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: | *\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_* | *Сорокин Н.М.* |
| Группа: | *ТСО-302Б-19* |  |
| Руководитель: | \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ | *Поляков О.А.* |
| Оценка | \_\_\_\_\_\_\_ | Дата защиты: «*27» декабря 2021 года* |

**Ступино 2021**

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)

«27» декабря 2021 г.

**З А Д А Н И Е**

на курсовой проект по дисциплине

«Детали машин и основы конструирования»

|  |  |
| --- | --- |
| Студент: | *ТСО-302Б-19, Сорокин Никита Михайлович* |
|  | (№ 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, электродвигателя, муфты упругой, муфты упруго-предохранительной и барабана приводного. Параметры конвейера: Ft=260 кг – окружное усилие на барабане, v=1,2 м/c – скорость ленты конвейера, t=110 мм– шаг, z=10 –число зубьев. 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, деталировка.* |

Срок сдачи студентом законченного проекта руководителю: «\_\_\_» декабря 2021 г.

Дата выдачи задания: «24» декабря 2021 г.

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

Подпись студента \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Сорокин Н.М./

СОДЕРЖАНИЕ

[ВВЕДЕНИЕ 4](#_Toc66641544)

[1. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕДУКТОРА 6](#_Toc66641545)

[1.1 Подбор электродвигателя 6](#_Toc66641546)

[1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням 7](#_Toc66641547)

[1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов 7](#_Toc66641548)

[СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 8](#_Toc66641549)

[ПРИЛОЖЕНИЕ А 9](#_Toc66641550)

#

# ВВЕДЕНИЕ

Целью данного проекта является проектирование червячного редуктора.

 Такой тип редуктора повышает или понижает скорость вращения и усилия вала двигателя, используя червячную передачу. Ведущее звено червячной передачи в большинстве случаев – червяк, а ведомое – червячное колесо. Обратная передача невозможна т.к. КПД червячного редуктора в совокупности с передаточным отношением вызывают самоторможение редуктора. Угол скрещивания валов червяка и червячного колеса обычно равен 90 градусов.

Червячный редуктор имеет ряд преимуществ: 1) Т.к. входной и выходной валы соединяются, такой привод удобно устанавливать непосредственно в машине, он занимает минимум места и при необходимости быстро меняется; 2) Червячныемеханизмы позиционируются, как относительно недорогие и простые в эксплуатации установки; 3) Возможность использовать червячные редукторы в условиях где требуется повышенная бесшумность работы механизма; 4) Передаточные числа могут достигать 1:110, т.е. червячная передача характеризуется высоким потенциалом крутящего момента и понижения частоты вращения, это значительно отличает от цилиндрических механизмов, т.к. для получения таких передаточных чисел цилиндрический редуктор должен иметь три ступени, а с позиции червячного редуктора достаточно одной ступени.

Из недостатков можно отметить: 1) В описание червячного редуктора был, затронут вопрос самоторможения, это явление перестает быть преимуществом в ситуациях, когда важно вращать вал, не включая непосредственно редуктор; 2) Люфт выходного вала – это явление характерно для всех модификаций редукторов. В случае с червячной передачей этот фактор увеличивается в процессе износа; 3) При сравнение червячного и цилиндрического редукторов, процент КПД первого заметно меньше второго. Это происходит из-за увеличения показателей передаточных отношений, что является причиной потери энергии. КПД модели Ч-80 равен 58%, процент потерь составляет 42%.

1. **РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕДУКТОРА**

## 1.1 Подбор электродвигателя

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | $$P\_{вых}=F\_{t}∙υ=260∙9,81∙1,2=3060,72 \left[Вт\right],$$ |  (1.1) |

где *Ft* – окружное усилие на барабане [кг];

υ– скорость ленты конвейера [м/с].

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

$η\_{чер}=0,8$– КПД червячной передачи;

$η\_{м}=0,98$– КПД муфты;

$η\_{оп}$=0,99 – КПД опор.

Общий КПД привода:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | $$η\_{общ}= η\_{чер}∙ η\_{м}^{2}∙η\_{ом}^{2}=0,8∙0,98^{2}∙0,99^{2}=0,753$$ |  (1.2) |

Потребляемая мощность электродвигателя:

$$P\_{э. потр}= \frac{P\_{вых}}{η\_{общ}}= \frac{3060,72}{0,753}=4064,7012 \left[Вт\right]≈4 [кВт]$$

Частота вращения приводного вала:

$$D\_{зв}=\frac{t}{sin\frac{π}{z}}=\frac{110}{sin\frac{π}{10}}=355,966 [мм]$$

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | $$n\_{вых}=\frac{60∙10^{3}∙υ}{π∙D\_{зв}}=\frac{60∙10^{3}∙1,2}{π∙355,966}=64,38$$ | [об/мин] | (1.3) |

где $D\_{зв}$– диаметр звезды [мм].

Значение передаточного числа передачи согласно [1, табл. 1.2] принимаем:

$U=30$ – передаточное число ступени.

Частота вращения вала электродвигателя:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | $n\_{э}=n\_{вых}∙U=64,38∙30=1931,4 $[об/мин] | (1.4) |

В соответствии с [1, табл. 18.36] по полученным данным подбираем электродвигатель 100L4/1430с мощностью Р = 4 кВт и синхронной частотой n = 1430об/мин.

Общее передаточное число привода:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | $$U\_{ред}= \frac{n}{n\_{вых}}= \frac{1430}{64,38}=22,212$$ | (1.5) |

## 1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

Общее передаточное отношение привода будет равно передаточному числу ступени редуктора.

$$U\_{ред}=U=22,212$$

## 1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов

Частота вращения вала ступени:

$n\_{2Т}= n\_{вых}=64,38$[об/мин]

Частота вращения быстроходного вала:

$n\_{2б}= n\_{2Т}∙U=64,38∙22,212=1430,009$[об/мин]

Вращающий момент на приводном валу (на выходе):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | $$T\_{вых}=T\_{2T}=\frac{F\_{t}∙D\_{зв}}{2}=\frac{355,966∙260∙9,81∙10^{-3}}{2}$$$$=453,95[H ∙ м]$$ | (1.6) |

Вращающий момент на быстроходном валу:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | $$T\_{2б}=\frac{T\_{вых}}{ƞ\_{чер}∙U}=\frac{453,95}{0,8∙22,212}=25,545 [H∙м]$$ | (1.7) |

# 2. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

## 2.1.1. Выбор материала и термической обработки

Материалом для червяка согласно [1, табл. 2.1] выбираем сталь 40Х, вариант термической обработки II: улучшение и закалка ТВЧ**,** HRC45…50**,**$σ\_{T}=750МПа,$ **,** витки шлифованы и полированы.

Так как выбор материала связан со скоростью скольжения, определяют предварительно ожидаемую скорость скольжения.

Угловая скорость червяка:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ω\_{2Т}=\frac{2∙π∙n\_{вых}}{60}=\frac{2∙π∙64,38}{60}=6,742[рад/с]$$ | (1.8) |

Ожидаемая скорость скольжения:

$$v\_{s}=4,3∙ω\_{2}∙U∙\frac{\sqrt[3]{T\_{2T}}}{10^{3}}=4,3∙6,742∙22,212∙\frac{\sqrt[3]{453,95}}{10^{3}}=4,949 [м/с]$$

(2.2)

Так как vs ≤ 5 м/с, материал колеса относится ко II группе материалов:

безоловянные бронзы и латуни [1, стр. 26]. В соответствии с[1, табл. 2.10] выбираем материал Бр.АЖ9-4, способ отливки в металлическую форму. Механические характеристики: σв = 400 МПа, σт = 200 МПа.

## 2.1.2. Допускаемые напряжения

Допускаемое контактное напряжение:

 $[σ]\_{H}=[σ]\_{H0}-25V\_{S},$ (1.9)

где [σ]Н0 – исходное допускаемое контактное напряжение.

Для червяков при твердости ≥ HRC45 [σ]Н0 = 300 МПа.

$$[σ]\_{H}=[σ]\_{H0}-25V\_{S}=300-25∙4,949=176,275 [МПа]$$

Допускаемое напряжение изгиба:

 $[σ]\_{F}=K\_{FL}∙[σ]\_{F0},$ (2.0)

где KFL – коэффициент долговечности;

[σ]F0 – исходное допускаемое напряжение изгиба [МПа];

N – общее число циклов перемены напряжений.

$N=573∙ω\_{2}∙L\_{h}=573∙6,742∙24000=9,2716∙10^{7},$ (2.1)

где Lh = 24000 ч – общее время работы передачи [ч].

Коэффициент долговечности:

|  |  |
| --- | --- |
| $$K\_{FL}=\sqrt[9]{\frac{10^{6}}{N}}=\sqrt[9]{\frac{10^{6}}{9,2716∙10^{7}}}=0,605$$ | (2.2) |

Исходное допускаемое напряжение изгиба:

$[σ]\_{F0}=0,25∙σ\_{T}+0,08∙σ\_{B}=0,25∙200+0,08∙400=82 \left[МПа\right]$(2.3)

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[σ]\_{F}=0,605∙82=49,61 [МПа]$$

## 2.1.3. Межосевое расстояние:

Межосевое расстояние передачи:

|  |  |
| --- | --- |
| $$a\_{w}\geq 6100\sqrt[3]{\frac{T\_{2T}}{[σ]\_{H}^{2}}}=6100∙\sqrt[3]{\frac{453,95}{(176,275∙10^{6})^{2}}}=0,149 [м]$$ | (2.4) |

В соответствии с [1, стр.28] округляем межосевое расстояние в большую сторону до целого числа:$a\_{w}=160 мм$

## 2.1.4. Подбор основных параметров передачи:

Так как U<30, число витков червяка принимаем Z1 = 2 согласно [1, стр.28].

Число зубьев колеса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$Z\_{2}=Z\_{1}∙U=2∙22,212=44,43$$ | (2.5) |

Округляя полученное значение, принимаем Z2 = 44.

Предварительные значения модуля передачи:

|  |  |
| --- | --- |
| $$m=\left(1,5…1,7\right)∙\frac{a\_{w}}{z\_{2}}=\left(1,5…1,7\right)∙\frac{160}{44}=5,45…6,18 \left[мм\right]$$ | (2.6) |

Ближайшее стандартное значение согласно [1,табл.2.11]: m = 5 [мм].

Предварительное значение относительного диаметра червяка:

|  |  |
| --- | --- |
| $$q=\frac{2∙a\_{w}}{m}-z\_{2}=\frac{2∙160}{5}-44=20$$ | (2.7) |

Минимальное допустимое значение q из условия жесткости червяка:

|  |  |
| --- | --- |
| $$q\_{min}=0,212∙Z\_{2}=0,212∙44=9,328$$ | (2.8) |

Полученное значение q>qmin и совпадает со стандартным значением согласно [1, табл.2.11], принимаем относительный коэффициент диаметра червяка q = 20.

Коэффициент смещения:

|  |  |
| --- | --- |
| $$x=\frac{a\_{w}}{m}-0,5∙\left(Z\_{2}+q\right)=\frac{160}{5}-0,5∙\left(44+20\right)=0$$ | (2.9) |

Фактическое передаточное число:

|  |  |
| --- | --- |
| $$U\_{Ф}=\frac{Z\_{2}}{Z\_{1}}=\frac{44}{2}=22$$ | (2.10) |

Отклонение передаточного числа от заданного:

|  |  |
| --- | --- |
| $$∆U=\frac{\left|u\_{ф}-u\_{т}\right|∙100}{u\_{т}}=\frac{\left|22-22.212\right|∙100}{22.212}=0,953\%\leq 4\%$$ | (2.11) |

## 2.1.5. Геометрические размеры червяка и колеса

Диаметр делительный червяка:

 $d\_{1}=q∙m=20∙5=100 [мм]$ (2.12)

Диаметр вершин витков:

 $d\_{а1}=d\_{1}+2∙m=100+2∙5=110 [мм]$ (2.13)

Диаметр впадин:

 $d\_{f1}=d\_{1}-2,4∙m=100-2,4∙5=88$ (2.14)

Длина нарезанной части червяка:

 $b\_{1}^{'}\geq \left(11+0,06∙Z\_{2}\right)∙m=\left(11+0,06∙44\right)∙5=68[мм]$ (2.15)

Так как витки шлифуют, то окончательно:

 $b\_{1}\geq b\_{1}^{'}+3∙m=68+3∙5=83 [мм]$ (2.16)

Диаметр делительной окружности колеса:

 $d\_{2}=Z\_{2}∙m=44∙5=220 [мм]$ (2.17)

Диаметр окружности вершин зубьев:

 $d\_{a2}=d\_{2}+2∙\left(1+x\right)∙m=220+2\left(1+0\right)∙5=230 [мм]$ (2.18)

Диаметр колеса наибольший:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{aM2}\leq d\_{a2}+6∙\frac{m}{\left(Z\_{1}+2\right)}=230+6∙\frac{5}{\left(2+2\right)}=237,5 \left[мм\right]$$ | (2.19) |

Диаметр впадин:

 $d\_{f2}=d\_{2}-2∙m∙\left(1,2-x\right)=220-2∙5∙\left(1,2-0\right)=208 \left[мм\right]$

(2.20)

Ширина венца:

 $b\_{2}\leq 0,75∙d\_{a1}=0,75∙110=82,5 [мм]$ (2.21)

## 2.1.6. КПД передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

|  |  |
| --- | --- |
| $$η=\frac{tgγ}{tg(γ+p^{'})},$$ | (2.22) |

где p’ – приведенный угол трения

γ – угол подъема линии витка.

В соответствии с [1, табл.2.12] для z1 = 2 и q = 20 угол подъема линии витка: γ = 5°43’.

Угловая скорость червяка:

$$ω\_{1T}=U\_{Ф}∙ω\_{2T}=22∙6,742=148,324[рад/с]$$

Окружная скорость на червяке:

$v\_{1}=0,5∙ω\_{1T}∙d\_{1}=0,5∙148,324∙100∙10^{-3}=7,416[м/с] $ (2.23)

Скорость скольжения в зацеплении:

|  |  |
| --- | --- |
| $$v\_{s}=\frac{v\_{1}}{cosγ}=\frac{7,416}{cos5°43'}=7,453[м/с]$$ | (2.24) |

В соответствии с [1, табл.2.13] для vs = 7,453 м/с, интерполируя p’ = 1°28’.

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$η=\frac{tg5°43^{'}}{tg\left(5°43^{'}+1°28^{'}\right)}=0,794$$

## 2.1.7. Cилы в зацеплении

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

|  |  |
| --- | --- |
| $$F\_{t2}=F\_{a1}=\frac{2∙T\_{2T}}{d\_{2}}=\frac{2∙453,95}{220∙10^{-3}}=4126,81 [H]$$ | (2.25) |

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

|  |  |
| --- | --- |
| $$F\_{t1}=F\_{a2}=\frac{F\_{T2}∙z\_{1}}{q∙η}=\frac{4126,81∙2}{20∙0,794}=519,749 \left[H\right]$$ | (2.26) |

Радиальная сила:

$F\_{r}=F\_{t2}∙tgα=4126,81∙0,364=1502,159 [H]$ (2.27)

## 2.1.8. Тепловой расчет

Мощность на червяке:

|  |  |
| --- | --- |
| $$P\_{1}=\frac{T\_{2T}∙ω\_{2T}}{η}=\frac{453,95∙6,742}{0,794}=3854,573[Вт]$$ | (2.28) |

В соответствии с [1, табл. 2.14] при aw = 160 мм поверхность охлаждения корпуса: А = 0,54м2.

Коэффициент теплоотдачи [1, стр. 31]: КТ = 9…17 Вт/(м2 ⋅ °С).

Предположительно примем, что отвод теплоты будет происходить без искусственного охлаждения, тогда температура масла:

|  |  |
| --- | --- |
| $$t\_{раб}=\frac{(1-η)∙P\_{1}}{K\_{T}∙A}+20℃$$ | (2.29) |

$$t\_{раб}=\frac{(1-0,794)∙3854,573}{(9…17)∙0,54}+20℃=163,383…86,497 ℃$$

Полученное значение является недопустимым, так как tраб> [t]раб =95°С, следовательно отвод теплоты будет происходить с вентилятором, тогда температура масла:

|  |  |
| --- | --- |
| $$t\_{раб}=\frac{(1-η)∙P\_{1}}{\left[(0,7K\_{T}+0,3К\_{ТВ})∙A\right]}+20℃$$ | (2.30) |

где Ктв – коэффициент при обдуве вентилятором.

Угловая скорость промежуточного вала:

$$ω\_{2пр}=\frac{2∙π∙n\_{2пр}}{60}=\frac{2∙π∙1430,009}{60}=149,750 [рад/с]$$

В соответствии с [1, стр.31] принимаем для $ω$2пр = 149,750Ктв = 29 (интерполируя).

$$t\_{раб}=\frac{(1-0,794)∙3854,573}{\left[(0,7(9…17)+0,3∙29)∙0,54\right]}+20℃=72,199…47,840℃$$

Полученное значение является допустимым, так как tраб< [t]раб =95°С.

## 2.1.9. Проверка тихоходной ступени в APM WinMachine



Рисунок 1-Исходные данные тихоходной ступени



Рисунок 2- Исходные данные тихоходной ступени



Рисунок 3- Максимальный момент Тmaxтихоходной ступени

Расчетный момент T2Tменьше проверочного Тmax , следовательно, тихоходная ступень будет функционировать нормально.

## 3.ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

# 3.1. Диаметры валов

Диаметр выходного конца тихоходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2T}}{π∙[τ]}},$$ | (3.1) |

где [τ] – напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [3, стр.296] принимаем [τ] = 12 [МПа].

$$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2T}}{π∙\left[τ\right]}}=\sqrt[3]{\frac{16∙453,95}{π∙12∙10^{6}}}∙10^{3}=57,756 \left[мм\right]$$

Согласно [1, табл.18.1] и [1, табл.3.1] принимаем d =55 мм, t = 3, r = 3,

f = 2, где:

t – высота заплечика [мм];

r – координата фаски подшипника [мм];

f – размер фаски колеса [мм].

Диаметр тихоходного вала в месте установки подшипника:

$$d\_{п}=d+2t=55+2∙3=61 \left[мм\right]$$

Принимаем dп = 65 мм.

Диаметр буртика для упора подшипника:

$$d\_{бп}=d\_{п}+3,2∙r=65+3,2∙3=74,6 \left[мм\right]$$

Принимаем dбп = 75 мм.

Диаметр колеса принимаем dк = 65 мм.

Диаметр быстроходного вала:

$$d\_{б}\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2б}}{π∙\left[τ\right]}}=\sqrt[3]{\frac{16∙25,545 }{π∙12∙10^{6}}}∙10^{3}=22,133 \left[мм\right]$$

Конструктивно принимаем dк = 25 мм, t = 2,2, r = 2, f = 1.

Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника:
$$d\_{бп}=d+2t=25+2∙2,2=29,4 \left[мм\right]$$

Конструктивно необходимо принять dбп = 30 мм.

Диаметр буртика для упора подшипника быстроходного вала:

$$d\_{бб}=d\_{б}+3,2∙r=30+3,2∙2=36,4 \left[мм\right]$$

Принимаем dбб = 40 мм

# 3.2. Расстояние между деталями передач

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач тихоходной ступени:

$$L\_{T}=a\_{ωT}+\frac{d\_{a1}+d\_{aM2}}{2}=160+\frac{110+237,5 }{2}=333,75\left[мм\right]$$

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

$$а\_{Т}=\sqrt[3]{L\_{T}}+3=\sqrt[3]{333,75}+3=9,9365\left[мм\right]$$

Округляя в большую сторону до целого числа, принимаем: а = 10 мм.

Расстояние между дном корпуса и нижней внешней поверхностью червяка:

$$b\_{0}\geq 4∙a=4∙10=40\left[мм\right]$$

# 3.3. Выбор типа и схемы установки подшипника

Для тихоходного ряда выбираем конические роликовые подшипники тип-7313.Схема установки: «враспор».

Для быстроходного вала выбираем конические роликовые подшипники

 тип-7205. Схема установки: «враспор».

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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.

3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов/ Под ред. В.А. Финогенова/ М.Н. Иванов – 6-е изд., перераб. – Высш. шк., 2000. - 383 с.

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

Спроектировать привод цепного конвейера



1. Электродвигатель.

2. Муфта упругая.

3. Рама (плита).

4. Редуктор червячный.

5. Муфта упруго-предохранительная.

6. Звёздочки тяговые (*t –*шаг, *z –*число зубьев).