**ФГОУ ВПО «Башкирский государственный аграрный университет»**

Факультет: Энергетический

Кафедра: теоретической и прикладной механики

Специальность: Электрификации и авт с.х.

Форма обучения: очная

Курс: ЭА 201

**КУЧАЕВ РУСЛАН МАРСОВИЧ**

**Курсовая работа**

***Проектирование одноступенчатого***

***цилиндрического редуктора***

«К защите допускаю»

Руководитель: **Ахмаров Р.Г.**

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 2008

Оценка при защите

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ 2008

**Уфа 2008**

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

ВВЕДЕНИЕ………………………………………………………………….4

[1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА 4](#_Toc199742852)

[1.1 Общий коэффициент полезного действия 4](#_Toc199742853)

[1.2 Вычисление мощности двигателя: 4](#_Toc199742854)

[1.3 Плонумеруем валы и определим мощность на каждом валу: 4](#_Toc199742856)

[1.4 Угловые скорости и частоты вращения валов. 5](#_Toc199742857)

[1.5 Крутящие моменты на валах. 5](#_Toc199742858)

[2 РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ 6](#_Toc199742860)

[2.1 Выбор материалов зубчатых колес и термической обработки: 6](#_Toc199742861)

[2.2 Допускаемые контактные напряжения зубьев. 6](#_Toc199742862)

[2.3 Допускаемые напряжения изгиба 7](#_Toc199742863)

[2.4 Определяем межосевое расстояние колес. 7](#_Toc199742864)

[2.5 Определяем модуль передачи 8](#_Toc199742865)

[2.6 Определяем числа зубьев шестерни и колеса 8](#_Toc199742866)

[2.7 Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса 8](#_Toc199742867)

[2.7.1 Определение делительных диаметров 8](#_Toc199742868)

[2.7.2 Определяем диаметры вершин зубьев 8](#_Toc199742869)

[2.7.3 Определяем диаметры впадин 8](#_Toc199742870)

[2.7.4 Определяем ширину венца шестерни и колеса 8](#_Toc199742871)

[2.7.5 Проверяем величину межосевого расстояния 8](#_Toc199742872)

[2.8 Проверка зубьев на выносливость по контактным напряжениям 9](#_Toc199742873)

[2.8.1 Определяем коэффициент расчетной нагрузки 9](#_Toc199742874)

[2.8.2 Определяем расчетные контактные напряжения 10](#_Toc199742875)

[3 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ 11](#_Toc199742876)

[3.1 Коэффициент эксплуатации передачи 11](#_Toc199742877)

[3.2 Число зубьев 11](#_Toc199742878)

[3.3 Расчетная мощность передачи 11](#_Toc199742879)

[3.4 Выбор цепи: 11](#_Toc199742880)

[3.5 Геометрические параметры передачи 11](#_Toc199742881)

[3.6 Диаметр звездочек 12](#_Toc199742882)

[3.7 Проверка износостойкости шарниров цепи 12](#_Toc199742883)

[4 РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА 13](#_Toc199742884)

[4.1 Проектный расчет вала 13](#_Toc199742885)

[4.2 Определение реакций в опорах вала 13](#_Toc199742886)

[4.3 Определение суммарных изгибающих моментов 14](#_Toc199742887)

[5 ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ 15](#_Toc199742888)

[5.1 Выбор подшипника. 15](#_Toc199742889)

[5.2 Определяем эквивалентную радиальную нагрузку 15](#_Toc199742890)

[6 ПОДБОР И ПРОВЕРКА ШПОНОК 16](#_Toc199742891)

[6.1 По ГОСТ 23360-78 подбираем призматическую шпонку 16](#_Toc199742892)

[6.1.1 Проверяем длину шпонки из условия прочности на смятие 16](#_Toc199742893)

[6.2 Подбираем шпонку на выходной конец тихоходного вала под звездочку 16](#_Toc199742894)

[6.2.1 Проверяем длину шпонки из условия прочности на смятие 16](#_Toc199742895)

[7 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА 17](#_Toc199742896)

[8.1 Выбор сорта смазки 18](#_Toc199742897)

[8.2.1 Предельно допустимые уровни погружения колес в масляную ванну: 18](#_Toc199742898)

[8.2.2 Теперь определим уровень масла от дна корпуса редуктора: 19](#_Toc199742899)

[8.2.3 Объем масляной ванны 19](#_Toc199742900)

[8.3 Способ контроля уровня смазки зубчатых колес 19](#_Toc199742901)

[10 Сборка узла ведомого вала 21](#_Toc199742902)

[БИБЛИОГРАФИЯ 22](#_Toc199742903)

**ВВЕДЕНИЕ**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

Редуктор - механизм, служащий для уменьшения частоты вра­щения и увеличения вращающего момента. Редуктор законченный механизм, соединяемый с двигателем и рабочей машиной муфтой или другими разъемными устройствами. Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или стального сварного). В корпусе редуктора разме­щены зубчатые или червячные передачи, неподвижно закрепленные на валах. Валы опираются на подшипники, размещенные в гнездах корпуса; в основном используют подшипники качения. Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направ­лении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей зубчатых коле в пространстве.

Назначение редуктора - понижение угловой скорости и повыше­ние вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Принцип действия зубчатой передачи основан на зацепле­нии пары зубчатых колес. Достоинством зубчатых передач является: высокий КПД, постоянство передаточного отношения и широкий диапазон мощностей.

В настоящей работе произведен расчет механического привода, закрытой прямозубой цилиндрической передачи.

# 1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

## 1.1 Общий коэффициент полезного действия

- общее КПД привода.

=···=0,97·0,94·0,98·0,98=0,87

 - КПД цепной передачи;

 - КПД зубчатой передачи;

-КПД муфты;

## 1.2 Вычисление мощности двигателя:

По величине потребляемой мощности транспортера() находим мощность двигателя:

кВт,

Находим частоту вращения выходного вала



Определим требуемую частоту вращения Э.Д.: принимаем 



1.4 По величине потребляемой мощности  и частое враще­ние ведущего вала () выбираем электродвигатель:

* серия 4А
* тип 160М8/730
* асинхронная частота вращения об/мин, мощность кВт.

Определяем общее передаточное число привода:

## 



## 1.3Плонумеруем валы и определим мощность на каждом валу:

кВт, где

 - КПД цепной передачи,

кВт,

Где  - КПД зубчатой передачи;

## 1.4 Угловые скорости и частоты вращения валов.

об/мин,

об/мин

об/мин

ω1= π·/30=рад/с,

ω2= π·/30=рад/с,

ω3= π·/30=рад/с

## 1.5Крутящие моменты на валах.

Т1=Р1/ ω1=10,02·1000/76,4=131,15Нм,

Т2=Р2/ ω2=10,34·1000/19,1=541,3Нм,

Т3=Р3/ ω3=8·1000/8=1000Нм.

Таблица 1.1 **Параметры валов привода**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № Вала | Р, кВт | n,об/мин | ω, рад/с | Т, Н\*м | (КПД) |
| 1 | 11 | 730 | 76,4 | 131,15 |  |
| 2 | 10,34 | 182,5 | 19,1 | 541,3 | 0,97 |
| 3 | 10,02 | 77 | 8 | 1000 | 0,94 |

# 

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

# 2 РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

## 2.1 Выбор материалов зубчатых колес и термической обработки:

**Материал -Сталь 40**

**Шестерня Колесо**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

бВ = 950 МПа бВ = 850 МПа

бТ = 750 МПа бТ =550 МПа

ННВ = 260…280 ННВ = 230…260

## 2.2 Допускаемые контактные напряжения зубьев.

 Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса в прямозубой цилиндрической передаче:

 (2.1 [1])

 - предел выносливости контактной поверхности зубьев, соответ­ствующий базовому числу циклов переменных напряжений, находим по табл. 5.1 [1]

 - для шестерни

 - для колеса

 - коэффициент долговечности. Для передач при длительной работе с постоянными режимами напряжения.

 - коэффициент безопасности. Для зубчатых колес с однородной структурой материала; 





В прямозубой цилиндрической передаче за расчетное допусти­мое контактное напряжение принимаем минимальное из значений:

В данном случае: 

## 2.3 Допускаемые напряжения изгиба

****

****

****

****

**Принимаем **

****

## 2.4 Определяем межосевое расстояние колес.

Предварительный расчет межосевого расстояния выполняем по формуле 8.13 из учебника для студентов вузов «Детали машин», автор М.Н. Иванов [1].

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

 (8.13 [2])

Приведенный модуль упругости: Епр = 2,1·105 МПа.

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния  (табл. 8.4 [2]);  = 0,4.

Коэффициент концентрации нагрузки при расчетах по контактным напряжениям 

Коэффициент относительной ширины зубчатого венца относительно диаметра 

По графику рисунка 8.15 [2] находим: 



Для нестандартных редукторов межосевое расстояние округляем по ряду Ra40 ([2] стр. 136). Принимаем **а = 170мм**.

## 2.5 Определяем модуль передачи

m =(0.01…0,02) ·а=0,01·170=1,7мм

Принимаем величину модуля m=2мм.

## 2.6 Определяем числа зубьев шестерни и колеса



Число зубьев шестерни**:**

**** принимаем z1=34

Число зубьев колеса:



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

## 2.7 Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса

### 2.7.1 Определение делительных диаметров

Шестерни: d1 = m·z1=2·34=68мм

Колеса: d2 = m·z2=2·136=272мм

а = (d1 + d2)/2= (68+272)/2=170мм

### 2.7.2 Определяем диаметры вершин зубьев

Шестерни: dа1 = d1 + 2m =68+2·2=72 мм

Колеса: dа2 = d2 + 2m = 272+2·2=276 мм

### 2.7.3 Определяем диаметры впадин

Шестерня: df1 = d1 – 2,5m = 68-2.5·2=63 мм

Колесо: df2 = d2 – 2,5m = 272-2.5·2=268 мм

### 2.7.4 Определяем ширину венца шестерни и колеса

Ширина колеса:****

Ширина шестерни:

**** ****

### 2.7.5 Проверяем величину межосевого расстояния

aw = 0,5·m· (z1 +z 2) = 0,5·2·(34 + 136) = 170 мм

Таблица 2.1 **Параметры прямозубого цилиндрического зацепления**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Параметры зацепления** | | | **Числовые значения** | |
| Модуль, m | | | 2 | |
| Межосевое расстояние, а | | | 170 | |
| **Шестерня** | | **Колесо** | | |
| **Геометрические параметры** | **Числовые значения** | **Геометрические параметры** | | **Числовые значения** |
| Число зубьев, z1 | 34 | Число зубьев, z2 | | 136 |
| Ширина венца, в1 | 73 | Ширина венца, в2 | | 68 |
| Делительный диаметр, d1 | 68 | Делительный диаметр, d2 | | 272 |
| Диаметр вершин зубьев, da1 | 72 | Диаметр вершин зубьев, da2 | | 276 |
| Диаметр впадин зубьев, df1  Изм.  Лист  № докум.  Подпись  Дата  Лист  10 10 | 63 | Диаметр впадин зубьев, df2 | | 268 |

## 2.8 Проверка зубьев на выносливость по контактным напряжениям

### 2.8.1 Определяем коэффициент расчетной нагрузки

Кн = Кнβ х Кнv ([2] стр.127)

Ранее было найдено: Кнβ =1,04

Для того, чтобы найти коэффициент динамической нагрузки по контактным напряжениям Кнv необходимо определить окружную скорость ведомого вала:



Учитывая, что V2 = 2,6 м/с, по табл. 8.2 [2] назначаем 9ую степень точности.

Далее по таблице 8.3 [2] находим Кнv = 1,17

Кн = 1,04 х 1,17 =1,21

### 2.8.2 Определяем расчетные контактные напряжения

по формуле





2.8.3 Проверочный расчет по напряжениям изгиба:



расчет по шестерне.



  где

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11

КF – коэффициент расчетной нагрузки

КFβ – коэффициент концентрации нагрузки

КFV – коэффициент динамической нагрузки, по таблице 8.3 [2]





**Условие выполнено.**

# 

# 3 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

## 3.1 Коэффициент эксплуатации передачи

Кэ= Кд ·Ка ·Км ·Крек ·Кс ·Креж

где

Кд – коэффициент динамической нагрузки;

Ка – коэффициент межосевого расстояния;

Км – коэффициент наклона передачи к горизонту;

Крек – коэффициент регулировки цепи;

Кс – коэффициент смазки и загрязнения;

Креж– коэффициент режима работы.

Кд =1,2

Ка =1

Км =1

Крек =1

Кс =1,3

Креж =1 (табл. 13.2, 13.3,/2/)

Кс – коэффициент числа зубьев;

Креж– коэффициент частоты вращения

Кэ= 1,2\*1\*1\*1\*1\*1,3=1,56

## 3.2 Число зубьев

Z1 =25 (c. 286, /2/).

Z2 = Z1 ·U =25\*2,9=72,5 принимаем равным 72

## 3.3 Расчетная мощность передачи

РР =Р1· Кэ· Кz· Кп

где

Р1=7.16 кВт

Кэ=1.56

Кz=1

Kп=1,1

РР =7.16\*1.56\*1\*1,1=12.28 кВт

## 3.4 Выбор цепи:

Приводная роликовая однорядная цепь

ПР-25,4-56700: Рц=25,4 мм, d= 7,95 мм, B= 22.61 мм, [Pр ] =11 кВт (табл. 13.4,/2/).

## 3.5 Геометрические параметры передачи

а=40\*Рц =40 \* 25,4=1016 мм





Lр=130





На 5мм. уменьшаем и получаем а=1628.3 мм

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

## 3.6 Диаметр звездочек



## 3.7 Проверка износостойкости шарниров цепи



Р -удельное давление в шарнире цепи

Ft - полезная нагрузка

B= 22.61мм

d= 7.95мм

[P] – допускаемое давление в шарнире цепи.



**Работоспособность цепи обеспечена.**

# 4 РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

## 4.1 Проектный расчет вала

мм. Принимаем 55

мм.

мм.

## 4.2 Определение реакций в опорах вала







В вертикальной плоскости:







В горизонтальной плоскости:







Ra

Rb

### 4.3 *Определение суммарных изгибающих моментов*

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

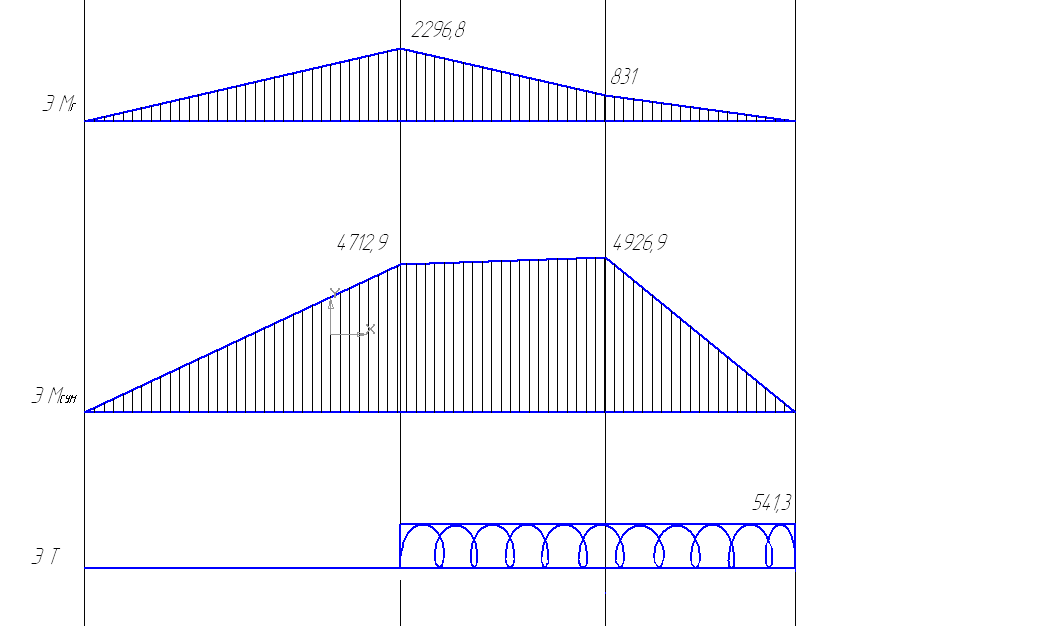
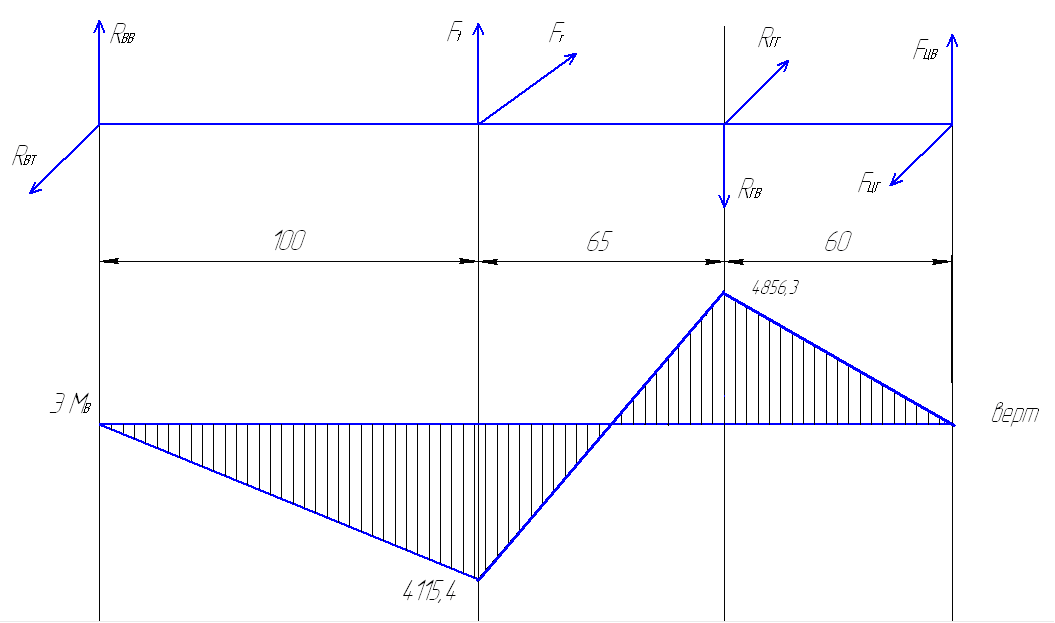


Рисунок 2 Эпюры моментов

# 

# 5 ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

## 5.1 Выбор подшипника.

Учитывая сравнительно небольшую осевую силу назначаем по [10] для ведомого вала шариковые радиальные однорядные подшипники легкой серии, условное обозначение 212 со следующими характеристиками:

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

Внутренний диаметр подшипника, d = 60 мм;

Наружный диаметр подшипника, D =110 мм;

Ширина подшипника, B = 22 мм;

Фаска подшипника, r = 2,5 мм;

Динамическая грузоподъемность: Cr = 52 кН

Статическая грузоподъемность: Со =31 кН

5.2 Определяем эквивалентную радиальную нагрузку

по формуле:

RE = (XVRr+YRa) ∙ Кб ∙ Кт (16.29 [2])

Для чего находим суммарную радиальную реакцию в опоре Д:



При этом по табл. 16.5 [2]:

Коэффициент радиальной силы Х = 1

Коэффициент осевой силы Y = 0

По рекомендации к формуле 16.29 [2]:

К = 1 – температурный коэффициент;

Кб = 1,3 – коэффициент безопасности;

RE = 1 ∙ 1 ∙ 4762,5 ∙1,3 ∙ 1 = 8863,4Н

# 

# 5.3 Определяем расчетную долговечность (ресурс) подшипника (ч):

# 

***p***- показатель степени р=3-для шариковых радиальных подшипников

***а23-*** коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс

подшипника качества металла колец, тел качения и условия эксплуатации.

***а23*** = 0,75



Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

5.4 Оцениваем пригодность намеченного типоразмера подшипника

Подшипник пригоден, если расчетная долговечность больше или равна

требуемой:

*L10ah≥ L!10ah*

*L!10ah –* требуемая долговечность

*L10ah=13831ч> L!10ah=7500ч*

т.к. расчетная долговечность больше требуемой, то поэтому данный подшипник

обозначением 212 пригоден для работы.

# 6 ПОДБОР И ПРОВЕРКА ШПОНОК

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

6.1 По ГОСТ 23360-78 подбираем призматическую шпонку**под цилиндрическое колесо.**

Диаметр вала под колесо dк = 65 мм;

Длина ступицы колеса dстк = 68 мм;

Выбираем шпонку в х h x l = 18 х11 х 70

### 6.1.1 Проверяем длину шпонки из условия прочности на смятие



Допускаемое напряжение  = 110 МПа

**Условие прочности выполняется.**

## 6.2 Подбираем шпонку на выходной конец тихоходного вала под звездочку

dш = 55 мм

Выбираем шпонку в х h х I =16 x 10 x 50

### 6.2.1 Проверяем длину шпонки из условия прочности на смятие



**Условие прочности выполняется.**

# 7 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА

**7.1 *Расчет толщины стенок редуктора***

Толщину стенок редуктора най дем по формуле:

=0.025·aw + 1; [7.1]

Где aw - межосевое расстояние валов редуктора

=0.025·170 + 1=5,25 mm;

Для удобства сборки корпус выполнен разъемным. Плоскости разъемов проходят через оси валов и располагаются параллельно плоскости основания.

Для соединения нижней, верхней частей корпуса и крышки редуктора по всему контуру разъема выполнены специальные фланцы, которые объединены с приливами и бобышками для подшипников. Размеры корпуса редуктора определяются числом и размерами размещенных в нем деталей и их расположением в пространстве.

К корпусным деталям относятся прежде всего корпус и крышка редуктора, т.е. детали, обеспечивающие правильное взаимное расположение опор валов и воспринимающие основные силы, действующие в зацеплениях.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

Корпус и крышка редуктора обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают методом литья или методом сварки (при единичном или мелкосерийном производстве).

**8 СМАЗКА РЕДУКТОРА**

В настоящее время в машиностроении широко применяют

картерную систему смазки при окружной скорости колес от 0,3 до 12,5 м/с. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которые покрывают поверхность расположенных внутри деталей.

## 8.1 Выбор сорта смазки

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше контактные давления в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло, чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла.

Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружности скорости колес.

Окружная скорость колес ведомого вала у нас определена ранее: V2= 2,6м/сек. Контактное напряжение определена [н] = 509,09 МПа.

Теперь по окружности и контактному напряжению из табл.8.1 [3]  выбираем масло И-Г-А-68.

### 8.2.1 Предельно допустимые уровни погружения колес цилинд­рического редуктора в масляную ванну:

2m ≤ hM ≤ 0,25d2

2m ≤ hM ≤ 0,25 · 272 = 68 мм

Наименьшую глубину принято считать равной 2 модулям зацепления.

Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окруж­ной скорости колеса. Чем медленнее вращается колесо, тем на большую глубину оно может быть погружено.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

Учитывая, что окружная скорость невысока, а схема редуктора вертикальная, примем значение hм = 6 мм.

### 8.2.2 Теперь определим уровень масла от дна корпуса редуктора:

h = в0 + hм =36 + 6 = 42 мм

в0 – расстояние от наружного диаметра колеса до дна корпуса

в0 ≥ 6 х m ≥ 6 · 2 ≥ 12 мм

примем в0 = 36 мм.

### 8.2.3 Объем масляной ванны

(L-) · (B-) · h = (241,8-7) · (132,2-7) · 42 = 1234672,3 мм3

Объем масляной ванны составил ≈ 1,2 л.

## 8.3 Способ контроля уровня смазки зубчатых колес

Для контроля уровня масла в корпусе необходимо установить жезловый маслоуказатель.

Также в нижней части корпуса редуктора предусмотрено отверстие с пробкой для слива отработанного масла, а на крышке редуктора – отдушина для снятия давления в корпусе, появляющегося от нагрева масла и воздуха при длительной работе. Отдушину можно также использовать в качестве пробки, закрывающей отверстие для заливки масла.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20

**9 ВЫБОР СПОСОБА И ТИПА СМАЗКИ**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. Другое масло применяют лишь в ответственных изделиях.

При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла. При окружности вращения колес V > 1 м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Так как смазка жидкая, для предохранения от ее вытекания из подшипниковых узлов, а так же для их защиты от попадания извне пыли, грязи и влаги торцовые крышки установим с жировыми канавками, которые заполним густой консистентной смазкой.

# 

# 

# 10 Сборка узла ведомого вала

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

Операции по сборке узла ведомого вала осуществляют в следующем порядке:

1. установить шпонку в паз на диаметр вала для цилиндрического колеса;
2. установка цилиндрического колеса;
3. установка подшипников до упора в заплечики, осевой зазор регулируется при установке крышек с помощью набора тонких металлических прокладок;
4. укладка вала в бобышки нижнего корпуса;
5. установка и крепление верхнего корпуса;
6. установка и крепление крышек, фиксирующих подшипники (жировые канавки сквозной крышки перед установкой забить консистентной смазкой);
7. установка шпонки в паз на выходной конец вала.

# БИБЛИОГРАФИЯ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

1. Иванов М.Н. Детали машин. Высшая школа, 2000 г.
2. Дунаев П.Ф. , Леликов. О.П.  Детали машин. Курсовое проектиро­ва­ние. Высшая школа, 1984 г.
3. Марочник сталей и сплавов. Справочник / Под редакцией В.Г. Сорокина, М., Машиностроение, 1989 г.