МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования

**«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ**

(национальный исследовательский университет)**»**

**Ступинский филиал МАИ**

­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­

Кафедра «Технология и автоматизация обработки материалов»

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

**«Проектирование привода конвейера»**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Студент: | *\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_* | *Гончаров Н.В.* |
| Группа: | *ТСО-303Б-18* |  |
| Руководитель: | \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ | *Поляков О. А.* |
| Оценка | \_\_\_\_\_\_\_ | Дата защиты: «*28» декабря 2020 года* |

**Ступино 2020**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ**

(национальный исследовательский университет)**»**

**Ступинский филиал МАИ**

Кафедра «Технология и автоматизация обработки материалов»

УТВЕРЖДАЮ:

Заведующий кафедрой \_ТАОМ\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_А.В. Овчинников\_

 (И.О. Фамилия)

«\_\_» декабря 2020 г.

**З А Д А Н И Е**

на курсовой проект по дисциплине

«Детали машин и основы конструирования»

|  |  |
| --- | --- |
| Студент: | *ТСО-203Б-18, Гончаров Никита Владимирович* |
|  | (№ группы, Ф.И.О.) |
| Тема: | *«Проектирование привода конвейера»* |

 **Исходные данные к проекту** (в том числе, указать проектную и

 технологическую документацию и основную литературу):

|  |
| --- |
| *Кинематическая схема (Приложение А) состоящая из редуктора червячного-цилиндрического, электродвигателя, муфты упругой, муфты упруго-предохранительной, рамы, звездочек тяговых. Параметры конвейера: =200 кг – окружное усилие на барабане, v=0,75 м/c – скорость ленты конвейера, D=325 мм – диаметр барабана. Дунаев П.Ф. «Детали машин. Курсовое проектирование», Курмаз Л.В. «Детали машин. Проектирование».*  |

 **Перечень подлежащих разработке вопросов:**

|  |
| --- |
| *Рассчитать кинематическую схему редуктора, выбрать электродвигатель, рассчитать зубчатые передачи, спроектировать валы и произвести их проверку, подобрать подшипники, спроектировать корпусные детали, построить сборочный чертёж редуктора, составить спецификацию, выполнить деталировку.*  |

**Перечень графического материала:**

|  |
| --- |
| *Файлы чертежей в электронном виде: сборочный чертёж, спецификация.* |

Срок сдачи студентом законченного проекта руководителю: «\_\_\_» декабря 2020 г.

Дата выдачи задания: «07» сентября 2020 г.

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Поляков О. А./

Подпись студента \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/./

**Оглавление**

[Введение 4](#_Toc57794221)

[1. Расчет кинематической схемы редуктора 6](#_Toc57794222)

[1.1 Подбор электродвигателя 6](#_Toc57794223)

[1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням 7](#_Toc57794224)

[1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов 7](#_Toc57794225)

[2. Расчет цилиндрической передачи 8](#_Toc57794226)

[2.1 Выбор материала и термической обработки 8](#_Toc57794227)

[2.2 Определение допускаемых напряжений 8](#_Toc57794228)

[2.3 Определение межосевого расстояния 10](#_Toc57794229)

[2.4 Подбор основных параметров передачи 10](#_Toc57794230)

[2.5 Делительный диаметр, диаметр вершин и диаметр впадин 12](#_Toc57794231)

[2.6 Пригодность заготовки колес 12](#_Toc57794232)

[2.7 Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. 13](#_Toc57794233)

[2.8 Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine 13](#_Toc57794234)

[3. Расчет червячной передачи 15](#_Toc57794235)

[3.1 Расчет быстроходной ступени в APM Win Machine 15](#_Toc57794236)

[4. Эскизное проектирование 18](#_Toc57794237)

[4.1 Диаметры валов 18](#_Toc57794238)

[5. Корпусные детали 20](#_Toc57794239)

[Список используемой литературы 22](#_Toc57794240)

[Приложение А 23](#_Toc57794241)

# Введение

Целью данного курсового проекта является проектирование червячно-цилиндрического редуктора. Такой тип редукторов, в большинстве случаев применяют для увеличения КПД привода при больших передаточных числах. Основным назначение редуктора в целом заключается в понижении угловой скорости и повышении вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

Червячно-цилиндрический редуктор имеет ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов и конструктивно представляет собой цилиндрическую передачу с червячной ступенью. За счет червячной ступени понижается скорость вращения шестерни цилиндрической ступени. Цилиндрическая передача косозубая и состоит из шестерни и тихоходного колеса. Червячная передача состоит из ведомого червячного колеса и ведущего червяка, оси которых скрещены под углом 90 градусов. Червяк представляет собой ходовой винт. Червячное колесо – тип зубчатого колеса с особым профилем зубьев. Червячное колесо, расположенный на одном валу с шестерней зубчатой передачи второй ступени. Вращение от электродвигателя передается через муфту на червячный вал, который за счет толкающего усилия винта передает вращение червячному колесу, установленному на промежуточном валу редуктора.

Червячный редуктор имеет ряд преимуществ, а именно: компактная компоновка, высокий КПД, плавный ход червячной передачи, малая (по сравнению с цилиндрическим редуктором) шумность, повышенное передаточное отношение, самоторможение выходного вала не допускает его обратной проворачиваемой и позволяет отказаться от применения тормозного устройства.

К недостаткам червячно-цилиндрического редуктора относятся: сложность регулировки червячной пары и подшипников, склонность к заеданию червячной пары при нарушении нормального контакта, низкая стойкость к ударным нагрузкам, способствующая перегреву и износу привода, а также то, что долговечность червячной пары, а именно червячного колеса, намного меньше, чем у зубчатых передач.

# Расчет кинематической схемы редуктора

## Подбор электродвигателя

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.1) |

где – окружное усилие на барабане [кг];

 – скорость ленты конвейера [м/с].

КПД отдельных звеньев кинематической цепи в соответствии с [1, табл. 1.1] принимаем:

КПД червячной передачи;

;

КПД соединительной муфты;

КПД опор (одна пара).

 Общий КПД привода:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.2) |

Потребная мощность электродвигателя:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.3) |
| Частота вращения приводного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.4) |

где Dб ‒ диаметр барабана [мм].Значения передаточных чисел передач согласно [1, табл. 1.2] принимаем:Частота вращения вала электродвигателя:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.5) |

 |

В соответствии с [1, табл. 18.36] по полученным данным подбираем электродвигатель 80В2/2850 с мощностью и синхронной частотой

Общее передаточное число привода:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.6) |

## Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

Передаточное число тихоходной ступени (поскольку [3 стр.72]):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.7) |

Передаточное число быстроходной ступени:

##  Определение частот вращения и вращающих моментов валов

Частота вращения вала тихоходной ступени:

Частота вращения промежуточного вала:

Частота вращения вала быстроходной ступени:

Вращающий момент на приводном валу (на выходе):

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.8) |

Вращающий момент на промежуточном валу:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.9) |

Вращающий момент на валу быстроходной ступени:

# Расчет цилиндрической передачи

## Выбор материала и термической обработки

Материалом для цилиндрической зубчатой передачи согласно [1, табл. 2.1] выбираем сталь 40X, вариант термической обработки II: колесо – улучшение; НВ 235…262; шестерня – улучшение и закалка ТВЧ, HRC 45…50, σТ = 540 МПа.

Мощность, передаваемая колесом

 кВт

Крутящий момент, передаваемый колесом:

Принимаем:

,

 (2.1)

## Определение допускаемых напряжений

Угловая скорость колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.2) |

Рассчитаем эквивалентное число циклов:

-для колеса: (2.3)

-для шестерни:

Где, Продолжительность работы передачи

Число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости, определяют по графику [1, рис. 2.1]

 для колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.4) |

 для шестерни:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Рассчитаем коэффициенты долговечности:

Так как , то 1.

Так как , то 1.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба:

 Для колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.7) |
|  | (2.8) |

 Для шестерни:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
|  |  |

полагая, что модуль передачи m < 3 мм.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба с учетом времени работы передачи.

Для колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.11) |
|  | (2.12) |

Для шестерни:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
|  |  |

Среднее допускаемое контактное напряжение [1 стр. 11] при Т.О. II

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.15) |

Проверка выполнения условия

Окончательно принимаем в паскалях (Па)

## Определение межосевого расстояния

коэфициент концентрации нагрузки, принимают в зависимости от коэффициента

Коэффициент можно определить по формуле:

Тогда, при несимметричном расположении колес и HB ≤ 350подбираем коэффициент арифметическим интерполированием

Величину awокругляем в большую сторону до стандартного значения: .

## Подбор основных параметров передачи

Предварительные размеры колеса:

*b2 = ψa⋅ аW* – ширина венца колеса, мм;

Модуль зубьев:

где *Кm* – вспомогательный коэффициент;

*Km* = 5,8 – для косозубых колес.

*d2* – делительный диаметр колеса, мм;

Округляя, принимаем из 1-го ряда

Минимальный угол наклона

 (2.19)

Рассчитываем суммарное число зубьев:

Округляя, примем

Уточняем угол наклона зубьев

 (2.21)

Рассчитываем число зубьев шестерни:

Принимаем

Рассчитываем число зубьев колеса:

 (2.15)

 Определение фактического передаточного числа ступени:

Отклонение Uф от U:

Окончательно принимаем ;

## Делительный диаметр, диаметр вершин и диаметр впадин

Для шестерни:

 (2.18)

 (2.19)

Для колеса:

## Пригодность заготовки колес

 (2.20)

Ширина венца шестерни:

 мм.

Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала

для их изготовления. Диаметр заготовки шестерни

 мм.

Условие пригодности заготовки шестерни

,

По таблице 2.1 [стр.19 ] Dпред=125 мм, Sпред =80 мм

 мм;

 мм.

Следовательно условия Сзаг < Sпред и выполняются.

## Определение сил, действующих в косозубом зацеплении.

Окружная сила Ft на делительном цилиндре

При этом для шестерни и колеса:

Радиальная сила Fr:

 Осевая сила Fa:

Окружная скорость

По табл. 2.4 [1] назначаем степень точности 9

## Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: цилиндрическая косозубая.

Тип расчета: проверка по моменту.



Рисунок 1 – Исходные (основные) данные тихоходной ступени



Рисунок 2 – Дополнительные данные тихоходной ступени



Рисунок 3 – Максимальный момент *Тмах* тихоходной ступени

Проверочный максимальный момент больше расчетного, значит функционирование ступени в норме.

# Расчет червячной передачи

## Расчет быстроходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: Червячная.

Тип расчета: проектировочный.

Выбор термической обработки и материала для червяка и колеса:

Для червяка по [1, табл. 2.1] выбираем материал сталь 40 XH вариант термической обработки III: улучшение и закалка с нагревом ТВЧ, HRC 48…53, ϭТ=750 МПа

Угловая скорость вала колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

 Скорость скольжения:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Для колеса по [1, табл. 2.10] выбираем безоловянную бронзу так как



Рисунок 4 – Параметры материалов.



Рисунок 5 – Исходные (основные) данные быстроходной ступени

Для того чтобы температура работы червячной передачи не превышала допустимой, межосевое расстояние примем



Рисунок 6 – Дополнительные данные для проектирования быстроходной ступени





Рисунок 7 – Основные геометрические параметры.



Рисунок 8 – Силы в зацеплении.



Рисунок 9 – Охлаждение червячной передачи

Расчеты в программе показывают, что дополнительное охлаждение редуктора не требуется.

# Эскизное проектирование

## Расстояния между деталями передач

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  (4.1) |

Расстояние между деталями передач:

 (4.2)

Принимаем:

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес:

 (4.3)

##  Диаметры валов

 1) Диаметр выходного конца тихоходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.4) |

Где – напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [2. Стр. 296] принимаем

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Согласно [1. Табл. 18.1] и [1. Табл. 3.1] принимаем d = 48 мм, t = 2,8 мм; r = 3; f = 1,6, где:

t – высота заплечника [мм];

r – координата фаски подшипника [мм];

f – размер фаски [мм];

 Диаметр тихоходного вала в месте установки подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем:

 Диаметр буртика для упора подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем .

 Диаметр вала в месте установки колеса ,

принимаем

 2) Диаметр промежуточного вала

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем ; t = 2,2 мм; r = 2; f = 1.

Диаметр промежуточного вала в месте установки подшипников:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем .

Диаметр буртика для упора подшипника промежуточного вала

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем

Принимаем

 Диаметр буртика для упора колеса промежуточного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем

 3) Диаметр выходного конца быстроходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Так как быстроходный вал приводится от электродвигателя его нужно согласовать с валом электродвигателя [1, стр. 36]

Принимаем ;t = 2 мм; r = 1,6; f = 1.

 Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем

 Диаметр буртика для упора подшипника быстроходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем

# Корпусные детали

Толщина стенки корпуса редуктора:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.1) |

Принимаем: .

Толщина стенки крышки корпуса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.2) |

Принимаем: .

В соответствии с [1, табл. 9.2] дляпринимаем болты M14, , соединяющие крышку и корпус.

Суммарное межосевое расстояние:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Принимаем 4 фундаментальных винта М16, для крепления корпуса к раме или плите [1, табл. 9.3].

 Толщина фланцев крышки и корпуса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.3) |

Ширина фланцев для соединения крышки и корпуса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.4) |

Принимаем .

Расстояние от края фланца до оси болта:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.5) |

Принимаем .

Диаметр штифтов:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.6) |

Принимаем

Толщина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.7) |

Принимаем

Ширина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.8) |

Принимаем

Внутренние литейные радиусы:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.9) |

Принимаем

Внешние литейные радиусы:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.10) |

Высота приливов:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.11) |

Принимаем

Диаметр отверстий проушин:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.12) |

Принимаем

Ширина стенок проушин:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | (5.13) |  |  |

Принимаем

# Список используемой литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М. «Высшая школа» 1984 г.

2. Иванов М.Н. Детали машин. Под редакцией В.А. Финогенова Издание шестое, переработанное. М., “Высшая школа”, 2000 г.

3. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1984–560 с.

# Приложение А

Спроектировать привод ленточного конвейера

