**Исходные данные к проекту** (в том числе, указать проектную и технологическую документацию и основную литературу):

|  |
| --- |
| *Кинематическая схема (Приложение А) состоящая из редуктора соосного с внутренним зацеплением на тихоходной ступени, электродвигателя, муфт(2шт) и барабана приводного. Параметры конвейера: Ft=250 кг – окружное усилие на барабане, v=1,5 м/c – скорость ленты конвейера, D=300 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.

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

Оглавление

[Введение 4](#_Toc53097037)

[1. Расчет кинематической схемы редуктора 5](#_Toc53097038)

[1.1 Подбор электродвигателя 5](#_Toc53097039)

[1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням 6](#_Toc53097040)

[1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов 6](#_Toc53097041)

[2. Расчет цилиндрической передачи 7](#_Toc53097042)

[2.1 Выбор материала и термической обработки 7](#_Toc53097043)

[2.2 Определение допускаемых напряжений 7](#_Toc53097044)

[2.3 Определение межосевого расстояния 9](#_Toc53097045)

[2.4 Подбор основных параметров передачи 9](#_Toc53097046)

[2.5 Делительный диаметр, диаметр вершин и диаметр впадин 10](#_Toc53097047)

[2.6 Пригодность заготовки колес 10](#_Toc53097048)

[2.7 Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. 11](#_Toc53097049)

[2.8 Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine 11](#_Toc53097050)

[3. Расчет цилиндрической передачи 14](#_Toc53097051)

[3.1 Расчет быстроходной ступени в APM Win Machine 14](#_Toc53097052)

[Список используемой литературы 16](#_Toc53097053)

[Приложение А 17](#_Toc53097054)

# Введение

Целью данного курсового проекта является проектирование соосного трёхпоточного редуктора. Назначения редуктора понижения частоты вращения тихоходного вала по отношению к быстроходному, а также повышения вращающего момента на тихоходном валу.

Соосные редукторы с тремя потоками мощности значительно сложнее, требуют устройств для выравнивания нагрузки по потокам или высокой точности. Они целесообразны только при очень больших крутящих моментах.

Область их применения сокращается вследствие широкого распространения планетарных редукторов [2].

Соосная схема ограничивает компоновочные возможности подобных редукторов. По сравнению с близкими по назначению планетарными редукторами (П2) они почти одинаковы по массе, но габариты их больше, а наибольшее передаточное отношение меньше. По конструкции они проще, имеют меньшее число зубчатых колес и менее трудоемки в изготовлении.

По основным параметрам соосные редукторы близки к редукторам с развернутой схемой. Коэффициент ширины быстроходной ступени обычно меньше, чем у тихоходной.

# Расчет кинематической схемы редуктора

## Подбор электродвигателя

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

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

где 𝑃 – окружное усилие на барабане [кг];

𝑣 – скорость ленты конвейера [м/с].

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

Общий КПД привода:

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

Потребная мощность электродвигателя:

Частота вращения приводного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.3) |

где Dб ‒ диаметр барабана [мм].

Значения передаточных чисел передач согласно [1, табл. 1.2] принимаем:

Uт= 4 – Передаточное число тихоходной ступени.

Uб = 5 – передаточное число быстроходной ступени

Частота вращения вала электродвигателя:

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

В соответствии с [1, табл. 18.36] по полученным данным подбираем электродвигатель 112М4/1445 с мощностью и синхронной частотой

Общее передаточное число привода:

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

## Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

Передаточное число тихоходной ступени:

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

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):

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

Вращающий момент на промежуточном валу:

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

Вращающий момент на валу быстроходной ступени:

# Расчет цилиндрической передачи

## Выбор материала и термической обработки

Материал согласно [1, табл. 2.1] выбираем сталь 40Х, вариант термической обработки III:

колесо – улучшение; HRC 45…50; ,

шестерня – улучшение и закалка ТВЧ, HRC 45…50

Мощность, передаваемая колесом

кВт

Крутящий момент, передаваемый колесом:

Принимаем:

,

(2.1)

## Определение допускаемых напряжений

Рассчитаем эквивалентное число циклов:

-для колеса: (2.2)

-для шестерни:

Где, Продолжительность работы передачи

Число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу контактной выносливости, определяется по графику:

для колеса -

для шестерни -

Рассчитаем коэффициенты долговечности:

Так как , то 1.

Так как , то 1.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба, соответствующие числу циклов :

для колеса

для шестерни

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

для колеса

для шестерни

Окончательно принимаем:

,

## Определение межосевого расстояния

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* = 6,8 – для прямозубых колес.

*d2* – делительный диаметр колеса, мм;

Округляя, принимаем из 1-го ряда

Рассчитываем суммарное число зубьев:

Округляя, примем .

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, Sпред =80

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:

(2.22)

## Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: цилиндрическая прямозубая внешнего зацепления.

Тип расчета: проверка по моменту.

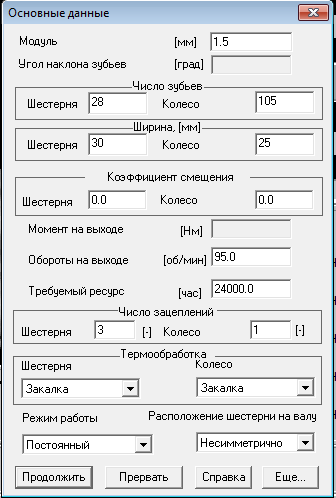


Рисунок 1 – Исходные (основные) данные тихоходной ступени

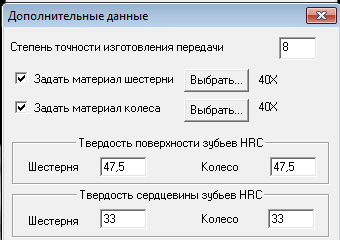


Рисунок 2 – Дополнительные данные тихоходной ступени

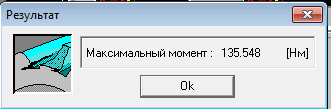


Рисунок 3 – Максимальный момент *Тмах* тихоходной ступени

Недогрузка:

# Расчет цилиндрической передачи

## Расчет быстроходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: цилиндрическая передача с прямым зубом.

Тип расчета: проектировочный.

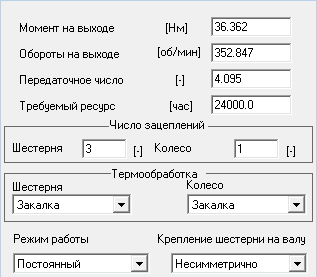


Рисунок 4 – Исходные (основные) данные быстроходной ступени

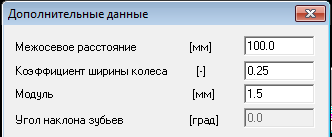


Рисунок 5 – Дополнительные данные быстроходной ступени.



Рисунок 6 – Основные геометрические параметры.



Рисунок 7 – Параметры материалов.

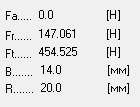


Рисунок 8 – Силы в зацеплении.

# Эскизное проектирование

## Диаметры валов

1) Диаметр выходного конца тихоходного вала:

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

Где – напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [2. Стр. 161] принимаем

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

Согласно [1. Табл. 18.1] и [1. Табл. 3.1] принимаем d = 50 мм, t = 2,8 мм; r = 2,5;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 мм; r = 1,6; 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:

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

Принимаем ;t = 2,5 мм; r = 2,5; f = 1,2.

Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника:

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

Принимаем

Диаметр буртика для упора подшипника быстроходного вала:

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

Принимаем

## Расстояние между деталями передач

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач:

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.2) |

Округляем в большую сторону до целого числа принимаем: .

Расстояние между дном корпуса и нижней внешней поверхностью колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.3) |

Принимаем 45 [мм]

Расстояние между торцевыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени:

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

Где – ширина подшипников опор быстроходного и тихоходного валов.

## Выбор типа и схемы установки подшипников

Для быстроходного вала выбираем шарикоподшипники радиальные однорядные легкой серии, тип 205; схема установки: «враспор».

Для промежуточного вала выбираем шарикоподшипники радиальные однорядные легкой серии, тип 206; схема установки: «враспор».

Для тихоходного вала выбираем шарикоподшипники радиальные однорядные легкой серии, тип 211; схема установки: «враспор».

# 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 M12, , соединяющие крышку и корпус.

Суммарное межосевое расстояние:

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

Принимаем 4 фундаментальных винта М14, 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. Детали машин. Курсовое проектирование­­­: Учеб. пособие для машиностроит. спец техникумов/ П.Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М.: Высш. шк., 1984. — 336 с.

2. 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

