**1. Введение.**

1.1 Представленный на рисунке 1 привод к ленточному конвейеру предназначен для работы согласно графику нагрузки (рисунок 2) с ресурсом работы  с коэффициентами и  использования.

1.2 Привод состоит из электродвигателя соединенного с ведущим валом двухступенчатого редуктора при помощи плоскоременной передачи и установленного на сварную фундаментную раму.

1.3 В свою очередь агрегат связан с приводом валом, установленным на станину конвейера цепной муфтой с однорядной цепью.

1.4 Плоскоременная передача привода, состоящая из плоского ведущего и выпуклого ведомого шкивов и плоского ремня.

1.5 Редуктор привода – горизонтальный, двухступенчатый выполненный прямозубыми цилиндрическими колесами.

1.6 По требованиям правил техники безопасности все движущиеся открытые детали и узлы привода закрыты защитными кожухами, которые проектом предусмотрены, но не разрабатываются.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

**ДМ.01.04.00.00 ПЗ**

 Разраб.

Литвинко Н.Н.

 Провер.

Пахадня В.П.

 Реценз.

 Н. Контр.

 Утверд.

Привод ленточного конвейера

Лит.

Листов

МГУП, гр. ХМУ-011

**2. Кинематическая схема привода.**

Рисунок 1 – Кинематическая схема привода.

Мощность электродвигателя – 3 кВт.

Число оборотов nдв=1500 об/мин.

Передаточное отношение привода – 52,2

Передаточное отношение: первой ступени редуктора U1=5,71;

второй ступени редуктора U2=3,66;

плоскоременной передачи U3=2,5;

редуктора Uред=20,88;

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Валы | I | II | III | IV |
| Угловая скорость, рад/с | 149,15 | 59,66 | 10,45 | 16,3 |
| Крутящий момент, Н·м | 19,72 | 46,37 | 254,2 | 153,37 |
| Мощность, Вт | 2941,2 | 2766,2 | 2656,38 | 2500 |

График нагрузки.

Рисунок 2 – График нагрузки.

Срок службы – 5 лет.

Коэффициент использования привода в году - .

Коэффициент использования привода в сутки - .

**3. Кинематический расчет привода**

*3.1. Требуемая мощность электродвигателя для привода:*

, (4.1) с.3 /3/

где  - мощность на рабочем органе привода, Вт

 - общий КПД привода от двигателя до барабана,

, (4.2) с.3 /3/

 где ηрем. – КПД, учитывающий потери в плоскоременной передаче,

ηподш. – КПД, учитывающий потери в паре подшипников,

ηцил.пер. – КПД зубчатой цилиндрической передачи,

ηм. – КПД муфты

ηрем. = 0,95;

ηподш. = 0,99;

ηцил.пер.= 0,97;

ηм. = 0,99; (все КПД из табл.1 с.4 /3/)





*3.2. Приемлемая угловая скорость вращения вала электродвигателя:*

 (4.3)с.4 /3/

где  - угловая скорость вращения рабочего органа, рад/с

 - оценочное передаточное отношение привода, которое связано с передаточным отношением последовательно соединяемых передач зависимостью:

, (4.4)

Принимаем:

u2=3 быстроходная зубчатая передача, с цилиндрическими колесами

u3=3 тихоходная зубчатая передача, с цилиндрическими колесами

u1=4, плоскоременная передача



*3.3. Выбор мощности электродвигателя:*

Приемлемая угловая скорость вращения вала электродвигателя

 (4.5)



Частота вращения:



*3.4 Выбор двигателя.* (табл.3 с.6 /3/ )

По полученным данным выбираем асинхронный трехфазный двигатель 4А100S4У3, у которого NДВ=3кВт, dвых=28мм, синхронная частота вращения , .

Проверяем соблюдение требование графика нагрузки и характеристики двигателя. По графику нагрузки . По характеристике двигателя 4А100S4У3 (с.7) /2/

Условие < выполняется.

*3.5 Асинхронная частота вращения вала электродвигателя*

Асинхронная частота вращения вала электродвигателя с учетом скольжения при номинальной нагрузке (об/мин):

 (4.6)

где n- синхронная частота вращения вала электродвигателя, (об/мин)

S – скольжение, при номинальной нагрузке, (с.1) /2/



*3.6 Передаточное отношение привода*

,



*3.7 Разбивка общего передаточного отношения привода по ступеням.*

 (4.7)

Принимаем u1=2,5 (плоскоременная передача), тогда:



Так как быстроходная ступень нагружена меньше, чем тихоходная, то для получения оптимального передаточного отношения пользуются формулой:



u2=5.71 быстроходная зубчатая передача, с цилиндрическими колесами;



u3=2,8 тихоходная зубчатая передача, с цилиндрическими колесами.

*3.8. Угловые скорости и частоты вращения на валах*: (с.5 /3/)

















*3.9. Мощности на валах:* (с.7 /3/)

Для всех валов привода: 











*3.10. Крутящие моменты на валах:* (с.7 /3/)











4**. Расчёт передач привода.**

**4.1 Расчёт плоскоременной передачи**

4.1.1 Определим диаметр ведущего шкива по уравнению Саверина:

 (5.1)



Принимаем по ГОСТ 17383-72 *D1=140мм.*

4.1.2 Определим диаметр ведомого шкива:

 (5.2)

где  - коэффициент упругого скольжения.



Принимаем по ГОСТ 17383-72 *D2=315мм.*

4.1.3 Уточняем передаточное число:

 (5.3)

4.1.4 Определяем окружную скорость и выберем тип ремня:

 (5.4)



Т.к.  следовательно, принимаем прорезиненный ремень типа Б.

4.1.5. Выбираем межосевое расстояние *а* для плоского ремня.

 (5.5)



4.1.6 Определяем расчетную длину ремня по выбранному межосевому расстоянию, мм:

 (5.6)



4.1.7 Проверяем число пробегов ремня:

 (5.7)



4.1.8 Определяем угол обхвата на малом шкиве по формуле:

 (5.8)



4.1.9 Рассчитаем нагрузку ремня:

 (5.9)



4.1.10 Рассчитаем площадь поперечного сечения ремня:

 (5.10)

где  - расчётное полезное напряжение:



Сα – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на меньшем шкиве:



Сv – коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы:



Ср – коэффициент динамичности и режима работы передачи. В данном случае принимаем Ср=1.(таблица 8.7)

 - коэффициент учитывающий влияние расположения передачи и способа регулирования натяжения ремня на его работоспособность. Принимаем (таблица 8.8)

По таблице 8.6 принимаем:



Для прорезиненного ремня принимаем отношение:  и по таблице 8.9 определяем допускаемое полезное напряжение: 

4.1.11 Определяем размеры сечения ремня:

- толщина: ;

- ширина: ;

Т.к. толщина одной прокладки для ремня типа Б , следовательно принимаем число прокладок , тогда толщина ремня  и ширина .

Пересчитаем площадь поперечного сечения ремня:



;

По таблице 8.1. окончательно принимаем: ремень типа Б с числом прокладок , толщиной  и шириной .

4.1.12 Определим усилие, действующее на вал:

 (5.10)

.

**4.2 Расчет быстроходной ступени.**

*4.2.1. Расчет зубчатых передач.*

Расчет зубчатых передач, выполняемый по ГОСТ 21354-87, сводится к определения геометрических параметров зубчатых колес. В зависимости от вида зубчатых передач проектировочным расчетом на контактную прочность для закрытых передач, предварительно определяются основные размеры. Затем полученные размеры подтверждаются или уточняются проверочными расчетами на контактную прочность для закрытых передач.

*4.2.2. Выбор материала зубчатых колес.*

По таблице 2.2. (с.6) /2/ принимаем рекомендуемые пару сталей: для шестерни и для колеса.

Принимаем для шестерни быстроходного вала Сталь 45 (улучшение) со следующими механическими свойствами:

Предел прочности: 

Предел текучести: 

Твердость: 194…263НВ

Принимаем для колеса быстроходного вала Сталь 45 (нормализация) со следующими механическими свойствами:

Предел прочности: 

Предел текучести: 

Твердость: 171…241НВ

*0.003t*

*0,2t*

*0.8t*

*t*

*1.4T*

*T*

*0.5T*

*Дано:*

###### Срок службы 5 лет





*4.2.3 Контактные напряжения (для шестерни)*

Допускаемые контактные напряжения определяются раздельно для шестерни и для колеса по формуле:

 (5.11)

где  - базовый предел контактной прочности поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов 

 (с8) /2/

 - твердость зубьев,

 - коэффициент безопасности, 

 - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи:

 (5.12)

где  - можно определить по формуле:



 - эквивалентное число циклов перемены напряжений. Для ступенчатой циклограммы нагружения:

 (5.13)

где T=T1 – максимальный момент, передаваемый рассчитываемым колесом в течении времени , Н⋅м

T2 – момент, действующий в течении  часов,

С – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым, С=1,0;

 - частота вращения зубчатого колеса, об/мин

 - число часов работы передачи за расчетный срок службы, час

 (5.14)

где  и  - коэффициенты использования передачи в году и суток

 - срок службы, годы





 принимаем  (длительно работающая передача)



*4.2.4 Контактные напряжения при кратковременной перегрузке:*

 (5.15)

где  - предельно допускаемое контактное напряжение, Н/мм2

 - предел текучести, Н/мм2



*4.2.5. Контактные напряжения (для колеса)* (с.192-195 /6/)



 (5.16)



 принимаем  (длительно работающая передача)



*4.2.6. Напряжения изгиба: (для шестерни)*

, (5.17)



 коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

 (5.18)

(Смотри пункт 3.6)

Коэффициент долговечности  (5.19)

где  – базовое число циклов перемены напряжения стали.

 (5.20)



 принимаем 



*4.2.7 Напряжения изгиба при кратковременной перегрузке:*

 (5.21)



*4.2.8 Напряжения изгиба: (для колеса)*

,





– коэффициент безопасности

 – коэффициент долговечности,

где 

 принимаем 



*4.2.9 Напряжения изгиба при кратковременной перегрузке:*



*4.2.10 Быстроходная цилиндрическая передача.*

Ориентировочное значение диаметра делительной окружности шестерни Z1

 (5.22)

где  - вспомогательный коэффициент, 

 - крутящий момент на валу шестерни, Нּм

 - передаточное отношение передачи,

 - коэффициент ширины колес относительно диаметра

 - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, при  и НВ<350  (с.13)/2/

 - расчетное допустимое напряжение, 



*4.2.11 Расчетная ширина колес:*

****** (5.23)

******

Принимаем

*4.2.12 Нормальный модуль зацепления:*

 (5.24) (4.1.3 с.11 /3/)

где  - коэффициент ширины колес относительно модуля. Для закрытых передач редукторного типа при НВ<350

 (c.14)/2/,



Принимаем минимальное значение модуля для силовых передач 1-го ряда значений  по ГОСТ 9563-60 .

*4.2.13. Числа зубьев колес и шестерни:*

 (5.25) (4.1.4 с.11 /3/)

*Принимаем число зубьев равное* 

*Колеса* 

Принимаем число зубьев равное

*4.2.14. Уточняем делительные диаметры колес тихоходной ступени:*(4.1.5 с.12 /3/)





*4.2.15. Межосевое расстояние передачи:*



*4.2.16. Диаметры выступов зубьев: (4.1.6 с.17 /3/)*





*4.2.17. Диаметры впадин зубьев: (4.1.5 с.16 /3/)*





*4.2.18. Окружная скорость колес:*

****** (5.26)

*4.2.19. Усилия, действующие в зацеплении:*

окружное:  (5.27)

радиальное:  (5.28)

где  - угол зацепления,

 (5.29)

где  - угол профиля 

, , 



Осевое усилие: 

**4.3 Проверочный расчёт быстроходной зубчатой передачи.**

*4.3.1 Проверочный расчет по контактным напряжениям (шестерня):*

 (5.30)

где  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацеплений, для косозубых колес 

 - коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес, для стальных колес 

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий сопряженных зубчатых колес, для косозубых колес:

 (5.31)

где  - коэффициент торцового перекрытия,





 - коэффициент нагрузки,

 (5.32)

где  - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку для приводов,  (с.26 таблица 7.1.)/2/

где  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку возникающую в зацеплении, при НВ<350 и . При принимаемой 7-ой степени точности изготовления  (с.27 таблица 7.2.)/2/

, (см. выше)

где  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, при НВ<350 . При принимаемой 7-ой степени точности изготовления  (с.28 таблица 7.3.)/2/



Контактная прочность зуба обеспечивается.

*4.3.2 Проверочный расчет по напряжениям изгиба (шестерня):*

Проводим проверку по напряжениям изгиба по формуле



где  - коэффициент формы зуба, зависящий от эквивалентного числа зубьев , 

- коэффициент, учитывающий наклон зубьев,



- коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, предварительно принимаем , (с.29)/2/

 - коэффициент нагрузки,

 (5.33)

 (с.26 таблица 7.1.)/2/

 (с.27 таблица 7.2.)/2/

, (с.13 таблица 4.3.)/2/

 (с.28 таблица 7.3.)/2/



Расчет будем вести по тому из колес, у которого отношение  меньше.





Расчет ведем по зубу колеса, как менее прочному



*4.3.3. Проверочный расчет при перегрузке:*

*Предельные контактные напряжения:*

 (5.34)

где  - предельные контактные напряжения при перегрузке, 

 - максимальный момент при перегрузках, 

 - рабочие контактные напряжения, 

 - максимально допускаемые контактные напряжения, 



*Предельные контактные напряжения:*

 (5.35)

где  - предельные контактные напряжения при изгибе, 

 - максимальный момент при перегрузках, 

 - максимально допускаемые контактные напряжение при изгибе, 



Таким образом, контактная изгибная прочность зубьев, как при номинальной нагрузке, так и при перегрузках обеспечивается.

**4.4 Расчет тихоходной ступени.**

*4.4.1. Выбор материала зубчатых колес.*

По таблице 2.2. (с.6) /2/ принимаем рекомендуемые пару сталей: для шестерни и для колеса.

Принимаем для шестерни быстроходного вала Сталь 45 (улучшение) со следующими механическими свойствами:

Предел прочности: 

Предел текучести: 

Твердость: 194…263НВ

Принимаем для колеса быстроходного вала Сталь 45 (нормализация) со следующими механическими свойствами:

Предел прочности: 

Предел текучести: 

Твердость: 171…241НВ

*4.4.2 Контактные напряжения (для шестерни)*

Допускаемые контактные напряжения определяются раздельно для шестерни и для колеса по формуле:



где  - базовый предел контактной прочности поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов 



 - твердость зубьев,

 - коэффициент безопасности, 

 - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи:

где  - можно определить по формуле:



 - эквивалентное число циклов перемены напряжений. Для ступенчатой циклограммы нагружения:



где T=T1 – максимальный момент, передаваемый рассчитываемым колесом в течении времени , Н⋅м

T2 – момент, действующий в течении  часов,

С – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым, С=1,0;

 - частота вращения зубчатого колеса, об/мин

 - число часов работы передачи за расчетный срок службы, час



где  и  - коэффициенты использования передачи в году и суток

 - срок службы, годы





 принимаем  (длительно работающая передача)



*4.4.3 Контактные напряжения при кратковременной перегрузке:*



где  - предельно допускаемое контактное напряжение, Н/мм2

 - предел текучести, Н/мм2



*4.4.4. Контактные напряжения (для колеса)*







принимаем  (длительно работающая передача)



*4.4.5. Напряжения изгиба: (для шестерни)*

,



 коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.



Коэффициент долговечности 

где  – базовое число циклов перемены напряжения стали.





 принимаем 



*4.4.6 Напряжения изгиба при кратковременной перегрузке:*





*4.4.7 Напряжения изгиба: (для колеса)*

,





– коэффициент безопасности

 – коэффициент долговечности,

где 

 принимаем 



*4.4.8 Напряжения изгиба при кратковременной перегрузке:*



*4.4.9 Быстроходная цилиндрическая передача.*

Ориентировочное значение диаметра делительной окружности шестерни Z3



где  - вспомогательный коэффициент, 

 - крутящий момент на валу шестерни, Нּм

 - передаточное отношение передачи,

 - коэффициент ширины колес относительно диаметра

 - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, при  и НВ<350 

 - расчетное допустимое напряжение, 



*4.4.10 Расчетная ширина колес:*

******

******

Принимаем

*4.4.11 Нормальный модуль зацепления:*



где  - коэффициент ширины колес относительно модуля. Для закрытых передач редукторного типа при НВ<350



Принимаем минимальное значение модуля для силовых передач 1-го ряда значений  по ГОСТ 9563-60 .

*4.4.12. Числа зубьев колес и шестерни:*



*Принимаем число зубьев равное* 

*Колеса* 

*Принимаем число зубьев равное* 

*4.4.13. Уточняем делительные диаметры колес тихоходной ступени:*





*4.4.14. Межосевое расстояние передачи:*



*4.4.15. Диаметры выступов зубьев:*





*4.4.16. Диаметры впадин зубьев:*





*4.4.17. Окружная скорость колес:*

******

*4.4.18. Усилия, действующие в зацеплении:*

окружное: 

радиальное: 

где  - угол зацепления,



Осевое усилие: 

**4.5 Проверочный расчёт быстроходной зубчатой передачи.**

*4.5.1 Проверочный расчет по контактным напряжениям (шестерня):*



где  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацеплений, для косозубых колес 

 - коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес, для стальных колес 

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий сопряженных зубчатых колес, для косозубых колес:



где  - коэффициент торцового перекрытия,





 - коэффициент нагрузки,



где  - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку для приводов,  (с.26 таблица 7.1.)/2/

где  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку возникающую в зацеплении, при НВ<350 и . При принимаемой 7-ой степени точности изготовления 

,

где  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, при НВ<350 . При принимаемой 7-ой степени точности изготовления 



Контактная прочность зуба обеспечивается.

*4.5.2 Проверочный расчет по напряжениям изгиба (шестерня):*

Проводим проверку по напряжениям изгиба по формуле



где  - коэффициент формы зуба, зависящий от эквивалентного числа зубьев , 

- коэффициент, учитывающий наклон зубьев,



- коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, предварительно принимаем ,

 - коэффициент нагрузки,



 (с.26 таблица 7.1.)/2/

 (с.27 таблица 7.2.)/2/

, (с.13 таблица 4.3.)/2/

 (с.28 таблица 7.3.)/2/



Расчет будем вести по тому из колес, у которого отношение  меньше.





Расчет ведем по зубу колеса, как менее прочному



*4.5.3. Проверочный расчет при перегрузке:*

*Предельные контактные напряжения:*



где  - предельные контактные напряжения при перегрузке, 

 - максимальный момент при перегрузках, 

 - рабочие контактные напряжения, 

 - максимально допускаемые контактные напряжения, 



*Предельные контактные напряжения:*



где  - предельные контактные напряжения при изгибе, 

 - максимальный момент при перегрузках, 

 - максимально допускаемые контактные напряжение при изгибе, 



Таким образом, контактная изгибная прочность зубьев, как при номинальной нагрузке, так и при перегрузках обеспечивается.

5**. Ориентировочный расчет валов**

Ориентировочный (предварительный) расчет валов проведем из расчета на кручение, по пониженным допускаемым напряжениям, косвенно учитывая тем самым действие на валы изгибающих моментов.

*5.1. Допускаемые напряжения*

Для валов из сталей ст. 45, ст.40 и т.д.

 - для быстроходного (ведущего) вала,

 - для промежуточного вала,

 - для тихоходного вала, (c.5)/4/

*5.2. Быстроходный вал.*

Крутящий момент на валу ,

Диаметр вала в месте посадки ведомого шкива плоскоременной передачи.

 (6.1)

где  - крутящий момент на валу, 



Округляем по ГОСТ 6636-69 до 

Диаметр вала под уплотнением:



Диаметр вала под подшипником:



Диаметр вала под шестерней:



*5.3. Промежуточный вал.*

Крутящий момент на валу ,

Диаметр вала в месте посадки зубчатого колеса.



Округляем по ГОСТ 6636-69 до 

Диаметр вала под подшипником:



*5.4. Тихоходный вал.*

Крутящий момент на валу ,

Определяем диаметр выходного конца вала:



Округляем по ГОСТ 6636-69 до 

Диаметр вала под уплотнением:



Диаметр вала под подшипником:



Округляем по ГОСТ 6636-69 до 

Диаметр вала под зубчатое колесо:

.

6**. Расчет элементов корпуса редуктора**

При определении основных размеров корпуса и крышки пользуясь указаниями (с.55)/5/. Размеры литейных уклонов и радиусов принимаем по рекомендациям (с.45)/5/

*6.1. Толщина стенки редуктора:*



где  - большее из межосевых расстояний, 

. Принимаем .

*6.2. Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:*

- до боковой поверхности вращающейся части:



принимаем *с=9мм;*

- до боковой поверхности подшипника качения:

;

принимаем *с1=3мм;*

*6.3. Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями, смонтированными на:*

- на одном валу*:* 

принимаем 

- на разных валах: 

принимаем 

*6.4. Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени а валом другой ступени (min):*



принимаем 

*6.5. Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:*

- до внутренней поверхности стенки редуктора:



- до внутренней поверхности стенки корпуса:



принимаем 

*6.6. Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора:*



принимаем 

*6.7. Ширина фланцев S:*

соединяемых болтом диаметром , 



*6.8.Толщина фланцев боковой крышки:*



*6.9. Высота головки болта:*



*6.10. Эскизная компоновка редуктора.*

Прежде чем начинать эскизную компоновку редуктора, необходимо решить вопрос о смазке подшипников валов. Смазка подшипников валов осуществляется твёрдой смазкой при окружной скорости колес , так как окружная скорость колес цилиндрической пары промежуточного вала , принимаем тип смазки – твёрдая смазка.

Эскизную компоновку редуктора выполняют на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1, вид горизонтальный по плоскости разъема корпуса и крышки. Вычерчиваем зубчатые колеса, валы, размещаем опоры, очерчиваем контуры фланца корпуса и внутреннюю стенку корпуса. Размещаем прижимные крышки. Размещаем ведущую звездочку в ведомый шкив.

В результате эскизной компоновки для тихоходного вала имеем длину плеч (расстояние) от центра приложения сил (усилий) до точек приложения опорных реакций .

7**.Проверочный расчет на выносливость выходного вала редуктора**

*7.1. Схема нагружения вала (силы, действующие в зацеплении):*

Окружное усилие в зацеплении Z3-Z4 по формуле (9.43/1/ с.197)



Радиальное усилие в зацеплении по формуле (9.43/1/с.197).



Нормальное усилие в зацеплении по формуле (9.42/1/с.198).



Нагрузка на вал от муфты:



Реакции опор в двух плоскостях:

а) в вертикальной плоскости:

 



 



Проверка правильности определения реакций:

 

б) в горизонтальной плоскости:

 



 



Проверка правильности определения реакций:

 

*7.2. Изгибающие моменты в плоскостях:*







*7.3. Эпюра суммарных изгибающих моментов:*

Результирующие изгибающие моменты, приведенные в одну плоскость в сечение под зубчатым колесом:





*7.4. Эпюра крутящих моментов.*



Все эпюры крутящих и изгибающих моментов представлены на рисунке 3.

*7.4. Суммарные реакции в опорах:* (приведенные в одну плоскость), которые потребуются при подборе подшипников:





*7.5. Характеристики материала вала:*

Опасным сечением вала является: 1, в котором действует максимальный крутящий и изгибающий моменты, к тому же сечение ослаблено шпоночной канавкой, которая в тоже время является концентратором напряжений. Определяем коэффициент безопасности в этом сечении:

Выбираем материал вала: Ст.40.

Механические свойства стали: (по табл.2.2. /3/)

предел выносливости при изгибе ,

предел выносливости при кручении ,

коэффициент чувствительности при изгибе ,

коэффициент чувствительности при кручении 

*7.6. Нормальные напряжения:*



где 

для вала , по СТ СЭВ 189-75 «Размеры сечений шпонок» принимаем: ,  (табл.2.29)/1/

*7.7. Касательные напряжения от нулевого цикла:*



где 

*7.8. Эффективные коэффициенты концентраций напряжений* (шпоночная канавка) для стали 40 с  (табл. 2.6.) /3/

 

*7.9.Масштабные факторы для вала*:

 (табл. 2.4.) /3/

 и 

принимаем Ra=1,25 (шероховатость поверхности) => 

(табл. 2.2.) /3/

*7.10. Коэффициент безопасности только по изгибу:*



*7.11. Коэффициент безопасности только по кручению:*



*7.12. Общий коэффициент безопасности:*



где  - нормативный коэффициент безопасности, таким образом, прочность обеспечена.

а=128

с=90

в=66

Ø30

Ø 35

Ø 35

Ø 50

Ø40

Ft

Fr

Ft

R2Y

R1Y

MY

R2X

R1X

Fr

MX

M

T

254200

139320

156654

A

C

B

D

23564,8

158416,5

139320

Ø 32

FМ

Рисунок 3 – Схема нагружения тихоходного вала редуктора.

8**. Подбор подшипников на всех валах**

В настоящее время, наиболее распространены подшипники качения, поэтому, следуя рекомендациям /1/с.217 выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники, как наиболее простые в эксплуатации и дешевые.

Радиальные однорядные шарикоподшипники предназначены для восприятия преимущественно радиальных нагрузок, но могут воспринимать и относительно небольшие осевые нагрузки. Допускаются перекосы осей колец до , а при больших перекосах ресурс резко снижается и возможны аварийные разрушения из-за перегрева и разрыва сепаратора. Радиальные однорядные шарикоподшипники могут фиксировать осевое положение вала, однако из-за малой осевой жесткости точность фиксации относительно невелика. Сравнительно невелика жесткость в радиальном направлении.

Таблица 8.1. - Радиальные однорядные шарикоподшипники

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | , мм | , мм | , мм | , мм | , кН | , кН | ГОСТ |
| 20206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 15,3 | 10,2 | 8338-75 |
| 20207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 20,1 | 13,9 | 8338-75 |
| 20207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 20,1 | 13,9 | 8338-75 |

 - быстроходный вал,

 - промежуточный вал,

 - тихоходный вал,

9**. Расчет подшипников на выходном валу редуктора**

В проектном подборе подшипников на всех валах были поставлены радиальные однорядные шарикоподшипники. По результатам эскизной компоновки и предварительного расчета вала получено:

 угловая скорость тихоходного (выходного) вала,

   

*9.1. Отношение осевой нагрузки*

В пункте 9 приняли радиальные однорядные шарикоподшипники ГОСТ 8338-75 тип 20207, у которого , .

В пункте расчет вала рассчитали что:

 

 

*9.2. Суммарная реакция на опорах:*





*9.3. Эквивалентная нагрузка на наиболее нагруженный подшипник:*

 (10.1)

V - коэффициент, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается,  (с.25)/4/

 - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки при работе с толчками, , (с.25)/4/

 - температурный коэффициент, при работе подшипника в условиях  , (с.25)/4/



*9.4. Расчетная грузоподъемность подшипника:*

Определяется СР и проверяется условие 

 (10.2)

где  - долговечность подшипника, (млн. оборотов)

 - для шариковых подшипников,

 (9.3)

где  - угловая скорость вращения вала, 

 - долговечность подшипника, 



где коэффициенты использования в году и сутках.







Условие  выполняется, следовательно, к установке принимаем.

**10.Подбор и расчет муфт.** (с.30)/6/

Муфты подбирают по наибольшему диаметру соединяемых валов с соблюдением условия

,

где Тр – расчетный крутящий момент на соединяемых валах

 [T] – допускаемый крутящий момент, принимаемый из справочных таблиц и выбираемой муфте.





где Т1 – крутящий момент на соединяемых валах Т1=153,37 H·м.

К – коэффициент режима работы муфты К=1,25…1,5

Т.к. значение расчётного крутящего момента велико для расчётного диаметра выходного вала *d=28мм*, следовательно, конструктивно можно принять *d=30мм,* который отвечает требованиям муфты с данным расчётным крутящим моментом.

Выбираем муфту цепную с однорядной цепью по ГОСТ 20742-93 с номинальным крутящим моментом Т=0,25кH·м, диаметром посадочного отверстия для одной полумуфты d=30мм исполнение 1, другая – диаметром d=40мм исполнение 1.

Обозначение муфты : Муфта 250-1-30-1-40-1

**11. Подбор стандартных узлов и деталей с необходимыми проверочными расчетами**

*11.1. Расчет призматических шпонок.*

Размеры сечения шпонок и пазов в валу и канавки в ступице принимаем в зависимости от диаметра вала. Длину шпонок назначаем на 5-10 мм короче ступиц насаживаемого на вал.

Шпоночные соединения проверяем на смятие и срез узких граней шпонок, выступающих из вала по следующим допускаемым напряжениям:

 - при стальной ступице,

 - при стальной ступице,

*11.2 Условие прочности:*

*на смятие:*



 - допускаемое напряжение на смятие,

где  - диаметр вала, 

 высота шпонки выступающей из вала:



 - высота шпонки, 

 - глубина шпоночного паза в валу, 

 - рабочая длина шпонки, 



 - длина шпонки, 

 ширина шпонки, 

*на срез*:



 - допускаемое напряжение на срез.

*11.3. Быстроходный вал.*

Диаметр вала ,

крутящий момент .

Шпонка , ,  (табл.2.29)/1/

Рабочая длина шпонки: 

Высота шпонки выступающей из вала: 

Смятие: 

Срез: 

*11.4. Промежуточный вал.*

Диаметр вала ,

крутящий момент .

Шпонка , ,  (табл.2.29)/1/

Рабочая длина шпонки: 

Высота шпонки выступающей из вала: 

Смятие: 

Срез: 

*11.5. Тихоходный вал.*

Диаметр вала под колесом ,

крутящий момент .

Шпонка , ,  (табл.2.29)/1/

Рабочая длина шпонки: 

Высота шпонки выступающей из вала: 

Смятие: 

Срез: 

Диаметр вала под отверстие одной полумуфты ,

крутящий момент .

Шпонка , ,  (табл.2.29)/1/

Рабочая длина шпонки: 

Высота шпонки выступающей из вала: 

Смятие: 

Срез: 

Таким образом, прочность шпоночных соединений на всех валах обеспечивается.

**12. Описание сборки редуктора.**

12.1. Редуктор собираем по сборочному чертежу и спецификации к нему. Принимаем наиболее прогрессивный метод сборки – поузловой.

На сборку идут детали соответствующие требованиям рабочих чертежей и нормативно – технической документации и принятые тех. Контролем.

12.2. Узел смотровой крышки.

В отверстие крышки смотрового люка с наружной стороны вставляется ручка – отдушина и с внутренней стороны выступающая часть отдушины приваривается к крышке сплошным угловым швом 3 ручной электродуговой сваркой ГОСТ 5264-80 или полуавтоматической сваркой в среде углекислого газа ГОСТ 11472-80.

12.3. Узел ведомого вала.

В шпоночный паз вала устанавливается призматическая шпонка и напрессовывается зубчатое колесо в упор до бурта. Затем со стороны выходного конца устанавливается распорная втулка и затем мазеудерживающее кольца. Аналогично быстроходному валу устанавливаются шарикоподшипники в упор до торцов колец.

12.4. В подготовленный к сборке корпус редуктора, окрашенный изнутри маслостойкой краской красного цвета, в гнезда подшипников устанавливаются собранные узлы валов. Плоскость разъема корпуса и крышки покрывается герметиком и устанавливается крышка корпуса. Устанавливается два конических штифта фиксирующих положение крышки. Затягиваются фланцевые и у подшипников болты.

12.5. В резьбовое окно корпуса устанавливается маслоспускная пробка. Устанавливается глазок фонарного маслоуказателя. Заливается масло. Смотровой люк закрывают крышкой на прокладке и закрепляют 4-мя болтами М6х6gх20. На выходе тихоходного вала устанавливается цепная однорядная муфта. На выходе быстроходного вала устанавливается ведомый шкив, который фиксируется торцовой шайбой и болтом. Редуктор подвергается регулировке и обкатке согласно требований тех. условий.

**13. Смазка редуктора и подшипников.**

В данном случае смазывание зубчатых колёс осуществляется по средствам погружения последних в масляную ванну. Окружная скорость зубчатого колеса тихоходной ступени 2,7 м/с, что при работе приводит к образованию внутри корпуса взвеси частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей. Глубину погружения зубчатого колеса тихоходной ступени принимаем 1 высоту зуба, т.е. 18 мм.

Предельно допустимые уровни погружения колеса в масляную ванну: максимальный 2 высоты зуба, т.е. 3 мм от высоты зуба. Количество заливаемого в картер масла принимается из расчета 0,5…0,7л на 1кВт мощности.

Объем масляной ванны составляет 4,13 дм3

Смазка подшипников качения опор валов осуществляется из картера в результат разбрызгивания масла зубчатыми колесами, образования масляного тумана и растекания масла по валам.

Для замера уровня смазки в корпусе редуктора устанавливаем круглый маслоуказатель из прозрачного материала.

Масло в редуктор заливается через смотровой люк, расположенный в верхней части редуктора 150х125 мм.

Сливное отверстие закрывают пробкой с цилиндрической резьбой М12.

Во время работы передач воздух внутри корпуса нагревается, что при замкнутой системе приводит к повышению давления и утечки масла через уплотнения валов и разъемы. Чтобы предотвратить это, применяют вентиляцию корпуса с помощью отдушины, которую устанавливаем на смотровом люке.

Для предохранения от вытекания смазочного материала из, подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяем на входном конце быстроходного и выходном конце тихоходного валов манжетные уплотнения, которые широко применяют при смазывании подшипников жидким маслом

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, чем выше контактные давления в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес. Принимаем масло индустриальное И-40А с кинематической вязкостью 28·10-6 м2/с [V табл. 11.1. стр.148].

**Литература:**

1. Иванов М.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учеб. Пособие для машиностроительных вузов. М., «Высшая школа», 1975 – 551с
2. Харкевич В.Г «Методические указания . Курсовой проект по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов специальностей Т.05.04.00 и Т.05.07.00 МТИ, г.Могилев,1999г
3. Методические указания к курсовому проекту по курсу «Прикладная механика» для студентов технологических специальностей в 4-х частях, ч.2.Могилев., МТИ, 1991 – 36с
4. Кеворкянц В.Я. «Методические указания к курсовому проекту по курсу «Прикладная механика», Могилев, МТИ, 1991 часть II
5. Курмас, А.С. Скойбеда «Атлас по деталям машин».
6. Пахадня В.П. «Методические указания по дисциплинам «Детали машин» и «Прикладная механика» для студентов механических и технологических специальностей» МГУП, г.Могилев,2003г.