# Содержание

[Введение 4](#_Toc231186005)

[Техническая характеристика изделия. 5](#_Toc231186006)

[Обоснование выбора конструкции 6](#_Toc231186007)

[1.1 Задача 8](#_Toc231186008)

[1.2 Расчетная схема 8](#_Toc231186009)

[1.3 Данные для расчета 8](#_Toc231186010)

[1.4 Условия расчета 8](#_Toc231186011)

[1.5 Выбор двигателя 9](#_Toc231186012)

[1.6 Определение передаточных отношений 10](#_Toc231186013)

[1.8 Вывод 15](#_Toc231186014)

[2 Расчет конической передачи 16](#_Toc231186015)

[2.1 Задача 16](#_Toc231186016)

[2.2 Расчетная схема 16](#_Toc231186017)

[2.3 Данные для расчета 16](#_Toc231186019)

[2.4 Условие расчета 17](#_Toc231186020)

[2.5 Выбор материала и расчет допускаемых напряжений 17](#_Toc231186021)

[2.6 Проектный расчет передачи 18](#_Toc231186022)

[2.7 Вывод 25](#_Toc231186024)

[3 Расчет промежуточной прямозубой цилиндрической зубчатой передачи 26](#_Toc231186025)

[3.1 Задача 26](#_Toc231186026)

[3.2 Расчетная схема 26](#_Toc231186027)

[3.3 Данные для расчета 26](#_Toc231186029)

[3.4 Условие расчета 27](#_Toc231186030)

[3.5 Выбор материала и расчет допускаемых напряжений 27](#_Toc231186031)

[3.6 Проектный расчет передачи 28](#_Toc231186032)

[3.7 Проверочный расчет передачи 32](#_Toc231186034)

[3.8 Вывод 35](#_Toc231186035)

[4 Расчет тихоходной прямозубой цилиндрической зубчатой передачи 36](#_Toc231186036)

[4.1 Задача 36](#_Toc231186037)

[4.2 Расчетная схема 36](#_Toc231186038)

[4.3 Данные для расчета 36](#_Toc231186040)

[4.4 Условие расчета 37](#_Toc231186041)

[4.5 Выбор материала и расчет допускаемых напряжений 37](#_Toc231186042)

[4.6 Проектный расчет передачи 38](#_Toc231186043)

[4.7 Проверочный расчет передачи 42](#_Toc231186045)

[4.8 Вывод 45](#_Toc231186046)

[5 Ориентировочный расчет валов 46](#_Toc231186047)

[5.1 Задачи 46](#_Toc231186048)

[5.2 Расчетные схемы 46](#_Toc231186049)

[5.3 Данные 47](#_Toc231186050)

[5.4 Условия расчета 47](#_Toc231186051)

[5.5 Расчет быстроходного вала 47](#_Toc231186052)

[5.6 Расчет 1 промежуточного вала 48](#_Toc231186053)

[5.7 Расчет 2 промежуточного вала 48](#_Toc231186054)

[5.8 Расчет тихоходного вала 48](#_Toc231186055)

[5.9 Вывод 49](#_Toc231186056)

[6 Эскизная компановка 50](#_Toc231186057)

[6.1 Цель 50](#_Toc231186058)

[6.2 Данные для компановки 50](#_Toc231186059)

[6.3 Условие компановки: 51](#_Toc231186060)

[7 Проверочный расчёт валов 52](#_Toc231186061)

[7.1 Цель 52](#_Toc231186062)

[7.2 Расчётная схема 52](#_Toc231186063)

[7.3 Данные 52](#_Toc231186064)

[7.4 Условия 53](#_Toc231186065)

[7.5 Построение эпюр 53](#_Toc231186066)

[7.6 Определение коэффициента запаса прочности в опасных сечениях 57](#_Toc231186067)

[7.7 Вывод 61](#_Toc231186068)

[9 Шпоночные соединения 66](#_Toc231186069)

[9.1 Задача 66](#_Toc231186070)

[9.2 Расчетная схема 66](#_Toc231186071)

[9.3 Данные 66](#_Toc231186072)

[9.4 Условия расчета 67](#_Toc231186073)

[9.5 Подбор соединения 67](#_Toc231186074)

[9.6 Расчет 67](#_Toc231186075)

[9.7 Вывод 68](#_Toc231186076)

[10 Муфты 69](#_Toc231186077)

[11 Смазка 70](#_Toc231186078)

[Заключение 71](#_Toc231186079)

[Список литературы 72](#_Toc231186080)

# Введение

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепную или ременную передачу.

Назначение редуктора — понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим, понижение числа оборотов. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазки зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренчатый масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектируют либо для привода по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и определенной машины, либо передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, на которых организовано серийное производство редукторов.

В данной курсовой работе необходимо спроектировать привод для пластинчатого конвейера. Данный привод состоит из электродвигателя, муфты и трехступенчатого коническо-целендрического редуктора.

# Техническая характеристика изделия.

Двигатель

Тип – 4А112М2У3

Мощность – 7.5 кВт

Обороты – 2900 об/мин.

Редуктор

Тип - коническо-цилиндрический трехступенчатый

Передаваемая мощность – 6 кВт;

Передаточное отношение – 35

Обороты быстроходного вала – 2900 об/мин.

Обороты тихоходного вала - 83 об/мин.

Межосевое расстояние – 140 мм

Межосевое расстояние – 200 мм

Привод

Обороты на выходе – 83 об/мин.

Крутящий момент на выходном валу – 697,4 Н·м

Мощность на выходе – 6,06 кВт

# Обоснование выбора конструкции

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом. Наиболее распространены передачи с углом =90°.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубьев здесь необходимо выдерживать допуски на углы, а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что, по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической*.* Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов иногда необходимо располагать валы под углом.

В трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторах коническая пара может иметь прямые, косые или криволинейные зубья. Цилиндрическая пара также может быть либо прямозубой, либо косозубой.

Наиболее употребительным диапазоном передаточных чисел для коническо-цилиндрических трехступенчатых редукторов можно считать *и* == 8÷15. В качестве максимальных передаточных чисел можно принимать: при прямозубых конических колесах Umax == 22; при конических колесах с круговыми зубьями Umax = 34 (в отдельных случаях Umax = 40).

*Асинхронные машины —* это машины переменного тока. Слово «асинхронный» означает не синхронный или не одновременный. При этом имеется в виду, что у асинхронных машин частота вращения магнитного поля отличается от частоты вращения ротора. Асинхронные машины, как и все электрические машины, обладают свойством обратимости, т. е. могут работать как в режиме двигателя, так и в режиме генератора. Асинхронные двигатели имеют значительные преимущества по своим свойствам, характеристикам и эксплуатационным данным перед двигателями других типов. Такие двигатели могут быть однофазными, двухфазными и трехфазными; наибольшее распространение имеют трехфазные двигатели.

Трехфазные двигатели изобретены выдающимся русским электротехником М. О.. Доливо-Добровольским в 1889г. Конструкция двигателя, предложенная М. О. Доливо-Добровольским, была настолько проста, надежна и экономична, что в основных чертах сохранилась до настоящего времени. Подавляющее число электрических двигателей, используемых в промышленности, энергетике и других областях, являются асинхронными. Они широко применяются в станках, вентиляторах, насосах, автоматических системах и т. п. Диапазон мощностей асинхронных двигателей, выпускаемых промышленностью, составляет от долей ватта до тысяч киловатт.

Технические характеристики асинхронного двигателя. Число оборотов двигателя стандартизовано и равно 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Мощность двигателя различна и принимает значения в соответствии с его назначением и зависит от числа оборотов.

Муфты упругие втулочные обладают высокой амортизирующей способностью, допускают кратковременные пиковые нагрузки, в 2,5—3 раза превышающие номинальнные. По ГОСТ 20884—75 они предназначены для соединения валов при величине передаваемого вращающего момента от 20 до 40-103 Н-м. Предусматривается изготовление муфт двух типов — с цилиндрическим и с коническим отверстием, и двух исполнений — на длинные и на короткие концы валов с диаметром от 14 до 240 мм.

**1 Кинематический расчет**

### 

### 1.1 Задача

Подобрать электродвигатель, разбить передаточные отношения по ступеням и определить силовые и скоростные параметры на валах привода

### 

### 1.2 Расчетная схема

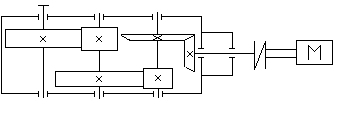


Рисунок 1.1 - Схема для расчета привода пластинчатого конвейера

### 1.3 Данные для расчета

Таблица 1.1 – Данные для расчета привода пластинчатого конвейера

|  |  |
| --- | --- |
| Рвых. ,кВт | 6 |
| Uобщ. | 35 |
| Цилиндрическая передача I | прямозубая |
| Цилиндрическая передача II | прямозубая |
| Рама | Сварная |
| Смазка | Окунание |
| Корпус | Литой |
| Муфта | Зубчатая |

### 1.4 Условия расчета

Двигатель подбираем по требуемой мощности и рекомендуемым оборотам. Передаточное отношение разбиваем согласно рекомендуемых диапазонов.

### 1.5 Выбор двигателя

Требуемую мощность электродвигателя определяют на основании исходных данных. Если указана мощность Рвых.. кВт, отнесенная к ведомому валу, то необходимая мощность электродвигателя

, кВт (1.1)

где *—* коэффициент полезного действия (КПД) привода, равный произведению частных КПД;

 -мощность на выходе (из задания), кВт .

 (1.2)

- коэффициент полезного действия (КПД), пары подшипников

 =0,99 (таблица 1.1 [1]);

-коэффициент полезного действия (КПД), конической зубчатой передачи =0,96 (таблица 1.1 [1]);

-коэффициент полезного действия (КПД), цилиндрической зубчатой передачи =0,97 (таблица 1.1 [1]) .



 кВт

По найденному значению мощности *Ртр.,* кВт выбирают, как правило, асинхронный электродвигатель трехфазного тока. Выбираем электродвигатель (приложение П3 с.328 [1]). Электродвигатель серии 4А. Исполнение закрытое обдуваемое. Электродвигатель типоразмера 90L2. Номинальная мощность 7.5 кВт и число оборотов 2900об/мин.

### 1.6 Определение передаточных отношений

Передаточные отношения каждой передачи определяются из диапазонов установленных для каждого вида передач.

Для конической передачи i принимаем из диапазона i =2÷4, в данной курсовой работе iкон.з.п. =2.5.

Для цилиндрических передач i принимаем из диапазона i =2÷6, в данной курсовой работе iпром.з.п.=4.24; iтих.з.п.=3.3.

Для того что бы проверить правильность выбора передаточных отношений необходимо их перемножить и сравнить с общим передаточным отношением.

iобщ.= iкон.з.п.· iпром.з.п ·iтих.з.п

iобщ.=2.5·4.24·3.3=34,98

iобщ.=35 по заданию.

35=35, значит передаточные отношения каждой передачи подобраны верно.

**1.7 Силовые, скоростные параметры на валах**

1. Мощность

По выходной мощности Рвых. кВт , определяем мощность на каждом валу.

РIV=, кВт (1.3)

где РIV – мощность на 4 валу, кВт;

Рвых. – выходная мощность редуктора, кВт;

 кВт

РIII=

где РIII – мощность на 3 валу, кВт ;

 кВт

РII=

где РII – мощность на 2 валу, кВт ;

 кВт

PI=

где РI – мощность на 1 валу, кВт;

 кВт

 кВт

Мощность на I валу соответствует требуемой мощности.

2.Число оборотов каждого вала определяется по формуле (с.8 [2]).

nдв.= nIв. =2900 об/мин

nII в. =, об/мин (1.4)

где nI – число оборотов на I валу, об/мин ,

i – передаточное число быстроходной передачи;

 об/мин

nIII в.= , об/мин

где nII – число оборотов на II валу, об/мин ,

i – передаточное число промежуточной передачи;

 об/мин

nIV в. =

где nI – число оборотов на III валу, об/мин ,

i – передаточное число тихоходной передачи;

 об/мин

1. Угловую скорость каждого вала определяем по формуле

, с-1 (1.5)

где n –число оборотов на соответственном валу, об/мин.

Угловая скорость на I валу равна



 с-1

Угловая скорость на II валу равна



 с-1

Угловая скорость на III валу равна



 с-1

Угловая скорость на IV валу равна



 с-1

1. Крутящий момент на валах определяем по формуле

, Н·м (1.6)

где Р – мощность соответствующего вала, кВт

ω- угловая скорость соответствующего вала, с-1.

Крутящий момент на валах

, Н·м

Н·м

Крутящий момент на I валу равен

 Н·м

Крутящий момент на II валу равен

, Н·м

 Н·м

Крутящий момент на III валу равен

, Н·м

 Н·м

Крутящий момент на IV валу равен

, Н·м

 Н·м

Все расчеты для удобства записываем в сводную таблицу

Таблица 1.1. – силовые и скоростные параметры привода

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Р, кВт | n , об/мин. | ω , с-1 | Т , Н·м | I |
| I | 6,93 | 2900 | 303,53 | 22,8 |  |
| II | 6,57 | 1160 | 121,4 | 54,2 |
| III | 6,31 | 274 | 28,68 | 220,1 |
| IV | 6,06 | 83 | 8,69 | 697,4 |

### 

### 1.8 Вывод

Р в приводе уменьшилось не значительно из-за потерь в подшипниках. Число оборотов и угловая скорость в приводе сильно уменьшились из-за больших передаточных отношений.

# 2 Расчет конической передачи

### 2.1 Задача

Провести проектный расчет, подобрать материал, определить основные геометрические параметры и проверить на контакт.

### 2.2 Расчетная схема

### 

Рисунок 2.1 – Расчетная схема зацепления колес конической передачи

### 

### 2.3 Данные для расчета

Данные для расчета передачи берем из кинематического расчета.

Таблица 2.1 - силовые и скоростные параметры для расчета промежуточной передачи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **/Параметр** | **Р, кВт** | **Т, Н·м** | **ω, с-1** | **n, об/мин** | **I** |
| 1 вал | 6,92 | 22,8 | 303,53 | 2900 | 2,5 |
| 2 вал | 6,57 | 54,2 | 121,4 | 1160 |

### 2.4 Условие расчета

Проектный расчет ведем на контакт, так как основной вид разрушения закрытых зубчатых передач - поверхностное выкрашивание зубьев в зоне контакта. Проверяем на контакт и изгиб.

### 2.5 Выбор материала и расчет допускаемых напряжений

Материалы для изготовления конических зубчатых колес подбирают по таблице 3.3 [1]).Для повышения механических характеристик материалы колес подвергают термической обработке. В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи принимаем следующие материалы и варианты термической обработки (Т.О.).

Примем для колеса и шестерни сталь 40ХН и вариант термообработки ( таблица 3.3 [1]);

колесо—улучшение и закалка ТВЧ по контуру, НRC 48…53;

шестерня—улучшение и закалка ТВЧ по контуру, НRC 48…53.

Определяем допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба отдельно для колеса [σ]н2 и [σ]F2 и шестерни [σ]н1 и [σ]F1 по формулам (с.10 [2])

[σ]н=·[σ]н0 ; [σ]F=·[σ]F0

где - коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям, так как редуктор рассчитан на долгий срок службы, то =1 (с.11 [2])

- коэффициент долговечности при расчете по изгибу , так как редуктор рассчитан на долгий срок службы, то  =1 (с.11 [2]).

Получаем, что

[σ]н=[σ]н0 ; [σ]F=[σ]F0.

Определяем среднюю твердость зубьев колес НRCср=0,5(48+53)=50,5 Мпа

По таблице 2.2 [2] находим формулу для определения допускаемого контактного напряжения

[σ]н1=[σ]н2=14· HRCср+170 (2.1)

[σ]н1=[σ]н2=14· 50,5+170=880 МПа

Допускаемое напряжение на изгиб [σ]F1=[σ]F2=370 МПа (с.24 [2]).

### 

### 2.6 Проектный расчет передачи

###### 1. Определяем внешний делительный диаметр окружности колеса по формуле (с. 19 [2]) :



(2.2)

где - коэффициент вида конических колес,  (с. 20 [2]) ;

- передаточное число быстроходной передачи;

Т2 - вращающий момент на 1 промежуточном валу, Н·м;

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  = 1,45 (таблица 2.3 [2]);

 - допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение, н/мм2.



Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса округляем до ближайшего стандартного значения .

2. Определяем углы делительных конусов, конусное расстояние и ширина колес.

Угол делительных конусов колеса и шестерни определим по следующим формулам (с. 20[2]):

для колеса:

i =2,5 =61,1985º



для шестерни



Конусное расстояние найдем по формуле (с. 20[2]):



(2.3)

где - делительный диаметр окружности колеса, мм;

- угол делительного конуса колеса.

Ширина колес =0,0285·42,163=12 мм

1. Модуль передачи.

Для конических колес с круговым зубом находим внешний торцовый модуль передачи (с. 20[2]):



(2.4)

где - коэффициент вида конических колес, =1(с. 20[2]);

- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, =1,71(таблица 2.5[2]);

-ширина колеса, мм;

[σ]F – допускаемое напряжение на изгиб, МПа.



.

1. Число зубьев колеса и шестерни.

Число зубьев колеса находим по формуле (с. 20 [2]):



(2.5)



# 

# Число зубьев шестерни определяем по формуле (с. 20 [2]):



(2.6)

1. Фактическое передаточное число.





Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть более 4%, то есть

Δi=% 4%

Δi=%=1,2

Отклонение составляет 1,2, что не превышает допускаемого значения - следовательно передаточное число конической передачи определено точно.

1. Окончательные размеры колеса и шестерни.

Угол делительных конусов колеса и шестерни (с. 21[2]):

для колеса:

i =2,5 =61,1985º



для шестерни







###### Делительные диаметры колес определим по формулам (с. 21[2]):





 (2.7)



###### Внешние диаметры колес найдем по формулам (с. 21[2]):





где , - коэффициенты смещения, =0,26; =-0,26(таблица 2.7 и 2.8 [2]).

 (2.8)



**2.7 Проверочный расчет передачи**

1. Силы в зацеплении.

Окружная сила на среднем диаметреколеса (с. 23 [2]):



(2.9)

где =0,857·=мм

Н

Находим осевую силу на шестерне по формуле (с. 23 [2]):

(2.10)

где - коэффициент учитывающий направление вращения шестерни и направление наклона зубьев, определяем по формуле (с. 23 [2]):



(2.11)



 Н

Находим осевую силу на шестерне по формуле (с. 23 [2]):

(2.12)

где - коэффициент учитывающий направление вращения шестерни и направление наклона зубьев, определяем по формуле (с. 23 [2]):



(2.13)



 Н

Напряжение изгиба в зубьях колеса определим по формуле (с. 23 [2]):

 (2.14)

где - коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (с.16 [2]), =1,1;

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба (с.16 [2]),

 =1,44;

- коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,92;

b - ширина колеса, мм;

 - торцовый модуль передачи, мм;

Ft – окружная сила, Н;

 - коэффициент вида конических колес, =1(с. 20[2]).

МПа

Напряжение изгиба в зубьях шестерни определим по формуле (с. 23 [2]):

(2.15)

где  - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,92;

 - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,65;

- напряжение изгиба на колесе, МПа.

МПа

Так как [σ]F1=370 МПа, [σ]F2=370 МПа и σF1=277,688 МПа, σF2=298,23 МПа, что удовлетворяет условию [σ]F1 σF1 , [σ]F2  σF2 , то колеса прошли проверку по напряжениям на изгиб.

###### Проверяем зубья колес по контактным напряжениям по формуле (с.26 [2]):

 (2.16)

где  -коэффициенты учитывающие распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, дополнительные динамические нагрузки, =1,45(с.26 [2]);

 - коэффициент вида конических колес, =1,3 (с. 26[2]).

 МПа

###### Определяем, погрешность

% (2.17)

%=1,8%

Колеса перегружено на 1,8%.

### 2.8 Вывод

При определении погрешности передаточного числа, получили Δi= 1,2% , что позволяет сделать вывод- передаточное число выбрано, верно.

Так как [σ]F1=370 МПа, [σ]F2=370 МПа и σF1=277,688 МПа, σF2=298,23 МПа, что удовлетворяет условию [σ]F1 σF1 , [σ]F2  σF2, то колеса прошли проверку по напряжениям на изгиб.

В результате расчетов определили, что 1,8% перегрузки. Это величина не превышает допустимого значения (5 % перегрузки и 10 % недогрузки), следовательно, колеса прошли проверку по контактным напряжениям.

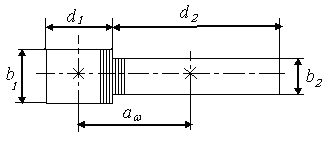
# 3 Расчет промежуточной прямозубой цилиндрической зубчатой передачи

### 3.1 Задача

Провести проектный расчет, подобрать материал, определить основные геометрические параметры и проверить на контакт.

### 3.2 Расчетная схема

### 



### Рисунок 2.1 – Расчетная схема зацепления колес

### 

### 3.3 Данные для расчета

Данные для расчета передачи берем из кинематического расчета.

Таблица 3.1 - силовые и скоростные параметры для расчета промежуточной передачи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **/Параметр** | **Р, кВт** | **Т, Н·м** | **ω, с-1** | **n, об/мин** | **i** |
| 2 вал | 6,576 | 54,2 | 121,4 | 1160 | 4,24 |
| 3 вал | 6,312 | 220,1 | 28,68 | 274 |

### 3.4 Условие расчета

Проектный расчет ведем на контакт, так как основной вид разрушения закрытых зубчатых передач - поверхностное выкрашивание зубьев в зоне контакта. Проверяем на контакт и изгиб.

### 3.5 Выбор материала и расчет допускаемых напряжений

Материалы для изготовления зубчатых колес подбирают по таблице 3.3 [1].Для повышения механических характеристик материалы колес подвергают термической обработке. В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи принимаем следующие материалы и варианты термической обработки (Т.О.).

Рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термообработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20—30 единиц Бринеля выше, чем колеса.

Примем для колеса и шестерни сталь 40ХН и вариант термообработки ( таблица 3.3 [1]);

колесо—улучшение: НВ 280;

шестерня—улучшение: НВ 250.

Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение определяют по формуле (3.9 [1])

, МПа (3.1)

где σнlim b – предел контактной выносливости при базовом числе циклов (таблица 3.2 [1])

σнlim b*=*2НВ+70 (3.2)

для колеса σн1lim b*=*2·280+70=630н/мм2;

для шестерни *\_*σн2lim b*=*2·250+70=570 н/мм2.

- коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают = 1

*[п]Н —* коэффициент безопасности; для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают *[п]Н* = 1,1—1,2, принимаем *[п]Н = 1,15*

[σ]н1= МПа

[σ]н2=Мпа

Принимаем наименьшее значение [σ]н =495,65 Мпа

Допускаемые напряжения на изгиб определяем по формуле

[σ]Fa=1,03·HB (3.3)

[σ]F1=1,03·280=288,4 МПа

[σ]F2=1,03·250=257,5 МПа

### 3.6 Проектный расчет передачи

Важнейшим геометрическим параметром редуктора является межосевое расстояние, которое необходимо для определения геометрических параметров колес.

1. Определяем межосевое расстояние по формуле (с.11 [2]) :



(3.4)

 - вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач =43, для прямозубых — =49,5;

- передаточное число промежуточной передачи;

Т2 - вращающий момент на 2 промежуточном валу, Н·м;

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  = 1(см. 3.1, п. 1 [1]);

-коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор (с. 13 [2]).

**-**допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение, Н/мм2.

=49,5·(4,24+1)·=142,6 мм

Полученное значение межосевого расстояния  округляют в большую сторону до стандартного по СТ СЭВ 310-76 : 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315 мм. Принимаем =140 мм.

2. Выбирают модуль в интервале m=(0,01÷0,02)  , по СТ СЭВ 310—76 (в мм)

m=(0,01÷0,02) ·100=(1÷2)мм

## Модуль принимаем из стандартного ряда (с.30 [1]) m=2мм

3. Определяем суммарное число зубьев данной передачи по формуле (с.13 [2]) :

ZΣ= (3.5)

где - межосевое расстояние, мм;

m –модуль передачи, мм;

ZΣ=

Находим число зубьев на шестерни по формуле (с.14 [2]) :

Z1= (3.6)

где - передаточное число промежуточной передачи.

Z1=

##### Число зубьев на колесе находится по формуле (с.14 [2]) :

Z2 =ZΣ - Z1 (3.7)

где Z1 – число зубьев шестерни.

Z2 =140-27=113

4. определяем фактическое передаточное число по формуле (с.18 [2]) :



(3.8)

где Z2 – число зубьев колеса.



Погрешность при выборе передаточного числа определяем по формуле (с.18 [2]) :

Δi=% (3.9)

Δi =%=1,4%

Погрешность составляет всего 1,4% , что позволяет сделать вывод, что передаточное число выбрано верно.

1. Определяем диаметры колес (с.41 [1]) **.**

Делительные диаметры:

шестерни

= мм

колеса

= мм

Диаметры окружностей вершин и впадин шестерни

da1=d1+2m =54+2·2=58 мм

df1=d1-2,5m = 54-2,5·2 =49 мм

колеса

da2=d2+2m =226+2·2 =230 мм

df2=d2-2,5m = 226-2,5·2=221 мм

1. Определяем ширину шестерни и колеса.

Ширину колеса находим по формуле (с.41 [1]) :

b2=· (3.10)

где  - коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор, принимаем =0,3 (с. 13 [2]).

b2=140·0,3 =42 мм

Ширина шестерни больше на (3÷8) мм чем у колеса

b1= b2+(3÷8)=42+5=47 мм.

### 

### 3.7 Проверочный расчет передачи

###### Определяем точность найденных диаметров по межосевому расстоянию

 (3.11)

мм

Таким образом, найденные диаметры определены, верно.

Определяем силы в зацеплении:

Окружная сила направлена по касательной в точки касания колеса и шестерни.



(3.12)

где Т2 - вращающий момент на 2 промежуточном валу, Н·м;

d2 – делительный диаметр шестерни, мм.

 Н

Радиальная сила направлена к центру окружности и определяется по формуле (с.19 [2]) :



(3.13)

где Ft – окружная сила, Н;

α – между геометрической суммой радиальной и осевой силами,

β- угол наклона зубьев, tg β=0,364.

 Н

Проверяем зубья колес по напряжениям изгиба. Должно выполняться неравенство



Для колеса



(3.14)

где - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. (с.15 [2]), =0,91;

- коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (с.16 [2]), =1,4;

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба (с.16 [2]),

=1,25;

- коэффициент, учитывающий наклон зуба,

=;

 - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,61;

b2 - ширина колеса, мм.

 Мпа

Для шестерни

 (3.15)

где  - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,61;

 - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,92;

- напряжение изгиба на колесе, Мпа.

 Мпа

Так как [σ]F1=547,83 МПа, [σ]F2=495,65 МПа и σF1=390,5 МПа, σF2=359,91 МПа, что удовлетворяет условию [σ]F1 σF1 , [σ]F2  σF2 то колеса прошли проверку по напряжениям на изгиб.

Проверяем зубья колес по контактным напряжениям .

 (3.18)

где , , -коэффициенты учитывающие распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, дополнительные динамические нагрузки, так как редуктор рассчитан на долгий срок службы то =1, =1, =1.

=498,41 МПа

###### Определяем, погрешность допускаемого напряжения

% (3.19)

%=0,5%

Колеса перегружены на 0,5%.

### 3.8 Вывод

При определении погрешности передаточного числа, получили Δi= 1,4% , что позволяет сделать вывод- передаточное число выбрано, верно.

Так как [σ]F1=547,83 МПа, [σ]F2=495,65 МПа и σF1=390,5 МПа, σF2=359,91 МПа то колеса прошли проверку по напряжениям на изгиб.

В результате расчетов определили, что 0,5% перегрузки. Это величина не превышает допустимого значения (5 % перегрузки и 10 % недогрузки), следовательно, колеса прошли проверку по контактным напряжениям.

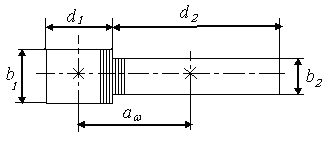
В результате проверочного расчета убедились, что полусумма делительных диаметров равна межосевому расстоянию.

# 4 Расчет тихоходной прямозубой цилиндрической зубчатой передачи

### 4.1 Задача

Провести проектный расчет, подобрать материал, определить основные геометрические параметры и проверить на контакт.

### 4.2 Расчетная схема



### Рисунок 4.1 – Расчетная схема зацепления колес

### 

### 4.3 Данные для расчета

Данные для расчета передачи берем из кинематического расчета.

Таблица 3.1 - силовые и скоростные параметры для расчета промежуточной передачи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **/Параметр** | **Р, кВт** | **Т, Н·м** | **ω, с-1** | **n, об/мин** | **i** |
| 3 вал | 6,312 | 220,1 | 28,68 | 274 | 3,3 |
| 4 вал | 6,06 | 697,4 | 8,69 | 83 |

### 4.4 Условие расчета

Проектный расчет ведем на контакт, так как основной вид разрушения закрытых зубчатых передач - поверхностное выкрашивание зубьев в зоне контакта. Проверяем на контакт и изгиб.

### 4.5 Выбор материала и расчет допускаемых напряжений

Материалы для изготовления зубчатых колес подбирают по таблице 3.3 [1]).Для повышения механических характеристик материалы колес подвергают термической обработке. В зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритным размерам передачи принимаем следующие материалы и варианты термической обработки (Т.О.).

Рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термообработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20—30 единиц Бринеля выше, чем колеса.

Примем для колеса и шестерни сталь 40ХН и вариант термообработки ( таблица 3.3 [1]);

колесо—улучшение: НВ 280;

шестерня—улучшение: НВ 250.

Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение определяют по формуле (3.9 [1])

, МПа (4.1)

где σнlim b – предел контактной выносливости при базовом числе циклов (таблица 3.2 [1])

σнlim b*=*2НВ+70, МПа (4.2)

для колеса σн1lim b*=*2·280+70=630н/мм2;

для шестерни *\_*σн2lim b*=*2·250+70=570 н/мм2.

- коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают = 1

*[п]Н —* коэффициент безопасности; для колес из нормализованной и улучшенной стали, а также при объемной закалке принимают *[п]Н* = 1,1—1,2, принимаем *[п]Н = 1,15*

[σ]н1= МПа

[σ]н2=Мпа

Принимаем наименьшее значение [σ]н =495,65 Мпа

Допускаемые напряжения на изгиб определяем по формуле

[σ]Fa=1,03·HB, МПа (4.3)

[σ]F1=1,03·280=288,4 МПа

[σ]F2=1,03·250=257,5 МПа

### 

### 4.6 Проектный расчет передачи

Важнейшим геометрическим параметром редуктора является межосевое расстояние, которое необходимо для определения геометрических параметров колес.

1. Определяем межосевое расстояние по формуле (с.11 [2]) :



(4.4)

 - вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач =43, для прямозубых — =49,5;

- передаточное число тихоходной передачи;

Т2 - вращающий момент на 2 промежуточном валу, Н·м;

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  = 1(см. 3.1, п. 1 [1]);

 - коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор=0,3 (с. 13 [2]).

 - допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение, н/мм2.

=49,5·(3,3+1)·=203,1 мм

Полученное значение межосевого расстояния  округляют в большую сторону до стандартного по СТ СЭВ 310-76 : 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315 мм. Принимаем =200 мм.

2. Выбирают модуль в интервале m=(0,01÷0,02)  , по СТ СЭВ 310—76 (в мм)

m=(0,01÷0,02) ·200=(2÷4)мм

## Модуль принимаем из стандартного ряда (с.30 [1]) m=2мм

3. Определяем суммарное число зубьев данной передачи по формуле (с.13 [2]) :

ZΣ= (4.5)

где - межосевое расстояние, мм;

m –модуль передачи, мм;

ZΣ=

ZΣ – суммарное число зубьев передачи.

Находим число зубьев на шестерни по формуле (с.14 [2]) :

Z1= (4.6)

где - передаточное число промежуточной передачи.

Z1=

##### Число зубьев на колесе находится по формуле (с.14 [2]) :

Z2 =ZΣ - Z1 (4.7)

где Z1 – число зубьев шестерни.

Z2 =200-47=153

4. определяем фактическое передаточное число по формуле (с.18 [2]) :



(4.8)

где Z2 – число зубьев колеса.



Погрешность при выборе передаточного числа определяем по формуле (с.18 [2]) :

Δi=% (4.9)

Δi =%=1,5%

Погрешность составляет всего 1,5% , что позволяет сделать вывод, что передаточное число выбрано верно.

1. Определяем диаметры колес (с.41 [1]) **.**

Делительные диаметры:

шестерни

= мм

колеса

= мм

Диаметры окружностей вершин и впадин шестерни

da1=d1+2m =94+2·2=98 мм

df1=d1-2,5m = 94-2,5·2 =89 мм

колеса

da2=d2+2m =306+2·2 =310 мм

df2=d2-2,5m =153-2,5·2=148 мм

1. Определяем ширину шестерни и колеса.

Ширину колеса находим по формуле (с.41 [1]) :

b2=·

где - межосевое расстояние, мм;

 - коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор, принимаем =0,3 (с. 13 [2]).

b2=200·0,3 =60 мм

Ширина шестерни больше на (3÷8) мм чем у колеса

b1= b2+(3÷8)=60+5=65 мм.

### 

### 4.7 Проверочный расчет передачи

###### Определяем точность найденных диаметров по межосевому расстоянию

 (4.10)

мм

Таким образом, найденные диаметры определены, верно.

Определяем силы в зацеплении:

Окружная сила направлена по касательной в точки касания колеса и шестерни.



(4.11)

где Т2 - вращающий момент на 2 промежуточном валу, Н·м;

d2 – делительный диаметр шестерни, мм.

 Н

Радиальная сила направлена к центру окружности и определяется по формуле (с.19 [2]) :



(4.12)

где α – между геометрической суммой радиальной и осевой силами,

β- угол наклона зубьев, tg β=0,364.

 Н

Проверяем зубья колес по напряжениям изгиба. Должно выполняться неравенство



Для колеса



(4.13)

где - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. (с.15 [2]), =1;

- коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (с.16 [2]), =1,4;

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба (с.16 [2]),

 =1,25;

- коэффициент, учитывающий наклон зуба,

=;

 - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,61.

 Мпа

Для шестерни

(4.14)

где  - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,61;

 - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса (с.16 [2]), =3,88;

- напряжение изгиба на колесе, Мпа.

 Мпа

Так как [σ]F1=547,83 МПа, [σ]F2=495,65 МПа и σF1=233,67 МПа, σF2=217,41 МПа , то колеса прошли проверку по напряжениям на изгиб.

Проверяем зубья колес по контактным напряжениям .



где , , -коэффициенты учитывающие распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, дополнительные динамические нагрузки, так как редуктор рассчитан на долгий срок службы, то =1, =1, =1 .

=491,28 МПа

###### Определяем, как нагружены колеса:

%=0,88%

Колеса недогружены на 0,88%.

### 4.8 Вывод

При определении погрешности передаточного числа, получили Δi= 1,5% , что позволяет сделать вывод- передаточное число выбрано, верно.

Так как[σ]F1=547,83 МПа, [σ]F2=495,65 МПа и σF1=233,67 МПа, σF2=217,41 МПа то колеса прошли проверку по напряжениям на изгиб.

В результате расчетов определили, что 0,88% недогрузки. Это величина не превышает допустимого значения (5 % перегрузки и 10 % недогрузки), следовательно, колеса прошли проверку по контактным напряжениям.

В результате проверочного расчета убедились, что полусумма делительных диаметров равна межосевому расстоянию.

# 5 Ориентировочный расчет валов

### 5.1 Задачи

Определить основные размеры валов редуктора предварительно.

### 5.2 Расчетные схемы

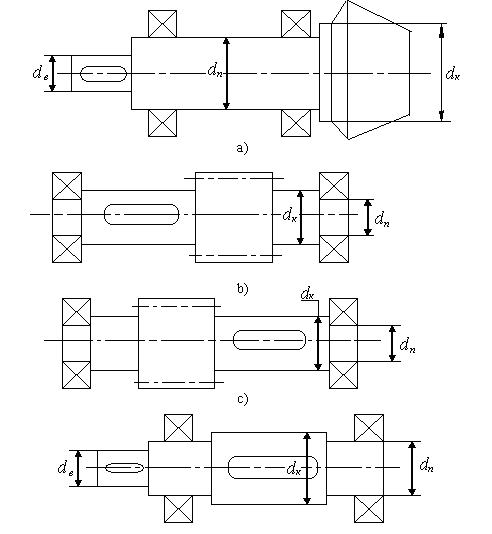


Рисунок 5.1 – Схемы для расчета a) быстроходного вала; b) 1 промежуточного вала; c)2 промежуточного вала; d) тихоходного вала.

### 5.3 Данные

Крутящий момент быстроходного вала – 22,8 Н·м

Крутящий момент 1 промежуточного вала –54,2 Н·м

Крутящий момент 2 промежуточного вала – 220,1 Н·м

Крутящий момент тихоходного вала – 697,4 Н·м

### 5.4 Условия расчета

Расчет валов ведем по заниженным допускаемым напряжениям на чистое кручение.

### 5.5 Расчет быстроходного вала

Расчет быстроходного вала ведется по следующим формулам







где Т- крутящий момент на валу, Н·м;

 - диаметр входного конца вала, мм;

 - диаметр вала под подшипники, мм;

- диаметр вала под колесо, мм.

мм

Для того чтобы вести дальнейший расчет необходимо выбрать стандартный диаметр входного конца вала под муфту. Выбираем упругую муфту с торообразной оболочкой. Муфта выбирается по диаметру выходного вала двигателя (мм). Тогда =25 мм.

 мм

 мм

### 5.6 Расчет 1 промежуточного вала



 мм

Так как при расчете значение  оказалось меньше, чем значения валов применяемых в практике, то принимаем = 30 мм.

 мм.

### 5.7 Расчет 2 промежуточного вала



 мм



 мм

### 5.8 Расчет тихоходного вала



 мм



 мм



 мм

### 5.9 Вывод

При расчёте быстроходного вала необходимо подобрать диаметр выходного конца вала под муфту. При подборе нужно руководствоваться стандартными значениями диаметров муфт. Для входного конца быстроходного вала подбираем упругую муфту с торообразной оболочкой, так как она больше всего подходит для соединения двигателя и выходного конца вала редуктора.

При расчёте первого промежуточного вала диаметры валов получились маленькими по сравнению с применяемыми в производстве, поэтому мы увеличиваем значение диаметров валов к большему из ближайших стандартных значений.

# 6 Эскизная компановка

### 6.1 Цель

Определить расстояние между точками приложения сил на валах.

### 6.2 Данные для компановки

Быстроходная передача (берём из пункта 2.6) :









 =61,1985º



=15,45 мм

Промежуточная передача (берём из пункта 3.6):

=140 мм.

= мм

= мм

da1=58 мм

df1 =49 мм

da2 =230 мм

df2=221 мм

b1=47 мм.

b2 =42 мм

Тихоходная передача (берём из пункта 4.6):

=200 мм.

= мм

= мм

da1=98 мм

df1 =89мм

da2=310 мм

df2=148 мм

b1=65 мм.

b2 =60 мм

Диаметры валов (берём из пунктов 5.5 5.6 5.7 5.8):

Быстроходный вал:

 =25мм

=35мм

 =30мм

1 Промежуточный вал:

=30мм

 =25мм

2 Промежуточный вал:

=36мм

 =30мм

Тихоходный вал:

 =40мм

=50мм

 =45мм

### 6.3 Условие компановки:

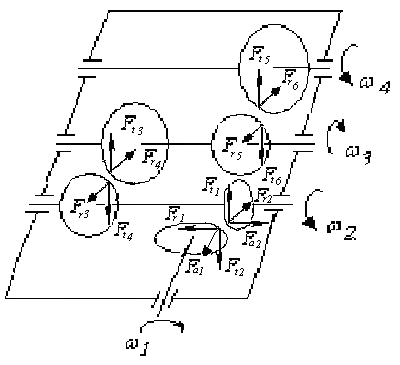
Выполняется графически, расстояния определяются непосредственным замером с компановки.

# 7 Проверочный расчёт валов

### 7.1 Цель

Провести проверочный расчёт валов в виде уточнённого расчёта.

### 7.2 Расчётная схема



### 

### 7.3 Данные

Ft3 =1947,78 Н

Fr3 =708,99 Н

Ft2 = 1407,28 Н

Fr2 =68,113 Н

Fa2 =1161,02 Н

### 7.4 Условия

Проверочный расчёт производим в виде определения коэффициента запаса прочности в опасных сечениях

### 7.5 Построение эпюр

Определение реакций, построение эпюр изгибающих моментов первого промежуточного вала.

Примем вал за балку, закрепленную с двух концов на подвижно шарнирных опорах. Силы в подшипниках заменим на реакции опор. И рассчитаем изгибающий момент в каждой точке приложения сил.

Определяем реакции опор в плоскости (XoY) действия сил

Сумма моментов относительно точки А равен нулю.









Сумма моментов относительно точки В равен нулю







 Н

Проверка:



833,5-708,89+68,113-192,7=0

Определяем реакции опор в плоскости (XoZ) действия сил

Сумма моментов относительно точки А равен нулю







Н

Сумма моментов относительно точки В равен нулю







 Н

Проверка:



-1710,86+1947,78+1407,28-1644,6=0

Определяем реакции

 (7.1)

 (7.2)

 Н Н

Определяем общий изгибающий момент в каждом опасном сечении по формуле



(7.3)

Н∙мм

Н∙мм

Производим расчет изгибающих моментов для построения эпюр.

Участок 1

0Х45

В плоскости ХоУ



Х1=0 М=0

Х2=45 мм М=37507,5 Н∙мм

В плоскости ХоZ



Х1=0 М=0

Х2=45 мм М=-76988,7 Н∙мм

Участок 2

0Х89

В плоскости ХоУ



Х1=0 М=37507,5 Н∙мм

Х2=89 мм М=48597,79 Н∙мм

В плоскости ХоZ



Х1=0 М=-76988,7 Н∙мм

Х2=89 мм М=-55902,8Н∙мм

Участок 3

0Х34

В плоскости ХоУ



Х1=0 М=0 Н∙мм

Х2=34 мм М=-6551,8Н∙мм

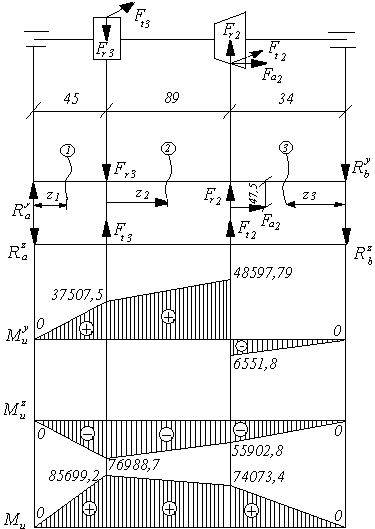
В плоскости ХоZ



Х1=0 М=0 Н∙мм

Х2=34 мм

М=-55902,8Н∙мм



### 7.6 Определение коэффициента запаса прочности в опасных сечениях

Материал вала – сталь 45.

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения .

Коэффициент запаса прочности рассчитываем для опасных сечений ( опасным сечением является, то сечение вала, где наибольший изгибающий момент; есть концентратор напряжений; наименьший диаметр вала).

Коэффициент запаса прочности определяем по формуле (6.17 [1]):

(7.4)

где - коэффициент запаса прочности нормальных напряжений, определяется по формуле (6.18 [1]):



(7.5)

где - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; для углеродистой стали ; (- предел прочности (таблица 3.3 [1]) =780 Н·мм, тогда  Н·мм. - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений =1,36 (таблица 6.2 [1] );

- масштабный фактор для нормальных напряжений;  =0,88 (таблица 6.8 [1] );

- амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба в рассматриваемом сечении, определяем по формуле ( с. 285 [1] ):



(7.6)

где М - изгибающий момент в данном сечении (из эпюр);

1. момент сопротивления сечения нетто, определяется по формуле:

для концентратора напряжений – шпонка:



(7.8)

для концентратора напряжений – совпадение с краем шестерни:



(7.9)

где - коэффициент запаса прочности нормальных напряжений, определяется по формуле (6.18 [1]):

 (7.10)

где - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; для углеродистой стали ; тогда  Н·мм. - эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений =1,14 (таблица 6.2 [1] );

- масштабный фактор для нормальных напряжений;  =0,77 (таблица 6.8 [1] );

- амплитуда цикла касательных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба в рассматриваемом сечении, определяем по формуле ( с. 285 [1] ):

 (7.11)

где Мк – крутящий момент в данном сечении (кинематического расчета);

W-момент сопротивления сечения нетто, определяется по формуле:

для концентратора напряжений – шпонка:

 (7.12)

для концентратора напряжений – совпадение с краем шестерни:

 (7.13)

- коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла, =0,1 ( с. 100 [1] ).

Предварительный расчет размеров шпонок :

Таблица 7.1 – Расчет шпонок

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | d, мм | l, ст | T, Н∙мм | b, мм | h, мм | t1, мм | t2, мм | l, шп мм | l, раб мм | σ, Н∙мм |
| 1 | 25 | 50 | 22800 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | 45 | 37 | 16,4 |
| 2 | 30 | 42 | 54200 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 40 | 30 | 40 |
| 3 | 36 | 50 | 220100 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 45 | 35 | 116 |
| 4 | 40 | 90 | 697400 | 22 | 14 | 9 | 5,4 | 80 | 58 | 120 |
| 50 | 65 | 697400 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | 63 | 59 | 80,8 |

Рассчитываем коэффициент запаса прочности для шестерни:

мм3

=2·6,28·103 =12,56·103 мм3

Н/мм2

 Н/мм2







Рассчитываем коэффициент запаса прочности для колеса ( шпоночный паз:

 мм3

 мм3

Н/мм2

 Н/мм2







### 

### 7.7 Вывод

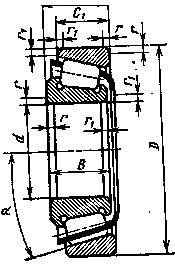
При уточнённом расчёте мы рассчитывали коэффициент запаса прочности, который позволяет одновременно учитывать как касательные, так и нормальные напряжения на вал. Для того чтобы выполнялось условие прочности, необходимо чтобы [n]= >10 (с.95[3]). Сравнивая расчётный результат с допускаемым значением можно сделать вывод, то жёсткость вала обеспечивается.

**8 Подбор и проверка подшипника качения и скольжения**

**8.1 Цель**

Подобрать и проверить подшипники на долговечность.

**8.2 Расчётная схема**



Подшипник номер 305, шариковый радиальный, внутренний диаметр 25мм, серия диаметра средняя.

* 1. **Данные**

D=62 мм

d=25 мм

 мм

C=29,6 kH – динамическая грузоподъёмность

kH- статическая грузоподъёмность

V – коэффициент вращения; при вращающемся внутреннем кольце подшипника V=1

**8.4 Условие**

Подшипник подбираем по диаметру вала и направлению воспринимаемой нагрузки, а проверяем на долговечность с учётом динамической нагрузки.

**8.5 Подбор подшипника**

На первом этапе подшипник выбираем по диаметру вала, характеру нагрузки (действующими силами), частоте вращения вала, по условиям работы, наиболее дешевые шариковый радиальный средней серии 305(ГОСТ 8388-75).

Характеристика подшипника:

Наружный диаметр подшипника D=62 мм;

Внутренний диаметр подшипника d=25 мм;

Ширина подшипника B=17 мм;

Динамическая грузоподъёмность C=17,3 kH;

Статическая грузоподъёмность kH;

* 1. **Расчёт подшипника**

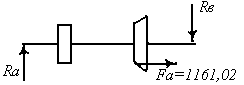
** (1.1)**

где - эквивалентная нагрузка, Н

m – показатель степени: m=3,33 – для роликовых подшипников;

 - коэффициент учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатаций; при обычных условиях работы подшипника =0,7…0,8 – для шариковых подшипников;

n – частота вращения внутреннего кольца подшипника соответствующего вала, об/мин.







е=0,02235

у=1,9865

х=0,56











**8.7 Вывод**

Полученный результат долговечности подшипника удовлетворяет условию 10000<Lh<40000 ч., то предварительно выбранные подшипники пригодны для конструирования подшипниковых узлов.

# 9 Шпоночные соединения

### 9.1 Задача

Подобрать и проверить соединения колес, шкивов, звездочек с валами.

### 9.2 Расчетная схема



###### Рисунок 9.1 – Шпоночное соединение с призматической шпонкой

### 9.3 Данные

###### Таблица 9.1-Данные для расчета шпоночных соединений

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вал | d, мм | l, ст | T, Н∙мм |
| 1 | 25 | 50 | 22800 |
| 2 | 30 | 42 | 54200 |
| 3 | 36 | 50 | 220100 |
| 4 | 40 | 90 | 697400 |
| 50 | 65 | 697400 |

### 9.4 Условия расчета

Подбор осуществляем по диаметру вала и длине ступицы.

### 9.5 Подбор соединения

Выбираем призматические шпонки ГОСТ 23360-78.

Таблица 9.2 – Параметры шпонок

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | d, мм | l, ст | T, Н∙мм | b, мм | h, мм | t1, мм | t2, мм | l, шп мм |
| 1 | 25 | 50 | 22800 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | 45 |
| 2 | 30 | 42 | 54200 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 40 |
| 3 | 36 | 50 | 220100 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 45 |
| 4 | 40 | 90 | 697400 | 12 | 8 | 5 | 3,3 | 80 |
| 50 | 65 | 697400 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | 63 |

### 9.6 Расчет

Призматические шпонки, применяемые в проектируемом редукторе, проверяем на смятие.

Условие прочности

(9.1)

где h – высота шпонки, мм;

t1 –глубина паза в валу, мм;

lр- рабочая длина шпонки, lp=lш-b **-** допускаемое напряжение на смятие, ****Н/м2.

Расчет шпоночных соединений сводим в таблицу.

Таблица 9.3-

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | d, мм | l, ст | T, Н∙мм | b, мм | h, мм | t1, мм | t2, мм | l, шп мм | Lраб, мм | σ, Н∙мм |
| 1 | 25 | 50 | 22800 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | 45 | 25 | 16,4 |
| 2 | 30 | 42 | 54200 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 40 | 30 | 40 |
| 3 | 36 | 50 | 220100 | 10 | 8 | 5 | 3,3 | 45 | 36 | 116 |
| 4 | 40 | 90 | 697400 | 12 | 8 | 5 | 3,3 | 80 | 40 | 120 |
| 50 | 65 | 697400 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | 63 | 50 | 80,8 |

### 9.7 Вывод

Рассчитанное допускаемое напряжение для каждой шпонки не превышает допускаемого напряжения на смятие**.** Следовательно, выбранные шпонки смогут передавать необходимый крутящий момент.

# 10 Муфты

В проектируемом приводе применяем компенсирующую разъемную муфту нерасцепляемого класса в стандартном исполнении.

Для соединения выходного конца двигателя и быстроходного вала редуктора применяем упругую (исходя из задания) муфту упругую втулочно-пальцевую.

Муфту выбираем по большему диаметру выходных концов соединяемых валов и расчетному моменту Тр, который должен быть в пределах номинального:



(10.1)

где К- коэффициент режима нагрузки (таблица 10.26 [3]), для конвейера К=1,8;

Т- вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Т=22,8 Н·м;

Тном – номинальный момент(таблица 9.7 [1]).

Принимаем муфту с номинальным моментом Тном=80 Н·м, соединяющую вал двигателя диаметром d=16мм и быстроходный вал редуктора диаметром d=25мм.

Тр=1,8·22,8=41,04 Н·м

Значение расчетного момента удовлетворяет условию 10.1. Следовательно, выбранная муфта обеспечит компенсацию радиального, осевого и углового смещения валов.

# 11 Смазка

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций. Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,8 до 12,5 м/с.

При смазывании зубчатых колес окунанием подшипники качения обычно смазываются из картера в результате разбрызгивания масла колесами, образования масляного тумана и растекания масла по валам.

Определение количества масла.

Для редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяем из расчета 0,5…0,7л. масла на 1кВт передаваемой мощности.

Vтреб=(0,5÷0,7)·2=1÷1,4л

Объем масляной ванны определяем по формуле

V=h·l·b, (11.1)

Где h-высота масляной ванны, дм;

l – длина масляной ванны, дм;

b – ширина масляной ванны, дм.

V=0,46·5,6·1,43=3,68 л

Рассчитанный объем масляной ванны соответствует необходимому объему в расчете на 1 кВт передаваемой мощности.

# Заключение

В данной учебной курсовой работе мы рассчитали привод пластинчатого конвейера. По заданию необходимо было разбить общее передаточное отношение так, что бы Uобщ=35. При расчете каждой передачи коническо-цилиндрического редуктора получили, что передаточное отношение конической передачи составило 2,5, промежуточной-4,24; тихоходной-3,3. Фактическое общее передаточное отношение составит Uфобщ=2,5·4,24·3,3=34,98.

Таким образом рассчитанное общее передаточное отношение отличается от заданного на 3 %, что допустимо при расчетах.

Рассчитанная выходная мощность отличается от заданной на 1%, что так же не превышает допустимого значения.

Для удобства монтажа и процесса изготовления выбираем вместо сварной рамы литую плиту.

# Список литературы

1 С.А. Чернавский и др. Курсовой проектирование деталей машин . М.: Машиностроение , 1980 .-352 с.

2 П.Ф Дунаев, О.П. Леликов . Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.

3 А. Е. Шейнблит Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. – калининград: Янтар. сказ, 2002. - 454 с.

4 М. Н. Иванов , Детали машин: Учебник для студентов втузов /Под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. –383 с.