

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**

**федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**

**высшего образования**

**«Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»**

**(ФГБОУ ВО МГТУ «СТАНКИН»)**

Институт автоматизации и робототехники

Кафедра «Мехатроника и робототехника»

Пояснительная записка

к курсовой работе на тему:

**«Приводной модуль поворота звена робота»**

по дисциплине «Детали мехатронных модулей роботов и их конструирование»

Выполнил: студент группы ИДБ-15-05 Нургалин Ю.В. \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Проверил преподаватель: Егоров О.Д \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Оценка: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Дата: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Москва 2016г.

Содержание

[Исходные данные: 3](#_Toc501386336)

[Расчет допустимое контактных напряжений. 4](#_Toc501386337)

[Предельное допустимое контактное напряжение. 4](#_Toc501386338)

[Предельное допускаемое изгибное напряжение. 4](#_Toc501386339)

[Проектный расчет цилиндрической прямозубой реверсивной передачи. 5](#_Toc501386340)

[Проверочный расчет зубьев на контактную выносливость. 8](#_Toc501386341)

[Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе. 9](#_Toc501386342)

[Силы в зацеплении. 10](#_Toc501386343)

[Проектный расчет валов цилиндрической прямозубой передачи. 11](#_Toc501386344)

[Проектный расчет вала двигателя. 11](#_Toc501386345)

[Проектный расчет входного вала редуктора. 12](#_Toc501386346)

[Реакции опор входного вала 15](#_Toc501386347)

[Проектный расчет выходного (тихоходного) вала на прочность. 17](#_Toc501386348)

[Проверочный расчет выходного вала на статическую прочность по текучести. 19](#_Toc501386349)

[Расчет подшипников на долговечность 24](#_Toc501386350)

[Расчет на долговечность подшипников входного вала. 24](#_Toc501386351)

[Расчет на долговечность подшипников выходного вала. 25](#_Toc501386352)

[Расчет шпоночных соединений 27](#_Toc501386353)

[Расчет шпоночного соединения выходного вала. 27](#_Toc501386354)

[Расчет шпоночного соединения вала двигателя. 28](#_Toc501386355)

[Список литературы 29](#_Toc501386356)

# Исходные данные:

Вращающий момент на шестерне 1: = 46 Нм,

частота вращения колеса: =104 об/мин,

передаточное отношение передачи: U=2,2 .

Выбираем материал шестерни 1 и колеса 2 Сталь 45 с твердостью HRC=42…50.

# Расчет допустимое контактных напряжений.

## Предельное допустимое контактное напряжение.

;

;

(коэффициент долговечности, принимаем равным 1).

Подставив значения, получим

## Предельное допускаемое изгибное напряжение.

;

(коэффицент долговечности, принимаем равным 1);

# Проектный расчет цилиндрической прямозубой реверсивной передачи.

**Делительный диаметр шестерни:**

-коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба, определяется по таблице в зависимости от степени точности передачи.

- коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями.

;

-коэффициент ширины зубчатого венца;

;

Выбираем степень точности СТ=7.

Подставим значения всех величин:

;

=== 0.55 м/c,

где

.

Делительный диаметр колеса

.

Межосевое расстояние

Модуль зубьев из условий контактной выносливости

Модуль зубьев из условий изгибной выносливости

где вращающий момент на колесе 2

;

= 0,96. коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

Для прямозубых колес принимаем равным 6,8;

- ширина зубчатого венца.

,

принимаем

Ширина зубчатого венца колеса

*.*

Ширина зубчатого венца шестерни

*=*21,6 мм,

принимаем

Тогда из предпочтительных значений (табл. П.11) выберем

**.**

Число зубьев шестерни

=18,36

Округляем значение до целого числа и уточняем значение делительного диаметра.

**19.**

мм.

Находим число зубьев колеса

Округляем значение до целого числа

**.**

Уточняем величину делительного диаметра колеса

Вычисляем новое значение межосевого расстояния

=

Действительное значение передаточного отношения

Определяем погрешность передаточного отношения и сравниваем с допускаемыми его значениями

Диаметр окружностей вершин зубьев шестерни

Диаметр вершин зубьев колеса

Диаметр окружностей впадин зубьев шестерни

Диаметр впадин зубьев колеса

## Проверочный расчет зубьев на контактную выносливость.

Условие контактной выносливости

где - коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев,

;

- коэффициент, учитывающий механические свойства материалов,

;

- коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

Удельная расчетная окружная сила;

- коэффициент распределения нагрузки между зубьями; для прямозубой передачи равен 1,

;

;

- неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, находим по таблице,

;

- допускаемое контактное напряжение

.

Условие контактной выносливости выполняется

## Проверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе.

Условие изгибной выносливости

**,**

где:

-коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба;

( выбираем значение из таблицы);

- коэффициент динамичности нагрузки;

( для прямозубой передачи =1.08);

(коэффициент формы зуба; выбираем значение из таблицы П. 25).

Изгибное напряжение

Условие выносливости к изгибу выполнено.

## Силы в зацеплении.

1. Cилы на шестерне:

окружная сила

1. Силы на колесе:

окружная сила

радиальная сила

# Проектный расчет валов цилиндрической прямозубой передачи.

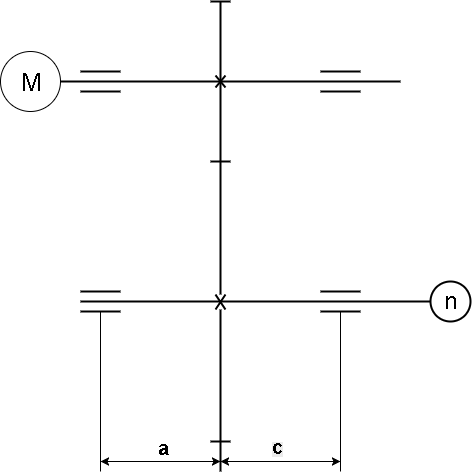


Рис 1. Схема цилиндрической зубчатой передачи.

## Проектный расчет вала двигателя.

Определяем предполагаемый диаметр вала двигателя , изготовленного из материала Сталь 45 с приделом текучести .

Тогда предел текучести при кручении будет равен:

Из условия прочности при кручении:

Где -допускаемое касательное напряжение:

Здесь коэффициент запаса прочности.

Тогда диаметр двигателя будет равен

принимаем значение

Проверяем диаметр вала двигателя на прочность при кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

Где -полярный момент сопротивления поперечного сечения вала двигателя по шпоночной канавке

Здесь и - соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра по стандарту , .

Вычисляем касательное напряжение

Следовательно,

Условие статической прочности вала при кручении обеспеченно.

## Проектный расчет входного вала редуктора.

Внутренний диаметр входного вала мехатронного модуля равен диаметру вала двигателя , т.е

Определяем наружный диаметр входного вала редуктора изготовленного из стали 45 с пределом текучести .

примем

Проверка на прочность вала при кручении, с учетом, что он пустотелый и имеет шпоночный паз:

Где -полярный момент сопротивления поперечного сечения входного вала по шпоночной канавке

Здесь и - соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра по стандарту , .

Вычисляем касательное напряжение при кручении

Определяем предел текучести материала вала при кручении:

Находим допускаемое касательное напряжение:

следовательно,

условие статической прочности вала обеспечено.

Длина вала:

где:

.

упорного буртика

ширина распорного кольца

тогда длина вала:

Диаметральные размеры участков вала:

диаметр под подшипники

диаметр упорного буртика для шестерни

наружный диаметр распорной втулки входного вала

## Реакции опор входного вала

Сумма моментов относительно точки А в вертикальной плоскости

где – радиальная сила на шестерне [Н];

– расстояние от середины колеса до середины подшипника [мм];

– сила реакции в опоре B в вертикальной плоскости [Н];

Сумма моментов относительно точки B в вертикальной плоскости

где – радиальная сила на шестерне [Н];

– расстояние от середины колеса до середины подшипника [мм];

– сила реакции в опоре A в вертикальной плоскости [Н];

Проверка

Сумма моментов относительно точки А в горизонтальной плоскости

Сумма моментов относительно точки В в горизонтальной плоскости

Проверка



Суммарные реакции в опорах А и В:

## Проектный расчет выходного (тихоходного) вала на прочность.

Материал выходного вала и его механические характеристики выбираем такие же, как и для входного вала.

Определяем диаметр выходного конца вала:

где -вращающий момент на колесе.

допускаемое касательное напряжение.

Принимаем значение выходного вала .

Проверяем конец выходного вала на статическую прочность при кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

Где -полярный момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

Здесь и - соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для диаметра по стандарту , .

Вычисляем касательное напряжение:

Следовательно

Условие статической прочности выходного конца тихоходного вала по текучести обеспечено.

Диаметральные размеры участков вала:

диаметр под подшипники

диаметр ступицы под шестерней

диаметр упорного буртика для зубчатого колеса

диаметр участка вала для упора правого подшипника, равный диаметру распорной втулки

Для зубчатого колеса со ступицей равной или большей ширины колеса

где:

Где

ширина распорной втулки;

ширина упорного буртика для колеса;

Ширина распорного буртика для подшипника;

## Проверочный расчет выходного вала на статическую прочность по текучести.

Сумма моментов относительно точки **А** в вертикальной плоскости

Где -радиальная сила на колесе [H];

a,c – расстояние от середины колеса до середины подшипника [мм];

- сила реакции в опоре **B** в вертикальной плоскости [Н];

Сумма моментов относительно точки **B** в вертикальной плоскости

где – радиальная сила на колесе [Н];

a,c – расстояние от середины колеса до середины подшипника [мм];

– сила реакции в опоре А в вертикальной плоскости [Н];

Проверка

Вычисляем изгибающие моменты в вертикальной плоскости.

Записываем уравнение изгибающих моментов на первом участке вала

Если , то . Если , то

Аналогично поступаем на втором участке вала .

Если , то . Если , то

Сумма моментов относительно точки **А** в горизонтальной плоскости

Сумма моментов относительно точки **B** в горизонтальной плоскости

Проверка

Записываем уравнение изгибающих моментов на первом участке вала

Если , то . Если , то

Аналогично поступаем на втором участке вала .

Если , то . Если , то

Крутящий момент на колесе

Суммарный момент



Проверяем вал на статическую прочность с учетом нормальных и касательных напряжений по энергетической гипотезе прочности:

Где – максимальное изгибное напряжение вала ;

- касательное напряжение ;

- допускаемое напряжение растяжения;

Для этого найдем максимальное изгибное напряжение вала;

Шпонку на валу под колесом берем такую же, как и для его выходного конца, т.е. , .

где – суммарный изгибающий момент ;

диаметр вала под колесом .

Вычисляем касательное напряжение

Где - крутящий момент на колесе

– диаметр ступицы вала [мм];

Для определения того выполняются ли заданные условия, определим допускаемое напряжение растяжения

Где – пердел текучести. Для выбранной Стали 45

– коэффициент запаса прочности. Примем его

;

Подставив значения, получим:

Следовательно

Условие статической прочности тихоходного вала по текучести обеспечено.

# Расчет подшипников на долговечность

## Расчет на долговечность подшипников входного вала.

Выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные легкой серии, исходя из ГОСТ 8338-75

Подшипник 205 (d = 25 мм, D = 52 мм, b = 15 мм, Сr = 14 kH, Cor = 6,95 kH)

Определяем суммарные реакции подшипников ***Rb, Ra****:*

Определяем отношение

где – осевая сила на шестерне ;

– статическая грузоподъемность ;

По таблице П.111 определяем коэффициенты радиальной и осевой нагрузки

Эквивалентная нагрузка

*V* = 1 – вращается внутреннее кольцо подшипника;

;

= 1 – температурный коэффициент;

Определяем расчетную долговечность подшипников

где ч – допускаемая долговечность подшипников,

Принимаем

*m* = 3 – коэффициент, учитывающий тип подшипника (шариковый);

*n* = об/мин – частота вращения входного вала.

Вычисляем расчетную долговечность подшипников

– условие выполняется.

## Расчет на долговечность подшипников выходного вала.

Выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные средней серии, исходя из ГОСТ 8338-75.

Подшипник 204 (d = 20 мм, D = 52 мм, b = 15 мм, Сr = 15900 H, Cor = 7800 H)

Определяем суммарные реакции подшипников ***Rb, Ra****:*

Расчетные коэффициенты:

*V* = 1 – вращается внутреннее кольцо подшипника;

;

= 1 – температурный коэффициент;

Определяем отношение

где – осевая сила на шестерне ;

– статическая грузоподъемность ;

По таблице П.111 определяем коэффициенты радиальной и осевой нагрузки

Эквивалентная нагрузка

*V* = 1 – вращается внутреннее кольцо подшипника;

;

= 1 – температурный коэффициент;

Определяем расчетную долговечность подшипников

где ч – допускаемая долговечность подшипников,

Принимаем

*m* = 3 – коэффициент, учитывающий тип подшипника (шариковый);

*n* = об/мин – частота вращения входного вала.

Вычисляем расчетную долговечность подшипников

– условие выполняется.

# Расчет шпоночных соединений

## Расчет шпоночного соединения выходного вала.

Исходя из ГОСТ 23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками » выбираем шпонку под диаметр

Шпонка 6х6 (). Материал для шпонки выберем Сталь 45 с пределом текучести .

Тогда допускаемое напряжение материала шпонки на смятие:

Где: коэффициент запаса прочности.

Проверка на смятие боковой поверхности

Для дальнейших расчетов примем

Проверка на срез по поперечному сечению:

Где: допускаемое напряжение материала шпонки на срез.

## Расчет шпоночного соединения вала двигателя.

Исходя из ГОСТ 23360-78 «Соединения с призматическими обыкновенными шпонками » выбираем шпонку под диаметр

Шпонка 4х4 (). Материал для шпонки выберем Сталь 45 с пределом текучести .

Тогда допускаемое напряжение материала шпонки на смятие:

Где: коэффициент запаса прочности.

**Проверка на смятие боковой поверхности:**

Для дальнейших расчетов примем

**Проверка на срез по поперечному сечению:**

Где: допускаемое напряжение материала шпонки на срез.

# Список литературы

1. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х Ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б.Романов В.А Брагинский.-6-е изд. перераб. и доп. –Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние ,1982 г.-Ч1 583с., ил.
2. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х Ч./ В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б.Романов В.А Брагинский. – 6-е изд. перераб. и доп. –Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние ,1982 г.-Ч2 448., ил.
3. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение ,1983 .-543с., ил.
4. Инженерные основы расчетов деталей машин. Учебник./ Ю.Е.Гуревич, Б.Я.Выров, М.Г.Косов, А.П.Кузнецов. – М.:КНОРУС, 2013. – 480с. – (бакалавриат)