

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
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»

## **«Проектирование привода конвейера»**

Студент: \_\_\_\_\_ *Кононова И. С.*

Группа: *ТСО-301Б-16*

Руководитель: \_\_\_\_\_ *Поляков О. А.*

Оценка \_\_\_\_\_ Дата защиты: *«27» мая 2019 года*

**Ступино 2019**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ 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)

«\_\_» мая 2019 г.

## ЗАДАНИЕ

на курсовой проект по дисциплине

«Детали машин»

Студент: ТСО-301Б-16, Кононова Ирина Сергеевна  
(№ 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 зубчаточервячного, электродвигателя, муфты упругой, муфты упруго-предохранительной и барабана приводного. Параметры конвейера:  $P=560$  кг – окружное усилие на барабане,  $v=0,55$  м/с – скорость ленты конвейера,  $D=340$  мм,  $B=625$  мм – диаметр барабана и ширина ленты соответственно. 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 детализацию.

**Перечень графического материала:**

Файлы чертежей в электронном виде: сборочный чертёж, спецификация, чертеж колеса зубчатого, чертеж вала тихоходного, чертеж вала-червяка, чертеж корпуса, чертеж крышки корпуса боковой.

Срок сдачи студентом законченного проекта руководителю: «27» мая 2019 г.

Дата выдачи задания: «12» февраля 2019 г.

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

Подпись студента \_\_\_\_\_ /Кононова И. С./

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕДУКТОРА.....	6
1.1 Подбор электродвигателя.....	6
1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням .....	7
1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов .....	7
2. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	9
2.1 Выбор материала и термической обработки червяка и колеса.....	9
2.2 Определение допускаемых напряжений.....	9
2.3 Определение межосевого расстояния.....	10
2.4 Подбор основных параметров передачи.....	11
2.5 Геометрические размеры червяка и колеса.....	12
2.6 КПД передачи.....	13
2.7 Силы в зацеплении.....	13
2.8 Тепловой расчет .....	14
2.9 Проверка тихоходной ступени в АРМ Win Machine.....	14
3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	16
3.1 Расчет быстроходной ступени в АРМ Win Machine .....	16
4. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	18
4.1 Диаметры валов.....	18
4.2 Расстояние между деталями передач.....	19
4.3 Выбор типа и схемы установки подшипников [4].....	20
5. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ .....	21
6. ПРОВЕРКА ВАЛОВ, ПОДШИПНИКОВ И ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В AUTODESK INVENTOR 2019 .....	23

6.1 Допускаемые значения для проверки валов на прочность и жесткость	23
6.2 Проверка сконструированных валов на прочность и жесткость .....	23
6.3 Проверка подшипников на долговечность.....	29
6.4 Проверка шпоночных соединений на прочность .....	31
7. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА ПОДШИПНИКОВ.....	34
8. СМАЗКА И СБОРКА РЕДУКТОРА .....	36
8.1 Смазывание передач редуктора.....	36
8.2 Сборка редуктора .....	37
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	39
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	40
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	41

## ВВЕДЕНИЕ

Целью данного курсового проекта является проектирование зубчато-червячного редуктора. Такой тип редукторов, как правило, применяют для увеличения КПД привода при больших передаточных числах. Назначение редуктора заключается в понижении угловой скорости и повышении вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

Зубчато-червячный редуктор имеет ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов и конструктивно представляет собой червячную передачу с цилиндрической ступенью. За счет цилиндрической ступени понижается скорость вращения червяка. Цилиндрическая передача 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. Червяк, расположенный на одном валу с тихоходным зубчатым колесом первой ступени, за счет толкающего усилия винта передает вращение червячному колесу, установленному на выходном валу редуктора.

Зубчато-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 проворачиваемости и позволяет отказаться от применения тормозного устройства.

К недостаткам зубчато-червячного 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.

# 1. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕДУКТОРА

## 1.1 Подбор электродвигателя

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

$$P_{\text{ВЫХ}} = P \cdot v = 560 \cdot 9,81 \cdot 0,55 = 3021,48 \text{ [Вт]}, \quad (1.1)$$

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:

$\eta_{\text{чер}} = 0,8$  – КПД червячной передачи;

$\eta_{\text{цил}} = 0,97$  – КПД цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{м}} = 0,98$  – КПД муфты соединительной;

$\eta_{\text{оп}} = 0,99$  – КПД опор (одна пара).

Общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{м}}^2 \cdot \eta_{\text{оп}}^3 = 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^3 = 0,723 \quad (1.2)$$

Потребная мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э. потр}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{3021,48}{0,723} = 4178,306 \text{ [Вт]} \approx 4,18 \text{ [кВт]}$$

Частота вращения приводного вала:

$$n_{\text{ВЫХ}} = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D_{\text{б}}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,55}{\pi \cdot 340} = 30,894 \text{ [об/мин]}, \quad (1.3)$$

где  $D_{\text{б}}$  – диаметр барабана [мм].

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

$U_{\text{Т}} = 20$  – передаточное число тихоходной ступени;

$U_{\text{Б}} = 4$  – передаточное число быстроходной ступени.

Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{э}} = n_{\text{вых}} \cdot U_{\text{Т}} \cdot U_{\text{Б}} = 30,894 \cdot 20 \cdot 4 = 2471,582 \text{ [об/мин]} \quad (1.4)$$

В соответствии с [1, табл. 18.36] по полученным данным подбираем электродвигатель 100S2/2880 с мощностью  $P = 4$  кВт и синхронной частотой  $n = 2880$  об/мин.

Общее передаточное число привода:

$$U_{\text{ред}} = \frac{n}{n_{\text{вых}}} = \frac{2880}{30,894} = 93,219 \quad (1.5)$$

## 1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

Разбивка передаточного отношения подчинена конструктивным условиям компоновки цилиндрической быстроходной ступени [2, стр. 72], тогда передаточное число быстроходной ступени:

$$U_{\text{Б}} = \sqrt[5]{U_{\text{ред}}} = \sqrt[5]{93,219} = 2,476 \quad (1.6)$$

Полученное передаточное число быстроходной ступени удовлетворяет условию:  $2 \leq U_{\text{Б}} \leq 3,15$  [2, стр. 72].

Передаточное число тихоходной ступени:

$$U_{\text{Т}} = \frac{U_{\text{ред}}}{U_{\text{Б}}} = \frac{93,219}{2,476} = 37,636$$

Согласно [2, стр. 72] передаточное число тихоходной ступени  $U_{\text{Т}}$  удовлетворяет условию  $8 \leq U_{\text{Т}} \leq 63$ .

## 1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов

Частота вращения вала тихоходной ступени:

$$n_{2\text{т}} = n_{\text{вых}} = 30,894 \text{ [об/мин]}$$

Частота вращения промежуточного вала:

$$n_{2\text{пр}} = n_{2\text{т}} \cdot U_{\text{Т}} = 30,894 \cdot 37,636 = 1162,762 \text{ [об/мин]}$$

Частота вращения вала быстроходной ступени:

$$n_{26} = n_{2пр} \cdot U_B = 1162,762 \cdot 2,476 = 2880 \text{ [об/мин]}$$

Вращающий момент на приводном валу (на выходе):

$$T_{\text{вых}} = T_{2т} = \frac{P \cdot D_6}{2} = \frac{560 \cdot 9,81 \cdot 340 \cdot 10^{-3}}{2} = 933,912 \text{ [Н·м]} \quad (1.7)$$

Вращающий момент на промежуточном валу:

$$T_{2пр} = \frac{T_{\text{вых}}}{\eta_{\text{чер}} \cdot U_T} = \frac{933,912}{0,8 \cdot 37,636} = 31,017 \text{ [Н·м]} \quad (1.8)$$

Вращающий момент на валу быстроходной ступени:

$$T_{26} = \frac{T_{2пр}}{\eta_{\text{цил}} \cdot U_B} = \frac{31,017}{0,97 \cdot 2,476} = 12,910 \text{ [Н·м]}$$

## 2. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1 Выбор материала и термической обработки червяка и колеса

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

Так как выбор материала для колеса связан со скоростью скольжения, определяют предварительно ожидаемую скорость скольжения [1, стр. 26].

Угловая скорость вала колеса:

$$\omega_{2T} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ВЫХ}}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 30,894}{60} = 3,235 \text{ [рад/с]}$$

Ожидаемая скорость скольжения:

$$v_s = 4,3 \cdot \omega_{2T} \cdot U_T \cdot \frac{\sqrt[3]{T_{2T}}}{10^3} = 4,3 \cdot 3,235 \cdot 37,636 \cdot \frac{\sqrt[3]{933,912}}{10^3} = 5,117 \text{ [м/с]} \quad (2.1)$$

Так как  $v_s \geq 5$  м/с, материал колеса относится к I группе материалов: оловянные бронзы [1, стр. 26]. В соответствии с [1, табл. 2.10] выбираем материал Бр.ОЦС6-6-3, способ отливки в металлическую форму. Механические характеристики:  $\sigma_B = 200$  МПа,  $\sigma_T = 90$  МПа.

### 2.2 Определение допускаемых напряжений

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_V \cdot [\sigma]_{H0}, \quad (2.2)$$

где  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности;

$C_V$  – коэффициент, учитывающий интенсивность износа зубьев;

$[\sigma]_{H0}$  – исходное допускаемое контактное напряжение [МПа].

Коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}}, \quad (2.3)$$

где  $N$  – общее число циклов перемены напряжений.

$$N = 573 \cdot \omega_{2T} \cdot L_h = 573 \cdot 3,235 \cdot 30000 = 5,561 \cdot 10^7, \quad (2.4)$$

где  $L_h=30000$  ч – общее время работы передачи [ч].

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5,561 \cdot 10^7}} = 0,806$$

Коэффициент  $C_V$  принимаем (интерполируя) в соответствии с [1, стр. 27]:  $C_V = 0,942$ .

Исходное допускаемое контактное напряжение (при >HRC45):

$$[\sigma]_{H0} = 0,9 \cdot \sigma_B = 0,9 \cdot 200 = 180 \text{ [МПа]} \quad (2.5)$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,806 \cdot 0,942 \cdot 180 = 136,827 \text{ [МПа]}$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0}, \quad (2.6)$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности;

$[\sigma]_{F0}$  – исходное допускаемое напряжение изгиба [МПа].

Коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{5,561 \cdot 10^7}} = 0,639 \quad (2.7)$$

Исходное допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_{F0} = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 200 = 38,5 \text{ [МПа]} \quad (2.8)$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = 0,639 \cdot 38,5 = 24,634 \text{ [МПа]}$$

### 2.3 Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние передачи:

$$a_{\omega} \geq 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2T}}{[\sigma]_H^2}} = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{933,912}{(136,827 \cdot 10^6)^2}} = 0,224 \text{ [м]} \quad (2.9)$$

В соответствии с [1, стр. 28] округляем межосевое расстояние в большую сторону до целого числа:  $a_{\omega} = 225 \text{ мм}$ .

#### 2.4 Подбор основных параметров передачи

Так как  $U_T > 30$ , число витков червяка принимаем  $Z_1 = 1$  согласно [1, стр. 28].

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_T = 1 \cdot 37,636 = 37,636 \quad (2.10)$$

Округляя полученное значение, принимаем:  $Z_2 = 37$ .

Предварительное значение модуля передачи:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_{\omega}}{Z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{225}{37} = 9,121 \dots 10,337 \text{ [мм]} \quad (2.11)$$

Ближайшее стандартное значение согласно [1, табл. 2.11]:  $m = 10 \text{ [мм]}$ .

Предварительное значение относительного коэффициента диаметра червяка:

$$q = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{m} - Z_2 = \frac{2 \cdot 225}{10} - 37 = 8 \quad (2.12)$$

Минимально допустимое значение  $q$  из условия жесткости червяка:

$$q_{min} = 0,212 \cdot Z_2 = 0,212 \cdot 37 = 7,844 \quad (2.13)$$

Полученное значение  $q > q_{min}$  и совпадает со стандартным значением согласно [1, табл. 2.11], принимаем относительный коэффициент диаметра червяка:  $q = 8$ .

Коэффициент смещения инструмента:

$$x = \frac{a_{\omega}}{m} - 0,5 \cdot (Z_2 + q) = \frac{225}{10} - 0,5 \cdot (37 + 8) = 0 \quad (2.14)$$

Фактическое передаточное число:

$$U_{\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{37}{1} = 37$$

Отклонение передаточного числа от заданного:

$$\Delta U = \frac{|U_{\Phi} - U_T|}{U_T} \cdot 100\% = \frac{|37 - 37,636|}{37,636} \cdot 100\% = 1,69\% \leq 4\%$$

## 2.5 Геометрические размеры червяка и колеса

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 10 = 80 \text{ [мм]} \quad (2.15)$$

Диаметр вершин витков:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ [мм]} \quad (2.16)$$

Диаметр впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56 \text{ [мм]} \quad (2.17)$$

Длина нарезанной части:

$$b_1' \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 37) \cdot 10 = 132,2 \text{ [мм]} \quad (2.18)$$

Так как витки шлифуют, то окончательно:

$$b_1 \geq b_1' + 3 \cdot m = 132,2 + 3 \cdot 10 \approx 162 \text{ [мм]} \quad (2.19)$$

Диаметр делительной окружности колеса:

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 37 \cdot 10 = 370 \text{ [мм]} \quad (2.20)$$

Диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m = 370 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 10 = 390 \text{ [мм]} \quad (2.21)$$

Диаметр колеса наибольший:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot \frac{m}{(Z_1 + 2)} = 390 + 6 \cdot \frac{10}{(1 + 2)} = 410 \text{ [мм]} \quad (2.22)$$

Диаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 370 - 2 \cdot 10 \cdot (1,2 - 0) = 346 \text{ [мм]} \quad (2.23)$$

Ширина венца:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ [мм]} \quad (2.24)$$

## 2.6 КПД передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (2.25)$$

где  $\gamma$  – угол подъема линии витка;

$\rho'$  – приведенный угол трения.

В соответствии с [1, табл. 2.12] для  $Z_1 = 1$  и  $q = 8$  угол подъема линии витка:  $\gamma = 7^\circ 7'$ .

Угловая скорость червяка:

$$\omega_{1T} = U_\Phi \cdot \omega_{2T} = 37 \cdot 3,235 = 119,705 \text{ [рад/с]}$$

Окружная скорость на червяке:

$$v_1 = 0,5 \cdot \omega_{1T} \cdot d_1 = 0,5 \cdot 119,705 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 4,788 \text{ [м/с]} \quad (2.26)$$

Скорость скольжения в зацеплении:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{4,788}{\cos 7^\circ 7'} = 4,825 \text{ [м/с]} \quad (2.27)$$

В соответствии с [1, табл. 2.13] для  $v_s = 4,825$  м/с (интерполируя):  $\rho' = 1^\circ 14'$ .

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 7^\circ 7'}{\operatorname{tg}(7^\circ 7' + 1^\circ 14')} = 0,851 \quad (2.28)$$

## 2.7 Силы в зацеплении

Окружная сила на колесе и осевая сила на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_{2T}}{d_2} = \frac{2 \cdot 933,912}{370 \cdot 10^{-3}} = 5048,173 \text{ [Н]} \quad (2.29)$$

Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} \cdot Z_1}{q \cdot \eta} = \frac{5048,173 \cdot 1}{8 \cdot 0,851} = 741,506 \text{ [Н]} \quad (2.30)$$

Радиальная сила:

$$F_r = 0,364 \cdot F_{t2} = 0,364 \cdot 5048,173 = 1837,535 \text{ [Н]} \quad (2.31)$$

## 2.8 Тепловой расчет

Мощность на червяке:

$$P_1 = \frac{T_{2T} \cdot \omega_{2T}}{\eta} = \frac{933,912 \cdot 3,235}{0,851} = 3550,505 \text{ [Вт]} \quad (2.32)$$

В соответствии с [1, табл. 2.14] при  $a_\omega = 225$  мм поверхность охлаждения корпуса:  $A = 1,0 \text{ м}^2$ .

Коэффициент теплоотдачи [1, стр. 31]:  $K_T = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ .

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

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A} + 20^\circ\text{C} \quad (2.33)$$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,851) \cdot 3550,505}{(9 \dots 17) \cdot 1} + 20^\circ\text{C} = 78,781 \dots 51,119^\circ\text{C}$$

Полученное значение является допустимым, так как  $t_{\text{раб}} < [t]_{\text{раб}} = 95^\circ\text{C}$ .

## 2.9 Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: червячная.

Тип расчета: проверка по моменту.

Геометрические параметры		
Модуль	[мм]	10.0
Коэффициент диаметра червяка	[-]	8.0
Коэффициент смещения		0.0
Число заходов червяка		1
Количество зубьев колеса		37
Рабочие параметры		
Момент на выходе	[Н*м]	0.0
Обороты на выходе	[об/мин]	30.894
Требуемый ресурс	[час]	30000.0
Материал венца колеса		
Бр06Ц6С3		Выбрать
<input type="checkbox"/> Алюминий в сплаве		
Режим работы передачи	Тип червяка	
Постоянный	Архимедов	
Коэффициент теплоотдачи	[Вт/м^2*С]	0.0
Коэффициент запаса по изгибу		0.0
Предел текучести материала колеса	[МПа]	90.0
Предел прочности материала колеса	[МПа]	200.0
Козф. расчетной толщины витка		0.0
<input type="checkbox"/> Наличие вентилятора		

Рисунок 1– Исходные данные тихоходной ступени

Максимальный момент : 934.797 [Нм]

Рисунок 2 – Максимальный момент  $T_{max}$  тихоходной ступени

Недогруз:

$$\Delta = \left| \frac{T_{max} - T_{2г}}{T_{max}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{934,797 - 933,912}{934,797} \right| \cdot 100\% = 0,095\% \leq 12\%$$

### 3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1 Расчет быстроходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: косозубая внешнего зацепления.

Тип расчета: проектировочный.

Момент на выходе	[Нм]	31.017
Обороты на выходе	[об/мин]	1162.762
Передаточное число	[-]	2.476
Требуемый ресурс	[час]	30000.0
Число зацеплений		
Шестерня	1 [-]	Колесо 1 [-]
Термообработка		
Шестерня	Закалка	Колесо Улучшение
Режим работы	Постоянный	Крепление шестерни на валу Несимметрично
Межосевое расстояние	[мм]	112.0
Коэффициент ширины колеса	[-]	0.315
Модуль	[мм]	2.5
Угол наклона зубьев	[град]	0.0
Коэффициент смещения		
Шестерня	0.0	Колесо 0.0
<input type="checkbox"/> Задать материал шестерни	Выбрать...	
<input type="checkbox"/> Задать материал колеса	Выбрать...	
Твердость поверхности зубьев HRC		
Шестерня	0.0	Колесо 0.0
Твердость сердцевины зубьев HRC		
Шестерня	0.0	Колесо 0.0
Число зубьев		
Шестерня	0	Колесо 0
<input type="checkbox"/> Возможен реверс		
<input checked="" type="checkbox"/> Стандартное межосевое расстояние		

Рисунок 3 – Исходные данные быстроходной ступени

$a_w$ .....	112.0	[мм]
$m$ .....	2.5	[мм]
$\beta$ .....	13.836	[град]
Параметр	Шестерня	Колесо
$d$	[мм] 64.368	159.632
$d_b$	[мм] 60.272	149.476
$d_w$	[мм] 64.368	159.632
$d_a$	[мм] 69.368	164.632
$d_f$	[мм] 58.118	153.382
$x$	[-] 0.0	0.0
$h$	[мм] 5.625	5.625
$b_w$	[мм] 39.0	36.0
$z$	[-] 25	62

Рисунок 4 – Основные геометрические параметры быстроходной ступени

Допускаемые напряжения по контакту		
	643.295	[МПа]
Допускаемые напряжения изгиба:		
Шестерни.....	352.941	[МПа]
Колеса.....	285.882	[МПа]
Твердость поверхности		
Шестерни.....	50.0	[HRC]
Колеса.....	27.0	[HRC]
Действующие напряжения		
Контактное	275.518	[МПа]
Изгибные		
Шестерни.....	35.469	[МПа]
Колеса.....	33.484	[МПа]

Рисунок 5 – Параметры материалов быстроходной ступени

$F_a$ ....	95.713	[Н]
$F_r$ ....	150.021	[Н]
$F_t$ ....	388.606	[Н]
$v$ .....	19.5	[мм]
$R$ .....	32.184	[мм]

Рисунок 6 – Силы в зацеплении быстроходной ступени

## 4. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

### 4.1 Диаметры валов

1) Диаметр выходного конца тихоходного вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{2Т}}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (4.1)$$

где  $[\tau]$  – напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [3, стр. 296] принимаем  $[\tau] = 12$  МПа.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{2Т}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 933,912}{\pi \cdot 12 \cdot 10^6}} \cdot 10^3 = 73,456 \text{ [мм]}$$

Согласно [1, табл. 18.1] и [1, табл. 3.1] принимаем  $d = 75$  мм,  $t = 3,5$ ,  $r = 3,5$ ,  $f = 2,5$ , где:

$t$  – высота заплечика [мм];

$r$  – координата фаски подшипника [мм];

$f$  – размер фаски колеса [мм].

Диаметр тихоходного вала в месте установки подшипника:

$$d_{\pi} = d + 2 \cdot t = 75 + 2 \cdot 3,5 = 82 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d_{\pi} = 80$  мм.

Диаметр буртика для упора подшипника:

$$d_{\text{бп}} = d_{\pi} + 3,2 \cdot r = 80 + 3,2 \cdot 3,5 = 91,2 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d_{\text{бп}} = 90$  мм.

Диаметр вала в месте установки колеса:  $d_{\text{к}} \geq d_{\text{бп}}$ , принимаем  $d_{\text{к}} = 90$  мм.

2) Диаметр промежуточного вала в месте установки колеса

$$d_{\text{к}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{2\text{пр}}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 31,017}{\pi \cdot 12 \cdot 10^6}} \cdot 10^3 = 23,612 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d_k = 28$  мм,  $t = 2,2$ ,  $r = 2$ ,  $f = 1$ .

Диаметр промежуточного вала в месте установки подшипника:

$$d_{\Pi} = d_k + 2 \cdot t = 28 + 2 \cdot 2,2 = 32,4 \text{ [мм]}$$

Конструктивно необходимо принять  $d_{\Pi} = 40$  мм.

Диаметр буртика для упора подшипника промежуточного вала:

$$d_{\text{бп}} = d_{\Pi} + 3,2 \cdot r = 40 + 3,2 \cdot 2 = 46,4 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d_{\text{бп}} = 48$  мм.

3) Диаметр выходного конца быстроходного вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{2\text{б}}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12,910}{\pi \cdot 12 \cdot 10^6}} \cdot 10^3 = 17,629 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d = 20$  мм,  $t = 2$ ,  $r = 1,6$ ,  $f = 1$ .

Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника:

$$d_{\Pi} = d + 2 \cdot t = 20 + 2 \cdot 2 = 24 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d_{\Pi} = 25$  мм.

Диаметр буртика для упора подшипника быстроходного вала:

$$d_{\text{бп}} = d_{\Pi} + 3,2 \cdot r = 25 + 3,2 \cdot 1,6 = 30,12 \text{ [мм]}$$

Принимаем  $d_{\text{бп}} = 30$  мм.

## 4.2 Расстояние между деталями передач

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач тихоходной ступени:

$$L_T = a_{\omega_T} + \frac{d_{a1} + d_{aM2}}{2} = 225 + \frac{100 + 410}{2} = 480 \text{ [мм]}$$

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

$$a_T = \sqrt[3]{L_T} + 3 = \sqrt[3]{480} + 3 = 10,829 \text{ [мм]} \quad (4.2)$$

Округляя в большую сторону до целого числа принимаем:  $a = 11$  мм.

Расстояние между дном корпуса и нижней внешней поверхностью червяка:

$$b_0 \geq 4 \cdot a = 4 \cdot 11 = 44 \text{ [мм]} \quad (4.3)$$

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач быстроходной ступени:

$$L_B = a_{\omega_B} + \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = 112 + \frac{69,4 + 164,6}{2} = 229 \text{ [мм]}$$

Зазор между внутренними поверхностями стенок корпуса колесом быстроходной ступени:

$$a_B = \sqrt[3]{L_T} + 4 = \sqrt[3]{229} + 3 = 9,118 \text{ [мм]}$$

Округляя в большую сторону до целого числа принимаем:  $a = 10$  мм.

### **4.3 Выбор типа и схемы установки подшипников [4]**

Для быстроходного вала выбираем подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365–87), тип 7205А; схема установки: «враспор».

Для промежуточного вала выбираем подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365–87), тип 7308А и подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328–75), тип 2308; схема установки: левая опора – «фиксирующая», правая – «плавающая».

Для тихоходного вала выбираем подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности (ГОСТ 27365–87), тип 7216А; схема установки: «враспор».

## 5. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Толщина стенки корпуса редуктора [5]:

$$\delta = 2,6 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_{2T}} = 2,6 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 933,912} = 8,083 \text{ [мм]} \geq 6 \text{ [мм]} \quad (5.1)$$

Принимаем:  $\delta = 8$  мм.

Толщина стенки крышки корпуса:

$$\delta_1 = 0,9 \cdot \delta = 0,9 \cdot 8 = 7,2 \text{ [мм]} \quad (5.2)$$

Принимаем:  $\delta_1 = 7$  мм.

В соответствии с [1, табл. 9.2] для  $a_{\omega_T} = 225$  мм принимаем 4 болта М16,  $d = 16$  мм, соединяющих крышку и корпус.

Суммарное межосевое расстояние:

$$a_{\omega_T} + a_{\omega_B} = 225 + 112 = 337 \text{ [мм]}$$

Принимаем 4 фундаментальных винта М16,  $d_{\phi} = 16$  мм для крепления корпуса к раме или плите [1, табл. 9.3].

Толщину фланцев крышки и корпуса конструктивно принимаем:  $S = 17$  мм.

Ширина фланцев для соединения крышки и корпуса:

$$K = 2,7 \cdot d = 2,7 \cdot 16 = 43,2 \text{ [мм]} \quad (5.3)$$

Принимаем:  $K = 44$  мм.

Расстояние от края фланца до оси болта:

$$c = 1,2 \cdot d = 1,2 \cdot 16 = 19,2 \text{ [мм]} \quad (5.4)$$

Принимаем:  $c = 20$  мм.

Диаметр штифтов:

$$d_{шт} = (0,7 \dots 0,8) \cdot d = (0,7 \dots 0,8) \cdot 16 = 11,2 \dots 12,8 \text{ [мм]} \quad (5.5)$$

Принимаем:  $d_{шт} = 12$  мм.

Толщина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

$$g = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ [мм]} \quad (5.6)$$

Конструктивно принимаем:  $g = 30$  мм.

Ширина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

$$K_{\phi 1} = 2,7 \cdot d_{\phi} = 2,7 \cdot 16 = 43,2 \text{ [мм]}$$

Принимаем:  $K_{\phi 1} = 43$  мм.

Длина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

$$K_{\phi 2} = K_{\phi} + 1,5 \cdot \delta = 43 + 1,5 \cdot 8 = 55 \text{ [мм]} \quad (5.7)$$

Внутренние литейные радиусы:

$$r = 0,5 \cdot \delta = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ [мм]} \quad (5.8)$$

Внешние литейные радиусы:

$$R = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ [мм]} \quad (5.9)$$

Высота приливов:

$$h = 0,5 \cdot \delta = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ [мм]} \quad (5.10)$$

Диаметр отверстий проушин:

$$d_{\text{пр}} = (2 \dots 3) \cdot \delta_1 = (2 \dots 3) \cdot 7 = 14 \dots 21 \text{ [мм]} \quad (5.11)$$

Принимаем:  $d_{\text{пр}} = 21$  мм.

Ширина стенок проушин:

$$S = (2 \dots 3) \cdot \delta_1 = (2 \dots 3) \cdot 7 = 14 \dots 21 \text{ [мм]} \quad (5.12)$$

Принимаем:  $S = 21$  мм.

## 6. ПРОВЕРКА ВАЛОВ, ПОДШИПНИКОВ И ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В AUTODESK INVENTOR 2019

### 6.1 Допускаемые значения для проверки валов на прочность и жесткость

Допускаемая стрела прогиба под колесом для быстроходной ступени:

$$[y_B] \approx 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 2,5 = 0,025 \text{ [мм]} \quad (6.1)$$

Допускаемая стрела прогиба под колесом для тихоходной ступени:

$$[y_T] \approx 0,005 \cdot m = 0,005 \cdot 10 = 0,05 \text{ [мм]} \quad (6.2)$$

В соответствии с [2, стр.302] допускаемый угол поворота (отклонения) вала:  $[\theta] = 0,005$  рад.

Допускаемое действующее напряжение кручения:  $[\tau] = (12 \dots 15)$  МПа.

### 6.2 Проверка сконструированных валов на прочность и жесткость

1) Проверка быстроходного вала:

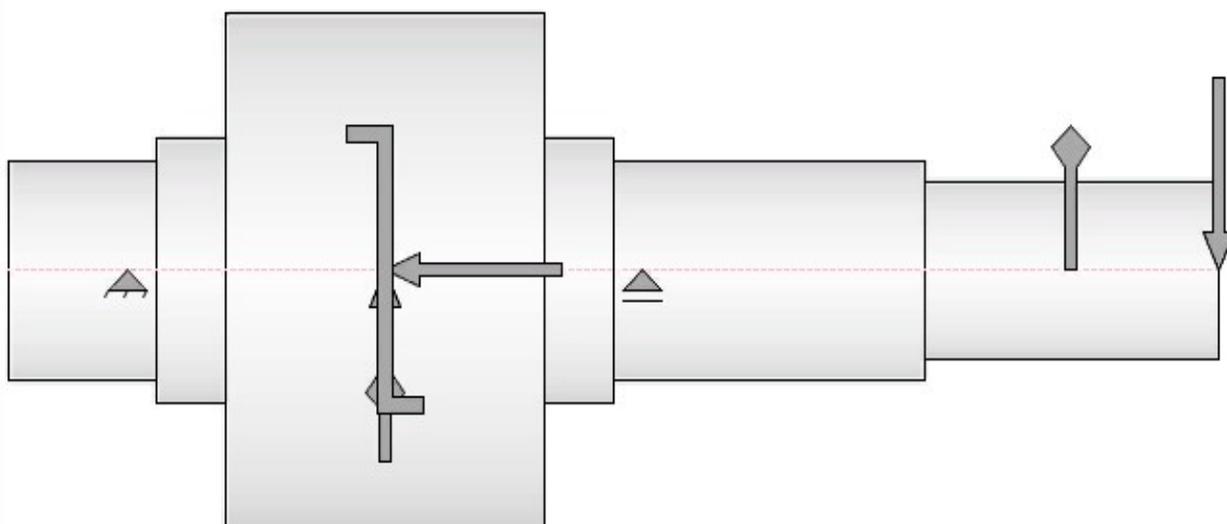


Рисунок 7 – Схема быстроходного вала

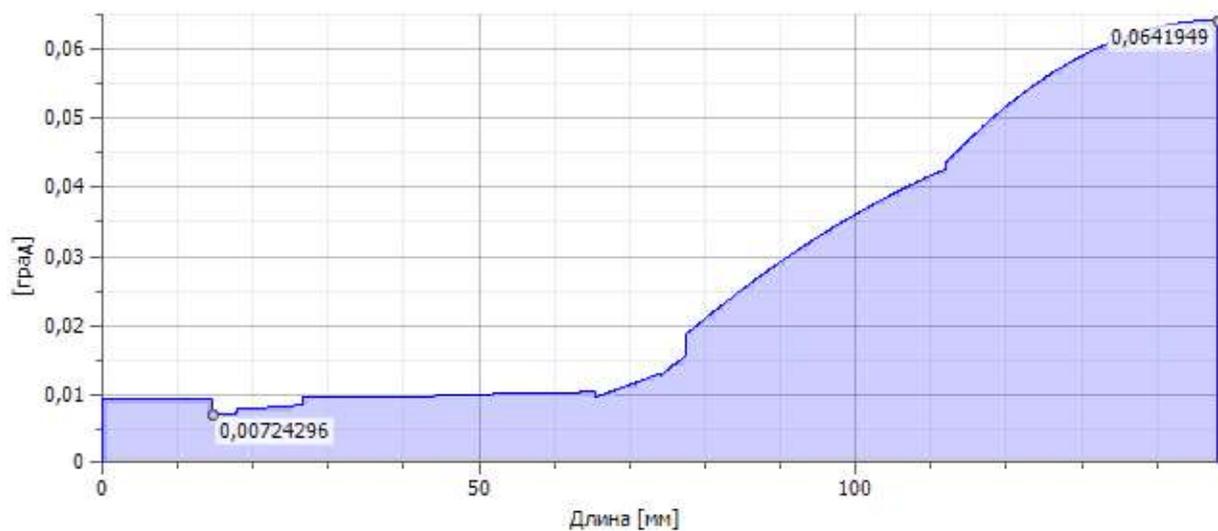


Рисунок 8 – Эпюра угла отклонения

Угол отклонения быстроходного вала:

$$\theta = 0,064^\circ = \frac{0,064 \cdot \pi}{180} = 0,001 \text{ [рад]} < [\theta] = 0,005 \text{ [рад]}$$

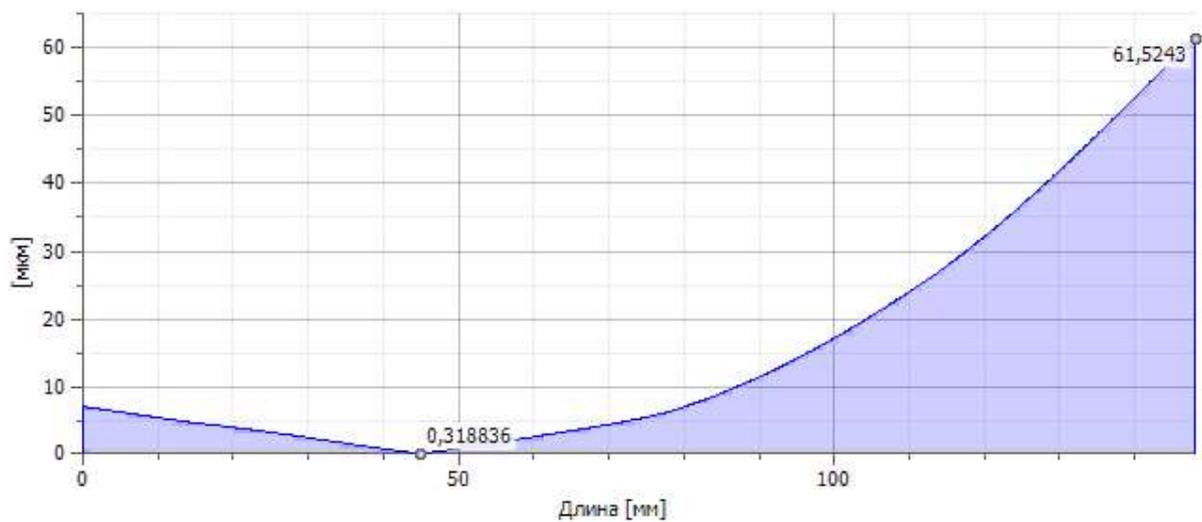


Рисунок 9 – Эпюра отклонения

Стрела прогиба быстроходного вала:

$$y_B = 0,319 \text{ [мкм]} = 0,0003 \text{ [мм]} < [y_B] = 0,025 \text{ [мм]}$$

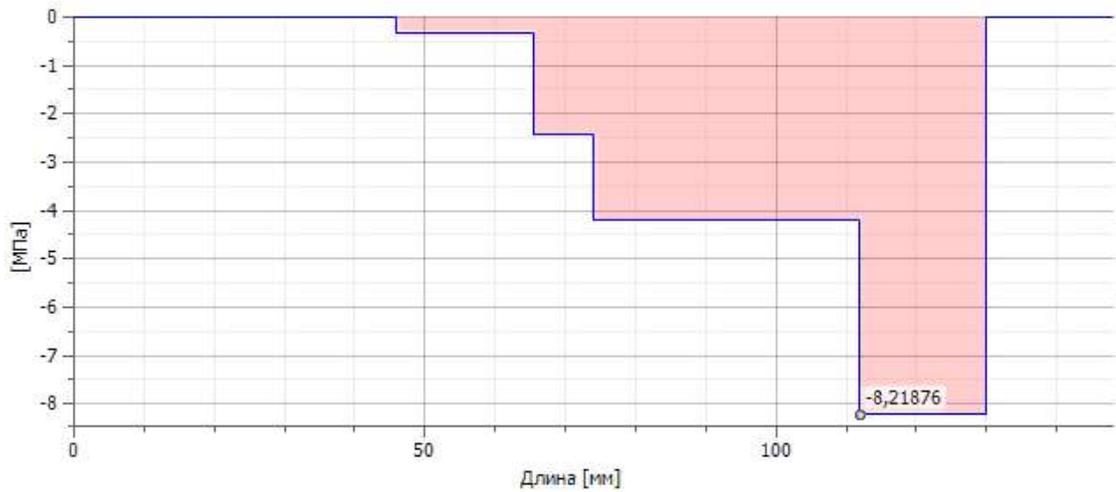


Рисунок 10 – Эпюра касательных напряжений при кручении

Напряжение кручения быстроходного вала:

$$\tau = 8,219 \text{ [МПа]} < [\tau] = (12 \dots 15) \text{ [МПа]}$$

2) Проверка промежуточного вала:

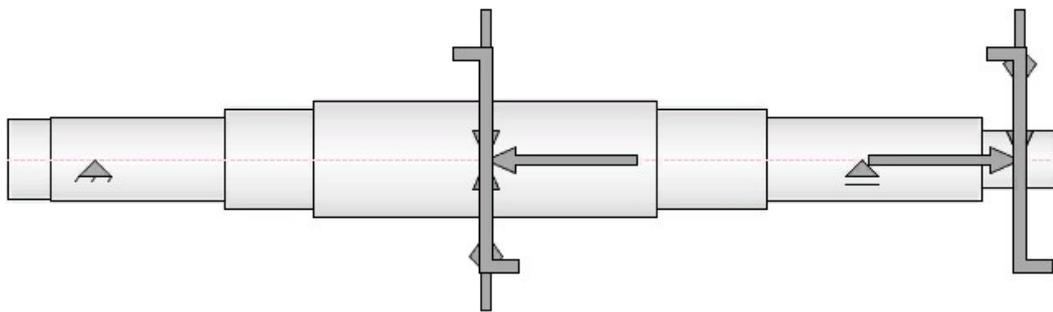


Рисунок 11 – Схема промежуточного вала



Рисунок 12 – Эпюра угла отклонения

Угол отклонения промежуточного вала:

$$\theta = 0,017^\circ = \frac{0,017 \cdot \pi}{180} = 0,0003 \text{ [рад]} < [\theta] = 0,005 \text{ [рад]}$$

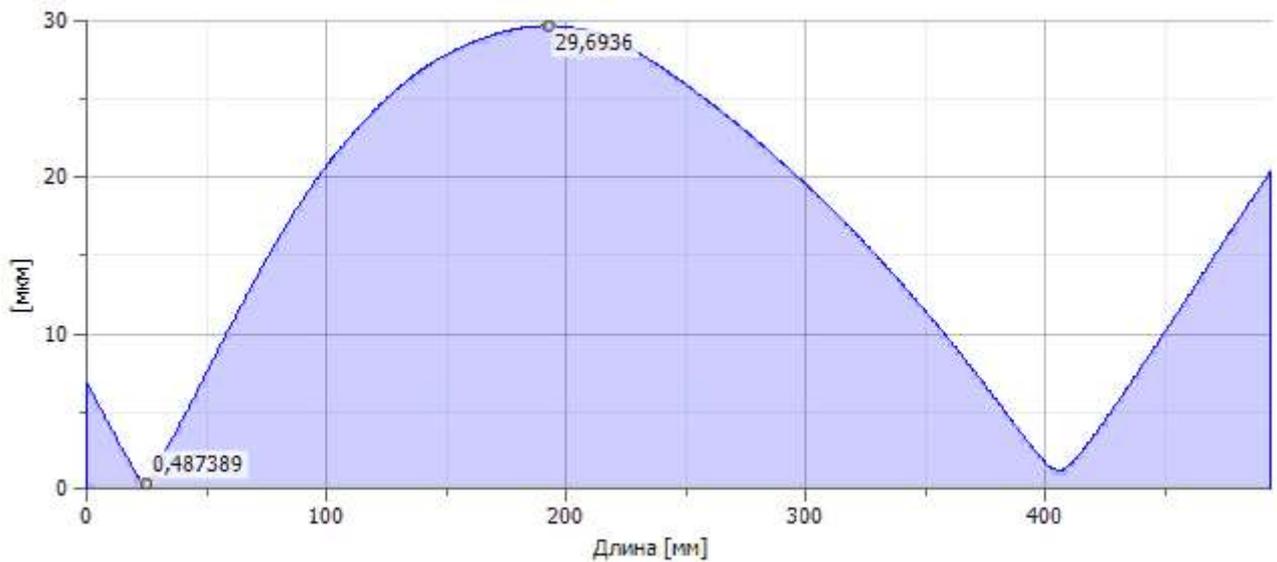


Рисунок 13 – Эпюра отклонения

Стрела прогиба промежуточного вала в месте быстроходного зацепления:

$$y_B = 16,191 \text{ [мкм]} = 0,016 \text{ [мм]} < [y_B] = 0,025 \text{ [мм]}$$

Стрела прогиба промежуточного вала в месте тихоходного зацепления:

$$y_T = 28,667 \text{ [мкм]} = 0,029 \text{ [мм]} < [y_T] = 0,05 \text{ [мм]}$$

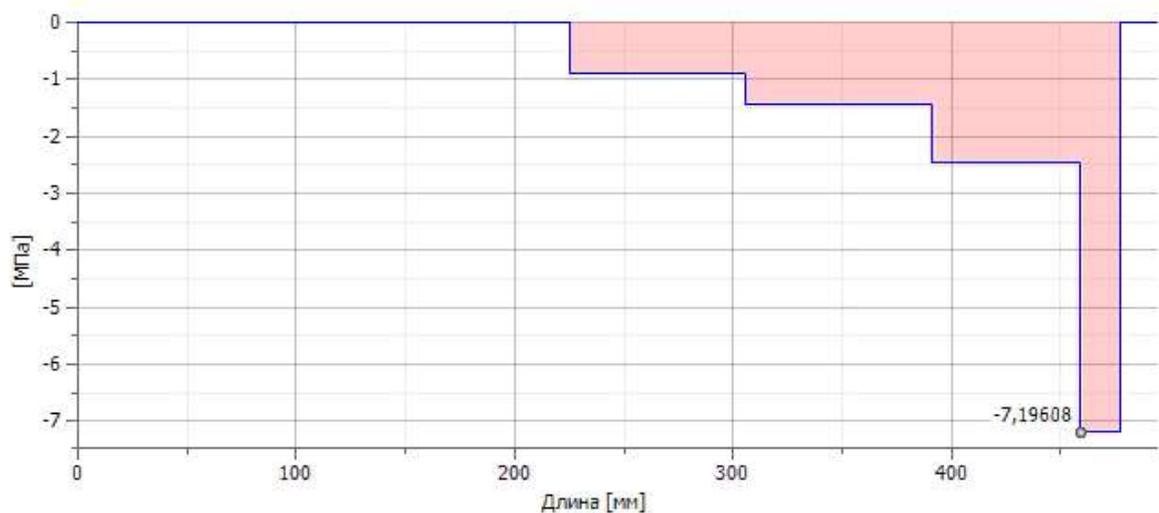


Рисунок 14 – Эпюра касательных напряжений при кручении

Напряжение кручения промежуточного вала:

$$\tau = 7,196 \text{ [МПа]} < [\tau] = (12 \dots 15) \text{ [МПа]}$$

3) Проверка тихоходного вала:

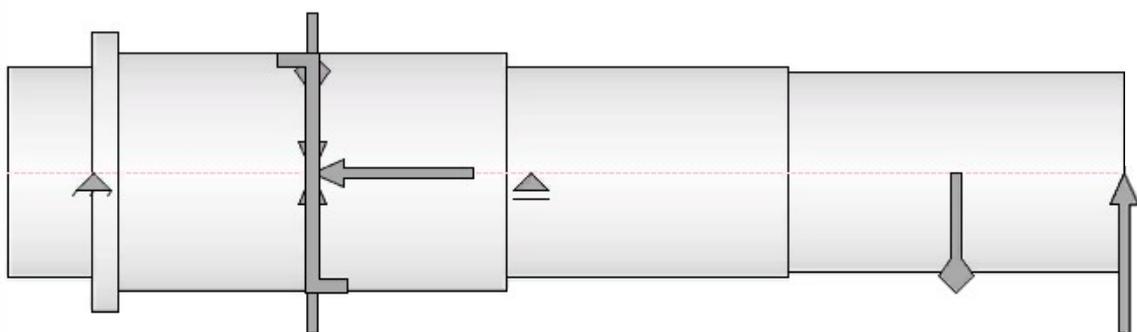


Рисунок 15 – Схема тихоходного вала

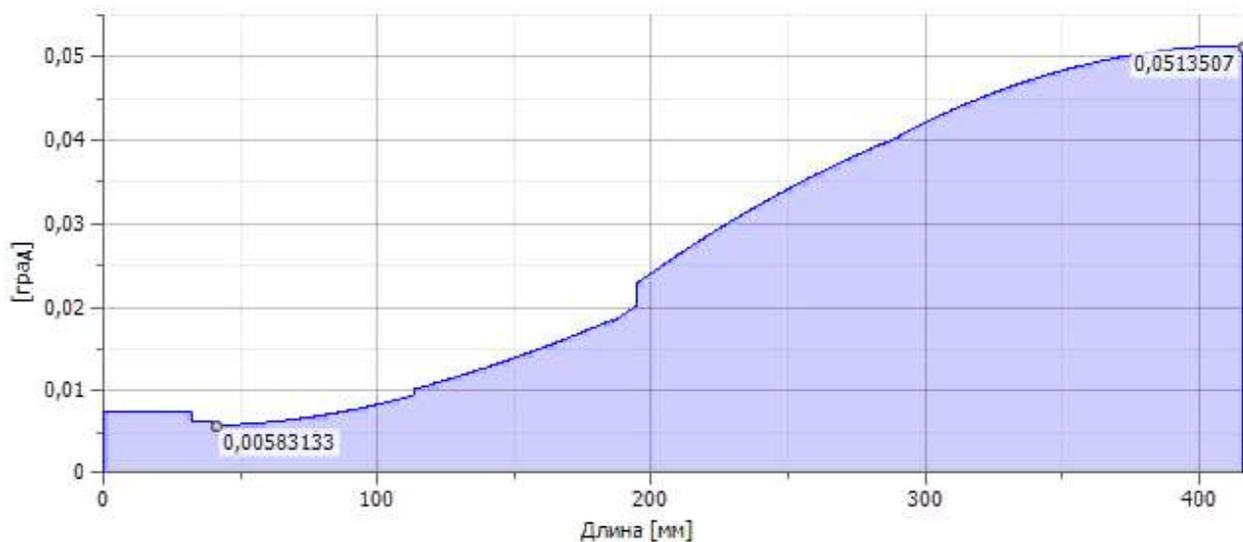


Рисунок 16 – Эпюра угла отклонения

Угол отклонения тихоходного вала:

$$\theta = 0,051^\circ = \frac{0,051 \cdot \pi}{180} = 0,0009 \text{ [рад]} < [\theta] = 0,005 \text{ [рад]}$$

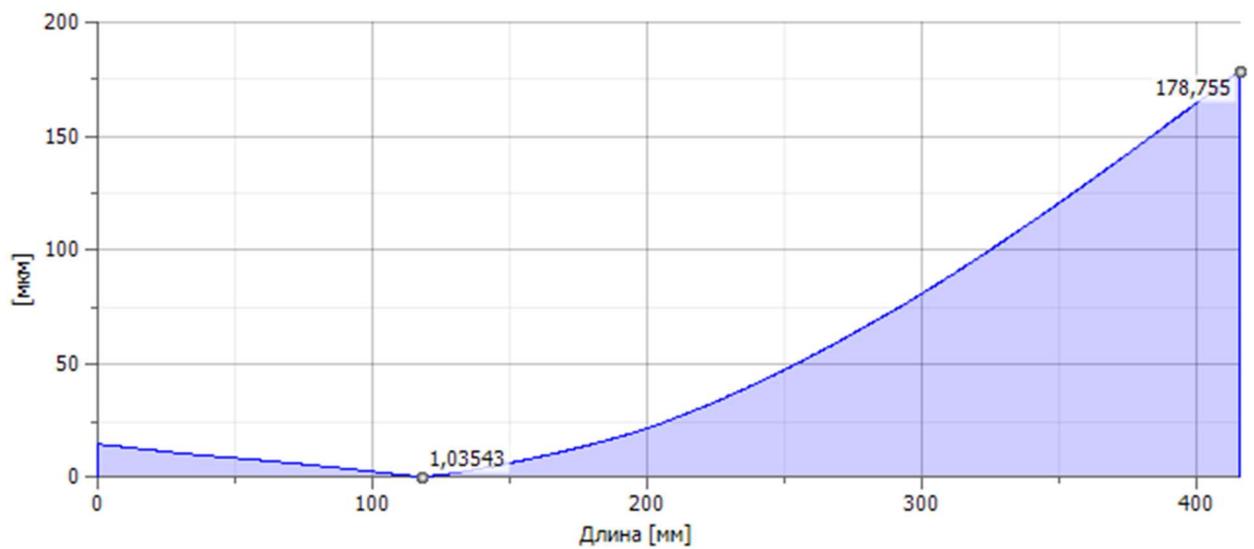


Рисунок 17 – Эпюра отклонения

Стрела прогиба тихоходного вала:

$$y_T = 1,737 \text{ [мкм]} = 0,002 \text{ [мм]} < [y_T] = 0,05 \text{ [мм]}$$

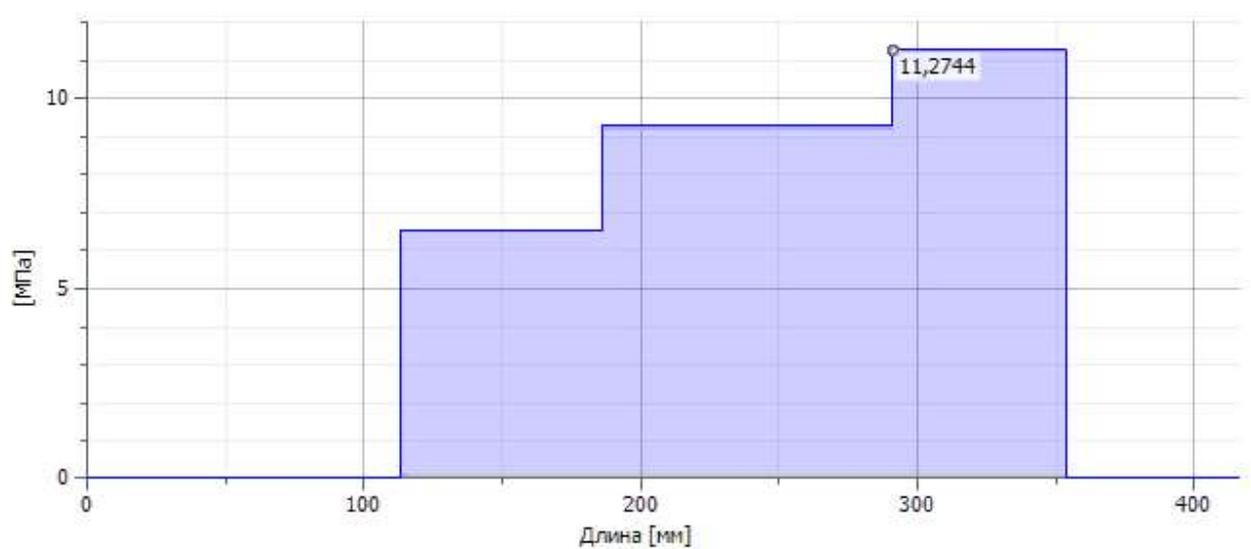


Рисунок 18 – Эпюра касательных напряжений при кручении

Напряжение кручения тихоходного вала:

$$\tau = 11,274 \text{ [МПа]} < [\tau] = (12 \dots 15) \text{ [МПа]}$$

Вывод: исследуемые валы прошли проверку на прочность и жесткость.

### 6.3 Проверка подшипников на долговечность

Требуемый срок службы подшипников: 30000 часов.

1) Проверка подшипников быстроходного вала:

Обозначение		Подшипник ГОСТ 27365-87 (7205A)
Внутренний диаметр подшипника	d	25,000 мм
Наружный диаметр подшипника	D	52,000 мм
Ширина подшипника	B	16,250 мм
Номинальный контактный угол подшипника	$\alpha$	5 град
Основная динамическая грузоподъемность	C	29200 Н
Основная статическая грузоподъемность	$C_0$	21000 Н
Коэффициент динамической радиальной нагрузки	X	0,60 бр / 0,60 бр
Коэффициент динамической осевой нагрузки	Y	0,50 бр / 0,50 бр
Предельное значение $F_a/F_r$	e	0,40 бр
Коэффициент статической радиальной нагрузки	$X_0$	0,60 бр
Коэффициент статической осевой нагрузки	$Y_0$	0,50 бр
Консистентная смазка для ограничения скорости	$n_{Lim1}$	0 об_мин
Смазочное масло для ограничения скорости	$n_{Lim2}$	0 об_мин

Рисунок 19 – Параметры подшипников быстроходного вала

Основной номинальный срок службы	$L_{10}$	350510 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{на}$	350510 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	12,28772 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	7,28304 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	1709 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	P	1073 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	2880 об_мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	2880 об_мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	2880 об_мин
Проверка прочности		<b>Положительная</b>

Рисунок 20 – Результаты проверки подшипников быстроходного вала на долговечность

2) Проверка подшипников промежуточного вала:

Обозначение		Подшипник ГОСТ 27365-87 (7308А)
Внутренний диаметр подшипника	d	40,000 мм
Наружный диаметр подшипника	D	90,000 мм
Ширина подшипника	B	25,250 мм
Номинальный контактный угол подшипника	$\alpha$	5 град
Основная динамическая грузоподъемность	C	80900 Н
Основная статическая грузоподъемность	$C_0$	56000 Н
Коэффициент динамической радиальной нагрузки	X	0,60 бр / 0,60 бр
Коэффициент динамической осевой нагрузки	Y	0,50 бр / 0,50 бр
Предельное значение $F_a/F_r$	e	0,40 бр
Коэффициент статической радиальной нагрузки	$X_0$	0,60 бр
Коэффициент статической осевой нагрузки	$Y_0$	0,50 бр
Консистентная смазка для ограничения скорости	$n_{Lim1}$	0 об_мин
Смазочное масло для ограничения скорости	$n_{Lim2}$	0 об_мин

Рисунок 21 – Параметры подшипников промежуточного вала

Основной номинальный срок службы	$L_{10}$	566069 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	566069 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	16,56506 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	14,81893 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	3381 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	P	3381 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	1163 об_мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	1163 об_мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	1163 об_мин
Проверка прочности		<b>Положительная</b>

Рисунок 22 – Результаты проверки подшипников промежуточного вала на долговечность

3) Проверка подшипников тихоходного вала:

Обозначение		Подшипник ГОСТ 27365-87 (7216А)
Внутренний диаметр подшипника	d	80,000 мм
Наружный диаметр подшипника	D	140,000 мм
Ширина подшипника	B	28,250 мм
Номинальный контактный угол подшипника	$\alpha$	5 град
Основная динамическая грузоподъемность	C	140000 Н
Основная статическая грузоподъемность	$C_0$	114000 Н
Коэффициент динамической радиальной нагрузки	X	0,60 бр / 0,60 бр
Коэффициент динамической осевой нагрузки	Y	0,50 бр / 0,50 бр
Предельное значение $F_a/F_r$	e	0,40 бр
Коэффициент статической радиальной нагрузки	$X_0$	0,60 бр
Коэффициент статической осевой нагрузки	$Y_0$	0,50 бр
Консистентная смазка для ограничения скорости	$n_{Lim1}$	0 об_мин
Смазочное масло для ограничения скорости	$n_{Lim2}$	0 об_мин

Рисунок 23 – Параметры подшипников тихоходного вала

Основной номинальный срок службы	$L_{10}$	3970718 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	3970718 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	7,34429 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	2,25577 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	15522 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	P	9684 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	31 об_мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	31 об_мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	31 об_мин
Проверка прочности		<b>Положительная</b>

Рисунок 24 – Результаты проверки подшипников тихоходного вала на долговечность

Вывод: исследуемые подшипники прошли проверку на долговечность.

#### 6.4 Проверка шпоночных соединений на прочность

1) Проверка шпоночного соединения быстроходного вала:

Ширина шпонки	b	6,000 мм
Высота шпонки	h	6,000 мм
Длина шпонки	l	28,000 мм
Функциональная длина	l <sub>f</sub>	22,000 мм
Фаска шпонки	s	0,400 мм
Радиус шпонки	R	0,160 мм

Рисунок 25 – Параметры шпоночного соединения быстроходного вала

Мин. функциональная длина шпонки	l <sub>мин</sub>	2,483 мм
Мин. диаметр вала	d <sub>мин</sub>	5,760 мм
Проверка прочности	<b>Положительная</b>	

Рисунок 26 – Результаты проверки шпоночного соединения быстроходного вала на прочность

2) Проверка шпоночного соединения промежуточного вала:

Ширина шпонки	b	8,000 мм
Высота шпонки	h	7,000 мм
Длина шпонки	l	28,000 мм
Функциональная длина	l <sub>f</sub>	20,000 мм
Фаска шпонки	s	0,400 мм
Радиус шпонки	R	0,160 мм

Рисунок 27 – Параметры шпоночного соединения промежуточного вала

Мин. функциональная длина шпонки	l <sub>мин</sub>	3,573 мм
Мин. диаметр вала	d <sub>мин</sub>	7,715 мм
Проверка прочности	<b>Положительная</b>	

Рисунок 28 – Результаты проверки шпоночного соединения промежуточного вала на прочность

3) Проверка шпоночных соединений тихоходного вала:

Ширина шпонки	b	25,000 мм
Высота шпонки	h	14,000 мм
Длина шпонки	l	110,000 мм
Функциональная длина	l <sub>f</sub>	85,000 мм
Фаска шпонки	s	0,400 мм
Радиус шпонки	R	0,160 мм

Рисунок 30 – Параметры шпоночного соединения тихоходного вала и червячного колеса

Мин. функциональная длина шпонки	l <sub>мин</sub>	15,722 мм
Мин. диаметр вала	d <sub>мин</sub>	24,002 мм
Проверка прочности	<b>Положительная</b>	

Рисунок 31 – Результаты проверки шпоночного соединения тихоходного вала и червячного колеса на прочность

Ширина шпонки	b	20,000 мм
Высота шпонки	h	12,000 мм
Длина шпонки	l	110,000 мм
Функциональная длина	l <sub>f</sub>	90,000 мм
Фаска шпонки	s	0,400 мм
Радиус шпонки	R	0,160 мм

Рисунок 32 – Параметры шпоночного соединения на концевом участке тихоходного вала

Мин. функциональная длина шпонки	l <sub>мин</sub>	22,236 мм
Мин. диаметр вала	d <sub>мин</sub>	24,002 мм
Проверка прочности	<b>Положительная</b>	

Рисунок 33 – Результаты проверки шпоночного соединения на концевом участке тихоходного вала на прочность

Вывод: исследуемые шпоночные соединения прошли проверку на прочность.

## 7. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА ПОДШИПНИКОВ

Температура нагрева подшипников для напрессовки на вал:

$$t = 20 + \frac{N_{max} + z_{сб}}{d \cdot 10^6 \cdot \alpha} \quad (7.1)$$

где  $N_{max}$  – максимальный натяг [мкм];

$z_{сб}$  – зазор для удобства сборки [мкм];

$d$  – номинальный диаметр посадки [мкм];

$\alpha$  – температурный коэффициент линейного расширения материала подшипников [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ].

Для стали:  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ].

1) Подшипники на тихоходном валу: 7216А (роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности).

Посадка:  $\varnothing 80 \frac{L_0(-15)}{k_6(+21)}$

Нижнее отклонение отверстия:  $EI = -15$  [мкм]

Верхнее отклонение вала:  $es = +21$  [мкм]

Максимальный натяг:

$$N_{max} = es - EI = 21 - (-15) = 36 \text{ [мкм]}$$

Зазор для удобства сборки [1]:  $z_{сб} = 10$  [мкм]

Температура нагрева подшипников:

$$t_1 = 20 + \frac{N_{max} + z_{сб}}{d \cdot 10^6 \cdot \alpha} = 20 + \frac{36 + 10}{0,08 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 67,916 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \approx 68 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

2) Подшипники на промежуточном валу: 7308А (роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности) и 2308 (роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами).

Посадка:  $\varnothing 40 \frac{L_0(-12)}{k_6(+18)}$

Нижнее отклонение отверстия:  $EI = -12$  [мкм]

Верхнее отклонение вала:  $es = +18$  [мкм]

Максимальный натяг:

$$N_{max} = es - EI = 18 - (-12) = 30 \text{ [мкм]}$$

Зазор для удобства сборки [1]:  $z_{сб} = 10$  [мкм]

Температура нагрева подшипников:

$$t_2 = 20 + \frac{N_{max} + z_{сб}}{d \cdot 10^6 \cdot \alpha} = 20 + \frac{30 + 10}{0,04 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 103,333 \text{ [}^\circ\text{C]} \approx 103 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

3) Подшипники на быстроходном валу: 7205А (роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности)

Посадка:  $\varnothing 25 \frac{L_0(-10)}{k_6(+15)}$   
 $\frac{+2}{+2}$

Нижнее отклонение отверстия:  $EI = -10$  [мкм]

Верхнее отклонение вала:  $es = +15$  [мкм]

Максимальный натяг:

$$N_{max} = es - EI = 15 - (-10) = 25 \text{ [мкм]}$$

Зазор для удобства сборки [1]:  $z_{сб} = 10$  [мкм]

Температура нагрева подшипников:

$$t_3 = 20 + \frac{N_{max} + z_{сб}}{d \cdot 10^6 \cdot \alpha} = 20 + \frac{25 + 10}{0,025 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 136,666 \text{ [}^\circ\text{C]} \approx 137 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

## 8. СМАЗКА И СБОРКА РЕДУКТОРА

### 8.1 Смазывание передач редуктора

Принимаем картерную систему смазки, так как окружная скорость на червяке  $v_1 = 4,788$  м/с. Допускаемое контактное напряжение  $[\sigma]_H = 136,827$  МПа, поэтому в соответствии с [1, табл. 8.2], устанавливая рекомендуемую вязкость масла для червячных колес, выбираем сорт масла: Авиационное МС-20 [1, табл. 8.3]. Один и тот же сорт масла будет использоваться и для червячной и для цилиндрической передачи.

Глубина погружения в масло червяка:

$$h_{\text{мч}} = (0,1 \dots 0,5) \cdot d_{1\text{т}} = (0,1 \dots 0,5) \cdot 80 = 8 \dots 40 \text{ [мм]} \quad (8.1)$$

Минимальная глубина погружения в масло червяка:

$$h_{\text{min}}^{\text{мч}} = 2,2 \cdot m_{\text{т}} = 2,2 \cdot 10 = 22 \text{ [мм]} \quad (8.2)$$

Предельно допустимый уровень погружения зубчатого колеса:

$$h_{\text{max}}^{\text{мз}} \leq 0,25 \cdot d_{2\text{б}} = 0,25 \cdot 159,6 = 39,9 \text{ [мм]} \quad (8.3)$$

При минимальной глубине погружения в масло червяка  $h_{\text{min}}^{\text{мч}} = 22$  мм в соответствии со сборочным чертежом уровень погружения колеса цилиндрической передачи составит:  $h_{\text{мз}} = 54,3$  мм, что существенно превышает максимальный уровень погружения зубчатого колеса. Поэтому целесообразно понизить уровень масла, приняв:  $h = 75$  мм, тогда уровень погружения колеса цилиндрической передачи составит:  $h_{\text{мз}} = 40,3$  мм. В этом случае необходимо установить разбрызгиватели на червяке для смазывания червячного зацепления.

Примерный объем масляной ванны:

$$V \approx (a_1 \cdot b_1 \cdot h_1 + (\pi \cdot R^2 \cdot \frac{\alpha}{360}) \cdot a_2) \cdot 10^{-6}$$
$$V \approx \left( 432 \cdot 170 \cdot 75 + \left( \pi \cdot 93^2 \cdot \frac{126,3}{360} \right) \cdot 69 \right) \cdot 10^{-6} \approx 6,2 \text{ [л]}$$

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. При картерной смазке подшипники качения смазываются брызгами масла. При окружной скорости  $v_1 > 1$  м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса, стекающее масло попадает в подшипники [1, стр. 132].

## 8.2 Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом, начиная с узлов валов. При напрессовке всех подшипников их предварительно нагревают в масле до температур, рассчитанных в 7 разделе данной работы.

1) Первым через боковое отверстие корпуса (поз. 10) устанавливают узел промежуточного вала червяка (поз. 27). На вал надевают разбрызгиватели (поз. 25), упорные кольца (поз. 6 и поз. 7). Устанавливают стакан (поз. 26), напрессовываются подшипники (поз. 41 и поз. 43), на резьбовом конце вала устанавливается гайка (поз. 36) со стопорной шайбой (поз. 45). Закрепляют крышку (поз. 14) с регулировочными прокладками (поз. 19). Далее на вал с другой стороны надевается упорное кольцо (поз. 8), закладывается шпонка (поз. 52). Потом устанавливают колесо быстроходной ступени (поз. 5) и закрепляют его концевой шайбой (поз. 46) с помощью болта (поз. 33) и штифта (поз. 57).

2) Далее устанавливается узел быстроходного вала-шестерни (поз. 4) с напрессованными на него подшипниками (поз. 40). Затем устанавливают и закрепляют боковую крышку корпуса (поз. 12). Поверхность стыка корпуса и боковой крышки при этом уплотняется прокладкой (поз. 21). После чего закрепляют крышку подшипника (поз. 15) с манжетой (поз. 38) и регулировочными прокладками (поз. 20).

3) Устанавливается узел тихоходного вала (поз. 3). На вал закладывается шпонка (поз. 53), устанавливается собранное червячное

колесо (поз. 1), надевается упорное кольцо (поз. 9), напрессовываются подшипники (поз. 42). Далее устанавливают верхнюю крышку корпуса (поз. 11), затем крышки подшипников (поз. 16 и поз. 17) с прокладками (поз. 23) и манжетой (поз. 39).

4) В собранном редукторе валы должны проворачиваться свободно и без заеданий.

5) Затем устанавливается пробка маслосливного отверстия (поз. 44), заливается масло, устанавливается крышка люка (поз. 13), отдушина (поз. 18) и маслоуказатель (поз. 2).

Собранный редуктор обкатать по 10-15 минут на всех режимах нагрузки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При работе над курсовым проектом был спроектирован привод ленточного конвейера с двухступенчатым зубчато-червячным редуктором.

В ходе работы над проектом были выполнены: расчет кинематической схемы редуктора, расчет быстроходной и тихоходной ступеней с проверкой последней, расчеты валов на прочность и жесткость, проверка подшипников на долговечность, проверка шпоночных соединений на прочность. Также был решен вопрос смазки передач редуктора и подшипников. В качестве смазки был выбран сорт масла: Авиационное МС-20. Подобран необходимый электродвигатель 100S2/2880 с мощностью  $P = 4$  кВт и синхронной частотой  $n = 2880$  об/мин.

Расчеты на прочность, жесткость и долговечность проводились с использованием программы Autodesk Inventor 2019. Расчет геометрических параметров зубчатого зацепления цилиндрической передачи и проверка червячной передачи проводились с использованием программы APM Win Machine. Графическая часть проекта была выполнена с помощью программ: Autodesk AutoCAD 2019, Autodesk Inventor 2019.

По завершению данного проекта были получены следующие параметры ступеней редуктора:

- 1) Тихоходная ступень:  $a_{\omega} = 225$  мм;  $Z_1 = 1$ ;  $Z_2 = 37$ ;  $U_T = 37,636$ .
- 2) Быстроходная ступень:  $a_{\omega} = 112$  мм;  $Z_1 = 25$ ;  $Z_2 = 62$ ;  $U_B = 2,476$ .

Для валов подобраны следующие подшипники:

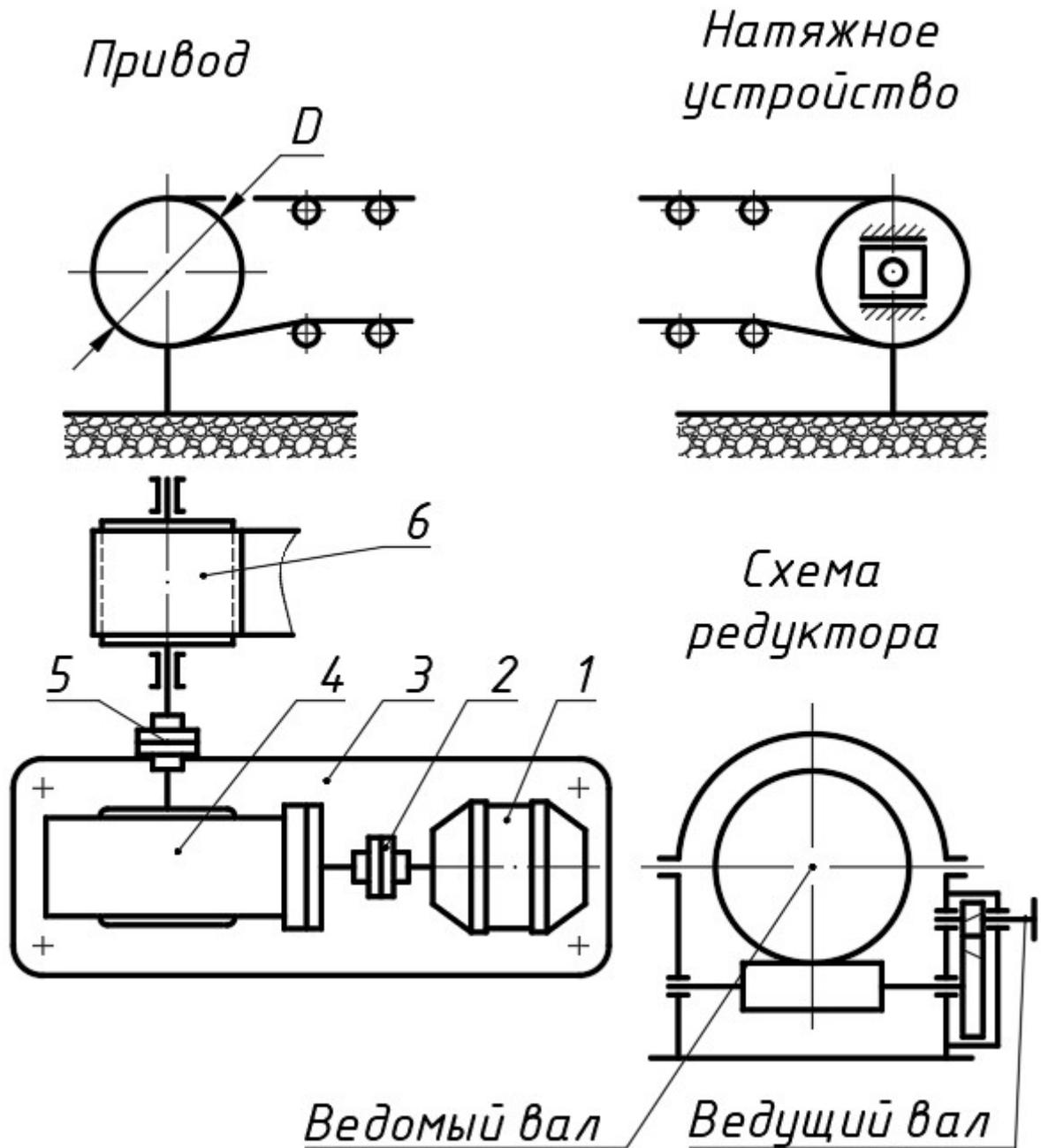
- 1) Тихоходный вал: 7216А ГОСТ 27365–87
- 2) Промежуточный вал: 7308А ГОСТ 27365–87 и 2308 ГОСТ 8328–75.
- 3) Быстроходный вал: 7205А ГОСТ 27365-87.

## СПИСОК 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.
3. Иванов, М. Н. Детали машин.: Учеб. для студентов вузов/ Под ред. В. А. Финогенова/ М. Н. Иванов — 6-е изд., перераб.— М.: Высш. шк., 2000. — 383 с.
4. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2. — 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестоковой.— М.: Машиностроение, 2001. — 912 с.
5. Байков, Б. А. Атлас конструкций: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. В 2ч. Ч.2/ Б. А. Байков, В. Н. Богачев, А.В. Буланже [и др.]; под общ. ред. д-ра техн. наук проф. Решетова Д. Н.— 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. — 296 с.
6. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбета,— 2-е изд.— Минск.: Технопринт, 2002. — 296 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Спроектировать привод ленточного конвейера



1. Электродвигатель.
2. Муфта.
3. Рама (плита).
4. Редуктор зубчато-червячный.
5. Муфта.
6. Барабан приводной.