с допускаемым значением(1,3….2.1)



Где коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, амплитуды напряжений цикла, эффективные коэффициенты концентраций напряжений,пределы выносливости гладких образцов.

#

# 9. Выбор и расчёт шпоночных соединений

Расчёт шпоночных соединений заключается в проверке условия прочности материала шпонки на смятие.

1. Соединение быстроходного вала со шкифом. Имеем:  – крутящий момент на валу,  – диаметр вала, – её ширина,  – высота шпонки,  – глубина паза вала,  – глубина паза ступицы, – допускаемое напряжение на смятие,  – предел текучести.

Определяем рабочую длину шпонки :

. Принимаем lр = 7 мм.

Условие прочности: 

Определение длины шпонки: . Принимаем lш = 21 мм

Принимаем шпонку: 

2. Соединение промежуточного вала с зубчатым колесом. Имеем:  – крутящий момент на валу,  – диаметр вала, – её ширина,  – высота шпонки,  – глубина паза вала,  – глубина паза ступицы, – допускаемое напряжение на смятие,  – предел текучести.

Определяем рабочую длину шпонки :

. Принимаем lр = 13 мм.

Условие прочности: 

Определение длины шпонки: . Принимаем lш = 30 мм

Принимаем шпонку: 

3. Соединение тихоходного вала и приводного вала с муфтой . Берём шпонку:

4. Соединение тихоходного и зубчатого колеса. Имеем:  – крутящий момент на валу,  – диаметр вала, – её ширина,  – высота шпонки,  – глубина паза вала,  – глубина паза ступицы, – допускаемое напряжение на смятие,  – предел текучести.

Определяем рабочую длину шпонки :

. Принимаем lр = 34 мм.

Условие прочности: 

Определение длины шпонки: . Принимаем lш = 50 мм

Принимаем шпонку: 

# 10. Литература

1. П.Ф. Дунаев О.П. Леликов, “Конструирование узлов и деталей машин”, Москва, “Высшая школа”, 1985 г.

2. Д.Н. Решетов “Детали машин”, Москва, “Машиностроение”, 1989 г.

3. Р.И. Гжиров “Краткий справочник конструктора”, “Машиностроение”, Ленинград, 1983 г.

4. Атлас конструкций “Детали машин”, Москва, “Машиностроение”, 1980 г.

5. Л.Я. Перель, А.А. Филатов Справочник “Подшипники качения”, Москва, “Машиностроение”, 1992 г.

6. А.В. Буланже, Н.В. Палочкина, Л.Д. Часовников Методические указания по расчёту зубчатых передач редукторов и коробок скоростей по курсу “Детали машин”, часть 1, Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1980 г.

7. В.Н. Иванов, В.С. Баринова “Выбор и расчёты подшипников качения”, методические указания по курсовому проектированию, Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1981 г.