Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции

и ордена Трудового Красного Знамени

государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Факультет «Робототехника и комплексная автоматизация»

Кафедра «Детали машин»

Расчетно-пояснительная записка

**Привод ленточного транспортера**

Студент Лящёв А.В.

Руководитель проекта

Гудков В.В.

Москва - 2006 г

1. Краткие сведения о ленточном транспортере

Ленточный транспортер – машина непрерывного транспорта для горизонтального перемещения различных грузов, устанавливаемая в отапливаемом помещении. С его помощью можно также перемещать сыпучие и кусковые материалы. Транспортер широко применяют для механизации погрузочно-разгрузочных операций, для транспортировки изделий в технологических поточных линиях и т.д.

В настоящее время, известно большое количество разнообразных транспортирующих устройств, различающихся как по принципу действия, так и по конструкции.

2. Расчеты

2.1 Кинематические и энергетические расчеты (см. [1], стр. 5)

2.1.1 Выбор электродвигателя

Приступая к выполнению проекта, в первую очередь выбирают электродвигатель, для этого определяют его мощность и частоту вращения.

В общем машиностроении широкое распространение получили асинхронные двигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором. Отечественная промышленность выпускает двигатели серии 4А в диапазоне мощностей 0.06-400 кВт.

1. Момент на приводном валу:



где -окружное усилие на барабане;  -диаметр барабана.

2.Частата вращения тихоходного вала:



где -скорость движения ленты.

3.Определяем потребляемую мощность без затраты на механические потери:



4.КПД передачи (см. [1], стр. 7):



где hм– КПД муфты; hпер - КПД червячной передачи,hпод– КПД опор.

5.Определяем потребляемую мощность с учетом механических потерь:



Ближайшие стандартные мощности 1.5кВт и 2.2кВт.Выбираем 1.5кВт,так как перегрузка в допустимых пределах

℅.

6.Выбор частоты вращения электродвигателя:



По расчету выбираем двигатель АИР 80 B4 (1.5 кВт;1395).

7.Определяем передаточное число редуктора, момент на тихоходном валу, и частоту вращения на тихоходном валу:

2.1.2 Определение передаточного отношения привода

Передаточное отношение привода определяют по формуле



2.1.3 Определение вращающих моментов на валах привода

Вращающий момент (Н∙м) на тихоходном валу определяется по формуле

;

Вращающий момент (Н∙м) на приводном валу: .

Полученные данные обрабатываем с помощью ЭВМ.

2.2 Анализ результатов расчета на ЭВМ

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

Применение ЭВМ для расчетов передач расширяет объем используемой информации, позволяет произвести расчеты с перебором значений (варьированием) 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 расчета валов и выбора подшипников.

В качестве критерия оптимальности наиболее часто принимают массу изделия.

Так как в данном случае производство редукторов серийное, то желательно чтобы размеры и стоимость были минимальны.

Расчет червячной передачи. Полный расчет червячной передачи проводится на компьютере с помощью специальной программы. В эту программу вводятся имеющиеся данные, по которым программа проводит необходимые вычисления. Результатом работы программы является таблицы 1 и 2, приводимые ниже.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Вращающий момент на тихоходном валу, Н∙м.363.4

Частота вращения тихоходного вала, об/мин 30.3

Ресурс, час 8000

Режим нагружения 2

Передаточное отношение механизма 46

Максимальная перегрузка 2,2

Коэффициент теплоотдачи, Вт/м/м/град 13

После введения данных, компьютер предлагает на выбор две конфигурации редуктора.

Исходя из наилучшего сочетания наименьшего межосевого расстояния, КПД, температуры масла и общего веса механизма выбираем первый с данной конфигурацией:

межосевое расстояние, мм 140.0

температура масла, град 70.0

материал венца колеса БрА9ЖЗЛ

для выбранной конфигурации компьютер проводит полный расчет червячной передачи.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Передаточное отношение механизма 46.00

Вращающий момент на Быстроходном валу, Н∙м.9.9

Тихоходном валу, Н∙м 363.0

Частота вращения Быстроходного вала, об/мин 1393.8

Масса Механизма, кг 39.6

Колес, кг 10.6

КПД, % 79.8

Температура масла, град 58.8

Межосевое расстояние, мм 140.00

Модуль, мм 5.00

Коэффициент диаметра червяка 10.00

Коэффициент смещения исходного контура 0.000

Начальный угол подъема, град 5.711

Силы в зацеплении (на колесе), Н:

окружная 3156.5

радиальная 1148.9

осевая 395.6

Контактные напряжения, МПа:

при номинальной нагрузке:

расчетные 182.1

допускаемые 194.9

при максимальной нагрузке:

расчетные 270.1

допускаемые 360.0

Напряжения изгиба, МПа:

при номинальной нагрузке:

расчетные 14.7

допускаемые 35.2

при максимальной нагрузке:

расчетные 32.4

допускаемые 72.0

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры червяка и колеса | Червяк | Колесо |
| Число заходов (зубьев) | 1 | 46 |
| Диаметры, мм: |  |
| Делительный | 50,000 | 230,000 |
| Начальный | 50,000 | 230,000 |
| Вершин | 60,000 | 240,000 |
| Впадин | 38,000 | 218,000 |
| Наибольший колеса | - | 250,000 |
| Ширина зубчатого венца, мм | 85,0 |  45,0 |

2.3 Эскизная компоновка червячного редуктора

2.3.1 Последовательность конструирования элементов механической передачи

После определения основных размеров червячной передачи редуктора вычерчивают габаритные размеры червяка (d1× b1) и червячного колеса(daM2× b2). Величины зазоров (мм) между червячным колесом и внутренними поверхностями стенок корпуса с учетом возможных погрешностей изготовления таковы (см. [3], стр. 241):









При конструировании следует обращать внимание на возможность изготовления деталей наиболее производительным способом, на собираемость конструкции, на обеспечение смазкой всех трущихся сопряжений и в то же время на устранение застойных зон смазки и т.п.

2.3.2 Последовательность эскизной компоновки



Рис.1 Схема расположение червяка.

Т.к. отношение l/d=5.69<7 можно выбрать схему расположения в распор.

Изобразив контуры червячного колеса, задаются расстоянием между подшипниками червяка L ≈ daM2, где daM2— наружный диаметр червячного колеса. Один роликовый конический однорядный устанавливается с одной стороны червяка и с другой.

На первом этапе проектирования валов составляют конструктивную и расчетную схемы, определяют действующие нагрузки. Затем по формулам проектировочного расчета находят диаметры входного, выходного или промежуточного сечения вала, выбирают номинальные метры соединений, назначают высоту заплечиков, галтелей, фасок. Для полностью спроектированного вала уточняют расчетную схему, проводят расчеты на выносливость, статическую прочность и жесткость. Обоснованность назначенных конструктивно типа и размеров соединений вал — ступица должна быть также подтверждена соответствующими проверочными расчетами.

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам (см. [1], стр. 42):

для быстроходного (входного) вала





Принимаем d=37 исходя из технологичности изготовления червяка.

Определим высоту заплечика tцил, координату r фаски подшипника и размер f (мм) фаски колеса для диаметра вала d = 16 мм (см. [1], стр. 42):

|  |  |
| --- | --- |
| d, мм | 17-28 |
| tцил, мм | 3 |
| r, мм | 1,5 |
| f, мм | 1,5 |

для тихоходного вала





Принимаем d=45 из нормального ряда.

Определим высоту заплечика tкон, координату r фаски подшипника и размер f (мм) фаски колеса для диаметра вала d = 43 мм (см. [1], стр. 42):

|  |  |
| --- | --- |
| d, мм | 40-44 |
| Tцил, мм | 3,5 |
| r, мм | 2,5 |
| f, мм | 1.2 |





Принимаем d=50 как ближайший стандартный.

Длина ступицы червячного колеса:



Рис 4. Компоновка вала червячного колеса

2.3.3 Регулирование червячных передач

Существует несколько способов регулирования зацепления червячного зацепления, цель которых - совместить среднюю плоскость червячного колеса с осью вращения червяка, чтобы получить надлежащую площадь и расположение пятна контакта.

Прежде всего необходимо отрегулировать осевой зазор или «осевую игру» подшипников качения, так как в противном случае получить правильное зацепление не представляется возможным.

Регулируемые радиально-упорные подшипники считаются правильно отрегулированными, если при перемещении вала в осевом направлений из одного крайнего положения в другое, осевой зазор находится в требуемых пределах. Величину зазора определяют по справочникам в зависимости от диаметра подшипников, расстояния между опорами и температурного режима работы.

Для регулировки зацепления в индивидуальном и мелкосерийном производстве на витки червяка наносят тонкий слой краски, (берлинской лазури по ТУ 6-10-1282-73), затем проворачивают червяк, чтобы червячное колесо сделало не менее одного оборота и визуально контролируют размеры и расположение пятна контакта на зубьях колеса. Пятно должно располагаться в середине зуба оптимально с небольшим смещением в сторону выхода витков червяка из зацепления. Смещая колесо в осевом направлении «на пятно» с помощью набора металлических прокладок или с помощью резьбовых деталей, добиваются необходимого расположения пятна на зубьях колеса. От качества выполнения данной операции во многом зависят эксплуатационные свойства передачи: КПД, ресурс, передаваемый момент и т. д. Данный метод достаточно трудоемок и неточен (по существу это селективная сборка, а размеры пятна в значительной степени зависят от толщины нанесенного слоя краски). Лучшие результаты дает контроль пятна, если краску нанести на два рядом расположенных зуба колеса и провернуть его на 10... 15 оборотов. В лабораторных условиях применяют контроль пятна после окисления поверхности зубьев колеса специальными растворами и проворачивания передачи под небольшой нагрузкой (10...20% номинальной). В этом случае пятно видно достаточно отчетливо, но растворы токсичны и на окисление требуется 15...20 минут. Применяют также контроль пятна по «блику» после приработки.

В условиях крупносерийного производства используют специальные сборочные стапели с автоматическими операциями регулирования. В последнем случае требуется повышенная точность изготовления базирующих поверхностей деталей передачи.

2.4 Расчеты подшипников на заданный ресурс

При курсовом проектировании механических передач в качестве опор вращающихся деталей используют, как правило, стандартные подшипники качения. Роликоподшипники в сравнении с шариковыми обладают меньшей быстроходностью, более высокой несущей способностью и жесткостью, но более чувствительны к перекосам осей колец.

Это означает, что при заданном угле перекоса несущая способность роликового подшипника снижается больше, чем шарикового. Поэтому применение роликоподшипников сопровождается повышенными требованиями к точности посадочных поверхностей под наружные кольца, жесткости элементов конструкции (в первую очередь валов) и точности фиксирования колец.

В зацеплении возникают большие значения осевой силы. Шариковый подшипник не способен выдержать высокие нагрузки в осевом направлении. Выбираем роликовый конический однорядный подшипник.

2.4.1 Расчеты подшипников на заданный ресурс быстроходного вала



Рис 5.Расчетная схема опор быстроходного вала.



где  - окружная сила на расчетном диаметре вала.







Рассчитаем реакции в опорах, исходя из условия равновесия для абсолютно твердого тела по следующим формулам









где FR – радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо, FR = 144 Н,

Ft – окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе, Ft = 360 Н;









Максимальную радиальную силу, действующую на первый подшипниковый узел, рассчитаем по формуле





Максимальную радиальную силу, действующую на второй подшипниковый узел, рассчитаем по формуле





FAmax – окружная сила на колесе, равная по модулю осевой силе на червяке, FA = 3156,5 H;

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности KE = 0.63(см. [1], стр. 118).

Вычисляем эквивалентные нагрузки









Предварительно назначаем роликовые радиально упорные подшипники легкой серии 7200 (для этих подшипников (см. [2], стр. 265) d = 40 мм, D = 80 мм, b = 18 мм, c = 16 мм, T = 19.75 мм, Cr = 58.3 кН, C0r = 40.0 кН, e = 0.37).

Определим значение угла a





Тогда для роликового радиально-упорного подшипника

X = 0.5;

Y = 0.22∙ctga.

Y = 0.22∙ctg13.9º = 0,88.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при температурном коэффициенте KT = 1, который соответствует рабочей температуре подшипника q<105º C и коэффициенте безопасности, равном Kб = 1.4, который соответствует нагрузкам характеризующимся умеренными толчками; вибрационной нагрузкой; кратковременными перегрузками до 150% номинальной нагрузки





Расчетный скорректированный ресурс при a1=1 (вероятность безотказной работы 90% (см. [1], табл. 7.5)), a23 = 0.6 (обычные условия применения (см. [1], стр. 108)) и k = 3.33 (роликовый подшипник)



где n – частота вращения вала, n = 1393.8 мин-1.



Так как расчетный ресурс больше требуемого L10ah>L’10ah, (72083>8000) то предварительно назначенный подшипник 7208А пригоден. При требуемом ресурсе надежности выше 90%.

2.4.2 Расчеты подшипников на заданный ресурс тихоходного вала



Рис 5.Расчетная схема опор тихоходного вала.







Рассчитаем реакции в опорах, исходя из условия равновесия для абсолютно твердого тела по следующим формулам









где FR – радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо, FR = 1148.4 Н,

Ft – окружная сила на колесе, Ft = 3156,6 Н;









Максимальную радиальную силу, действующую на первый подшипниковый узел, рассчитаем по формуле





Максимальную радиальную силу, действующую на второй подшипниковый узел, рассчитаем по формуле





FA – осевая сила в зацеплении, FA = 395.6 H;

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности KE = 0.63(см. [1], стр. 108).

Определяем постоянные нагрузки, эквивалентные заданному переменному режиму нагружения:













Предварительно назначаем роликовые радиально упорные подшипники легкой серии 7200 (для этих подшипников (см. [2], стр. 265) d = 50 мм, D = 90 мм, b = 20 мм, c = 18 мм, T = 22.75 мм, Cr = 70,4 кН, C0r = 55 кН, e = 0.41).

Определяем минимальные осевые нагрузки на подшипники.





Для первой опоры 



Для второй опоры





Определяем осевые реакции опор. Полагаем, что Fa1E = Fa1Emin = 2374,8 H, тогда из условия равновесия





что больше, чем Fa2Emin=969,2, а следовательно реакции найдены верно.

Отношение



что меньше e = 0.41 (V=1 при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры 1: X=1, Y=0.

Отношение



что больше e = 0.41 (V=1 при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры 2: X=0.4, Y=1.5.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при температурном коэффициенте KT = 1, который соответствует рабочей температуре подшипника q<105º C и коэффициенте безопасности, равном Kб = 1.4, который соответствует нагрузкам характеризующимся умеренными толчками; вибрационной нагрузкой; кратковременными перегрузками до 150% номинальной нагрузки в опорах 1 и 2









Для подшипника более нагруженной опоры 1 вычисляем расчетный скорректированный ресурс при a1=1 (вероятность безотказной работы 90% (см. [1], табл. 7.5)), a23 = 0.6 (обычные условия применения (см. [1], стр. 108)) и k = 3.33 (роликовый подшипник)



где n – частота вращения вала, n = 30.3 мин-1.



Так как расчетный ресурс больше требуемого L10ah>L’10ah, (236022>8000) то предварительно назначенный подшипник пригоден. При требуемом ресурсе надежности выше 90%.

2.4.3 Расчеты подшипников на заданный ресурс приводного вала

Для опор приводного вала предварительно выберем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники лёгкой серии по ГОСТ 5720-80 (для этих подшипников d = 50 мм, D = 90 мм, B = 20 мм, Cr = 22.9 кН, C0r = 10.8 кН, e = 0.2).

Рис.7. Расчетная схема опор приводного вала.

Окружное усилие на барабане



Fk=605Н

Расстояния



Определение суммарной силы на валу



где y0 – коэффициент тяги стандартной ременной передачи, y0=0.67;

сa – коэффициент динамичности, сa =1;

сp – коэффициент режима работы, сp =1;







Силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня под нагрузкой



Начальное натяжение ленты





Суммарную силу на валу, устанавливаемом без контроля, в передачах без регулирования натяжения рекомендовано увеличивать в 1.5 раза





Определение реакций в опорах









Определяем постоянные нагрузки, эквивалентные заданному переменному режиму нагружения:









Fa = 0, поэтому X = 1, Y = 0.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при температурном коэффициенте KT = 1, который соответствует рабочей температуре подшипника q<105º C и коэффициенте безопасности, равном Kб = 1.4, который соответствует нагрузкам характеризующимся умеренными толчками; вибрационной нагрузкой; кратковременными перегрузками до 150% номинальной нагрузки в опорах 1 и 2









Для подшипника более нагруженной опоры 2 вычисляем расчетный скорректированный ресурс при a1=1 (вероятность безотказной работы 90% (см. [1], табл. 7.5)), a23 = 0.6 (обычные условия применения (см. [1], стр. 108)) и k = 3 (шариковый подшипник)



где n – частота вращения вала, n = 48.4 мин-1.



Так как расчетный ресурс больше требуемого L10ah>L’10ah, (117329.7>8000) то предварительно назначенный подшипник пригоден. При требуемом ресурсе надежности выше 90%.

2.5 Регулировка подшипников качения

2.5.1 Регулировка подшипников качения быстроходного вала

Подшипники в опорах напрессовываются на вал. Схема установки враспор.

Крепление в корпусе: подшипники в обоих опорах с одной стороны поджимаются компенсаторным кольцом, которое в свою очередь сжимается крышкой, а с другой стороны упираются в выступ вала.

Регулировка подшипников: производится набором прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипников. Для этой цели применяют набор тонких металлических прокладок.

2.5.2 Регулировка подшипников качения тихоходного вала

Схема установки и способ крепления аналогичны установке и креплению на быстроходном валу.Только в внутреннее кольцо упирается не в вал,а в промежуточное кольцо которое в свою очередь в ступицу червячного колеса. Регулировка производится аналогичным образом – с помощью набора металлических прокладок.

2.6 Выбор посадок подшипников качения

Внутренний и наружный диаметры подшипников качения изготавливают с относительно малыми отклонениями от номинальных размеров. Требуемый характер посадки колец обеспечивают выбором соответствующих отклонений размеров сопряженных деталей. Посадки назначают в зависимости от режима работы подшипника и вида нагружения колец.

По табл. 7.8 и 7.9 (см. [1], стр. 131.) выбираем допуск наружного и внутреннего колец подшипников. Для всех используемых подшипников редуктора - допуск внутреннего кольца - m6 (нагружение колец циркуляционное, легкий режим, нагрузка спокойная с кратковременными перегрузками); допуск наружного кольца - Н7 (нагружение колец местное, легкий режим, нагрузка спокойная с кратковременными перегрузками).

2.7 Монтаж и демонтаж подшипников качения

Неправильный и небрежный монтаж и демонтаж является одной из основных причин преждевременного разрушения подшипников. При монтаже необходимо обеспечить соосность и отсутствие перекосов подшипника относительно посадочной поверхности. Перекосы колец затрудняют посадку и приводят к образованию задиров на посадочных поверхностях, а в отдельных случаях – к разрыву колец подшипников. Соосному положению способствуют фаски на посадочной поверхности, а снижению перекосов - центральное приложение усилия запрессовки. Во всех случаях монтажа во избежание вмятин на беговых дорожках недопустимо передавать усилие запрессовки через тела качения. Усилие запрессовки резко снижается при подогреве подшипников перед сборкой в масляной ванне до температуры 100-120º С. У правильно смонтированного подшипника внутреннее кольцо должно плотно прилегать по всей окружности к упорному борту.

У наружных колец, подвергающихся местному нагружению, посадка ослаблена, что существенно облегчает сборку. Для посадки подшипников в корпус с натягом применяют прессы и монтажные стаканы или оправки.

Демонтаж подшипников, смонтированных на валу или корпусе с натягом, осуществляется на прессе или при помощи винтовых съемников.

2.8 Проверочные расчеты валов

2.8.1 Расчет валов на статическую прочность

Расчет валов на статическую прочность ведут по наибольшей кратковременной нагрузке, которую определяют исходя из наиболее тяжелых условий работы с учетом динамических нагрузок и колебаний. В нескольких сечениях вала, назначаемого с учетом эпюры моментов и размеров сечений, определяют коэффициент запаса прочности по пределу текучести и сравнивают его с допускаемым [sT]=1.5÷2.0



Здесь



где Mmax, Tmax, Qmax – наибольшие значения изгибающего и крутящего моментов и перерезывающей силы в рассматриваемом сечении; sT, tT – предел текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям; А – площадь сечения

Расчет быстроходного вала на статическую прочность.

Расчетная схема и эпюры приведена в Приложении 1. На основании эпюр моментов предположительно опасным является сечение, проходящее через червяк (сечение I).

|  |
| --- |
|  Материал червяка – сталь 20Х. |
| Предел прочности, МПа | sв | 650 |
| Предел текучести, МПа | sT | 400 |
| Предел текучести, МПа | tT | 240 |

Наибольшее значение изгибающего моментов





Наибольшее значение перерезывающей силы





Диаметр впадин червяка 

Момент сопротивления при изгибе





Момент сопротивления при кручении





Площадь сечения





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям





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



Статическая прочность вала в выбранном сечении обеспечена.

Расчет тихоходного вала на статическую прочность.

Расчетная схема и эпюры приведена в Приложении 2. На основании эпюр моментов предположительно опасными являются сечение, проходящее через посадочное место колеса перпендикулярно оси вала (сечение I) и сечение 1.

|  |
| --- |
|  Материал вала – сталь 45. |
| Предел прочности, МПа | sв | 780 |
| Предел текучести, МПа | sT | 540 |
| Предел текучести, МПа | tT | 290 |

Рассчитаем статическую прочность тихоходного вала в сечении 1

Наибольшее значение изгибающего моментов





Наибольшее значение перерезывающей силы





Диаметр вала в сечении1 

Момент сопротивления при изгибе





Момент сопротивления при кручении





Площадь сечения





Теоретический коэффициент концентрации напряжений может быть найден по формуле для чистого изгиба полосы, ослабленной двумя симметричными выточками (формула может использоваться для выточек разной формы, т. к. существенное влияние на коэффициент концентрации оказывает только кривизна у дна выточки) (см. [5], стр. 492).



где a – полуширина полосы в месте ослабления, a = 25 мм;

r – радиус кривизны в глубине выточки, r = 0.4 мм.



Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям







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



Статическая прочность вала в выбранном сечении обеспечена.

Рассчитаем статическую прочность тихоходного вала в сечении I.

Наибольшее значение изгибающего моментов





Наибольшее значение перерезывающей силы





Эффективный диаметр для вала со шпоночной канавкой, глубиной t = 6 мм





Момент сопротивления при изгибе





Момент сопротивления при кручении





Площадь сечения





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям





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



Статическая прочность вала в выбранном сечении обеспечена.

Расчет приводного вала на статическую прочность. Расчетная схема и эпюры приведена в Приложении 3. На основании эпюр моментов предположительно опасными являются сечения 1.

|  |
| --- |
|  Материал вала – сталь 45. |
| Предел прочности, МПа | sв | 780 |
| Предел текучести, МПа | sT | 540 |
| Предел текучести, МПа | tT | 290 |

Рассчитаем статическую прочность тихоходного вала на в сечении 1

Наибольшее значение изгибающего моментов





Наибольшее значение перерезывающей силы





Диаметр вала в сечении 1 

Момент сопротивления при изгибе





Момент сопротивления при кручении





Площадь сечения





Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям





Статическая прочность вала в выбранном сечении обеспечена.

2.8.2 Расчет валов на выносливость

Расчет валов на статическую прочность ведут по наибольшей длительно действующей нагрузке с учетом режима нагружения. За наибольшую длительно действующую нагрузку принимают нагрузку, повторяемость которой за время работы составляет не менее 103 циклов. В нескольких сечениях вала, выбираемых с учетом концентраторов и эпюр моментов, определяют коэффициент запаса прочности на выносливость и сравнивают его с допускаемым:



Расчет приводного вала на выносливость

Наиболее нагруженным валом является приводной. Наиболее опасным является сечение I.

Пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения



Амплитудные и средние значения нормальных и касательных напряжений определяют по зависимостям



Изгибающий момент



где Mx и My –изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Влиянием осевых и перерезывающих сил на напряжение обычно пренебрегают. Для вала, вращающегося относительно вектора нагрузок, коэффициент асимметрии цикла изменения нормальных напряжений назначают 

Для валов реверсируемых передач 









При эквивалентном числе циклов изменения напряжений изгиба или кручения больше базового N0 = 4∙106 (NEs> N0 и NEt> N0) принимают



Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла



Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости деталей находят по формулам:



где эффективные коэффициенты напряжений



коэффициенты влияния абсолютных размеров



коэффициенты, учитывающие шероховатость поверхности



Упрочняющая обработка













Усталостная прочность вала обеспечивается.

2.9 Расчет шпоночных соединений

Шпоночное соединение относится к классу ненапряженных соединений. Наиболее распространены призматические шпонки, размеры сечений которых, выбирают в зависимости от диаметра вала d. Материал шпонок сталь 45 или Ст6 с пределом текучести sB = 590÷750 МПа. Такие соединения в сравнении с напряженными более технологичны (легкий монтаж и демонтаж) и обеспечивают лучшее центрирование деталей. Длину призматических шпонок выбирают в соответствии с расчетом на смятие по боковым сторонам шпонки



где T-наибольший крутящий момент с учетом динамических нагрузок при пуске или внезапном торможении, Н∙м; h – высота шпонки: t1 – заглубление шпонки в вал, t1≈ 0.6 h, мм.

Рабочая длина шпонки lp равна длине l призматической шпонки с плоскими торцами. При скругленных торцах  где, b – ширина шпонки.

Допускаемые напряжения для шпонки назначают в зависимости от предела текучести sT материала шпонки или сопряженных деталей, если их прочность ниже прочности шпонки:



При нереверсивной нагрузке с частыми пусками и остановами [s] = 2.9÷3.5. При реверсивной нагрузке указанные значения [s] повышают на 30%.

Для установки шпонки в паз вала рекомендуют переходную посадку P9/h9, а в паз отверстия H9/h9 или Js9/h9 – посадки с зазором. Сборка соединения без смятия рабочих поверхностей возможна, если перекос шпонки DП относительно пазов ступицы и вала на длине соединения lp не превышает величину зазора в сопряжении. Относительный поворот



ступицы и вала компенсирует смещение Dс шпоночного паза относительно осей отверстия и вала, но приводит к несовпадению рабочих поверхностей. Для снижения неравномерностей распределения напряжений по длине и высоте шпонки, а также свободной сборки соединения устанавливают допуск на перекос dП ≤ 0.5dШ и на смещение dС ≤ 2dШ, где dШ – допуск на ширину шпоночного паза.

При изготовлении шпоночного паза на валу дисковой фрезой коэффициент концентрации напряжений меньше, чем при изготовлении пальцевой фрезой. Дисковая фреза обеспечивает также более точное изготовление паза, однако необходимо предусматривать место для свободного выхода фрезы.

2.9.1 Соединение вал электродвигателя – быстроходный вал





lp=43-длина шпонки на валу поставляемого электродвигателя.

2.9.2 Соединение тихоходный вал - червячное колесо





lp=40-длина шпонки по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала.

2.9.3 Соединение тихоходный вал – упругая муфта





lp=40-длина шпонки по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала.

2.10 Расчет сварных соединений

Сварные соединения могут быть разделены на стыковые, нахлесточные, тавровые. В свою очередь сварные швы могут быть разделены на стыковые и угловые.

Разрушение шва при недостаточной его прочности может произойти по сечению с наименьшими размерами, такое сечение называют опасным.

Расчет стыковых швов ведут по номинальным сечению (без учета наплывов) и номинальным напряжениям. При одновременном действии нормальных  и косательных  напряжений в наиболее нагруженной точке сечения определяют эквивалентное напряжения  по четвертой теории прочности:



Угловые швы наиболее часто выполняют с нормальным поперечным сечением. Это сечение представляют как равнобедренный прямоугольный треугольник. Сторону треугольника называют катетом шва и обозначают k.

Опасное сечение при сварке частей барабана является соединение приводного вала с диском.

Касательные напряжения, которые возникают в плоскости шва можно найти по формуле:

Крутящий момент Н\*м.



Рис.8. Расчетная схема сварных соединений.

Момент инерции сечения шва (катет шва задаем k=5мм,как наиболее распространенный):







Допустимые напряжения среза находим по формуле:



Для стали 45 Н\*мм2

 Н\*мм2

Прочность сварного соединения обеспечена.

3. Конструирование корпусных деталей

Корпусные детали являются составными частями редуктора и предназначаются для обеспечения правильного взаимного расположения сопряженных деталей редуктора, восприятия нагрузок, действующих в редукторе, защиты рабочих поверхностей зубчатых колес и подшипников от взвешенных инородных частиц окружающей среды, защиты масла от выброса его в окружающую среду при работе редуктора, отвода теплоты, а также размещения масляной ванны (у редуктора с картерной смазкой).

Габаритные размеры корпусных деталей выясняются при компоновке редуктора.

Благодаря разъему в плоскости осей валов обеспечивается наиболее удобная сборка.

Минимальная толщина стенки определяется условиями хорошего заполнения формы жидким металлом. Поэтому чем больше размеры корпуса, тем больше толщина его стенки. Рекомендуемую минимальную толщину стенок определяют из рис 17.1 в зависимости от приведенного размера



где, L,B и H –длина, ширина и высота отливки, м.



При N<0.4 d=7мм (см. [1], стр. 289).

Минимальная толщина стенки литой детали приведенного габаритного размера d, равна 7 мм.

Ориентировочное соотношение толщины стенки корпуса



Здесь Ттих – крутящий момент на тихоходном валу, Н∙м.



Из двух величин примем большую.

Ориентировочная толщина стенки крышки





Ориентировочная толщина ребра в сопряжении со стенкой корпуса





Ориентировочная толщина ребра в сопряжении со стенкой крышки





Ориентировочный диаметр фундаментных болтов

d=1.25dк

dк- диаметр болтов крепления крышки редуктора к корпусу.





4. Выбор сорта масла и системы смазки зацеплений и подшипников

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 контактного напряжения и окружной скорости колес.

Контактные напряжения (из распечатки).



Ориентировочное значение вязкости масел для червячных передач определяют по рис. 19.2 (см. [3] стр. 346) (заштрихованная зона) в зависимости от величины



где ns – скорость скольжения в зацеплении, м/с (см. [3] стр. 97).

Скорость скольжения сопряженных профилей при зацеплении в полюсе рассчитывается по формуле



где d1 – диаметр делительной окружности червяка, мм; n1 - частота вращения червяка, с-1.





Кинематическая вязкость



По таблице 11.2 [1, c. 173] выбирается марка масла И-Т-С-320.

И – индустриальное,

Т – тяжело нагруженные узлы,

С – масло с антиокислителями, антикоррозионными и противоизносными присадками.

Подшипники смазываем тем же маслом. Так как имеем картерную систему смазывания, то они смазываются разбрызгиванием.

В червячных редукторах смазывание погружением применяют при скоростях скольжения ns < 15 м/с. При верхнем расположении червяка смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса. Глубина погружения – не менее высоты его зуба, но обычно не превышает одной трети радиуса колеса.

Существует весьма ориентировочная рекомендация, в соответствии с которой назначают объем масла в ванне в пределах (0.3÷0.4)10-3 м3 на 1 кВт передаваемой мощности. В соответствии с этой рекомендацией можно установить минимальный объем масляной ванны равным 1.4 л.

5. Выбор и расчет муфты

В следствии несоосности и других погрешностях соединения тихоходного и приводного вала необходима упругая муфта. Для снижения массы и габаритов привода выбираем муфту с упругими металлическими элементами.Муфту со стальными стержнями.

В соответствии с указаниями (см.1 стр. 345):





D=(1.15..1.20)=140 мм.

Так же получаем: S=32 мм;t=3.2 мм;lc=75 мм; l1=5.6 мм;

Материал упругих стержней сталь 60С2А для неё:σu=1120МПа;E=2.15•105МПа;ξ=0,26..0,27;

Рассчитываем диаметр стержней:



dc=4•120•0.262•(3-12)/(3•2.115•103•0.025)=3.22мм



zc=64•103•0.26•1•363/(3.14•1120•3.23)=26

Для обеспечения нормального значения угла между стержнями назначаем zc=24

Тогда при пересчете dc=4,2.

Список использованной литературы

1. П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для тех. спец. вузов.- 8-е изд., исп.- М.: Издательский центр “Академия”., 2004.-468 с.
2. Атлас конструкций узлов и деталей машин; Под редакцией О.А. Ряховского. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.
3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И., и др.; Под общей редакцией В.Н. Кудрявцева. Курсовое проектирование деталей машин.- Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. 400 с., ил.
4. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Д. Иосилевич.- 3-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1979.-702 с., ил.
5. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов.- М.: Высш. шк., 1995. – 560 с.: ил.

Приложения

1.Быстроходный вал.





2.Тихоходный вал.





3.Приводной вал.



