# Введение

Согласно заданию требуется разработать привод ленточного транспортера, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи и двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора.

Требуется выбрать электродвигатель, рассчитать зубчатые передачи, спроектировать и проверить пригодность шпоночных соединений, подшипников, разработать общий вид редуктора, разработать рабочие чертежи деталей: выходного вала, зубчатого колеса, крышек подшипников, шкива.

Электродвигатель выбирается исходя из потребной мощности и частоты вращения. Зубчатая передача рассчитывается по условиям контактной и изгибной выносливости зубьев, проверяется на статическую прочность. Параметры ременной передачи принимаются по результатам расчета на тяговую способность. Валы проектируются из условия статической прочности (ориентировочный расчет) и проверяются на выносливость по коэффициенту запаса прочности.

Шпоночные соединения проверяются на смятие, и размеры принимаются в зависимости от диаметра соответствующего участка вала. Типовой размер муфты определяется исходя из передаваемого момента, частоты вращения соединяемых валов и условий эксплуатации.

Форма и размеры деталей редуктора и плиты привода определяются конструктивными и технологическими соображениями, а также выбором материалов и заготовок.

При расчёте и проектировании ставится цель получить компактную, экономичную и эстетичную конструкцию, что может быть достигнуто использованием рациональных материалов для деталей передач, оптимальным подбором передаточного числа передач, использованием современных конструктивных решений, стандартных узлов и деталей при проектировании привода.

**1 Кинематический расчет привода**

**1.1 Схема привода**



**Рисунок 1-Схема привода**

Привод состоит из электродвигателя, клиноременной передачи и 2-х ступенчатого циллиндрического редуктора. Движение от электродвигателя через клиноременную передачу 1-2 передается на входной вал редуктора 2-3. Через косозубую цилиндрическую передачу 3-4 передается движение на промежуточный вал 4-5 и далее через косозубую цилиндрическую передачу 5-6 на выходной вал редуктора – 6, который упругой муфтой соединен с валом барабана транспортера.

**1.2 Выбор электродвигателя**

**1.2.1 Требуемая мощность электродвигателя**

Рэд = Рвых / ηобщ ,

где Рвых - общая мощность на выходе, кВт.

ηобщ - общий КПД привода;

ηобщ= η12⋅η34⋅η56⋅η4п⋅ηм где,

η12 - КПД ременной передачи 1-2;

η34 - КПД косозубой цилиндрической передачи 3-4;

η56 - КПД косозубой цилиндрической передачи 5-6;

ηп - КПД пар подшипников;

ηм - КПД муфты

ηобщ = 0,95 ⋅0,97⋅0,97 ⋅0.994 ⋅0,98= 0,841

Рвых = Ft ⋅ V, где Ft - окружное усилие на барабане, кН ;

V - скорость ленты конвейера, м/с;

Рвых = 8700∙0,45 = 3915Вт = 3,9 кВт;

Рэд = ,

**1.2.2 Требуемая частота вращения**

nэ.тр = nвых⋅i12⋅i34 ⋅ i56

где, i12 -передаточное отношение передачи 1-2

i34 - передаточное отношение передачи 3-4

i56 - передаточное отношение передачи 5 - 6

nвых - требуемая частота вращения на выходе привода

nвых = ,

где Dб - диаметр барабана,мм

nвых =  об/мин

nэ.тр= 1000 об/мин

**1.2.3 Выбор электродвигателя**

выбирается электродвигатель 132S6.

Параметры: P = 5,5 кВт, nэд = 960 мин-1.

****

**Рисунок 2-Электродвигатель 132S6.**

**1.3 Уточнение передаточных чисел**

Общее передаточное число





,

где Uред – передаточное число редуктора;

U12 – передаточное число ременной передачи (U12 =3).







**1.4 Кинематический и силовой расчет**

**1.4.1 Мощность, передаваемая на валы привода**

,

,

,

,

где P1 – мощность на 1-ом валу, Вт;

P23 – мощность, передаваемая на вал 2-3, Вт;

P45 – мощность, передаваемая на вал 4-5, Вт;

P6 – мощность, передаваемая на выходной вал редуктора, Вт.









**1.4.2 Частота вращения валов привода**

,

,

,

.









**1.4.3 Угловые скорости вращения валов**

,

,

,

,









**1.4.4 Крутящие моменты на валах**

,

,

,

,









**2 Расчет зубчатых передач**



**Рисунок 3-Схема зубчатой передачи**

**2.1 Критерии работоспособности и расчета**

Критериями работоспособности зубчатой косозубой цилиндрической передачи являются:

1. износ;
2. усталостное выкрашивание;
3. усталостные поломки зубьев;
4. статические поломки.

Расчет на прочность ведется от определения допускаемых контактных напряжений и определения допускаемых значений напряжений при расчете зубьев на усталостный изгиб.

уН < [уН]

уF < [уF]

**2.2 Выбор материала зубчатых колес**

**Таблица 2 Выбор материала зубчатых колес.**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Звено | Марка стали | Термообработка | Твердость зубьев НВ | ут, МПа |
| Шестерни  3,5 | сталь 40Х | улучшение | 260..300 | 650 |
| Колеса  4,6 | сталь 40Х | улучшение | 230..260 | 650 |

**2.4 Расчет допускаемых напряжений**

**2.4.1 Допускаемые контактные напряжения**

В соответствии с ГОСТ 21354-75 допускаемые контактные напряжения равны

,

где уHlimB – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, Н/мм2;

KHL – коэффициент долговечности;

SH – коэффициент безопасности (для зубчатых колес с однородной структурой материала (улучшение) SH = 1.1).

При способе термической обработки, как улучшение, для сталей 45 и 40Х предел контактной выносливости поверхности зубьев







,

где NHO – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости;

NHE – эквивалентное число циклов перемены напряжений.







,

где ni – частота вращения того зубчатого колеса, для которого определяется допускаемое напряжение, мин-1;

c – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один оборот (c = 1);

tУ – суммарное время работы;

Tn – максимальный из длительно действующих моментов;

T1, T2 – действующие моменты;

t1,t2 – время действия моментов.



**Рисунок 4-Режим работы**

,

где - срок службы привода, годы (=9);

- число рабочих смен в сутки (),

- количество рабочих часов в каждую смену ().

ч







Т.к. , то KHL3 = 1.

Т.к. , то KHL4 = 1.

Т.к. , то KHL5 = 1.

Т.к. , то KHL6 = 1.









Для цилиндрических передач с косыми зубьями в качестве расчётных напряжений принимаются:

,

где  - наименьшее из напряжений .

 Принимаем  МПа.

 Принимаем  МПа.

**2.4.2 Допускаемые напряжения у ножки зуба**

,

где у0Flim – предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов изменения напряжений, Н/мм2;

KFL – коэффициент долговечности;

SF – коэффициент безопасности (принимаем SF = 1.75 для улучшенных сталей 45, 40Х ).







,

где NFO – базовое число циклов перемены напряжений ();

NFE – эквивалентное число циклов перемены напряжений ().

Т.к. , то KFL3 = 1.

Т.к. , то KFL4 = 1.

Т.к. , то KFL5 = 1.

Т.к. , то KFL6 = 1.









**2.4.3 Максимальные допустимые напряжения**

Для зубьев зубчатых колес, подвергнутых улучшению

,

где ут – предел текучести материала при растяжении, Н/мм2.



,

где уFlimM – предельное значение напряжения, не вызывающего остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, Н/мм2;

SFM – коэффициент безопасности (для улучшенных сталей 45, 40Х SFM = 1.75).











**2.5 Проектный расчет передачи**

**2.5.1 Определение коэффициентов перегрузки**

Коэффициенты нагрузки находятся по следующим зависимостям:

при расчете на контактную выносливость

,

при расчете на изгибную выносливость

,

где KHв, KFв – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (ширине зубчатого венца);

KHV, KFV – динамические коэффициенты (учитывают внутреннюю динамику передачи).

По ГОСТ 21354-75 быстроходная передача 3-4 – 3 схема, тихоходная передача 5-6 – 5 схема, тогда ориентировочное значение коэффициентов концентрации нагрузки по длине можно определить из графиков .



где u – передаточное число рассчитываемой передачи.

u34 = 3,6 u56 = 2,8





KHB34 = 1.15 KFB34 = 1.32

KHB56 = 1.06 KFB56 = 1.1

Значение коэффициентов KHV и KFV выбирают в зависимости от окружной скорости в зацеплении, точности изготовления передачи и твердости зуба.

Приближенная скорость в зацеплении

,

где nш – частота вращения шестерни, мин-1;

CV – вспомогательный коэффициент (для косозубых цилиндрических передач и 1 группы термообработки CV = 1500);

Tк – момент на колесе, Нм.





Принимаем степень точности

зубчатая передача 3-4 8я;

зубчатая передача 5-6 8я.

Выбираются значения коэффициентов KHV и KFV

KHV34 = 1.045 KFV34 = 1.053

KHV56 = 1.025 KFV56 = 0.9









## 2.6 Расчет передачи c косозубыми цилиндрическими колесами (3-4)

Цель расчета: определение геометрических размеров передачи, выполненной в герметичном корпусе.

### Определение предварительного значения межосевого расстояния:

;

 мм.

Принимаем  мм из стандартного ряда.

### Определяем нормальный модуль из зацепления:

;

мм.

Принимаем  мм из стандартного ряда.

Определяем числа зубьев зубчатых колёс:

;



Принимаем .

Определим угол наклона зуба:

;

;

;

;

;

.

### Уточним передаточное отношение:

;

.

### Определим геометрические размеры передачи.

Делительный диаметр:

****;

****мм;

****мм.

Диаметры окружностей выступов:

 мм;

 мм.

Диаметры окружностей впадин:

мм;

 мм.

Ширина зубчатых венцов колёс:

мм.

Ширину шестерни принимаем на 5 миллиметров больше.

 мм.

Проверочные расчеты в зацеплении.

После определения основных геометрических размеров необходимо выполнить проверочные расчеты по контактным напряжениям, напряжениям изгиба и по предельным напряжениям с целью предотвращения возможных ошибок.

### Уточненное значение окружной скорости.



т.к. полученное значение скорости находится в том же диапазоне при выборе  и , то коэффициенты  и  остаются прежними.

### Проверочный расчет по контактным напряжениям.

,где .

 Мпа

Допускается недогруз передачи до 10%.В данном случае недогруз составляет 6,8%.

### Проверочный расчет по напряжениям изгиба:

,где YF-коэффициент прочности зуба(выбирается в зависимости от приведённого числа зубьев колёс).

;

.

### Проверочный расчет по кратковременным перегрузкам.

; ;

;

; ; ;

; .

### Определение сил, действующих в зацеплении.

Окружная сила:



Радиальная сила:



Осевая сила:



### Таблица 4. Итоговая таблица результатов расчетов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Рассчитываемый параметр | Обозначение | Размерность | Численное значение |
| 1. Межосевое расстояние | а34 | мм | 160 |
| 2. Число зубьев шестерни | Z3 | мм | 45 |
| 3. Число зубьев колеса | Z4 | мм | 164 |
| 4. Нормальный модуль зацепления | mn | мм | 1,5 |
| 5. Диаметр делительной окружности шестерни | d3 | мм | 68,89 |
| 6. Диаметр делительной окружности колеса | d4 | мм | 251,1 |
| 7. Диаметр окружности выступов шестерни | da3 | мм | 71,89 |
| 8. Диаметр окружности выступов колеса | da4 | мм | 254,1 |
| 9. Диаметр окружности впадин шестерни | df3 | мм | 65,14 |
| 10. Диаметр окружности впадин колеса | df4 | мм | 247,35 |
| 11. Ширина зубчатого венца шестерни | b3 | мм | 55 |
| 12. Ширина зубчатого венца колеса | b4 | мм | 50 |
| 13. Степень точности передачи | - | - | 8 |
| 14. Угол наклона зуба | β | град. | 11,76 |
| 15. Окружная сила в зацеплении | Ft | Н | 1198,934 |
| 16. Радиальная сила в зацеплении | Fr | Н | 442,7 |
| 17. Осевая сила в зацеплении | Fa | Н | 204,938 |

## 

## 2.7Расчет передачи c косозубыми цилиндрическими колесами (5-6)

Цель расчета: определение геометрических размеров передачи, выполненной в герметичном корпусе.

### Определение предварительного значения межосевого расстояния:

;

 мм.

Принимаем  мм из стандартного ряда.

### Определяем нормальный модуль из зацепления:

;

мм.

Принимаем  мм из стандартного ряда.

Определяем числа зубьев зубчатых колёс:

;



Принимаем .

Определим угол наклона зуба:

;

;

;

;

;

.

### Уточним передаточное отношение:

;

.

### Определим геометрические размеры передачи.

Делительный диаметр:

****;

****мм;

****мм.

Диаметры окружностей выступов:

 мм;

 мм.

Диаметры окружностей впадин:

мм;

 мм.

Ширина зубчатых венцов колёс:

мм.

Ширину шестерни принимаем на 5 миллиметров больше.

 мм.

Проверочные расчеты в зацеплении.

После определения основных геометрических размеров необходимо выполнить проверочные расчеты по контактным напряжениям, напряжениям изгиба и по предельным напряжениям с целью предотвращения возможных ошибок.

### Уточненное значение окружной скорости.



т.к. полученное значение скорости находится в том же диапазоне при выборе  и , то коэффициенты  и  остаются прежними.

### Проверочный расчет по контактным напряжениям:

,где ;

.

Допускается недогруз передачи до 10%.В данном случае недогруз составляет 8,3%.

### Проверочный расчет по напряжениям изгиба:

,

где YF-коэффициент прочности зуба(выбирается в зависимости от приведённого числа зубьев колёс).

;

.

### Проверочный расчет по кратковременным перегрузкам.

; ;

;

; ; ;

;

.

### Определение сил, действующих в зацеплении.

Окружная сила:



Радиальная сила:



Осевая сила:



### Таблица 5. Итоговая таблица результатов расчетов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Рассчитываемый параметр | Обозначение | Размерность | Численное значение |
| 1. Межосевое расстояние | а56 | мм | 180 |
| 2. Число зубьев шестерни | Z5 | мм | 53 |
| 3. Число зубьев колеса | Z6 | мм | 150 |
| 4. Нормальный модуль зацепления | mn | мм | 1,75 |
| 5. Диаметр делительной окружности шестерни | d5 | мм | 93,99 |
| 6. Диаметр делительной окружности колеса | d6 | мм | 266,01 |
| 7. Диаметр окружности выступов шестерни | da5 | мм | 97,49 |
| 8. Диаметр окружности выступов колеса | da6 | мм | 269,51 |
| 9. Диаметр окружности впадин шестерни | df5 | мм | 89,615 |
| 10. Диаметр окружности впадин колеса | df6 | мм | 261,635 |
| 11. Ширина зубчатого венца шестерни | b5 | мм | 62 |
| 12. Ширина зубчатого венца колеса | b6 | мм | 57 |
| 13. Степень точности передачи | - | - | 8 |
| 14. Угол наклона зуба | β | град. | 9,24 |
| 15. Окружная сила в зацеплении | Ft | Н | 2766,25 |
| 16. Радиальная сила в зацеплении | Fr | Н | 1020,1 |
| 17. Осевая сила в зацеплении | Fa | Н | 450 |

**3. Расчет клиноременной передачи**

Выбираем сечение клинового ремня, предварительно определив угловую скорость и номинальный вращающий момент ведущего вала:



При таком значении вращающего момента принимаем сечение ремня типа А, минимальный диаметр . Принимаем.

Определяем передаточное отношение i без учета скольжения

.

Находим диаметр  ведомого шкива, приняв относительное скольжение е = 0,015:

.

Ближайшее стандартное значение . Уточняем передаточное отношение i с учетом:

.

Пересчитываем:

.

Расхождение с заданным составляет 1,5 %, что не превышает допустимого значения 3%.

Определяем межосевое расстояние а: его выбираем в интервале



принимаем близкое к среднему значение а = 450 мм.

Расчетная длина ремня:

.

Ближайшее стандартное значение L = 1400 мм.

Вычисляем



и определяем новое значение а с учетом стандартной длины L:



Угол обхвата меньшего шкива



Скорость



По таблице определяем величину окружного усилия , передаваемого клиновым ремнем:  на один ремень.

.

Допускаемое окружное усилие на один ремень:

.

Определяем окружное усилие:

.

Расчетное число ремней:

.

Определяем усилия в ременной передаче, приняв напряжение от предварительного натяжения 

Предварительное натяжение каждой ветви ремня:

;

рабочее натяжение ведущей ветви

;

рабочее натяжение ведомой ветви

;

усилие на валы

.

Шкивы изготавливать из чугуна СЧ 15-32, шероховатость рабочих поверхностей .

Сила предварительного натяжения одного ремня

,





Сила предварительного натяжения одной ветви комплекта ремней передачи

Н

Натяжение ветвей комплекта ремней передачи, нагруженной номинальной мощностью P

Натяжение F1 ведущей ветви комплекта ремней



Н

Натяжение F2 ведомой ветви комплекта ремней

**4 Ориентировочный расчёт валов**

**4.1 Расчёт быстроходного вала 2-3**



Рисунок 5-Эскиз входного вала 2-3

, где Т - момент на быстроходном валу, Н⋅м;

мм принимаем d = 35 мм; хвостовик конический (М20×1,5),

Диаметр участка вала под подшипник: 

где, t - высота заплечника, мм; t = 2мм ,

мм Принимаем dП = 40мм.

Диаметр буртика подшипника: 

где, r - координата фаски подшипника, мм r = 2,5мм ,

мм Принимаем dБП = 48мм.

**4.2 Расчёт промежуточного вала 4-5**



Рисунок 6-Эскиз промежуточного вала 4-5

**,где Т45 -момент на промежуточном валу;

** Принимаем dК = 45мм;

dБК ≥ dК + 3⋅f , где f -размер фаски колеса; f = 1,6мм ,

dБК ≥ 45 + 3⋅1,6 ≥49,8 мм Принимаем dБК = 50мм

** Принимаем dП = 45мм.

**4.3 Расчёт выходного вала 6**



Рисунок 7-Эскиз выходного вала 6

*,* где Т-момент на выходном валу;

**мм ;

*,*где *t-*высота заплечника;

**мм принимаем dП =55мм;

** ;

**мм ; принимаем dБП =65мм;

dК =dБП =65мм.

dБК =dК +3⋅f , где f– размер фаски колеса; f =2,6мм ,

dБК =65+ 3⋅2,6=70мм.

# 5 Подбор и проверка шпонок

Подбираются шпонки призматические (ГОСТ 23360-78).



**Рисунок 8-Шпоночное соединение**

**Таблица 4**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Место установки | Диаметр d, мм | Сечение шпонки, мм | | Фаска s, мм | Глубина паза, мм | | Длина l, мм |
| b | h | t1 | t2 |
| 2-3 | шкив | 29.1 | 6 | 6 | 0.3 | 3.5 | 2.8 | 40 |
| 4-5 | колесо зубчатое | 45 | 14 | 9 | 0.5 | 5.5 | 3.8 | 32 |
| 6 | колесо зубчатое | 67 | 20 | 12 | 0.5 | 7,5 | 4.9 | 50 |
| 6 | полумуфта | 45 | 14 | 9 | .05 | 5,5 | 3.8 | 70 |

## Проверка шпонок на смятие

,

где T – передаваемый вращающий момент;

dср – диаметр вала (средний) в месте установки шпонки;

h, b, l – линейные размеры шпонки;

t1 – глубина паза вала.

Проверочный расчет шпонки 6Ч6Ч40 ГОСТ 23360-78, на валу 2-3.

Т.к. материал ступицы (шкив) – чугун, то допускаемое напряжение смятия [усм]2-3 = 80 Н/мм2.



Проверочный расчет шпонки 14Ч9Ч32 ГОСТ 23360-78, на валу 4-5.

Т.к. материал ступицы (зубчатое колесо 4) – сталь, то допускаемое напряжение смятия

[усм]4-5 = 120 Н/мм2.



Проверочный расчет шпонки 18Ч11Ч56 ГОСТ 23360-78, на валу 6 под зубчатое колесо 6.

Т.к. материал ступицы (зубчатое колесо 6) – сталь, то допускаемое напряжение смятия

[усм]6к = 120 Н/мм2.



Проверочный расчет шпонки 12Ч8Ч63 ГОСТ 23360-78, на валу 6 под полумуфту.

Т.к. материал ступицы (полумуфта) – чугун, то допускаемое напряжение смятия

[усм]6м = 80 Н/мм2.



Т.к. , то необходимо поставить две шпонки под углов 180є, считая, что каждая шпонка передает половину нагрузки.

Проверка показала, данные шпонки можно использовать в шпоночных соединениях редуктора.

# 6 Выбор муфты

Исходя из условий работы данного привода, будет использоваться втулочно-пальцевая муфта (ГОСТ 20884-93). Муфта выбирается по диаметру вала и по величине расчетного момента

,

где k – коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия, для ленточных транспортеров при нагрузке спокойной – k = 1.5 (табл. 9.3, стр. 172, /8/).





**Рисунок 9-МУВП**

Основные параметры МУВП

**Таблица 5** **.Основные параметры МУВП**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Т, Н⋅м | d, мм | D, мм | L, мм | l, мм |
|
| 1000 | 50 | 220 | 226 | 110 |

Проверочный расчёт муфты

Упругие элементы рассчитываются на смятие:

усм=2⋅T/(z⋅D⋅dп⋅lвт)≤[ усм],

где Т - вращающий момент;

dп – диаметр пальца; (dп = 22)

усм=2⋅103⋅1216/(8⋅220⋅22⋅110)=0.54≤2 МПа

**7 Определение реакций опор промежуточного вала и построение эпюр**



**Рисунок 10-Схема редуктора**

Для проверки выбираем промежуточный вал 2-3. Так как на него действует большее количество сил.

Определим реакции опор:

Рассмотрим проекции сил в плоскости ХZ :

 -Ft2 ⋅55 + Ft5 ⋅ 125 – RХВ ⋅ 175 =0;

тогда  Н

 -Ft5 ⋅50 + Ft4 ⋅ 120 – RХА ⋅ 175 =0;

тогда Н

Проверка: ΣFIX =0; RХА - Ft4 + Ft5 - RХВ = 31,7 – 1198,9 + 2766,25 – 1599 = 0.

Рассмотрим проекции сил в плоскости УZ:

 -Fr4 ⋅ 55 - Fa4 ⋅ 127,5 – Fr5 ⋅ 125 + Fa5 ⋅ 48,7 +RУB ⋅ 175 =0;

тогда 

 Fr5 ⋅50 + Fa5 ⋅ 48,7 + Fr4 ⋅ 120 – Fa4 ⋅ 127,5 -RУА ⋅ 175 =0;

тогда 

Проверка: ΣFIY =0; RYА - Fr4- Fr5 + RYВ = 859,5 – 442,7 – 1020,1+ 593,2 = 0.

Суммарные реакции опор:

 Н

 Н

Определим значения изгибающих моментов:

Плоскость XZ:

Сечение 1: 0 < X1 <0.055м. Сечение 2: 0 < X2 <0.70м.

MX = RХА ⋅ X1 MX = RХА ⋅ (0,055 + X1) - Ft4 ⋅ X2

MX(0) = 0 MX(0) = 31,7 ⋅ 0,055 = 1,74 Н⋅м

MX(0.036) = 31,7⋅ 0.055 = 1,74 Н⋅м MX(0.138) = 31,7 ⋅ 0,125 – 1198,9 ⋅ 0,7 = -79,95 Н⋅м

Сечение 3: 0 < X3 <0.05м.

MX = -RХВ ⋅ X3

MX(0) = 0

MX(0.042) = -1599 ⋅ 0.05 = -79,95 Н⋅м

Плоскость УZ:

Сечение 1: 0 < У1 <0.055м.

MУ = RУА ⋅ У1

MУ(0) = 0

MУ(0.036) =859,5 ⋅ 0.055 = 47,5Н⋅м

Сечение 2: 0 < У2 <0.7м.

MУ = RУА ⋅ (0,055 + У2) – Fr4 ⋅ У2 + Fa4 ⋅ 0,0127

MУ(0) = 859,5 ⋅ 0,055 + 442,7 ⋅ 0,0127 = 53 Н⋅м

MУ(0.7) = 859,5 ⋅ 0,125 – 442,7 ⋅ 0,7 + 5,6= 98,5 Н⋅м

Сечение 3: 0 < У3 <0.05м.

MУ = RУВ ⋅ У3

MУ(0) = 0

MУ(0.05) = 593,2 ⋅ 0.05 = 29,66 Н⋅м

**7.1 Проверочный расчет промежуточного вала**

Проверочный расчёт состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) напряжениями [S]. Прочность соблюдена при S >= [S] .

Будем производить расчёт для предположительно опасных сечений вала.



Рисунок 12-Эскиз вала

Материал вала ─ сталь 45.

Таблица 6

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Диаметр  заготовки | Твердость  НВ | ув  МПа | ут  МПа | фт  МПа | у-1  МПа | | ф-1  МПа | шт |
| <80 | 270 | 900 | 650 | 390 | 410 | 230 | | 0,10 |

**Сечение А - А**: Концентратором напряжений является шпоночный паз.

Коэффициент запаса прочности:

S= Sу· Sф/

Sу=у-1D/ уа

Sф=ф-1D/( фа+шфD· фа),

где уа и фа ─ амплитуды напряжений цикла;

шфD ─ коэффициент влияния асимметрии цикла напряжений.

уа=103·М/W; фа=103·М к/2Wк

М= 

М к = 130 Н·м

Определим моменты инерции:

W=р·d3/32-b·h·(2d-h)2/(16d)=3.14·453/32-14·9(2·45 -9)2/(16·45) = 8045мм3

Wк=р·d3/16-b·h·(2d-h)2/(16d)= 3.14·453/16-14·9(2·45-9)2/(16·45) = 16987мм3

уа=103 ·53/8045 = 6,6 МПа

фа=103 ·130/2·6987 = 9.3 МПа

Пределы выносливости вала:

у-1D= у-1/КуD; ф-1D= ф-1/КфD,

где КуD и КфD ─ коэффициенты снижения предела выносливости.

КуD=( Ку/ Кdу+1/ КFу-1)/ КV,

КфD=( Кф/ Кdф+1/ КFф-1)/ КV,

где Ку и Кф ─ эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

Кdт и Кdф ─ коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

КFт и КFф ─ коэффициенты влияния качества поверхности;

КV ─ коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

КуD=( 2,2/0,81+1/0,95-1)/ 1=2,77

КфD=( 1,75/0,81+1/0,95-1)/ 1=2,21

у-1D= 410 / 2,77 =148 МПа; ф-1D= 230 /2,21 = 104.1 МПа

шфD=шф/ КфD

шфD=0,1/ 2,21=0,045

Sу= 148 / 6,6 = 22,4 Sф= 104.1 / (9.3 + 0,035 ⋅ 9.3) = 10.8

S= 22,4 · 10.8 /=15.4 > [S] = 2.5

Проверка показала, что коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении больше чем требуемый.

**Сечение Б-Б:** Концентратором напряжений является галтель у шестерни.

Коэффициент запаса прочности:

S= Sу· Sф/

Sу=у-1D/ уа

Sф=ф-1D/( фа+шфD· фа),

уа=103·М/W; фа=103·М к/2Wк

М= 

М к = 130 Н·м

Определим моменты инерции:

W=р·d3/32=3.14·503/32=12267 мм3

Wк=р·d3/16=3.14·503/16=24531 мм3

уа=103 · 126,8 / 12267 = 10,3 МПа

фа=103 · 130 / 2 · 24531 = 2,6 МПа

Пределы выносливости вала:

у-1D= у-1/КуD; ф-1D= ф-1/КфD,

где КуD и КфD ─ коэффициенты снижения предела выносливости.

КуD=( Ку/ Кdу+1/ КFу-1)/ КV,

КфD=( Кф/ Кdф+1/ КFф-1)/ КV,

КуD=( 2,2/0,81+1/0,95-1)/ 1=2,77

КфD=( 1,75/0,81+1/0,95-1)/ 1=2,21

у-1D= 410 / 2,77 =148 МПа; ф-1D= 230 /2,21 = 104.1 МПа

шфD=шф/ КфD

шфD=0,1/ 2,21=0,045

Sу= 148 / 10,3= 14,4 Sф= 104.1 / (2,6 + 0,045 ⋅ 2,6) = 38,5

S= 14.4 · 38,5 /= 5,3 > [S] = 2.5

Проверка показала, что коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении больше чем требуемый.

**8 Проверка пригодности подшипников промежуточного вала 2 – 3**

Предварительно назначаем радиальные шариковые подшипники лёгкой серии 207. Схема установки подшипников - враспор.

Для принятых подшипников находим:

Cr = 20100 H; e = 0,26; Y =1,71;X=0,56 .

Минимально необходимые для нормальной работы подшипников осевые силы:

FaAmin = 0.83 ⋅ e ⋅ RA = 0,83 ⋅ 0,26 ⋅ 860,08= 185,6 H

Значения осевых сил берём из расчёта зубчатых передач:

Fa4 = 204,9H; Fa5 = 450H , тогда FA = Fa5 + Fa4 = 754,9H.

Отношение FaА / (V ⋅ RA) = 754,9/1⋅ 860,08 =0,87, что больше e = 0,26. Тогда для опоры А: Х =0,56; Y = 1,71.

Найдём эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:

,

где коэффициенты V = 1, Кб = 1,2 , КТ = 1

Н.0

Вычисляем ресурс работы подшипника:

**

где, Сr - базовая радиальная динамическая грузоподъёмность подшипника, Н

Рr - эквивалентная радиальная динамическая нагрузка, Н

к=3 - показатель степени для шариковых подшипников;

а1=1 - коэффициент корректирующий ресурс в зависимости от надежности (90%);

а23=0,75 - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника.

n – частота вращения вала.

ч

Расчётная долговечность должна отвечать условию

 ,

где t ─ требуемый ресурс, t= 21600 ч.

Данное условие выполняется, следовательно, подшипники 207 пригодны.

**9** **Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор



, 

Расстояние b0 между дном корпуса и поверхностью колес

.

В двухступенчатых соосных редукторах между торцевыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника опор соосных валов. Расстояние ls между зубчатыми колесами

,

где T3 и T6 – ширины подшипников опор быстроходного и тихоходного валов.



Толщина стенок

.

Принимается д = 8 мм.

Толщина фланцев

.

Принимается b = 14.5 мм.

Диаметры болтов:

- фундаментальных ,

принимаются фундаментальные болты с резьбой М20;

- остальные болты ,

принимаются болты с резьбой М16.

# 

# 10 Выбор смазки

При минимальном количестве масла смазывание редуктора осуществляется погружением колеса на высоту зуба в масло - картерное смазывание. Подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передач. При смазывании колес погружением на подшипники попадают брызги масла, стекающего с колес, валов и стенок корпуса.

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в смазку (масло), заливаемую внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 1/3. Объем масляной ванны 4…6 л.

По таблице устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях до 1000 Н/мм2 и скорости V до 2 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 34 мм2/с. По таблице из справочной литературы принимаем масло индустриальное И-Г-А-46 (табл. 11.1-11.3, стр. 200, /4/).

Контроль масла, находящегося в корпусе редуктора осуществляется с помощью жезлового маслоуказателя.

**11 Подбор посадок и допусков**

Зубчатые колеса: H7/r6.

Крышки торцовых узлов на подшипниках качения: H7/h8.

Шпоночные соединения: P9/h9.

Штифт с картеров: P8/h7.

Штифт с крышкой: H8/h7.

**12 Сборка и регулировка редуктора**

Перед сборкой полость корпуса редуктора подвергают очистке и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида.

На входной вал насаживают подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 - 100˚С.

На промежуточный вал насаживают подшипник предварительно нагретый в масле до 80 - 100˚С.Затем закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала. Насаживают подшипник предварительно нагретый в масле до 80 - 100˚С.

На выходной вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо, насаживают подшипники, предварительно нагретые в масле до 80 - 100˚С.

Валы устанавливают в корпус. Для центровки устанавливают крышку редуктора на корпус с помощью цилиндрических штифтов, затягивают болты, крепящие крышку редуктора с корпусом.

На конические хвостовики входного и выходного валов закладывают шпонки и надевают муфту и шкив.

Ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и устанавливают маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой, закрепляя крышку винтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытаниям на стенде по программе установленной техническими условиями.

**Заключение:**

1. Согласно заданию был разработан привод - редуктор цилиндрический.

2. Был выбран электродвигатель, рассчитаны зубчатые передачи, спроектированы и проверены на пригодность шпоночные соединения, подшипники, разработан общий вид редуктора, разработаны рабочие чертежи деталей..

3. Электродвигатель был выбран исходя из потребной мощности и условий работы привода.

4. Шпоночные соединения были проверены на смятие.

5. Форма и размеры деталей редуктора и плиты привода были определены конструктивными и технологическими соображениями, а также выбором материалов и заготовок.

**Список использованной литературы:**

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие-4-е изд.,исп.- М.: Высш.щк.,1985-415 с.,ил..

2. Левитский И. Г. Расчет клиноременной передачи: Методические указания по курсовому проектированию. Хабаровск, издательство ХГТУ, 1991.

3. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. М.: Машиностроение, 1979.