**Содержание**

ВФ МЭИ (ТУ)

АТП – 07

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

 Разраб.

Кобызев М.О.

 Провер.

Маликов Е.А.

 Н. Контр.

Маликов Е.А.

 Утверд.

РАСЧЕТ ПРИВОДА К КОНВЕЙЕРУ

Лит.

Листов

30

и

Лист

|  |  |
| --- | --- |
|  Введение |  5 |
| 1. Кинематическая схема привода |  6 |
| 2. Выбор электродвигателя по каталогу |  7 |
| 3. Выбор материалов. Определение допускаемых напряжений 3.1 Допускаемые контактные напряжения 3.2 Допускаемые напряжения при изгибе |  8 8 9 |
| 4. Расчет зубчатой передачи | 10 |
|  4.1 Определение межосевого расстояния 4.2 Определение геометрических параметров 4.3 Определение геометрических размеров зацепления 4.4 Силы, действующие в зацеплении  4.5 Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба | 1010111111 |
| 5. Проектный расчет валов | 13 |
| 6. Выбор подшипников | 14 |
| 7. Расчет ременной передачи | 15 |
| 8. Проверочный расчет валов | 17 |
|  8.1 Быстроходный (ведущий) вал 8.2 Расчет ведущего вала на выносливость 8.3 Тихоходный (ведомый) вал | 171821 |
| 9. Проверочный расчет подшипников 9.1 Быстроходный (ведущий) вал 9.2 Тихоходный (ведомый) вал | 232323 |
| 10. Выбор системы смазки Приложение 1 Приложение 2 | 252729 |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |

**Введение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

Курсовое проектирование имеет очень большое значение в развитии навыков самостоятельной творческой работы студентов, тат как прививает им навыки научно-исследовательской работы, рационализации, изобретательства, пользования справочной литературой, ГОСТами, нормами, таблицами и номограммами, а также навыки расчетов и составления расчетно-пояснительных записок к проектам.

Курсовой проект по Прикладной механике является важной самостоятельной инженерной работой студента, охватывающей вопросы расчета на прочность, жесткость, износостойкость, долговечность и другие виды работоспособности деталей машин и базирующейся на всех видах уже изученных студентами дисциплинах, подготавливает студентов к выполнению курсовых проектов по специальным дисциплинам, а также к выполнению дипломного проекта.

1. **Кинематическая схема привода**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

Редуктор

Звездочка конвейера

Ременная передача

Электродвигатель

Рисунок 1 – Схема привода

Спроектировать привод к ленточному конвейеру.

Мощность на ведомом валу редуктора *Р3* = 4,5 кВт и угловая скорость вращения этого вала *ω* = 2,8π.

 **2.Выбор электродвигателя по каталогу**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 Требуемая мощность электродвигателя [1,с.89]



 (2.1)

 где η – общий КПД редуктора [1,с.89].

  (2.2)

 где η1 = 0,97 – К.П.Д. ременной передачи;

 η2 = 0,99 – К.П.Д. пары подшипников;

 η3 = 0,96 – К.П.Д. редуктора;

 

 *Ртр =4,5/0,913=4,93 кВт.*

 Из табл. [1,с.93] выбираем электродвигатель (по требуемой мощности) типа А02-52-8 имеющий мощность Р1=5,5 кВт при частоте вращения n=730 об/мин и угловой скорости ω=76 рад/с .Угловая скорость ведущего вала привода

  (2.3)

 Число оборотов ведущего вала привода

  (2.4)

 Общее передаточное число [1,с.90]

 

 В соответствии с ГОСТ 2185-86, U=8,69 [1,c.97]. При этом передаточное число ременной передачи U1=2,4, редуктора U2=3,62 [1,с.97]

 Частота вращения ведущего вала редуктора

  (2.5)

 Угловая скорость каждого из валов

  (2.6)

 

 Мощность каждого из валов

  (2.7)

 

 

 Вращающие моменты, Н/м



  (2.8)

 **3.Выбор материалов. Определение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 **допускаемых напряжений**

 Так как мощность привода небольшая в качестве материалов шестерен и колес целесообразно назначить материалы с твердостью НВ<350. При этом каждая зубчатая передача будет прирабатываться, а стоимость редуктора будет невысокой.

 Шестерни: Сталь 40Х, термообработка – улучшение; твердость 270 НВ; временное сопротивление σв=950МПа; предел текучести σТ=700МПА [2,c.56].

 Для лучшей приработки зубьев рекомендуется назначать для материалов колеса твердость на (20…50)НВ ниже, чем для шестерен [1,с.55].

 Колеса: Сталь 40Х; улучшение; 250НВ; σв=850МПа; σТ=550МПА [2,c.96].

 **3.1Допускаемые контактные напряжения**

 Для расчета на контактную прочность [3,с.143], МПа

 *[σ]Н=(σН0/SН)KHL,* (3.1)

 где *σН0 –* предел контактной выносливости при пульсирующем цикле напряжений;

 *SН* – коэффициент безопасности;

 *KHL* – коэффициент долговечности в расчете на контактную прочность.

 Для нормализованных и улучшенных материалов

 *σН0*=2НВ+70МПа; (3.2)

*σН0*=2·250+70=570МПа.

*SН*=1,1[3,с.147].

 Число циклов нагрузки зубьев шестерни в течение срока службы

 *NH1=60Lhn1* (3.3)

 *Lh*=8ч/сут · 300дней в году · 5 лет=12000ч срок службы

 *NH1*=60·970 об/мин·12000 ч = 7·108

 *NH1*=60·242,5 об/мин·12000 ч = 1,75·108

 В расчете на контактную прочность *NHG*=10. При НВ<350 и *NH1*> *NHG*, назначаем *KHL*=1,0 [3,с.148].

 [σ] определяем по материалу колес, как менее прочному [3,с.145]

*[σН]=(570/1,1)·1,0=518 МПа.*

 Назначаем [σ] =[σН]=518 МПа.

**3.2Допускаемые напряжения при изгибе**

Для расчета на изгиб [3,с.145], МПа

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 *[σF]=( σF0/SF)KFCKFL,* (3.4)

 где *σF0* – предел выносливости материала при нулевом цикле напряжений при изгибе;

 *SF* – коэффициент безопасности;

 *KFC* – коэффициент, учитывающий характер напряжений, считая передачи реверсивными (симметричный цикл напряжений), получаем *KFC*=1 [3,с.151];

 *KFL* – коэффициент долговечности;

При НВ<350 и NF1>NFG, принимаем *KFL*=1,0 [3,с.151].

Для нормализованных и улучшенных материалов SF=1,75;

Для колеса, МПа

 *σF0*=1,8НВ=18·250=450; (3.5)

 *[σF]*=(450/1,75)·1,0·1,0=257 МПа.

Для шестерни, МПа

*σF0=*1,8·270=486 МПа*;*

*[σF]*=(486/1,75)·1,0·1,0=277 МПа.

 **4.Расчет зубчатой передачи**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

**4.1Определение межосевого расстояния**

Межосевое расстояние из условия контактной прочности [1,c.187]

  (4.1)

где KHβ – коэффициент расчетной нагрузки;

 Ψва – коэффициент ширины зубчатого колеса по межосевому расстоянию;

 T 2 – вращающий момент на колесе.

  (4.2)

 где T1 – вращающий момент на шестерне;

 η3 –К.П.Д. редуктора.

 В проектном расчете предварительно принимаем KHβ =1,04, Ψa=0,43 [1,с.187].



Назначаем *аw=*160 мм

**4.2Определение геометрических параметров**

Модуль зацепления [2,с.38], мм

 *m*=(0,01÷0,02)*aw*; (4.3)

*m=*(0,01÷0,02)·160=1,6÷3,2.

Назначаем по ГОСТ 2185-86*m*=1,6.

Числа зубьев [2,c.38],угол наклона зубьев *β*=0°

  (4.4)

 (4.5)

Определяем делительные диаметры

  (4.6)



Ширина колеса

  (4.7)

Ширина шестерни

  (4.8)

**4.3Определение геометрических размеров зацепления**

Геометрические размеры зацепления [1,с.174], мм

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

Диаметры окружностей выступов

 *dai=di+2m*; (4.9)

da1=69+2·1,6=72 мм;

da2=250+2·1,6=253 мм.

Диаметры окружностей впадин

 *dri=di - 2,5m*; (4.10)

 *dr1*=69-2,5·1,6=65 мм;

*dr2*=250-2,5·1,6=246 мм.

**4.4Силы, действующие в зацеплении**

 по[3,c.113]

Окружная:

 *Ft=2T2/d1*=2·165600/69=4994 Н. (4.11)

Радиальная:

 *Fr=Ft·tgα/cosβ=*4994·0,364/1=1818 Н. (4.12)

Осевая:

 *Fa=Ft·tgβ*=4994·*tg*0°=0 Н. (4.13)

**4.5Проверка прочности зубьев по напряжениям изгиба**

 по [3,с.157]

  (4.14)

где YF – коэффициент формы зуба;

 KF – коэффициент нагрузки, принимаем равным 1,1;

 Yβ – коэффициент наклона зубьев,при β=0 принимаем равным 1.

Значение коэффициента формы зуба по таблице1.5[3,c.158]

 *YF1*=3,7 – для шестерни;

 YF2=3,6 – для колеса; (4.15)





75>71.

Проверку проводим по зубьям колеса как по менее прочному



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

Прочность зубьев колеса по напряжениям изгиба обеспечена.

**5.Проектный расчет валов**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 В редукторах общего назначения обычно применяются валы из сероуглеродистой стали 45, улучшение, с твердостью 200 НВ[3,c.121].

 Предварительные значения диаметров различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам [1,c.42].

для быстроходного вала

  (5.1)

  (5.2)

 

для тихоходного вала

  (5.3)

 

 

 Диаметры остальных участков вала назначают по конструктивным соображениям с учетом удобства посадки на вал шестерен, зубчатых колес, подшипников и т.д. [2,c.158].Все диаметры назначают в соответствии с ГОСТ 6636-89 [1,с.289].

**6.Выбор подшипников**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 Для опор валов цилиндрической прямозубой передачи редуктора предварительно намечаем радиальные шариковые подшипники, легко серии по посадочному диаметру dП.

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | d | D | B | C | C0 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 33,2 | 18,6 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | 35,1 | 19,8 |

**7.расчет ременной передачи**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 По номограмме [4,c.330] в зависимости от частоты вращения меньшего шкива n1=730об/мин и передаваемой мощности P=5,5кВт принимаем сечение клинового ремня Б.

Вращающий момент

  (7.1)

Диаметр меньшего шкива

  (7.2)

Диаметр большого шкива

  (7.3)

согласно таблице 7.8[4,c.133] принимаем d2=315мм.

Уточняем передаточное число

  (7.4)

при этом угловая скорость вала будет

  (7.5)

Межосевое расстояние

  (7.6)

где T0 – высота сечения ремня по таблице 7.7[4,c.132] ,

  (7.7)

Принимаем предварительно близкое значение ар=450мм.

Расчетная длина ремня



ближайшее значение по стандарту таблица 7.7[4,c.132] L=1600м.

Уточнение межосевого расстояния с учетом стандартной длинны ремня

  (7.8)

где W=0,5π(d1+d2)=0,5 π(125+297)=663мм,

 y=(d2-d1)2=(297-125)2=29584мм2,

 

Угол обхвата меньшего шкива

  (7.9)

Число ремней в передаче

  (7.10)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

где Кд – коэффициент динамичности и режима работы;

 Р0 – мощность передаваемая одним ремнем;

 К=Кα·Кl·Кz =0,92·0,95·0,95=0,8303 – корректирующий коэффициент,

 

принимаем три ремня.

Предварительное натяжение одного ремня

  (7.11)

 где Ki – коэффициент передаточного отношения, изменяется от 1,12 до 1,14;

 Fv – дополнительное натяжение ремня от действия центробежных сил;

 Кα – коэффициент угла обхвата, таблица 3.7[4,c.23];

 Кl – коэффициент, учитывающий влияния длины ремня на его ресурс, таблица 3.8[4,c.23].

 (7.11)

где ρ – плотность ремня, для клиновых ремней равна 11000…1250 кг/м3;

 А – площадь поперечного сечения ремня(для сечения Б А= 138 мм2).

 

Радиальная сила, действующая навал

где  (7.12)

 

 

**8.Проверочный расчет валов**

**8.1Быстроходный (ведущий) вал**

1

2

3

4

Lм

L1

L1

L

Мх

Мy

Мк

Fм

RAy

RA

Ft

Fa

Fr

RB

RBy

6,7

254

94

147

157

Рисунок 2 – Эпюры моментов ведущего вала

 8.1.1 Определяем реакции в подшипниках

 Дано: *Ft*=4994H*, Fr*=1818H, *Fa*=0H, *L*=118мм, *L1*=59мм, *d1*=63мм,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 *Lм*=66,5мм, Fм=1411Н.

 Вертикальная плоскость:

 ∑M3=0;

 (8.1)

∑M1=0;

 (8.2)

8.1.2 Строим эпюру изгибающих моментов относительно Х:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 Мx1=0; Mx2=RAy·L1=114·59·10-3=6,7H·м; Mx4=0;

 Mx3=-Fм·Lм=-1411·66,5·10-3=-93,8Н·м;

 Mx2=-Fм(Lм+L1)+RBy·L1=-1411· (66,5+59)-1297·59=-254Н·м.

Горизонтальная плоскость:

 RAx=RBx=Ft/2=4994/2=2497H. (8.3)

8.1.3 Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y:

 My2=0; My3=-RAx·L1=-2497·59·10-3=-147Н·м; My4=0.

8.1.4 Строим эпюру крутящих моментов:

 Mк=Ft·d1/2=4994·63/2=157Н·м. (8.4)

8.1.5 Определяем суммарные реакции:

  (8.5)

  (8.6)

 **8.2 Расчет ведущего вала на выносливость**

 В этом расчете для опасных сечений вала вычисляем общий коэффициент запаса выносливости [1,c.288]



(8.7)

 где [n]=1,5÷5[1,c.288]-рекомендуемая величина коэффициента выносливости;

 nσ-коэффициент запаса выносливости с учетом только нормальных напряжений (изгиб) [1,c.288];

 nτ-коэффициент запаса выносливости с учетом только касательных напряжений (кручение) [1,c.288];

  (8.8)

 

 В этих формулах σ-1 и τ-1 предел выносливости материала вала при
симметричном цикле напряжений изгиба и кручения соответственно, МПа

 *σ-1=*0,43*σв*; (8.9)

 *τ-1*=(0,5÷0,58) *σ-1*; [1,c.288] (8.10)

 σaτa и σmτm – амплитуда и среднее напряжение циклов нормальных и касательных напряжений;

 Kσ;Kτ – эффективный коэффициент концентрации напряжений изгиба и кручения в опасном сечении [1,c.290];

εσ;ετ - масштабный коэффициент [1,c.290];

ψσ;ψτ – коэффициент ассиметрии цикла [1,c.292].

 Можно считать, что нормальные напряжения в поперечных сечениях вала изменяются по симметричному циклу. Тогда

σm=0, а σa=σ­U=M/W·2 [1,c.290],

где

  (8.11)

 Напряжения кручения изменяются по пульсирующему (отнулевому) циклу, поэтому [1,c.289]

  (8.12)

где

  (8.13)

Суммарный

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

  (8.14)



Изгиб:

*σ-1=*0,43·*570=245,1 МПа,*

*Kσ=*1,75*; εσ=*0,89*; ψσ=*0,2*;*





Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |



Кручение:

τ-1=0,5·245,1=122,6 МПа,



*Kτ=*1,75*; ετ=*0,78*; ψτ=*0*;*







 Следовательно, выносливость обеспечена.

 **8.3 Тихоходный (ведомый) вал**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

1

2

3

4

Lв

L1

L1

L

Мх

Мy

Мк

Fв

RCy

RC

Ft

Fr

Fa

RДy

RД

164

137

68

164

315

Рисунок 3 – Эпюры моментов ведомого вала

8.3.1 Определяем реакции в подшипниках

 Дано: *Ft*=4994H*, Fr*=1818H, *Fa*=0H, *L*=120мм, *L1*=60мм, *d2*=126мм,

 *Lв*=69,5мм, *Fв*=2359Н.

 Вертикальная плоскость:

 ∑M4=0;

 

 (8.15)

 ∑M2=0;

 (8.16)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 8.3.2 Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Х:

 Мx1=0; Mx2=Fв·Lв=2359·69,5·10-3=164H·м; Mx4=0;

 Mx3=Fв· (Lв+L1)-RCy·L1=2359· (69,5+60) ·10-3-2816·60·10-3=137Н·м;

 Mx3=RДy­·L1=2275·60·10-3=137Н·м.

 Горизонтальная плоскость:

∑M4=0;

  (8.17)

∑M2=0;

  (8.18)

 8.3.3 Строим эпюру эпюру изгибающих моментов относительно Y:

 Мy1=0; My2=-Fв·Lв=-2359·69,5·10-3=-164H·м; My4=0;

 My3=-Fв· (Lв+L1)+RCx·L1=-2359· (69,5+60) ·10-3+6221·60·10-3=68Н·м.

 8.3.4 Строим эпюру крутящих моментов:

 Mк=Ft·d2/2=4994·126·10-3/2=315Н·м. (8.19)

 8.3.5Определяем суммарные реакции, Н:

  (8.20)

  (8.21)

 **9.Проверочный расчет подшипников**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 **9.1 Быстроходный (ведущий) вал**

Намечаем радиальные шариковые подшипники легкой серии 209.

Эквивалентная нагрузка

 Рэ= V · Pr · KT· Кб =1·2450·1,05·1=2573H. (9.1)

где Pr=RA=2450H- радиальная нагрузка на подшипник;

 Pa=Fa=0H- осевая нагрузка на подшипник;

 V=1-коэффициент вращения [5, c.197];

 Кб=1- коэффициент безопасности для ленточных конвейеров.

Номинальная долговечность подшипников в млн.об

 L=(C/Pэ)р=(33200/2573)3=2148 млн.об. (9.2)

 где С-каталожная динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника;

 р-степенной показатель, для шарикоподшипников принимается равным трем [5, c.196].

Номинальная долговечность подшипника, ч

  (9.3)

что больше установленных ГОСТ 16162-85.

Следовательно, долговечность подшипника обеспечена.

**9.2 Тихоходный (ведомый) вал**

Намечаем радиальные шариковые подшипники легкой серии 210.

Эквивалентная нагрузка

 Рэ= V · Pr · KT· Кб =1·4482·1,05·1=4706H. (9.4)

где Pr=RД=4482H- радиальная нагрузка на подшипник;

 Pa=Fa=0H- осевая нагрузка на подшипник;

 V=1-коэффициент вращения [5, c.197];

 Кб=1- коэффициент безопасности для ленточных конвейеров.

Номинальная долговечность подшипников в млн.об

 L=(C/Pэ)р=(35,1/4706)3=415 млн.об. (9.5)

 где С-каталожная динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника;

 р-степенной показатель, для шарикоподшипников принимается равным трем [5, c.196].

Номинальная долговечность подшипника, ч

  (9.6)

что больше установленных ГОСТ 16162-85.

Следовательно, долговечность подшипника обеспечена.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

24

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

25

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

 **10.Выбор системы смазки**

 Для редуктора общего назначения применяют картерную систему смазки (окунанием). Этот способ применяется для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с.

 Сорт масла и его кинематическая вязкость зависят от величины контактных напряжений в зацеплении и окружной скорости. Эти характеристики можно определить по рекомендациям [6, c.255].

 Объем масла для редуктора

 V=(0,4…0,8)Pтр=0,6·4,93=3л (10.1)

 Скорость редуктора

 υ=ω3·d2/2000=8,8·250/2000=1,1м/с (10.2)

 По υ=1,1 м/c и кинематической вязкости ν=34 [6,c.334],выбираем масло: И-Г-А-68 [6,c.317].

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

26

КППМ.ВФМЭИ.220301.9.ПЗ

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № дубл. |

|  |
| --- |
| Взам. инв. № |

|  |
| --- |
| Подпись и дата |

|  |
| --- |
| Инв. № подл. |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
|  |

**список литературы**

 1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.-М.: Высшая школа., 1998.-443с.

 2. Чернин И.М. Расчеты деталей машин: Справочное пособие.-М.: Высшая школа, 1978.-472.

 3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2-М.: Машиностроение, 2001.

 4. Иванов М.Н. Детали машин.-М.: Высшая школа, 1984.-336 с.

 5. Баласанян Р.А., Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин.-М.: Высшая школа, 1991-354 с.

 6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин-М.: Высшая школа.,1991.-432 с.