Федеральное агентство по образованию Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

Владимирский государственный университет

Кафедра теоретической и прикладной механики

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

*По дисциплине:* **Детали машин**

**и основы конструирования**

На тему: Спроектировать привод ленточного конвейера

Пояснительная записка

Работу выполнил:

студент группы

Работу проверил:

Владимир 2008

**Содержание**

1. Кинематические расчёты

1.1 Выбор электродвигателя

1.2 Действительное передаточное отношение

1.3 Вращающие моменты на валах

2. Допускаемые напряжения

2.1 Выбор материала и термообработки зубчатых колёс

2.2 Допускаемые контактные напряжения

2.2 а Тихоходная ступень

2.2 б Быстроходная ступень

2.3 Допускаемые напряжения на изгиб

2.4 Предельные напряжения.

3. Проектный расчёт зубчатых передач

3.1 Расчёт тихоходной ступени

3.2 Расчёт быстроходной ступени

4. Расчёт элементов корпуса редуктора

5. Проектный расчёт валов

5.1 Тихоходный вал

5.2 Быстроходный вал

5.3 Промежуточный вал

6. Уточненный расчёт валов

6.1 Тихоходный вал

7. Уточненный расчёт подшипников (для тихоходного вала)

8. Выбор соединительных муфт

9. Расчёт шпоночных соединений

10. Выбор и расчёт масла

11. Расчёт массы редуктора.

12. Сборка редуктора

Список литературы

1.Кинематические расчеты

**1.1 Выбор электродвигателя**

**Исходные данные:**

Окружное усилие Р=450кг.

Скорость ленты конвейера V=0,55м/сек.

Размеры барабана D=250мм. B=200мм. Н=650мм.

Рассчитываем требуемую мощность:

где

Р = 450кг.– окружное усилие

V = 0,55м/сек – скорость ленты конвейера.

η - общий коэффициент полезного действия

где

ηМ = 0,98– кпд муфты

ηП = 0,99– кпд подшипников

ηЗП = 0,97– кпд зубчатой передачи

Вт

Число оборотов барабана

где

D – диаметр барабана = 250мм.

Ориентировочное передаточное отношение:

где

= 4,3 - передаточное отношение тихоходной ступени

 = 5- передаточное отношение быстроходной ступени

Предварительное число оборотов двигателя:

об/мин

Принимаем закрытый обдуваемый трех фазный асинхронный двигатель 112МА6 для которого Nд=3кВт, nд=955 об/мин, d1=32мм, l1=80мм.( по таблице 24.7 Дунаев стр. 200)

**1.2 Действительное передаточное отношение**

Передаточное отношение быстроходной ступени = 5

Передаточное отношение тихоходной ступени находим из формулы

Число оборотов

 об/мин

 об/мин

 об/мин

Угловая скорость

**1.3 Вращающиеся моменты на валах:**

**2. Допускаемое напряжение**

**2.1 Выбор материала и термической обработки зубчатых колес**

Учитывая назначение редуктора принимаем для всех шестерен Сталь35Х ГОСТ 4543 – 81 (НВ ниже 350ед.). Термическая обработка – улучшение и нормализация до НВ 300ед, НВ1=300ед.

Для зубчатых колес назначаем Сталь 35 ГОСТ 1050 – 81 НВ2 = 280 ед.

**2.2 Допускаемое контактное напряжение**

где

 - предельная контактная выносливость

МПа

МПа

Sn = 1.2– коэффициент безопасности

 - коэффициент долговечности

где

 - базовое число циклов нагружения зуба для закрытых редукторов при НВ<350ед.

 - действительное число циклов нагружения

а) Тихоходная ступень

где

n1= 191 об/мин - число оборотов

c1=uT=4.54

t – срок службы

где

L = 5– срок службы в годах

КСУТ – 0,29

КГ – 0,5

n2=42,07 об/мин

с2=1

 Принимаем=1

МПа

МПа

МПа

б)быстроходная ступень

 Принимаем = 1

МПа

МПа

**2.2Допускаемый изгиб**

SF = 1,7– коэффициент безопасности



Тихоходная ступень

Принимаем = 1

 Принимаем = 1

МПа МПа

Расчетное напряжение

МПа

Быстроходная ступень

Принимаем = 1

Принимаем = 1

МПа МПа

**2.4 Предельные напряжения**

**3.Проектный расчет зубчатых передач**

**3.1 Тихоходная ступень**

uT=4,54 T3=573·103 Н·мм МПа

Межосевое расстояние

Где

UТ – передаточное отношение тихоходной ступени

К = 310 - приведенный коэффициент для прямозубых зубчатых передач

КН = 1,2– коэффициент нагрузки, зависит от типа редуктора и расположения зубчатых колес относительно подшипников

Ψba = 0,25– коэффициент относительной ширины зубчатого колеса

Принимаем аw=180мм.

Ширина колеса

Модуль зацепления

 Принимаем m=3

Находим число зубьев

 Принимаем z1=24

 Принимаем z2=108

Уточняем передаточное отношение

Диаметры колес

шестерня

делительный

диаметр выступов

диаметр впадин

колесо

делительный

диаметр выступов

диаметр впадин

Уточняем межосевое расстояние

Скорость зацепления

Назначаем степень точности 8 по ГОСТ 1643 – 81

Находим усилия в зацеплении

Окружное усилие

Осевое усилие

где

β = 0– угол наклона зубьев

Радиальное усилие

где

α = 20– угол зацепления

Проверочный расчет

где

КН – уточненный коэффициент нагрузки

где

КНα = 1– коэффициент распределения нагрузки между зубьями

КНβ = 1– коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

КНV = 1,2– коэффициент учитывающий внутреннюю динамику нагружения

Проверка по контактным напряжениям

где

Y – коэффициент формы зуба

YF1=3,91 YF2=3,60

**3.2 Быстроходная ступень**

Т=27,954кН uБ=5

Межосевое расстояние быстроходной ступени принимаем равное 198 мм.

Ширина колеса

Модуль зацепления

 Принимаем m=2

Находим число зубьев

 Принимаем z1=33

 Принимаем z2=165

Уточняем передаточное отношение

Диаметры колес

шестерня

делительный

диаметр выступов

диаметр впадин

колесо

делительный

диаметр выступов

диаметр впадин

Уточняем межосевое расстояние

Скорость зацепления

Находим усилия в зацеплении

Окружное усилие

Осевое усилие

где

β =0- угол наклона зубьев

Радиальное усилие

где

α =20- угол зацепления

Проверочный расчет

где

КН – уточненный коэффициент нагрузки

где

КНα =1- коэффициент распределения нагрузки между зубьями

КНβ =1- коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

КНV =1,2- коэффициент учитывающий внутреннюю динамику нагружения

Проверка по контактным напряжениям

где

Y – коэффициент формы зуба

YF1=3,79 YF2=3,60



**4.Расчет элементов корпуса редуктора**

Материал корпуса редуктора СЧ 118 отливка в формовочную смесь толщина стенок корпуса:

 принимаем δ=10мм

Толщина ребер жесткости

Толщина соединительных фланцев

Толщина фундаментного фланца

Диаметр фундаментных болтов

Принимаем dФ.Б.=16мм

Диаметр подшипниковых болтов

Принимаем dП.Б.=12мм.

Диаметр соединительных болтов

Принимаем dБ.=12мм.

Ширина фланца

Высота под опоры гаек 1мм.

Шероховатость поверхности опорных участков

Плоскость соединения крышки редуктора:

Чистовая фрезеровка Ra=1,25

Поверхность под подшипник Ra=1,25

Поверхность гайки, основание редуктора, смотровая крышка Ra=3,2

5**. Проектный расчет валов**

**5.1 Тихоходный вал**

Для всех валов принимаем конструкционную сталь 45 ГОСТ

При расчете учитывается только кручение

где

MKP =573000- вращающий момент на тихоходном валу

WP – Осевой момент

Выражаем диаметр

 Принимаем d=58мм

Диаметр под подшипник

Принимаем dП=60мм

Диаметр под колесо

 Принимаем dК=64мм

Длины участков

Принимаем l1=90мм

 =10 - Зазор между подвижной и неподвижной частью

l2 =16 - ширина до фланца

l3 =34 – ширина участка вала

l4 =17- расстояние от фланца до подшипника

Крышки подшипников привертные.

В = 31мм – ширина подшипника.

Подшипник №312 d=60мм D=30мм В=31мм r=3.5мм С=62,9мм С0=48,4мм.

Проверяем размерную цепь

10+35=17+31

Размерная цепь не сходится следовательно находим ширину соединительных фланцев

**5.2 Быстроходный вал**

Диаметр выходной

Для удобства соединения с валом электродвигателя принимаем d=32мм

Диаметр под подшипник

Принимаем dП=35мм

Подшипник №307 d=35мм D=80мм В=21мм r=2,5мм С=25,7мм С0=17,6мм.

Диаметр за подшипником

Принимаем dЗ.П.=38мм.

Длины участков

Принимаем l1=50мм

= 10мм - Зазор между подвижной и неподвижной частью

l2 = 16мм - ширина крышки подшипника

Крышки подшипников привертные.

l3=18мм размер до фланца

b1=52мм ширина зубчатого венца

l4=23мм

Проверяем размерную цепь

10+38=16+21

Размерная цепь не сходится следовательно находим ширину соединительных фланцев

**5.3 Промежуточный вал**

При расчёте промежуточного вала учитывают диаметр под подшипником не может быть меньше dп быстроходного вала, т.е. [τ] = 15 Н/мм2.

Учитывают, что d2 быстроходной ступени найден; d1 тихоходной ступени найден.

Определяем диаметр вала

мм =>28 мм

Определяем диаметр вала под подшипником

dп = d +(2…5) мм =30…33 => 40 мм

Определяем диаметр вала за подшипником

dзап = dп +(2…5) мм = 30+(2…5)= 52 мм

С учётом найденного dп и схемы редуктора принимаем подшипник качения средней серии № 308, для которого :

d = 40 мм; D = 90 мм; В = 23 мм.

Ширина редуктора

Вр-ра = 13+10+27+52+20+23+12+10+38+10+34+10=310мм

**6. Уточненный расчёт валов**

**6.1 Тихоходный вал**

Мк=573Нм FrT=3500Н FtT=1270H

FM=Нм

Определяем реакции в опорах:

Н

Н

Н

Н

Определяем суммарные радиальные реакции

 Н

 Н

Определяем суммарные изгибающие моменты в опасном сечении.

Н∙м

Для валов выбираем сталь 45, для быстроходной шестерни термическая обработка-улучшение, для промежуточного вала улучшение и закалку ТВЧ. Для тихоходного вала улучшение.

Расчет на статическую прочность

где

Мmax – суммарный изгибающий момент

Мkmax – крутящий момент

Fmax=0 – осевая сила

W и WK – моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение

А – площадь поперечного сечения

Где

КП=2,2 – коэффициент перегрузки

Нм

Нм

где

d=64мм – диаметр опасного сечения

b=18мм – ширина шпонки

h=12мм – высота шпонки

мм3

мм3

Частичные коэффициенты запаса прочности

где

 - предел текучести материала

 - предел текучести материала

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных сил.

где ST=1,3…2 – минимально допустимое значение общего коэффициента запаса прочности по текучести

Статическая прочность обеспечена т.к.

Расчет на сопротивление усталости

где

=1,5…2,5 коэффициент запаса прочности

 - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениямэ



где

σа и τа – амплитуды напряжений цикла

σт и τт – среднее напряжение цикла

ψσD и ψτD – коэффициенты чувствительности к ассиметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения

σ-10 и τ-10 – пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу: σа=σи и σт=0, а касательные напряжения по отнулевому циклу: τа=τк/2 и τт=τк/2

тогда

М=135Нм МК=573Нм W=22884,5мм3 WК=48607,385мм3





τ-1=240МПа и σ-1=410МПа – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения

КσD и КτD – коэффициенты снижения предела выносливости

Кσ=2,2 и Кτ=2,05 – эффективные коэффициенты концентрации напряжений

Кdσ=0,7 и Кdτ=0,7 – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

КFσ=0,89 и КFτ=0,94 – коэффициенты влияния качества поверхности

КV=1 – коэффициент влияния поверхностного упрочнения





Запас прочности обеспечен т.к.

**7. Уточненный расчёт подшипников (для тихоходного вала)**

Расчёт подшипников на статическую грузоподъёмность.

№ 312

d = 60 мм; D = 130 мм; B = 31мм; r = 2,5 мм;

С = 64,1 кН; С0 = 49,4 кН;X = 1; Y = 0; w=4,4об/мин FA=0

L10h=25000ч Кб=1,3 – коэффициент безопасности

Эквивалентная динамическая нагрузка:

где

КТ=1

Тогда получаем

Rr1=2006H

Rr2=1494H

Требуемый подшипник подходит т.к СТР<Сr

Определяем долговечность:

Полученная долговечность больше требуемой, следовательно подшипник подходит.

**8. Выбор муфт**

Для соединения отдельных узлов и механизмов в единую кинематическую цепь используются муфты.

Выбор муфт производиться в зависимости от диаметра вала и передаваемого крутящего момента.

Tрасч = K∙T2, где

Т2 = 573 Н∙м

K – коэффициент режима работы муфт

K = 1.38 – для постоянного режима работы

Tрасч = 1.38∙573=790 Н∙м

Для вала диаметром 58 мм выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту. Муфта допускает радиальные смещения валов Δr = 0.4 мм; осевые 1-5 мм и угловые до 1°.

Т=1000Нм d=58мм D=220мм L=226мм l1=110мм nmax=2850об/мин

**9.Расчет шпоночных и шлицевых соединений**

Расчет шпонки на тихоходном валу под муфту:

диаметр вала d1=58 мм

шпонка ГОСТ 23360-78

расчет шпонки на сжатие:

[σ]см = 100 МПа

расчет на срез:

Расчет шпонок под колесо

диаметр вала - 64 мм

шпонка ГОСТ 23360-78

расчет шпонки на сжатие:

расчет на срез:

Расчет шпонки на промежуточном валу под колесо:

диаметр вала d1=56 мм

шпонка ГОСТ 23360-78

расчет шпонки на сжатие:

расчет на срез:

**10. Назначение смазочной системы**

Для уменьшения потерь на трение, снижение интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Глубина погружения зубчатого колеса в масло находиться из соотношения

Принимаем hM=20мм

Объем масла определяем из расчета 0,25 дм3 на 1кВт передоваемой мощности. дм3

По таблице по окружной скорости и допускаемому напряжению принимаем вязкость масла = . По найденной вязкости по таблице выбираем индустриальное масло И-50А.

**11. Расчет массы редуктора**

Масса для цилиндрического редуктора определяется по формуле:

где

φ=0,36 – коэффициент заполнения

ρ=7300кг/м3 – плотность чугуна

V – условный объем редуктора

где

L=831мм – длина редуктора

В=311мм – ширина редуктора

Н=852мм – высота редуктора

12.Сборка редуктора

Сборку редуктора производят в следующей последовательности:

Вначале берут валы и вставляют шпонки в шпоночные пазы, затем на шпонки сажают зубчатые колёса. После этого на посадочные участки вала напрессовывают подшипники.

После проделанной операции промежуточный вал с подшипниками и колесом вставляют в верхнюю часть редуктора, после чего вставляют тихоходный вал, а затем быстроходный. Далее закрывают крышки редуктора и затягивают соединительные болты, дальше закрывают подшипниковые крышки. Проверяют редуктор на вращение. Заливают масло, проверяют герметичность и отправляют на испытание – обкатку.

Список литературы

1.Дунаев П.Ф.; Леликов О.П. : «Конструирование узлов и деталей машин»; М.; Высшая школа 2001г.

2.Чернавский С.А. : «Курсовое проектирование деталей машин»: - М.: Машиностроение, 1988 г

3.Иванов М.Н. и Иванов В.Н. : «Детали машин. Курсовое проектирование»: Учеб. пособие для машиностроительных вузов; М.: Высш. шк., 1975 г

4.Шейнблинт А.Е. : «Курсовое проектирование деталей машин»; Учеб. пособие для техникумов.-М.: Высш. шк.: 1991 г