Министерство высшего и профессионального образования РФ

Ижевский государственный технический университет

Воткинский филиал

Кафедра «Техническая механика»

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по курсу «Детали машин»

Вариант Т-7-5: «Механизм привода поворотной части робота»

Выполнил: студент Бегеев А. М.

группа Т–712

Руководитель проекта: Юрченко С. А.

2002

Содержание

ВВЕДЕНИЕ

1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

2.1 Выбор электродвигателя

2.2 Определение передаточных чисел привода

2.3 Определение вращающих моментов на валах привода

3 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1 Выбор твердости, термической обработки и материала колес

3.2 Допускаемые напряжения

3.3 Расчет межосевого расстояния

3.4 Предварительные основные размеры колес

3.5 Диаметры валов

3.6 Модуль передач

3.7 Суммарное число зубьев и угол наклона

3.8 Число зубьев шестерни и колеса

3.9 Фактическое передаточное число

3.10 Диаметры колес

3.11 Размеры заготовок колес

3.12 Силы в зацеплении

3.13 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

3.14 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

4 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА РЕДУКТОРА

5 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ

5.1 Определение радиальных реакций

5.2 Определение осевых нагрузок

6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

#

# ВВЕДЕНИЕ

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определятся уровнем развития машиностроения. На основе развития машиностроения осуществляется комплексная механизация и автоматизация производственных процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, на транспорте.

В данном проекте разрабатывается привод поворотной части робота, состоящий из поворотной колонны и редуктора.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

# ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ



Рис. 1. Кинематическая схема привода



Рис. 2. График загрузки

# КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

##

## Выбор электродвигателя

Потребную мощность электродвигателя определим по формуле:



где 

Здесь  – КПД цилиндрической передачи;

 – КПД пары подшипников качения;

 – КПД соединительной муфты.

Вычисляем общий КПД привода:



Потребная мощность электродвигателя:

.

Определим частоту вращения вала электродвигателя по формуле

,

где ,  – передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней, соответственно.

Рекомендуемые значения передаточных чисел  принимаем по таблице 1.2 [1], получаем:





Вычисляем частоту вращения электродвигателя:



По справочнику [2] подбираем электродвигатель 4А112МА8 со следующими характеристиками:





## Определение передаточных чисел привода

Определим окончательное общее передаточное число привода по формуле:



получим



Полученное расчетом общее передаточное число распределим между ступенями привода, пользуясь соотношениями, приведенными в таблице 1.3 [1]:





где  – передаточное число редуктора, в нашем случае равное .

Вычисляем передаточные отношения ступеней





## Определение вращающих моментов на валах привода

Частота вращения вала колеса тихоходной ступени 

.

Частота вращения вала колеса быстроходной ступени 

.

Момент на приводном валу 

.

Момент на валу колеса быстроходной ступени редуктора

.

# РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

##

## Выбор твердости, термической обработки и материала колес

Для колес быстроходной ступени выберем сталь 40ХН и термическую обработку по II варианту [1] – т.о. колеса – улучшение, твердость HB 269…302; т.о. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности HRC 48…53.

Для колес тихоходной ступени выберем тоже сталь 40ХН и термическую обработку по I варианту [1] – т.о. колеса – улучшение, твердость HB 235…262; т.о. шестерни – улучшение, твердость HB 269…302.

## Допускаемые напряжения

Расчет передач проведем по допускаемым напряжениям



и 

соответствующим длительной контактной и изгибной выносливостям:

 и  – пределы выносливостей;

 и  – коэффициенты безопасности по контактным (индекс ) и изгибным (индекс F) напряжениям.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба определим отдельно для колеса ,  и шестерни , .

Значения  и  принимаем по таблице 2.2 [1], в которой  и  – средняя твердость для двух предельных значений, приведенных в вариантах т.о. и в таблице 2.1.

Для тихоходной ступени принимаем



,

и получаем следующие значения

для колеса

;

,

для шестерни

;

,

для быстроходной ступени принимаем







,

и получаем следующие значения

для колеса





для шестерни



.

Для зубчатых передач при II варианте т.о. определяют расчетное допускаемое контактное напряжение



это напряжение не должно превышать .

Вычисляем



условие

.

выполняется. В расчетную формулу вместо  подставим меньшее из значений  и , следовательно, для дальнейших расчетов будем использовать, следующие значения допустимых напряжений:

для тихоходной ступени

;

,

для быстроходной ступени

;

.

## Расчет межосевого расстояния

Межосевое расстояние определяется по формуле:



где коэффициент – для косозубых колес.

Коэффициент концентрации нагрузки  принимаем для прирабатывающихся колес при переменной нагрузке:



где  – начальный коэффициент концентрации нагрузки;

 – коэффициент режима нагрузки.

При ступенчатом графике режима нагружения коэффициент вычисляем по формуле:



где  – момент при i-м режиме нагружения;

 – наибольший момент из числа длительно действующих;

 – время работы передачи (ч) при i-м режиме;

 – время работы передачи, ч.

Вычисляем коэффициент режима нагрузки



Начальный коэффициент концентрации нагрузки  принимаем по таблице 2.3 [1] в зависимости от коэффициента . Так как ширина колеса  и диаметр шестерни  ещё не определены, коэффициент  определяем ориентировочно:

,

где коэффициент  принимаем из ряда стандартных чисел в зависимости от положения колес относительно опор, равным:

для тихоходной передачи, при консольной расположении колес

,

для быстроходной передачи, при симметричном расположении колес

.

Вычисляем коэффициенты для передач:

;



По таблице 2.3 [1] в зависимости от коэффициента  находим .

Получаем

;

.

При коэффициенте  целесообразно применять колеса с бочкообразными зубьями, для которых , тогда получим

;

.

Вычисляем коэффициенты концентрации нагрузки

;

.

 – эквивалентный момент на колесе, где

 – коэффициент долговечности.

Здесь:  – коэффициент эквивалентности, зависящий от режима нагружения;  – коэффициент циклов, учитывающий различие в числе циклов нагружений зубчатых колес в разных ступенях передач;  – базовое число циклов нагружений.

При ступенчатом графике режима нагружения коэффициент эквивалентности

,

где ; ;  и  определяются также как и при вычислении коэффициента режима .

Базовое число циклов нагружения

;

.

Число циклов нагружения

,

где  – число зацеплений колеса;

 – время работы передачи, определяется так

,

где  – срок службы привода;

 – коэффициент годовой загрузки привода;

 – сменность работы привода;

 – коэффициент сменной загрузки привода.

Вычисляем числа циклов нагружения





Вычисляем коэффициент эквивалентности

.

Вычисляем коэффициенты долговечности

, принимаем ;

.

Вычисляем эквивалентные моменты на колесах

;

.

Вычисляем межосевые расстояния





Вычисленные межосевые расстояния округляем в большую сторону до стандартных значений и окончательно получаем:

;

.

## Предварительные основные размеры колес

Делительный диаметр зубчатых колес

;

.

Ширина зубчатых колес

.

Вычисляем основные размеры колес

;

;

;

;

;

.

## Диаметры валов

Диаметры различных участков валов редуктора определим по формулам:

для быстроходного вала

;

;

,

для промежуточного вала

;

;

;

;

,

для тихоходного вала

;

;

;

,

где  – высота буртика;

 – фаска подшипника;

 – размер фаски

принимаемые в зависимости от диаметра  посадочной поверхности.

Вычисляем диаметры валов и округляем их в ближайшую сторону до стандартных значений:

быстроходный вал

 принимаем ;

;

 принимаем ;

;

 принимаем ,

для промежуточного вала

 принимаем ;

;

 принимаем ;

;

 принимаем ;

.

тихоходный вал

 принимаем ;

;

 принимаем ;

;

 принимаем ;

.

## Модуль передач

Модуль передач определим по формуле:

,

где коэффициент  – для косозубых колес.

 – эквивалентный момент на колесе,

где  – коэффициент долговечности.

Здесь:  – базовое число циклов

При ступенчатом графике режима нагружения коэффициент эквивалентности

,

где  при т.о. колес – улучшение.

Вычисляем коэффициент эквивалентности 



Вычисляем коэффициенты долговечности 

, принимаем ;

, принимаем .

Вычисляем эквивалентные моменты на колесах 

;

.

Вычисляем модули передач

;

.

Значения модуля, полученные расчетом, округляем до стандартной величины и получаем

;

.

## Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес



Вычисляем

;

.

Суммарное число зубьев



Вычисляем суммарное число зубьев

;

.

Определяем действительное значение угла

;

Вычисляем

;

.

## Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни



Вычисляем числа зубьев шестерен

;

.

Для косозубых колес 

Вычисляем минимально допустимое число зубьев

;

.

Условие



выполняется для обеих передач.

Число зубьев колеса



Вычисляем числа зубьев колес

;

.

## Фактическое передаточное число



Вычисляем фактические передаточные числа

;

.

Общее передаточное число привода



Отклонение от заданного передаточного числа



Условие



выполняется.

## Диаметры колес

Делительные диаметры :

шестерни

;

колеса

;

Диаметры окружностей вершин  и впадин  зубьев

;

;

;

,

где  и  – коэффициенты смещения у шестерни и колеса;  – коэффициент воспринимаемого смещения.

Вычисляем диаметры колес и полученные результаты заносим в таблицу 1.

Делительные диаметры шестерен 

;

.

Делительные диаметры колес 

;

.

Диаметры окружностей вершин зубьев 

;

;

;

.

Диаметры впадин 

;

;

;

.

Параметры зубчатых колес Таблица 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр |  |  |  |  |
| Число зубьев |  |  |  |  |
| Модуль, мм |  |  |
| Угол наклона, град | ′′′ | ′′′ |
| Делительный диаметр, мм |  |  |  |  |
| Диаметр впадин, мм |  |  |  |  |
| Диаметр вершин зубьев, мм  |  |  |  |  |
| Межосевое расстояние, мм |  |  |
| Ширина венца, мм |  |  |

##

## Размеры заготовок колес

Чтобы получить при термической обработке принятые для расчета механические характеристики материала колес, вычислим предельные размеры заготовок и проверим выполнение условий

;

;

Диаметр заготовки

;

для колеса с выточками принимаем меньшее из

;

,

для колеса без выточек

.

По таблице 2.1 [1] находим следующие предельные размеры заготовок

электродвигатель привод вал

для , ,  – ; ;

для  – ; .

Вычисляем размеры заготовок

для  (без выточки)

;

,

для  (с выточкой)

;

,

для  (без выточки)

;

,

для  (с выточкой)

;



проверяем условия  и  – все выполняются.

## Силы в зацеплении

Окружная сила 

;

Радиальная сила 

;

Осевая сила 

.

Вычислим уточненные крутящие моменты и частоты вращения

;

;

;

;

;

Вычисляем силы в зацеплениях и результаты заносим в таблицу 2.

;

;

;

;

;

.

Силы в зацеплении, в Н Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ступень | Окружная сила , Н | Радиальная сила , Н | Осевая сила , Н | Крутящий момент , Н·м | Частота вращения , мин-1 |
| Быстроходная |  |  |  |  |  |
| Тихоходная |  |  |  |  |  |

##

## Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса определим по формуле

;

в зубьях шестерни по формуле

.

Степень точности передач принимаем по таблице 2.5 [1] в зависимости от окружной скорости колеса (м/с)

;

Вычисляем окружные скорости колес

;

.

По таблице 2.5 [1] принимаем 9-ю степень точности для всех колес.

Для косозубых колес при выбранной степени точности коэффициент .

Коэффициент концентрации нагрузки  принимаем для прирабатывающихся колес по формуле

,

где  – начальный коэффициент концентрации нагрузки;

 – коэффициент режима.

По таблице 2.6 [1] в зависимости от  принимаем

; ;

; .

Вычисляем коэффициенты концентрации нагрузки 

;

.

Коэффициент динамической нагрузки  принимаем по таблице 2.7 [1]

.

Коэффициент  вычисляют по формуле

.

Вычисляем коэффициенты 

;

.

Коэффициенты формы зуба  принимаем по таблице 2.8 [1]

; ;

; .

 – эквивалентная окружная сила.

Вычисляем эквивалентную окружную силу 

;

.

Вычисляем напряжения изгиба действующие в передачах

для колес





для шестерен

;

.

Все условия



выполняются.

Проверим зубья колес на статическую прочность по кратковременно действующим пиковым моментам 



Значение  берем из таблицы 2.2 [1]

 – при т.о. колеса улучшение;

 – при сквозной закалке зубьев ТВЧ.

Получаем

для 

;

для  и 

;

для 

.

Вычисляем напряжения изгиба при кратковременно действующих пиковых моментах

;

;

;

.

Все условия



выполняются.

## Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Расчетное контактное напряжение определим по формуле

,

где для косозубых колес ; . Коэффициент  принимаем по таблице 2.9 [1] и получаем

.

Вычисляем контактные напряжения, действующие в колесах





Условия



выполняются.

Проверим зубья колес на статическую прочность при кратковременных действующих пиковых моментах  по формуле

.

Значения  берем из таблицы 2.2 [1]

 – при т.о. колеса улучшение;

 – при сквозной закалке зубьев ТВЧ.

Получаем

для 

,

для  и 

,

для 

.

Вычисляем контактные напряжения при кратковременно действующих пиковых моментах

;

.

Все условия



выполняются.

# РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Чтобы поверхности вращающихся колес не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор , который определяют по формуле

,

где  – наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм.

Вычисляем зазор 

.

Толщину стенки , отвечающую требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса редуктора, рекомендуется определять по формуле

,

где  – вращающий момент на тихоходном валу, .

Вычисляем толщину стенки 

 принимаем .

Радиусы для сопряжения стенок корпуса редуктора определим по соотношению

; 

где  – радиус внутреннего сопряжения, а  – наружного.

Вычисляем радиусы  и 

; .

# ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ

Предварительно выберем для обеих опор роликовые конические подшипники средней серии  со следующими характеристиками: ; ; ; ; ; ; ; .

Требуемая долговечность подшипников в часах



полученное значение округляем по таблице 70 [3] до .

## Определение радиальных реакций

Радиальная реакция подшипника  считается приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок. Для роликовых конических подшипников расстояние «а» между этой точкой и торцом подшипника определяется по формуле:

,

где  – монтажная высота кольца;

 – диаметр внутреннего кольца подшипника;

 – диаметр наружного кольца подшипника;

 – коэффициент осевого нагружения.

Вычисляем расстояние «а»

.

С учетом монтажной высоты кольца  и расстояния «а» построим расчетную схему для определения радиальных сил действующих на подшипники (рис. 3).



Рис. 3. Схема к определению реакций опор

Приведем плоскости действия известных сил к двум взаимно перпендикулярным плоскостям. Реакции опор определим из условия равновесия всех сил относительно каждой опоры.

Плоскость X–X

;

, откуда реакция  равна

.

;

, откуда реакция  равна

.

Плоскость Y–Y

;

, откуда реакция  равна

.

;

, откуда реакция  равна

.

Результирующие радиальные силы, максимально длительно действующие на подшипники, вычислим по формуле

,

где  и  – соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие радиальной силы.

;

.

##

## Определение осевых нагрузок

Результирующая осевая сила, действующая на подшипники от косозубых зубчатых колес равна

.



Рис. 4. Схема нагружения подшипников

При установке вала на радиально-упорных подшипниках осевые силы , нагружающие подшипники, находят с учетом осевых составляющих S от действия радиальных сил :

для конических роликовых подшипников

,

где  – коэффициент осевой нагрузки.

Вычисляем осевые составляющие 

;

.

В таблице 7.2 [1] исходя из условий нагружения ;  получаем формулы для вычисления  и :

;

.

Вычисляем осевые силы , нагружающие подшипники

;

.

Эквивалентную динамическую нагрузку  для подшипников определим по формуле

,

где  и  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

 – коэффициент вращения;

 – коэффициент безопасности;

 – коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника.

Вычисляем эквивалентные динамические нагрузки 





Требуемую грузоподъёмность подшипников определим по самой нагруженной опоре 2 по формуле

,

где  – частота вращения кольца, мин-1;

для роликовых подшипников .

Требуемая грузоподъёмность подшипников  равна

.

Так как

,

то предварительно намеченный подшипник подходит.

# ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

При расчете примем, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины.

Под действием постоянных по величине и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу.

Построим расчетную схему для II вала: нанесем на неё все внешние силы нагружающие вал (рис. 5).

Расчет произведем в форме проверки коэффициента запаса прочности. Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определим расчетный коэффициент запаса прочности «S» и сравним его с допускаемым значением [S], которое обычно принимают [S]=1,3…2.

,

где  и  – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

 – для напряжений изменяющихся по симметричному циклу.



Здесь  и  – амплитуды напряжений цикла;

 – среднее напряжение цикла.

; .

Напряжение в опасных сечениях определим по формулам

; ,

где  – результирующий изгибающий момент;

 – крутящий момент;

 и  – осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала.



Рис. 5. Расчетная схема II вала

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

;



где  и  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

 и  – коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала.

Значения  и  находят по зависимостям:

;

,

где  и  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

 – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

 – коэффициент влияния шероховатости;

 – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала

,

где  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений.

По эпюрам эквивалентного момента  (рис. 5) видно, что самым опасным сечением является сечение 1–1.

Материал вала выберем сталь 45 со следующими характеристиками: HB 270, ; ; ; ; ; .

Осевой  и полярный  моменты сопротивления сечения 1‑1

;

.

где  – диаметр сечения равный 40 мм.

Вычисляем моменты сопротивления

;

.

Вычисляем напряжения в опасном сечении

;

,

По таблицам 10.3…10.6 [1] находим значения следующих коэффициентов

; ; при ; .

; при .

 – без упрочнения.

Вычисляем коэффициенты концентрации напряжений

при 

;

при 

.

Вычисляем коэффициент влияния асимметрии цикла

.

Вычисляем пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

;

.

Вычисляем коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям

;

.

Вычисляем коэффициент запаса прочности

.

Запас прочности обеспечен достаточный так как

.


# ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Рекомендуется назначать одинаковые шпонки для всех ступеней вала исходя из ступени наименьшего диаметра, имеющего шпоночный паз. Наличие на одном валу шпоночных пазов, одинаковых по сечению и длине, улучшает технологичность конструкции вала.

Предварительно выберем сечение шпонки, рекомендуемое ГОСТ 23360‑78, исходя из величины диаметра вала.

Получаем шпонку 12×8×40 ГОСТ 23360‑78.

Проверим рабочие грани шпонки на смятие. Условие прочности на смятие

,

где  – наибольший допускаемый крутящий момент;

 – диаметр вала;

 – рабочая длина шпонки;

 – выступ шпонки от шпоночного паза;

 – допускаемое напряжение на смятие.

Вычисляем наибольший допускаемый крутящий момент 



так как наибольший продолжительно действующий крутящий момент на валу , то выбранная шпонка проходит проверку на смятие



Проверим шпонку на срез. Условие прочности сечения шпонки на срез

,

где  – ширина шпонки;

 – допускаемое напряжение на срез.

Вычисляем наибольший допускаемый крутящий момент 

,

так как , то выбранная шпонка проходит проверку на срез.

# СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. ‑М.: Высшая школа, 1985.
2. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник/ под ред. Кравчика А. Э., Шлафа М. М. и др. ‑М.: Энергоиздат, 1982.
3. Справочник конструктора-машиностроителя/ под ред. Анурьева В. И. т. 2 – М.: Машиностроение, 1982.