Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э.Баумана

Кафедра "Детали машин"

Пресс испытательный

Пояснительная записка

ДМ 545-03.00.00 ПЗ

Студент Тамбовцев М.В.

гр. СМ2-61

Руководитель проекта

Леликов О.П.

Москва 2006 г.

Содержание

1. Расчет шарико-винтовой передачи

2. Кинематический расчет

2.1 Подбор электродвигателя

2.2 Выбор варианта редуктора

3. Расчет ременной передачи

4. Эскизное проектирование

4.1 Предварительный расчет диаметров валов

4.2 Предварительный расчет длин валов

4.3 Конструирование зубчатой передачи

4.3.1 Конструирование червячного колеса

4.3.2 Конструирование червяка

4.4 Конструирование крышек подшипников

4.4.1 Конструирование крышки подшипника для быстроходного вала

4.4.2 Конструирование крышки подшипника для тихоходного вала

4.5 Конструирование корпуса

4.6 Конструирование крышки люков

5. Расчет подшипников

5.1 Выбор типа и схемы установки подшипников

5.2 Расчет подшипников на быстроходном валу

5.2.1 Определение сил, нагружающих подшипник

5.2.2 Выбор подшипника

5.2.3 Расчет на ресурс

5.2.4 Подбор посадки подшипника

5.3 Расчет подшипников на тихоходном валу

5.3.1 Определение сил, нагружающих подшипник

5.3.2 Выбор подшипника

5.3.3 Расчет на ресурс

5.3.4 Подбор посадки подшипника

6. Проверочный расчет валов на прочность

6.1 Расчет быстроходного вала

6.1.1 Расчет вала на статическую прочность

6.1.2 Расчет вала на сопротивление усталости

6.2 Расчет тихоходного вала

6.2.1 Расчет на статическую прочность

6.2.2 Расчет вала на сопротивление усталости

7. Расчет соединений.

7.1 Шпоночные соединения

7.2 Расчет соединений с натягом

7.2.1 Расчет посадки венца червячного колеса на вал

8. Выбор смазочных материалов

8.1 Смазывание передач

8.2 Смазывание подшипников

8.3 Смазывание шарико-винтовой передачи

9. Проектирование рамы

Список используемой литературы

1. Расчет шарико-винтовой передачи

Полный расчет шарико-винтовой передачи (ШВП) проводится на компьютере с помощью специальной программы.

Входные параметры расчета данной передачи и параметры выбора варианта приведены в Приложении 1.

Частота (мин-1) вращения винта определяется по формуле:

где Vпрес – скорость прессования, Vпрес=0,00315 м/с; p – шаг винта, р=20мм.

После анализа предварительных результатов выбираем вариант №3, так как в этом случае передача при прочих равных условиях имеет меньшие габариты.

Результатом окончательного расчета передачи является Приложение 2.

2. Кинематический расчет

2.1 Подбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя определяют требуемую его мощность и частоту вращения. Потребляемую мощность (кВт) привода определяют по формуле:

,

где T– момент на тихоходном валу, T=241.9 Нм (по результатам расчета ШВП); n – частота вращения тихоходного вала, n=9.45 об/мин (по результатам расчета ШВП); ηобщ – общий КПД кинематической цепи.

,

где ηред – КПД редуктора,; ηподш– КПД подшипника, ηподш =0,99; ηрем. – КПД ременной передачи, ηрем. =0,95 [2, с. 7];

 кВт

Определим общее передаточное число механизма Uобщ:

где nэ – частота вращения электродвигателя; n – частота вращения тихоходного вала, n=9.45 мин-1; Uред – передаточное число червячной передачи, Uред=50;

Uрем – передаточное число ременной передачи, Uрем=2 [2, с. 7].

Расчетная частота электродвигателя:

 мин-1

Для расчетов по табл. 24.9 [2, c. 459] выбирается электродвигатель АИР 71А6/915 с мощностью Pэ= 0,37 кВт.

Уточним передаточное число редуктора:

По этому значению передаточного числа будет производиться далее расчет.

2.2 Выбор варианта редуктора

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия наилучшим образом, удовлетворяющие различным, часто противоречивым требованиям: наименьшей массе, габаритам, стоимости, наибольшему КПД, требуемой жесткости, надежности.

Применение ЭВМ для расчетов передач расширяет объем используемой информации, позволяет произвести расчеты с перебором значений наиболее значимых параметров: способа термической обработки или применяемых материалов (допускаемых напряжений) и др. Пользователю необходимо провести анализ влияния этих параметров на качественные показатели и с учетом налагаемых ограничений выбрать оптимальный вариант.

Расчет проводится в два этапа. На первом отыскивают возможные проектные решения и определяют основные показатели качества, необходимые для выбора рационального варианта: массу механизма, межосевое расстояние, материал венца колеса, коэффициент полезного действия. Анализируя результаты расчета, выбирают рациональный вариант.

На втором этапе для выбранного варианта получают все расчетные параметры, требуемые для выпуска чертежей, а также силы в зацеплении, необходимые для расчетов валов и подшипников.

В качестве критерия оптимальности наиболее часто принимают массу изделия. Так как в данном случае производство редукторов мелкосерийное, то желательно чтобы размеры и стоимость были минимальны.

Исходные данные к расчету червячной передачи и параметры для выбора варианта приведены в Приложении 2.

После анализа полученных результатов выбираем вариант №2, так как имеет выше КПД по сравнению с вариантом №3, вариант №1 не подходит вследствии малого межосевого расстояния.

Окончательный расчет передачи по варианту №2 приведен в Приложении 3.

3. Расчет ременной передачи

Полный расчет проводится на компьютере с помощью специальной программы.

Входные параметры расчета данной передачи мощность электродвигателя , частота вращения .

Результаты расчета приведены в Приложении 4

4. Эскизное проектирование

4.1 Предварительный расчет диаметров валов

Предварительные оценки значений диаметров (мм) различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам [2 с.45].

Для быстроходного вала:

где Uрем – передаточное число ременной передачи; dэ – диаметр вала электродвигателя.

По таблице 24.27 [2, стр. 475] выбираем стандартный диаметр: d = 22

Диаметр вала под подшипник качения [2 с.45]:

по ряду нормальных линейных размеров принимаем dп=30 мм.

Диаметр заплечика подшипника:

по ряду нормальных линейных размеров

Для тихоходного вала:

Так как тихоходный вал является корпусом гаек шарико–винтовой передачи, то размеры будем определять по [6, с. 341] для стандартной ШВП.

Диаметр вала под подшипник качения:

Диаметр заплечика подшипника:

принимается = 130

Диаметр под венец червячного колеса:

4.2 Предварительный расчет длин валов

Предварительные оценки значений длин (мм) различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам [2 с.53]:

Для быстроходного вала:

Длина посадочного вала:

Длина промежуточного участка:

Для тихоходного вала:

Длины тихоходного вала определим по [6, с. 341] для стандартной ШВП. Уточним после прорисовки.

4.3 Конструирование зубчатой передачи

4.3.1 Конструирование червячного колеса

Материал БрО5Ц5С5 ГОСТ 613-79

Ширина венца 34

Число зубьев 58

Диаметр отверстия под вал

Модуль зацепления

Ширина торцов венца

Фаски на торцах венца

Угол фаски

4.3.2 Конструирование червяка

Выполняют червяк за одно целое с валом. Все параметры берутся из распечатки.

4.4 Конструирование крышек подшипников

Материал для всех крышек подшипников СЧ15.

Все крышки назначаются привертными. Определяющим при конструировании крышки является диаметр отверстия в корпусе под подшипник. При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету.

4.4.1 Конструирование крышки подшипника для быстроходного вала

Наружный диаметр крышки

Толщина стенки [2 с.169]

Толщина боковой стенки

Размеры других элементов:

[2 с.159].

Диаметр отверстия под манжету 52 мм.

4.4.2 Конструирование крышки подшипника для тихоходного вала

Наружный диаметр крышки

Толщина стенки [2 с.169]

Толщина боковой стенки

Размеры других элементов:

[2 с.159].

Диаметр отверстия под манжету 150 мм.

4.5 Конструирование корпуса

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор:

,

где L – расстояние между внешними поверхностями деталей передач.

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес:

Толщина стенки, отвечающая требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса:

Корпус имеет довольно простую форму, поэтому, сравнивая литье по выпловляемым моделям и литье в оболочковые формы, которое значительно дешевле первого, выбираем второй способ. Этот способ применяется для отливок простой формы из чугуна и стали.

4.6 Конструирование крышки люков

Для заливки масла в редуктор, контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра деталей делают люки. Конструируют крышку-отдушину.

Параметры крышки:

Длина крышки

Толщина штампованного стального листа

5. Расчет подшипников

5.1 Выбор типа и схемы установки подшипников

Для фиксирования от осевых смещений поставим подшипники по схеме "враспор".

Предварительно назначаются конические роликоподшипники для всех валов редуктора:

Выбирается подшипник 7306 ГОСТ 27365-87 с параметрами:

d = 30 мм, D = 72 мм, В = 19 мм , Cr = 52,8 кH, Cor =39 кH, e=0,31, Y=1.9.

Выбирается подшипник 7224 ГОСТ 27365-87 с параметрами:

d =120 мм, D = 180 мм, В =36 мм , Cr = 252 кH, Cor =236,6 кH, e=0,369, Y=1.624.

5.2 Расчет подшипников на быстроходном валу

5.2.1 Определение сил, нагружающих подшипник.

Реакции от консольной силы:

Реакции от сил в зацеплении:

-вертикальные составляющие:

-горизонтальные составляющие:

Суммарные реакции:

Суммарные реакции на валу:

5.2.2 Выбор подшипника

Выбирается подшипник 7306 ГОСТ 27365-87 с параметрами: d = 30 мм, D = 72 мм, В = 19 мм , Cr = 52,8 кH, Cor =39 кH, e=0,31, Y=1.9. Более нагруженной является опора 2. Дальнейший расчет будет вестись по ней.

5.2.3 Расчет на ресурс

Радиальная сила

где - коэффициент эквивалентности. Для режима нагружения II [2 c.118].

Минимально допустимые осевые нагрузки:

Осевые нагрузки:

V- коэффициент вращения кольца, V=1 при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки.

Принимаем X=0.4 [2 c.116]. Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка

где - коэффициент безопасности, по таблице 7.6 [2 c.118]; - температурный коэффициент, [2 c.117].

Расчетный ресурс (долговечность) подшипника (ч):

где - коэффициент долговечности, по таблице 7.7 [2 c.119] ; - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации, [2 c.119].

, следовательно выбранный подшипник подходит.

5.2.4 Подбор посадки подшипника

Внутреннее кольцо подшипника вращается, нагружение циркуляционное

по таблице 7.8 [2 c.131] выбирается поле допуска на вал

Нагружение наружнего кольца подшипника - местное.

По таблице 7.9 [2 c.131] выбирается поле допуска на отверстие H7.

5.3 Расчет подшипников на тихоходном валу

5.3.1 Определение сил, нагружающих подшипник

Реакции от сил в зацеплении:

-вертикальные составляющие:

-горизонтальные составляющие:

Полные реакции.

Более нагруженной является опора 2. Дальнейший расчет будет вестись по ней.

5.3.2 Выбор подшипника

Выбирается подшипник 7224 ГОСТ 27365-87 с параметрами:

d =120 мм, D = 180 мм, В =36 мм , Cr = 252 кH, Cor =236,6 кH, e=0,369, Y=1.624 .

5.3.3 Расчет на ресурс

Радиальная сила

где - коэффициент эквивалентности. Для режима нагружения II [2 c.118].

Минимально допустимые осевые нагрузки:

Осевые нагрузки:

V- коэффициент вращения кольца, V=1 при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки.

Принимаем X=0.4 [2 c.116]. Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка

где - коэффициент безопасности, по таблице 7.6 [2 c.118]; - температурный коэффициент, [2 c.117].

Рассчитывается ресурс:

где - коэффициент долговечности, по таблице 7.7 [2 c.119] ; - коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации, [2 c.119].

, следовательно выбранный подшипник подходит.

5.3.4 Подбор посадки подшипника

Внутреннее кольцо подшипника вращается, нагружение циркуляционное.

по таблице 7.8 [2 c.131] выбирается поле допуска на вал

Нагружение наружного кольца подшипника - местное

По таблице 7.9 [2 c.131] выбирается поле допуска на отверстие H7.

6. Проверочный расчет валов на прочность

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок.

Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, статических и усталостных характеристик материалов, размеров, формы и состояния поверхности.

6.1 Расчет быстроходного вала

6.1.1 Расчет вала на статическую прочность.

Расчетная схема представлена на рис.1:

Наиболее опасным является сечение I-I.

Определяем геометрические характеристики опасного сечения:

Определяем напряжения в сечении I-I:

Частные коэффициенты запаса:

,

где - пределы текучести материала по нормальным и касательным напряжениям, ,[2, с. 185].

Общий коэффициент запаса прочности:

6.1.2 Расчет вала на сопротивление усталости.

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

Коэффициенты берутся по таблицам 10.7 – 10.13 [2 c. 191-192].

Коэффициенты снижения предела выносливости:

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям.

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

,

6.2. Расчет тихоходного вала

6.2.1 Расчет на статическую прочность

Расчетная схема представлена на рис.2: Наиболее опасным является сечение I-I.

Определяем геометрические характеристики опасного сечения:

Определяем напряжения в сечении I-I:

Частные коэффициенты запаса:

,

где - пределы текучести материала по нормальным и касательным напряжениям, ,[2, с. 185].

Общий коэффициент запаса прочности:

6.2.2 Расчет вала на сопротивление усталости.

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла:

Коэффициенты

берутся по таблицам 10.7 – 10.13 [2 c. 191-192].

Коэффициенты снижения предела выносливости:

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям.

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

,

7. Расчет соединений

7.1 Шпоночные соединения

Шпоночные соединения применяются для передачи вращательного момента с колеса на вал. Чаще всего применяются призматические и сегментные шпонки. При проектировании в данном случае использовались призматические шпонки, т.к. диаметры валов малы, и использование сегментных шпонок не допустимо из-за глубоких пазов для них. Рассчитываются шпоночные соединения из условия прочности шпонки на смятие. Шпонка на быстроходном валу для установки шкива.

Для : b=4 мм, h=4, t1=2.5мм по таблице 24.27 [2 c. 475].

Для стальной неподвижной шпонки принимается

мм

Округляем по ряду длин призматических шпонок l=10 мм.

7.2 Расчет соединений с натягом

7.2.1 Расчет посадки венца червячного колеса на вал

Давление p ( МПа ), необходимое для передачи вращающего момента TТ ( Н м ):

где k - коэффициент запаса сцепления, k = 2; f - коэффициент трения, f = 0.14 (сталь-бронза), d - диаметр вала, d = 135 мм; l - посадочная длина, l = 34мм;

Необходимый расчетный натяг , мкм:

где Е1 , Е2 - модули упругости первого рода, Е1 = 2,1105 МПа, Е2 =0,8105 МПа;

С1 , С2 - коэффициенты жесткости:

 - коэффициент Пуассона, =0,3 = 0.35 , d1 – внутренний диаметр вала, d1 =94 мм, d2 – делительный диаметр колеса, d2 = 154 мм;

Поправка на обмятие неровностей ( мкм ):

где Rа1 , Rа2 - средние арифметические отклонения профиля поверхностей, Ra1 = 0,8мкм, Ra2 = 1,6мкм;

Минимальный натяг (мкм), необходимый для передачи вращающего момента:

Максимальный натяг ( мкм ), допускаемый прочностью венца колеса:

Здесь - максимальная деформация, допускаемая прочностью ступицы, [p]max - максимальное давление, допускаемое прочностью ступицы - для Бронзы БрО5Ц5С5 =140 МПа

Условия пригодности посадки:

Походит посадка

Температура нагрева охватывающей детали, 0С:

 0С,

где Nmax – максимальный натяг выбранной посадки, Nmax=214 мкм; Zсб – зазор для удобства сборки, Zсб=15 мкм [2, с. 91]; - коэффициент температурного расширения бронзы, [2, с. 89]; [t] – допускаемая температура для бронзы, [t]=150…200 0С.

8. Выбор смазочных материалов

8.1 Смазывание передач

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 контактного напряжения и окружной скорости колес.

Контактные напряжения (из распечатки).

По таблице 11.1 [2 c. 200] выбирается кинематическая вязкость масла 40. По таблице 11.2 [2 c. 200] выбирается марка масла Цилиндровое 52.

8.2 Смазывание подшипников

При катрерном смазывании передач подшипники смазывают брызгами масла.

Подшипники быстроходного вала защищены маслоотражательным кольцом и будут смазываться масляным туманом.

Подшипники тихоходного вала защищены резиновыми уплотнениями от залива масла из картера и будут смазываться пластичным смазочным материалом ЦИАТИМ-201.

8.3 Смазывание шарико-винтовой передачи

Смазывание шарико-винтовой передачи будет осуществляться пластичным смазочным материалом ЦИАТИМ-201.

9. Проектирование рамы

Конфигурацию и размер рамы определяют тип и размеры редуктора и электродвигателя. Раму удобно конструировать из двух продольно расположенных швеллеров и приваренных к ним трех – четырех поперечно швеллеров. Швеллеры располагают полками наружу. Такое расположение удобно для крепления узлов к раме, осуществляемого болтами. Тип швеллера выбираем исходя из длины рамы. Длину рамы определим прорисовкой L=720мм.

Высоту швеллера определим по формуле:

По табл. 24.51 [2 c. 488] подбираем швеллер №8 по ГОСТ 8240-89

Размер катета сварного шва выберем исходя из наименьшей толщины деталей рамы. Такой деталью является швеллер. Катет шва 5(мм). Сварка ручная дуговая по ГОСТ 5264-80.

Для компенсации вытяжки ремней в процессе эксплуатации, компенсации отклонений длины бесконечных поликлиновых ремней, легкости надевания новых на раме предусмотрено натяжное устройство. Оно обеспечивает изменение межосевого расстояния в пределах , где а – номинальное межосевое расстояние.

Применена схема натяжения прямолинейным перемещением двигателя. Натяжное устройство состоит из двух плит: неподвижной, прикреплена к раме, и перемещающейся по неподвижной при регулировании. Плиты выполнены из стальных листов. Толщину листов определим из длины плиты, которая определяется диапазоном изменения межосевого расстояния. В итоге получаем:

В раме выполнены отверстия диаметром:

для крепления натяжного устройства –18мм;

для крепления рамы к металлоконструкции – 15мм;

для крепления редуктора к раме – 12мм.

Список используемой литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. т. 1-3 М., Машиностроение, 1982.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Л., Высшая школа, 2004.
3. Буланже А.В., Палочкина Н.В., Фадеев В.З. Методическое указание по расчету на прочность цилиндрических и конических передач. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990
4. Атлас по деталям машин. т. 1,2. Под ред. Решетова Д.Н. М., Машиностроение, 1992.
5. Иванов М. Н., Иванов В. Н., Детали машин. Курсовое проектирование., Высшая школа, 1975.