**1. Кинематическая схема привода пластинчатого конвейера**



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – цепная передача; 5 – тяговые звездочки; I – вал быстроходный; II, III – валы промежуточные; IV – вал быстроходный; V – вал приводной

**2. Выбор электродвигателя**

**2.1** **Мощность привода**

=\*/103=3200\*0,8/103=2,56 кВт



где , кВт – потребляемая мощность привода (выходная мощность);



=3,2 кН – окружная сила (на 2-х звездочках);



=0,8 м/с – скорость настила.



**2.2** **Общий коэффициент полезного действия привода**

*=η2м\*η2цил \*η4подш*=0,9852\*0,994\*0,972=0,88,



где

*η*м=0,985 – КПД муфты

*η*цил=0,97 – КПД цилиндров

*η*подш=0,99 – КПД опоры вала

**2.3** **Мощность электродвигателя (требуемая)**

кВт



где, кВт – требуемая мощность электродвигателя;



=2,56 кВт – потребляемая мощность привода;



=0,88 – общий коэффициент полезного действия привода;



P’эл.дв =2,56/0,88=2,9 кВт

**2.4** **Частота вращения приводного вала**

*Nвал=V\*6\*104/π\*Дб* =0,8\*6\*104/3,14\*355=43



где , – частота вращения приводного вала;



=0,8 м/с – скорость настила;



*Дб* =355 мм – диаметр барабана.

**2.5** **Частота вращения вала электродвигателя**



где , – предварительное значение частоты вращения вала электродвигателя;



=7,085 – частота вращения приводного вала;



=94,09 – рекомендуемое значение передаточного числа редуктора;



=2,25 – рекомендуемое значение передаточного числа цепной передачи;



**2.6** **Выбор электродвигателя по каталогу**

Принимаем электродвигатель АИР 80А4 с характеристиками: номинальная мощность Р=1,1 кВт, частота вращения вала n=1395 , диаметр вала dэ=22 мм, длина выходного конца вала l1 =60 мм.



**3. Определение общего передаточного числа и разбивка его по ступеням**

**3.1 Общее передаточное число привода**



где =1395 – частота вращения вала электродвигателя;



=7,085 – частота вращения приводного вала.



**3.2 Разбивка общего передаточного числа по ступеням**

,



где – передаточное число редуктора;



– передаточное число цепной передачи;



Передаточное число цепной передачи:



Передаточное число редуктора:



Передаточное число тихоходной ступени:



Передаточное число промежуточной ступени:



Передаточное число быстроходной ступени:



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

**4.1 Мощности на валах**

;



;



;



;



.



где – мощности на валах редуктора;



– коэффициенты полезного действия.



**4.2 Частоты вращения валов**

;



;



;



;



;



где – частоты вращения валов;



– передаточные числа.



**4.3 Крутящие моменты на валах привода**

;



;



;



где – крутящие моменты на валах.



Результаты расчетов сведем в таблицу

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вал | Мощность | Частота вращения | Крутящий момент |
| 1 | 1,078 | 1395 | 7,406 |
| 2 | 1,046 | 257,074 | 38,858 |
| 3 | 1,014 | 59,785 | 161,975 |
| 4 | 0,948 | 15,942 | 589,462 |
| 5 | 0,925 | 7,085 | 1246,824 |

**5. Расчет ступеней редуктора**

**5.1** **Быстроходная ступень**

**5.1.1** **Выбор материалов и определение допускаемых напряжений**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Колесо: | Шестерня: | |
| Сталь 40Х, улучшение,  , ,  . | Сталь 40Х, улучшение+закалка ТВЧ,  , . | |
| Частота вращения вала колеса: .  Ресурс передачи: .  Передаточное число: .  Передача работает с режимом III. | | |
| 1) Коэффициент приведения для расчетов на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость | |  |
| 2) Числа циклов перемены напряжений, соответствующие длительному  пределу выносливости для расчетов на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость | |  |
| 3) Суммарное число циклов перемены напряжений: | | |
|  |  | |
| 4) Эквивалентные числа циклов перемены напряжений для расчета на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость |  | |
| 5) Предельные допускаемые напряжения для расчетов на прочность при  действии пиковых нагрузок:  а) контактная прочность | | |
|  |  | |
| б) изгибная прочность | | |
|  |  | |
| 6) Допускаемые напряжения для расчета на контактную выносливость: | | |
|  |  | |
| Так как разница и , то расчетное  допускаемое напряжение:  МПа  или МПа  Для расчета принимаем меньшее значение, т.е. МПа. | | |

7) Допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

**5.1.2 Определение коэффициентов нагрузки**

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость:

.



Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную выносливость:

.



, ;



, ;



;



Передача выполняется по 8-й степени точности.

;



.



Коэффициенты нагрузки:



**5.1.3 Проектный расчет**

Крутящий момент на валу колеса: *Н/м.*



Частота вращения вала шестерни: .



Передаточное число ступени: .



1) Предварительное значение межосевого расстояния:



.



Принимаем =90 мм.



2) Рабочая ширина венца колеса:

.



3) Рабочая ширина шестерни:

.



4) Модуль передачи:

;



;



;



;



.



Принимаем .



5) Минимальный угол наклона зубьев:

;



.



6) Суммарное число зубьев:

.



7) Действительное значение угла наклона зубьев:

.



8) Число зубьев шестерни:

;



;



.



9) Число зубьев колеса:

.



10) Фактическое передаточное число:

.



Ошибка передаточного числа:

.



11) Проверка зубьев на изгибную выносливость:

, где



Эквивалентное число зубьев колеса:

.



Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса:

.



Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

.



Напряжение в опасном сечении зуба колеса:



Эквивалентное число зубьев шестерни:

.



Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни:

.



Напряжение в опасном сечении зуба шестерни:

;



.



12) Диаметры делительных окружностей:

;



.



Проверка:



13) Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев:



14) Проверка возможности обеспечения принятых механических характеристик при термической обработке заготовки:

Наружный диаметр заготовки шестерни .



Толщина сечения обода колеса

.



Следовательно, требуемые механические характеристики могут быть получены при термической обработке.

15) Силы, действующие на валы от зубчатых колёс:

Окружная сила: .



Радиальная сила: .



Осевая сила: .



**5.2** **Промежуточная ступень**

**5.2.1** **Выбор материалов и определение допускаемых напряжений**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Колесо: | Шестерня: | |
| Сталь 40Х, улучшение,  , ,  . | Сталь 40Х, улучшение+закалка ТВЧ,  , . | |
| Частота вращения вала колеса: .  Ресурс передачи: .  Передаточное число: .  Передача работает с режимом III. | | |
| 1) Коэффициент приведения для расчетов на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость | |  |
| 2) Числа циклов перемены напряжений, соответствующие длительному пределу выносливости для расчетов на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость | |  |
| 3) Суммарное число циклов перемены напряжений: | | |
|  |  | |
| 4) Эквивалентные числа циклов перемены напряжений для расчета на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость |  | |
| 5) Предельные допускаемые напряжения для расчетов на прочность при действии пиковых нагрузок:  а) контактная прочность | | |
|  |  | |
| б) изгибная прочность | | |
|  |  | |
| 6) Допускаемые напряжения для расчета на контактную выносливость: | | |
|  |  | |
| Так как разница и , то расчетное  допускаемое напряжение:  МПа  или МПа  Для расчета принимаем меньшее значение, т.е. МПа. | | |

7) Допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

**5.2.2 Определение коэффициентов нагрузки**

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость:

.



Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную выносливость:

.



, ;



, ;



;



Передача выполняется по 8-й степени точности.

;



.



Коэффициенты нагрузки:



**5.2.3 Проектный расчет**

Крутящий момент на валу колеса: *Н/м.*



Частота вращения вала шестерни: .



Передаточное число ступени: .



1) Предварительное значение межосевого расстояния:



.



Принимаем =125 мм.



2) Рабочая ширина венца колеса:

.



3) Рабочая ширина шестерни:

.



4) Модуль передачи:

;



;



;



;



.



Принимаем .



5) Минимальный угол наклона зубьев:

;



.



6) Суммарное число зубьев:

.



7) Действительное значение угла наклона зубьев:

.



8) Число зубьев шестерни:

;



;



.



9) Число зубьев колеса:

.



10) Фактическое передаточное число:

.



Ошибка передаточного числа:

.



11) Проверка зубьев на изгибную выносливость:

, где



Эквивалентное число зубьев колеса:

.



Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса:

.



Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

.



Напряжение в опасном сечении зуба колеса:



Эквивалентное число зубьев шестерни:

.



Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни:

.



Напряжение в опасном сечении зуба шестерни:

;



.



12) Диаметры делительных окружностей:

;



.



Проверка:



13) Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев:



14) Проверка возможности обеспечения принятых механических характеристик при термической обработке заготовки:

Наружный диаметр заготовки шестерни .



Толщина сечения обода колеса

.



Следовательно, требуемые механические характеристики могут быть получены при термической обработке.

15) Силы, действующие на валы от зубчатых колёс:

Окружная сила: .



Радиальная сила: .



Осевая сила: .



**5.3** **Тихоходная ступень**

**5.3.1** Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Колесо: | Шестерня: | |
| Сталь 40Х, улучшение,  , ,  . | Сталь 40Х, улучшение+закалка ТВЧ,  , . | |
| Частота вращения вала колеса: .  Ресурс передачи: .  Передаточное число: .  Передача работает с режимом III. | | |
| 1) Коэффициент приведения для расчетов на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость | |  |
| 2) Числа циклов перемены напряжений, соответствующие длительному пределу выносливости для расчетов на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость | |  |
| 3) Суммарное число циклов перемены напряжений: | | |
|  |  | |
| 4) Эквивалентные числа циклов перемены напряжений для расчета на: | | |
| а) контактную выносливость  б) изгибную выносливость |  | |
| 5) Предельные допускаемые напряжения для расчетов на прочность при действии пиковых нагрузок:  а) контактная прочность | | |
|  |  | |
| б) изгибная прочность | | |
|  |  | |
| 6) Допускаемые напряжения для расчета на контактную выносливость: | | |
|  |  | |
| Так как разница и , то расчетное допускаемое напряжение:  МПа  или МПа  Для расчета принимаем меньшее значение, т.е. МПа. | | |

7) Допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

**5.3.2 Определение коэффициентов нагрузки**

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость:

.



Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную выносливость:

.



, ;



, ;



;



Передача выполняется по 8-й степени точности.

;



.



Коэффициенты нагрузки:



**5.3.3 Проектный расчет**

Крутящий момент на валу колеса: *Н/м.*



Частота вращения вала шестерни: .



Передаточное число ступени: .



1) Предварительное значение межосевого расстояния:



.



Принимаем =160 мм.



2) Рабочая ширина венца колеса:

.



3) Рабочая ширина шестерни:

.



4) Модуль передачи:

;



;



;



;



.



Принимаем .



5) Минимальный угол наклона зубьев:

;



.



6) Суммарное число зубьев:

.



7) Действительное значение угла наклона зубьев:

.



8) Число зубьев шестерни:

;



;



.



9) Число зубьев колеса:

.



10) Фактическое передаточное число:

.



Ошибка передаточного числа:

.



11) Проверка зубьев на изгибную выносливость:

, где



Эквивалентное число зубьев колеса:

.



Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса:

.



Коэффициент, учитывающий наклон зуба:

.



Напряжение в опасном сечении зуба колеса:



Эквивалентное число зубьев шестерни:

.



Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни:

.



Напряжение в опасном сечении зуба шестерни:

;



.



12) Диаметры делительных окружностей:

;



.



Проверка:



13) Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев:



14) Проверка возможности обеспечения принятых механических характеристик при термической обработке заготовки:

Наружный диаметр заготовки шестерни .



Толщина сечения обода колеса

.



Следовательно, требуемые механические характеристики могут быть получены при термической обработке.

15) Силы, действующие на валы от зубчатых колёс:

Окружная сила: .



Радиальная сила: .



Осевая сила: .



**6. Определение диаметров участков валов**

**6.1. Для быстроходного вала 1**

Принимаем:



По *d* выбираем *t=1,5* и *r=1,5*

Принимаем:



Принимаем:



**6.2. Для промежуточного вала 2**

Принимаем:



По *dк* выбираем *f=1* и *r=2*

Принимаем:



Принимаем:



Принимаем:



**6.3 Для промежуточного вала 3**

Принимаем:



По *dк* выбираем *f=1,2* и *r=2,5*

Принимаем:



Принимаем:



Принимаем:



**6.4 Для тихоходного вала 4**

Принимаем:



По *d* выбираем *t=3,5* и *r=2,5*

Принимаем:



Принимаем:



Принимаем:



Принимаем:



**7. Расчет цепной передачи**

Исходные данные:

Т4=589,5 Н∙м – крутящий момент на валу ведущей звездочки;

n4=15,94 мин-1 – частота вращения ведущей звездочки;

U=2,25 – передаточное число цепной передачи.

**7.1 Выбор цепи**

Назначим двухрядную роликовую цепь типа ПР.

Предварительное значение шага цепи:



По стандарту выбираем цепь:

2ПР – 25,4–11340; значение А=256 мм2

**7.2 Назначение основных параметров**

а) Рекомендуемое число зубьев звездочки:

Найдем рекомендуемое число зубьев Z1 в зависимости от передаточного числа:



б) Межосевое расстояние:

примем, что *а = 30∙Р = 30∙25,4 = 762 мм.*

в) Наклон передачи примем меньше 60°.

г) Смазывание цепи нерегулярное.

**7.3 Определение давления в шарнире**

Найдем значение коэффициента КЭ, учитывающего условия эксплуатации цепи

КЭ = Кд∙ КА ∙ КН∙ Крег ∙Ксм ∙ Креж =1∙1∙1∙1∙1,5∙1,45=2,175

Где:

Кд =1 – нагрузка без толчков и ударов;

КА=1 – оптимальное межосевое расстояние;

КН=1 – наклон передачи менее 60°;

Крег=1 – передача с нерегулируемым натяжением цепи;

Ксм=1,5 – смазывание цепи нерегулярное;

Креж =1 – работа в три смены.

Окружная сила, передаваемая цепью:

.



Давление в шарнире двухрядной цепи (mp=1,7):

.



[σ]=40 MПа – допускаемое давление в шарнире

**7.4 Число зубьев ведомой звездочки**

*Z2 =U∙Z1 =2,25∙23=51.*

**7.5 Уточнение передаточного числа**



7**.6 Частота вращения ведомой звездочки**

.



**7.7 Делительный диаметр ведущей звездочки**

.



**7.8 Делительный диаметр ведомой звездочки**

.



**7.9 Диаметр окружности выступов ведущей звездочки**

.



**7.10 Диаметр окружности выступов ведомой звездочки**

.



**7.11 Диаметр обода ведущей звездочки (наибольший)**

.



Принимаем .



**7.11 Диаметр обода ведущей звездочки (наибольший)**

.



Принимаем .



**7.13 Потребное число звеньев цепи**



Принимаем .



**7.14 Уточненное межосевое расстояние**



**7.15 Окончательное значение межосевого расстояния**

;



;



.



**7.16 Нагрузка на валы звездочек**

.



**8. Выбор и расчет предохранительного устройства**

В качестве предохранительного устройства выберем предохранительную муфту с разрушающимся элементом, так как конвейер подвергается случайным и редким перегрузкам. Муфту расположим на приводном валу.

Для определения величины расчетного момента для предохранительной муфты воспользуемся формулой:



;



Примем



Тогда



По таблице определяем стандартное значение усилия среза .



Этому значению соответствует штифт диаметром .



Предусмотрим в конструкции муфты два штифта, расположенных симметрично.

Определим диаметр, на котором будут расположены штифты:



Отсюда .



**9. Выбор подшипников**

Для быстроходного вала I редуктора выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники средней серии №305 ГОСТ 8338–75.

Для них имеем:

– диаметр внутреннего кольца;



– диаметр наружного кольца;



– ширина подшипника;



– динамическая грузоподъёмность;



– статическая грузоподъёмность;



– предельная частота вращения при жидком смазочном материале.



На подшипник действуют: – радиальная сила;



– осевая сила;



Частота вращения:.



Требуемый ресурс работы: .



Для промежуточного вала II редуктора выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники средней серии №306 ГОСТ 8338–75.

Для них имеем:

– диаметр внутреннего кольца;



– диаметр наружного кольца;



– ширина подшипника;



– динамическая грузоподъёмность;



– статическая грузоподъёмность;



– предельная частота вращения при жидком смазочном материале.



На подшипник действуют: – радиальная сила;



– осевая сила;



Частота вращения:.



Требуемый ресурс работы: .



Для промежуточного вала III редуктора выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники средней серии №308 ГОСТ 8338–75.

Для них имеем:

– диаметр внутреннего кольца;



– диаметр наружного кольца;



– ширина подшипника;



– динамическая грузоподъёмность;



– статическая грузоподъёмность;



– предельная частота вращения при жидком смазочном материале.



На подшипник действуют: – радиальная сила;



– осевая сила;



Частота вращения:.



Требуемый ресурс работы: .



Для тихоходного вала IV редуктора выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники средней серии №311 ГОСТ 8338–75.

Для них имеем:

– диаметр внутреннего кольца;



– диаметр наружного кольца;



– ширина подшипника;



– динамическая грузоподъёмность;



– статическая грузоподъёмность;



– предельная частота вращения при жидком смазочном материале.



На подшипник действуют: – радиальная сила;



– осевая сила;



Частота вращения:.



Требуемый ресурс работы: .



Для приводного вала V редуктора выбираем радиальные двухрядные сферические шарикоподшипники ГОСТ 5720–75.



Для них имеем:

– диаметр внутреннего кольца подшипника;



– диаметр наружного кольца подшипника;



– ширина подшипника;



– динамическая грузоподъёмность;



– статическая грузоподъёмность;



– коэффициент осевого нагружения;



– предельная частота вращения при пластичном смазочном материале.



Частота вращения:.



Требуемый ресурс работы: .



**10. Проверка подшипников наиболее нагруженного вала редуктора по динамической грузоподъемности**

Рассчитываем подшипники тихоходного вала. Имеем радиальные однорядные шарикоподшипники средней серии №311 ГОСТ 8338–75.

Для них имеем:

– диаметр внутреннего кольца;



– диаметр наружного кольца;



– ширина подшипника;



– динамическая грузоподъёмность;



– статическая грузоподъёмность;



– предельная частота вращения при жидком смазочном материале.



На подшипник действуют: – радиальная сила;



– осевая сила;



Частота вращения:.



Требуемый ресурс работы: .



Найдём:

– коэффициент безопасности



– температурный коэффициент



– коэффициент вращения



Определяем эквивалентную нагрузку:

Определим .



Находим .



Определим



Определяем значение коэффициента радиальной динамической нагрузки *x=0,56* и коэффициента осевой динамической нагрузки *y=1,99*.

Определяем эквивалентную радиальную динамическую нагрузку:



Определим ресурс принятого подшипника:



или

, что удовлетворяет требованиям.



**11. Проверочный расчет наиболее нагруженного вала редуктора**

**11.1 Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок**

Проводим расчет тихоходного вала.

Действующие силы и моменты от колеса:

*C*

*A*

*B*

– окружная сила;



– осевая сила;



– радиальная сила;



– крутящий момент.

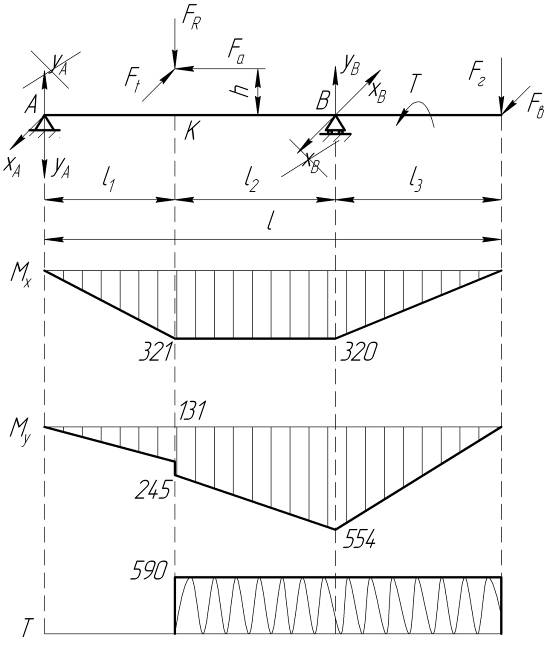


От звездочки:

– горизонтальная составляющая,



– вертикальная составляющая.



Расчетная схема по чертежу тихоходного вала



.



Определим реакции опор в вертикальной плоскости.

1.: , отсюда находим



, что .



2. , , . Получаем, что .



Выполним проверку: , ,



, . Следовательно, вертикальные реакции найдены верно.



Определим реакции опор в горизонтальной плоскости.

3. , ,



, получаем, что .



4. , ,



, отсюда .



Проверим правильность нахождения горизонтальных реакций: , , ,



– верно.



По эпюре видно, что самое опасное сечение вала находится в точке В, причём моменты здесь будут иметь значения:

,



.



**11.2 Проверка вала на усталостную выносливость**

Расчёт производим в форме проверки коэффициента запаса сопротивления усталости , значение которого можно принять . При этом должно выполняться условие: , где



и – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям.



Найдём результирующий изгибающий момент:

.



Определим механические характеристики материала вала (Сталь 45): – временное сопротивление (предел прочности при растяжении);



и – пределы выносливости гладких образцов при изгибе и кручении.



Здесь:



Определим запас сопротивления усталости по изгибу:



Определим запас сопротивления усталости по кручению:



Найдём расчётное значение коэффициента запаса сопротивления усталости:

– условие выполняется.



**11.3 Проверка вала на статические перегрузки**

Проверку статической прочности производим в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок.

Определим эквивалентное напряжение

,



где ;



;



.



Тогда .



**11.4 Расчет вала на жесткость**

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работу связанных с ним деталей. От прогиба вала в зубчатом зацеплении возникает концентрация нагрузки по длине зуба.

В связи с этим определим прогиб вала под колесом, используя готовую расчетную схему и формулу:

,



где ;



;



;



;



;



;



;



Тогда .



**12. Выбор и расчет шпоночных соединений**

Все шпонки редуктора призматические со скругленными торцами. Размеры соответствуют ГОСТ 23360–78.

Для промежуточного вала II:



,



где



По значению диаметра вала определяем размеры b и h.



Принимаем



Выбираем шпонку 12х8х22.

Для промежуточного вала III:



,



где



По значению диаметра вала определяем размеры b и h.



Принимаем



Выбираем шпонку 14х9х36.

Для тихоходного вала IV:



,



где



По значению диаметра вала определяем размеры b и h.



Принимаем



Выбираем две шпонки 14х9х70.

Для приводного вала V:



,



где



По значению диаметра вала определяем размеры b и h.



Принимаем



Выбираем шпонку 14х9х125 и две шпонки 14х9х63.

**13. Выбор смазки редуктора**

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты трущиеся поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактных напряжений и окружной скорости колес.

Выбираем масло И-Г-А-68 ГОСТ 20799–88.

И – индустриальное,

Г – для гидравлических систем,

А – масло без присадок,

68 – класс кинематической вязкости.

Подшипники смазываются тем же маслом, стекающим со стенок корпуса редуктора.

Объем масла V=5 литров.

**Список литературы**

1. М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. Детали машин. М.: «Высш. школа», 1975.
2. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Издательский центр «Академия», 2007.
3. Д.Н. Решетов – Детали машин. Атлас конструкций.

М.: «Машиностроение», 1970.

4. Д.Н. Решетов – Детали машин. М.: «Машиностроение», 1989.