МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

**«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

| | |
|---|---|
| Факультет<br>машиностроения и транспорта | Кафедра<br>Компьютерное проектирование<br>технологического оборудования |
| Направление подготовки | 15.03.02 – Технологические машины и оборудование |
| Профиль подготовки | Металлообрабатывающее оборудование и технологическая оснастка |

# БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему

Модернизация горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6902ПМФ2

ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ
(обозначение ВКР)

| | | |
|---|---|---|
| **Студент гр. 16МС1** | (подпись, дата) | Оськин Ф.А.<br>(фамилия, инициалы) |
| **Руководитель** | (подпись, дата) | Большаков Г.С.<br>(фамилия, инициалы) |
| **Нормоконтролер** | (подпись, дата) | Кочетков Д.В.<br>(фамилия, инициалы) |

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от 11.06.2020 № 10)

Заведующий кафедрой _____ Липов А.В.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 26.06.2020 г. № 10)

Секретарь ГЭК _____ Истомина Ю.В.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Пенза 2020

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой КПТО А.В. Липов

«15» июня 2020 г.

# ЗАДАНИЕ

## на бакалаврскую работу

1. Студент гр. 16МС1 Факультета машиностроения и транспорта направления 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»

Оськин Филипп Александрович

2. Руководитель бакалаврской работы Большаков Г.С., к.т.н., доцент кафедры КПТО

3. Время проектирования с 27 мая 2020 г. по 08 июня 2020 г.

4. Место преддипломной практики ФГБОУ ВО «ПГУ»

5. Тема бакалаврской работы

Модернизация горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6902ПМФ2

Тема утверждена приказом ПГУ №358/о от 12.05.2020 г.

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические характеристики и т.п.)

Модернизировать привод главного движения с комбинированным регулированием станка с целью увеличения мощности до 5,6 кВт, а также приводов подач с целью повышения точности и быстродействия благодаря применению современных серводвигателей без промежуточных зубчатых передач

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты, обоснования, описания)

1 Общие сведения о базовой модели станка.....

2 Кинематический расчет привода главного движения.....

3 Эскизное оформление привода главного движения.....

4 Силовой расчет привода главного движения.....

5 Расчет шпиндельного узла

7 Расчет серводвигателей приводов стола и перемещения шпиндельной бабки

.....

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

Кинематическая схема базового станка мод. 6902ПМФ2 ..

Кинематическая схема модернизированного станка мод. 6902ПМФ2 ..

Развертка привода главного движения ..

Свертка привода главного движения ..

Общий вид модернизированного станка мод. 6902ПМФ2 ..

Модернизированный привод подач стола ..

8. Особые требовании по выполнению разделов:

9. Календарный график выполнения выпускной работы

| Наименование этапов работы | Объем работы,% | Срок выполнения | Подпись руководителя |
|---|---|---|---|
| Кинематический расчет привода главного движения | 15 | 01.06.20 | |
| Силовой расчет привода главного движения | 20 | 05.06.20 | |
| Расчет шпиндельного узла | 20 | 08.06.20 | |
| Расчет серводвигателей приводов стола и перемещения шпиндельной бабки | 15 | 12.06.20 | |
| Оформление чертежей | 15 | 18.06.20 | |
| Оформление пояснительной записки | 15 | 22.06.20 | |
| | | | |

Дата выдачи задания « 27 » мая 2020 г. Задание к исполнению принял

Руководитель работы « 27 » 05 2020г.

Бакалаврскую работу к защите допустить

Декан Факультета машиностроения и транспорта С.Ю. Киреев

«___»_____2020 г.

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой аттестации допустить

# Реферат

Выпускная квалификационная работа (ВКР) на тему «Модернизация горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6902ПМФ2» состоит из пояснительной записки и графической части.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ.

В пояснительной записке показана информация о базовой модели станка и приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2, выполненный на 77 листах, где построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев , представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межосевое расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла.

Графическая часть содержит:

Лист формата А1 – Станок горизонтально-фрезерный-сверлильно-расточный (схема кинематическая принципиальная)

Лист формата А1 - Станок горизонтально-фрезерный-сверлильно-расточный (схема кинематическая модернизированная)

Лист формата А0 – Общий вид станка модели 6902ПМФ2

Лист формата А1- Привода главного движения модернизированный

Лист формата А1 – Привода главного движения модернизированный

Лист формата А1 – Привод подач станка модели 6902ПМФ2 (модернизированный)

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | ПГУ 15.03.02.09.00.00ПЗ | | |
| Изм | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | |
| Разраб. | | Оськин Ф.А. | | | Модернизация горизонтально-го фрезерно-сверлильно-расточного станка с ЧПУ модели 6902ПМФ2. | Лит. | Лист 4 / Листов 77 |
| Провер. | | Большаков Г.С. | | | | | |
| Н. контр. | | Кочетков Д.В. | | | | Каф. «КПТО», гр. 16МС1 | |
| Утв. | | | | | | | |

Содержание

1 Общие сведения о станке……..4
2 График частот вращения шпинделя…….....6
3 Числа зубьев в передачах……12
4 Кинематическая схема привода главного движения……17
5 Эскизное оформление привода главного движения…….18
5.1 Кинематические и силовые характеристики…….18
5.2 Модули зубьев в передачах…….....19
5.3 Диаметры валов…….21
5.4 Межцентровое расстояния между валами…….....23
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....25
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла…….28
6. Силовой расчет привода главного движения……28
6.1 Расчет валов на прочность……...….28
6.2 Расчет шпиндельного узла…….35
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя……..37
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес…….....40
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений……45
6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений…….46
7 Расчет серводвигателя для шарика-винтовой пары……....49
7.1.Горизонтальное перемещение……...51
7.2 Перемещение шпиндельной бабки……56
7.3 Вертикальное перемещение……...60
Список использованной литературы……...65
Приложение А – Ведомость выпускной квалификационной работы……....67
Приложение Б – Спецификация ..……69

# 1 Общие сведения о станке

Станок горизонтально-фрезерный-сверлильно-расточный с крестовым поворотным столом, числовым программным управлением и инструментальным магазином модели 6902ПМФ2 предназначен для комплексной обработки корпусных деталей средних и малых размеров с 4-х сторон без переустановок.

На станке может производиться получистовое и чистовое фрезерование деталей концевым, торцевым и дисковыми фрезами, а также растачивание, сверление, зенкерование, развертывание и нарезания резьбы метчиками.

Станок может обрабатывать детали из чугуна, стали, цветных металлов, пластмассы.

Управление станком производится с помощью перфорированной ленты от системы числового программного управления. Однако станок может управляться и вручную органами управления, расположенными на пульте управления.

На станке программируются координатные перемещения стола, шпиндельной головки, скорости этих перемещений, числа оборотов шпинделя, смена инструмента, коррекция инструмента, цикли обработки.

Наличие на станке ЧПУ дает возможность записать на ленту или серию лент программы обработки деталей с практическими неограниченным количеством различных операций. Замена ленты позволяет осуществить быстрый переход на обработку новой детали.

Гибкость переналадки станка на обработку нового изделия способствует также возможность быстрой замены инструментов в магазине.

**Технические характеристики станка 6902ПМФ2**

| Параметр | Значение |
|---|---|
| Класс точности станка по ГОСТ 8-82 (Н, П, В, А, С) | П |
| Длина рабочей поверхности стола, мм | 320 |
| Ширина стола, мм | 250 |
| Наибольшее перемещение по осям X,Y,Z, мм | 320_320 |
| ЧПУ | Размер-2М |
| Пределы частот вращения шпинделя Min/Max, об/мин. | 63 - 2500 |
| Мощность, кВт | 3 |
| Габариты, мм | 2780_2050_1860 |
| Масса, кг | 4000 |
| Начало серийного выпуска, год | 1976 |
| Завод-производитель | Вильнюсский станкостроительный завод "Жальгирис" |

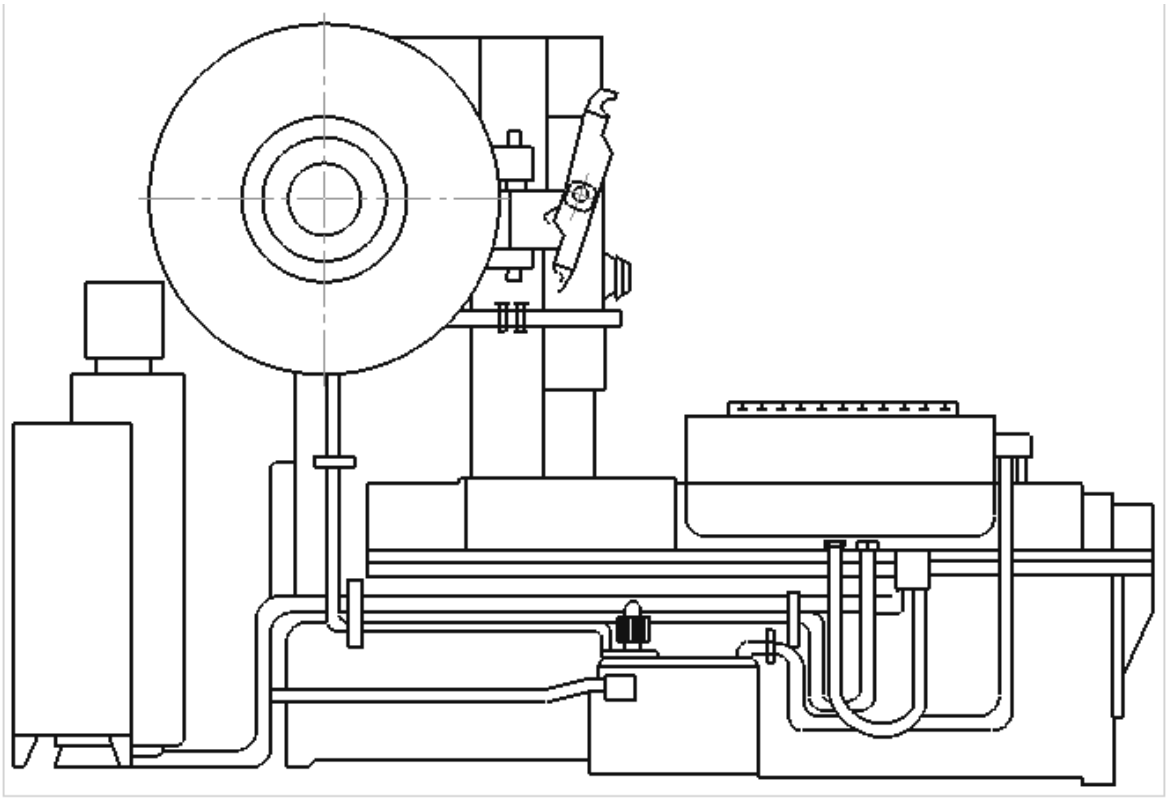

Рисунок 1 – Общий вид станка модели 6902ПМФ2.

## 2 График частот вращения шпинделя

Привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. Большее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [1, с. 31].

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

$$R_{\text{п}} = R_{\text{дв}} \, R_{\text{к}},$$

где $R_{\text{дв}}$ – диапазон регулирования двигателя;

$R_{\text{к}}$ – диапазон регулирования коробки.

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\varphi_{\text{к}} = R_{\text{дв}} \, \varphi$ [1, с. 31].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [1, с. 13, 20]:

$$n_{\text{шп(max)}} = R_{\text{п}} \, n_{\text{шп(min)}},$$

где $R_{\text{п}} = 40$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 60 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{эф}}}{\eta},$$

где $P_{\text{эф}} = 4 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

$\eta$ – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0{,}80 \ldots 0{,}85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0{,}80$.

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{4}{0{,}85} = 4{,}7 \text{ кВт}.$$

Выбираем тип двигателя 2ПН180М [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 5{,}6$ кВт, $n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дв}} = 42$мм – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [1, с. 32]:

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{3000}{750} = 4.$$

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [1, с. 32]:

$$R_{\text{к}} = \frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{дв}(P)}},$$

$$R_{\text{к}} = \frac{40}{4} = 10.$$

Определяем число скоростей коробки [1, с. 36]:

$$z = \frac{\lg R_{\text{п}}}{\lg R_{\text{дв}(P)}},$$

$$z = \frac{\lg 40}{\lg 4} = 2{,}7.$$

Это значение можно округлить до 2 и 3.

Принимаем $z = 2$, что дает возможность иметь одну групповую передачу в коробке.

Чтобы выбрать знаменатель ряда $\varphi$ можно воспользоваться следующими рекомендациями [1, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков –

$\varphi = 1{,}26$; для фрезерных станков всех типов – $\varphi = 1{,}26$; для многооперационных станков – $\varphi = 1{,}26$ и $\varphi = 1{,}41$.

Принимаем $\varphi = 1{,}26$.

Определяем величину $c$ [1, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{\text{дв}(P)}}{\lg \varphi},$$

$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1{,}26} = 5{,}998.$$

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [1, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg \varphi} = \frac{\lg R_{\text{г}}}{\lg \varphi},$$

где $R_m$, $R_{\text{г}}$ – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [1, с. 37]:

$$K_m = \frac{\lg R_{\text{к}}}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 10}{\lg 1{,}26} = 9{,}96.$$

Округляем до $K_m = 10$.

Однако при $\varphi = 1{,}26$ число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [1, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 6$. Оставшиеся 4 интервала можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [1, с. 33]:

$$R_{\text{к}(\text{ф})} = R_j \varphi^{K_m},$$

где $R_j$ – диапазон регулирования на последнем валу,

$$R_j = R_a R_b \ldots R_{m-1} = R_N^{\varepsilon},$$

$$\varepsilon = (p_a - 1) x_a + (p_b - 1) x_b + \ldots + (p_{m-1} - 1) x_{m-1},$$

$$R_{\text{п}(\text{ф})} = R_{\text{дв}(P)}\, R_{\text{к}(\text{ф})}.$$

Фактический диапазон регулирования коробки $R_{\text{к}(\text{ф})} = R_a \varphi^{K_m}$; в нашем случае $R_a = 1$, $\varphi = 1{,}26$, $K_m = 6$; следовательно,

$$R_{\text{к}(\text{ф})} = 1\phi^6 = 1 \cdot 1{,}26^6 = 4 \text{ [1, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\text{п}(\text{ф})} = 4 \cdot 4 = 16.$$

Определяем число $K_1$ интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения двигателя, а также число $K_2$ интервалов между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя [1, с. 33]:

$$K_1 = \frac{\lg\left(n_{\text{дв}(\max)} / n_{\text{шп}(\max)}\right)}{\lg \varphi},$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{\text{п}(\text{ф})}}{\lg \varphi}.$$

Рассчитанные значения $K_1$ и $K_2$ округляем до ближайшего большего целого [1, с. 33].

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg\left(3000 / 2400\right)}{\lg 1{,}26} = 0{,}97,$$

принимаем $K_1 = 1$,

$$K_2 = \frac{\lg 16}{\lg 1{,}26} = 11{,}996,$$

принимаем $K_2 = 12$.

Определяем общее число интервалов [1, с. 33]:

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 1 + 12 = 13.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 14 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1{,}26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Чтоб регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения смотреть, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [1, с. 33–34].

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1090; 800; 630; 500; 400; 315; 200; 160 и строим график частот вращения (рисунок 2).

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 2500\,\text{мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 12$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 160\text{мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 4 интервала вверх по II валу до точки $A$ (точка $n_{\text{шп}} = 400\text{мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 6. Поэтому из точки $A$ проводим луч на три (6–4=2) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 630\text{мин}^{-1}$.Затем из точки $A$ откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку $B$. Из точки $B$ проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки $A$.

Затем точки $A$ и $B$ соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем пять интервалов, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки $A$. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 125\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 100\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 80\,\text{мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 63\,\text{мин}^{-1}$,)

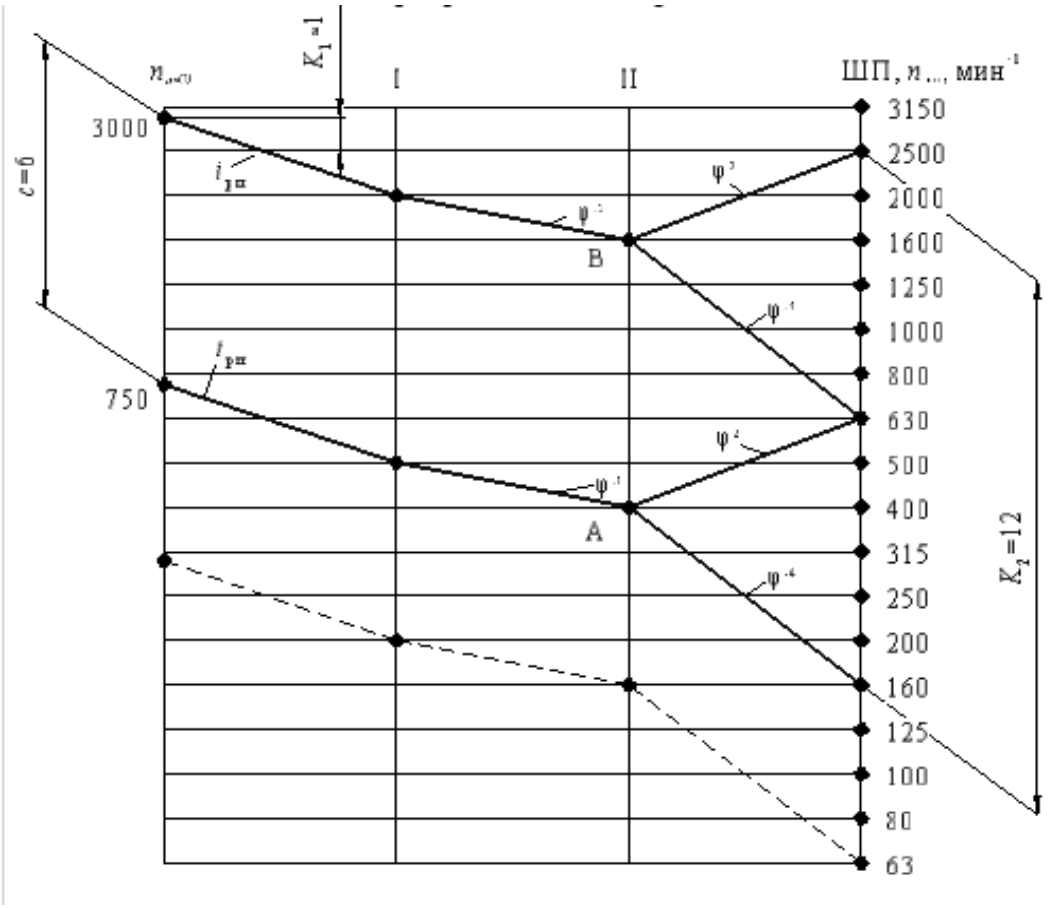


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

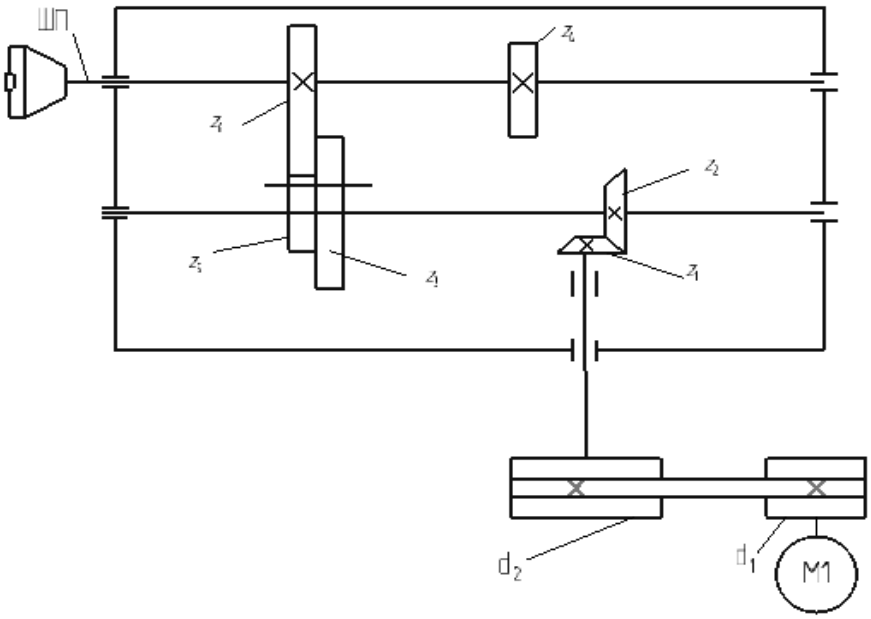


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант).

3 Числа зубьев в передачах

Построив график частот вращения привода, можно определить все величины передаточных отношений в коробке скоростей для переключаемых и находящихся в постоянном зацеплении зубчатых колес или ременных передач.

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, использую таблицу 7 [1, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев $\sum z$, начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения $i$ от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев $\sum z$ и необходимого передаточного отношения $i$ находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача:

передаточное отношение – $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{3000}{2000} = 1,5$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{750}{500} = 1,5$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1,5$ необходимо определить диаметры ведущего $d_1$ и ведомого $d_2$ шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 750\,\text{мин}^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550\frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550\frac{5,6}{750} = 71,31\,\text{Н}\cdot\text{м}.$$

По крутящему моменту $M_{\text{к дв}}$ из таблицы 4.1 [3, с. 86] принимаем профиль (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1–89) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\text{min}} = 160\,\text{мм}$. Расчетная ширина ремня $W_{\text{р}} = 14\,\text{мм}$; площадь поперечного сечения $A = 240\,\text{мм}^2$.

Лучше всего принимать $d_1$ возможно большим, так как при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное

напряжение $\sigma_t$, снижается окружная сила $F_t$ и уменьшается число ремней [3, с. 93].

Определяем диаметр ведущего шкива [3, с. 93, ф. 4.23]:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{M_{\text{к дв}}},$$

где $C = 38\ldots42$ – для ремней нормального сечения;

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{71,31} = 157,6 \text{мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 160 \text{мм}$.

Определяем скорость ремня [3, с. 93, ф. 4.24]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000},$$

где $n_1$ – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 750}{60000} = 6,28 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 3000}{60000} = 25,12 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(max)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую $V = 30$ м/с.

Определяем диаметр ведомого шкива [3, с. 93, ф. 4.25]:

$$d_2 = d_1 i_{\text{рп}} (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ – относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_2 = 160 \cdot 1,5(1 - 0,015) = 236,4 \text{мм},$$

принимаем $d_2 = 240 \text{мм}$ [3, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [3, с. 93, ф. 4.26]:

$$i_{\text{рп}} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)},$$

$$i_{\text{рп}} = \frac{240}{160(1 - 0,015)} = 1,52.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра $d_2$ и передаточного отношения $i_{рп}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{опт} = c\,d_2,$$

где $c = \frac{a_{опт}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1{,}35$.

Тогда,

$$a_{опт} = 1{,}35 \cdot 240 = 324 мм.$$

Определяем длину ремня [3, с. 94, ф. 4.28]:

$$L_р = 2\,a_{опт} + \pi\,d_{ср} + \frac{\Delta^2}{a_{опт}},$$

где $d_{ср} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$.

Следовательно,

$$d_{ср} = \frac{160 + 240}{2} = 200\,мм,$$

$$\Delta = \frac{240 - 160}{2} = 40\,мм,$$

$$L_р = 2 \cdot 324 + 3{,}14 \cdot 200 + \frac{40^2}{324} = 1280{,}93\,мм,$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_р = 1250\,мм$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

Уточняем межосевое расстояние [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_р - \pi\,d_{ср}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_р - \pi\,d_{ср}\right)^2 - 8\Delta^2},$$

$$a = \frac{1250 - 3{,}14 \cdot 200}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1250 - 3{,}14 \cdot 200\right)^2 - 8 \cdot 40^2} = 308{,}4\,мм.$$

Определяем угол между ветвями ремня [3, с. 94, ф. 4.30]:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin\frac{\Delta}{a},$$

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{40}{308,4} = 14,9^0 .$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [3, с. 94, ф. 4.31]:

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^0 ,$$

$$\alpha = (180 - 14,9) = 165,1^0 .$$

Определяем число пробегов ремня [3, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000V}{L_p} ,$$

$$U = \frac{1000 \cdot 21,98}{1250} = 20,1 c^{-1} .$$

Определяем эквивалентный диаметр шкива [3, с. 94, ф. 4.33]:

$$d_e = d_1 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-i_{рп})}\right),$$

$$d_e = 160 \left(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,5)}\right) = 175,7 мм .$$

2) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{зп(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2000}{1600} = 1,25$ или $i_{зп(z1-z2)} = \frac{500}{400} = 1,25$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-1} = 1,26$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z1-z2)} = 1,26$, $\sum z = 72$, $z_1 = 32$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 72 - 32 = 40$.

3) переборная группа:

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{зп(z3-z4)} = \frac{n_{шп}}{n_{II}} = \frac{2500}{1600} = 1,56$ или $i_{зп(z3-z4)} = \frac{630}{400} = 1,57$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^2 = 1,56$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z3-z4)} = 1,58$, $\sum z = 108$, $z_4 = 42$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_3 = \sum z - z_4 = 108 - 42 = 66$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{зп(z7-z8)} = \frac{n_{Ш}}{n_{шп}} = \frac{1600}{630} = 2,54$ или $i_{зп(z5-z6)} = \frac{400}{160} = 2,5$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^4 = 2,52$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z5-z6)} = 2,51$, $\sum z = 108$, $z_5 = 31$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 108 - 31 = 77$.

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [1, с. 47].

4 Кинематическая схема привода главного движения

Выбранные колеса (шкивы) надо расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т. е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шкив) с большим числом зубьев (большего диаметра) и наоборот [1, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая разрабатываемого привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2 ($d$ – диаметры шкивов, $z$ – числа зубьев колес).

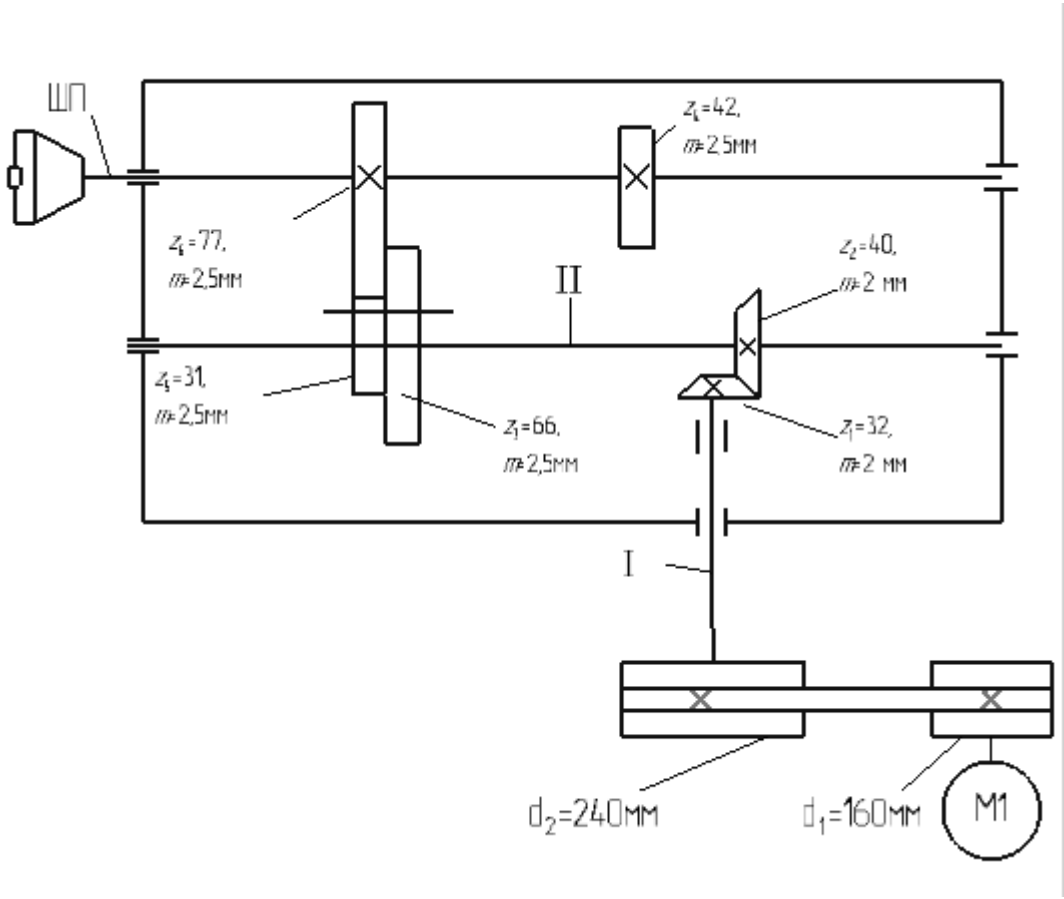


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант).

# 5 Эскизное оформление привода главного движения

## 5.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [1, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\min}\left(R_{\text{п}}^{1/3} \ldots R_{\text{п}}^{1/4}\right),$$

$$n_{\text{шп расч}} = 60\left(40^{1/3} \ldots 40^{1/4}\right) = \left(205,2 \ldots 150,9\right) \text{мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 160 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя):

$$n_{\text{шп расч}} = 160 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 400 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 500 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [3, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 5,6 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

где $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ – КПД ременной передачи [3, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{пп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{I}} = 5,6 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 5,27 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{кзп}} \cdot \eta_{\text{пп}},$$

где $\eta_{\text{кзп}} = 0,97$ – КПД зубчатой конической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 5,27 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,06 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

$$P_{\text{шп}} = 5,06 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,86\,\text{кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и минимальных частот вращения каждого вала коробки скоростей [3, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550\frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550\frac{5,27}{500} = 100,66\,\text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550\frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550\frac{5,06}{400} = 120,81\,\text{Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550\frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550\frac{4,86}{160} = 290,08\,\text{Н}\cdot\text{м}.$$

## 5.2 Модули зубьев в передачах

Эскизная проработка развертки коробки скоростей, кинематический расчет которой был проведен ранее, начинается с предварительного определения диаметров валов и модулей зубчатых колес [1, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [1, с. 82, ф. 3]:

$$m_{\text{к}} = \frac{d_{\omega}}{z} = \frac{K_d}{z}\cdot\sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}}\cdot K_{H\beta}\cdot(i\pm 1)}{i\cdot\psi_{bd}\cdot\sigma_{HP}^2}},$$

$$m_{\text{из}} = K_m\cdot\sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}}\cdot K_{F\beta}\cdot Y_F}{z^2\cdot\psi_{bd}\cdot\sigma_{FP}}},$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, знак «–» – внутреннему;

$m_{\text{к}}$ – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

$d_{\omega}$ – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

$z$ – число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацеплении;

$K_d$ – вспомогательный коэффициент, принимаемый для пары стальных прямозубых колес равным $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$;

$M_{\text{к}}$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

$i$ – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

$\psi_{bd}$ – отношение ширины $b$ венца зубчатого колеса к начальному диаметру шестерни $d_{\omega}$, принимается равным 0,2…0,4;

$\sigma_{HP}$ – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяемое по таблице 17 [1, с. 83–85];

$m_{из}$ – модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба, мм;

$K_m$ – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

$Y_F$ – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [1, с. 85];

$\sigma_{FP}$ – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85].

Берем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (50…55)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 32$, $i_{зп(z1-z2)} = 1,26$, $M_{кI} = 100,66\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\partial_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\partial_{FP} = 270\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,78$,

$$m_к = \frac{770}{32} \cdot \sqrt[3]{\frac{100,66 \cdot 1,12 \cdot (1,26+1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,91\,\text{мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{100,66 \cdot 1,2 \cdot 3,78}{32^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,25\,\text{мм},$$

принимаем $m = 2\,\text{мм}$,

переборная группа :

$z_3 - z_4$: $z_4 = 42$, $i_{зп(z3-z4)} = 1,58$, $M_{к\,шп} = 290,08\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\partial_{HP} = 1000\,МПа$, $\partial_{FP} = 270\,МПа$, $Y_F = 3,69$,

$$m_к = \frac{770}{42} \cdot \sqrt[3]{\frac{290,08 \cdot 1,12 \cdot (1,58+1)}{1,58 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 2,01мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{290,08 \cdot 1,2 \cdot 3,69}{42^2 \cdot 0,4 \cdot 270}} = 2,6\,мм,$$

предварительно принимаем $m = 2,5мм$,

$z_5 - z_6$: $z_6 = 31$, $i_{зп(z5-z6)} = 2,51$, $M_{кП} = 120,81Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\partial_{HP} = 1000\,МПа$, $\partial_{FP} = 270\,МПа$, $Y_F = 3,79$,

$$m_к = \frac{770}{31} \cdot \sqrt[3]{\frac{120,81 \cdot 1,12 \cdot (2,51+1)}{2,51 \cdot 0,4 \cdot 1000^2}} = 1,94\,мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{120,81 \cdot 1,2 \cdot 3,79}{31^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2,57\,мм,$$

предварительно принимаем $m = 2,5мм$.

Следовательно, для переборной группы принимаем $m = 2,5мм$.

5.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес переходим к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [1, с. 86]:

$$d_{i\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_{i\,\min}}},$$

где $d_{i\,\min}$ – минимальный диаметр вала, мм;

$P_i$ – мощность, передаваемая валом, кВт;

$n_{i\,\min}$ – минимальная частота вращения вала при номинальной частоте вращения двигателя, мин$^{-1}$.

Следовательно,

$$d_{\text{I}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,27}{500}} = 35,24\ \text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{I}\,\min} = 35\ \text{мм}$,

$$d_{\text{II}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{5,06}{400}} = 36,89\ \text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{II}\,\min} = 40\ \text{мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{\text{шп}\,\min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 5) [1, с. 87]:

$$d_{\text{шп}\,\min} = P_{\text{дв}} / (0,15 \ldots 0,35),$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, кВт.

Тогда,

$$d_{\text{шп}\,\min} = 5,6 / (0,15 \ldots 0,35) = (37,33 \ldots 16)\ \text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{шп}\,\min} = 100\ \text{мм}$.

Вылет переднего конца шпинделя $a$ (см. рисунок 5) необходимо сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на

переднем конце шпинделя. Последнее значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист – Компоновка привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

$$d_{\text{пк}} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot 100 = (100 \ldots 120)\,\text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{пк}} = 120\,\text{мм}$.

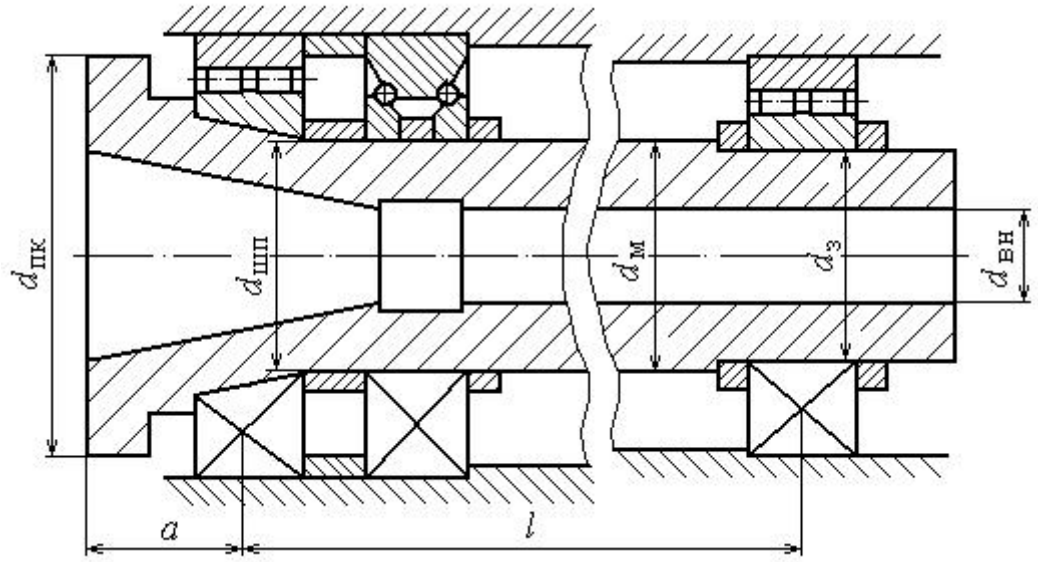


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

$$d_{\text{м min}} = (0{,}9 \ldots 1{,}0) \cdot d_{\text{шп min}},$$

$$d_{\text{м min}} = (0{,}9 \ldots 1{,}0) \cdot 100 = (90 \ldots 100)\,\text{мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{м min}} = 90\,\text{мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

$$d_{з\,min} = (0{,}8 \ldots 0{,}9) \cdot d_{шп\,min},$$

$$d_{з\,min} = (0{,}8 \ldots 0{,}9) \cdot 100 = (80 \ldots 90)\,мм,$$

принимаем (ориентировочно) $d_{з\,min} = 80\,мм$.

Сквозное отверстие в шпинделе берем с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [1, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [2, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ180М – $d_{1дв} = 42$ мм.

5.4 Межцентровое расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 6) [1, с. 86]:

$$A_i = \frac{\sum z_i \cdot m_i}{2},$$

где $\sum z_i$ – сумма зубьев в *i*-й передаче;

$m_i$ – модуль зубчатых колес в *i*-й передаче.

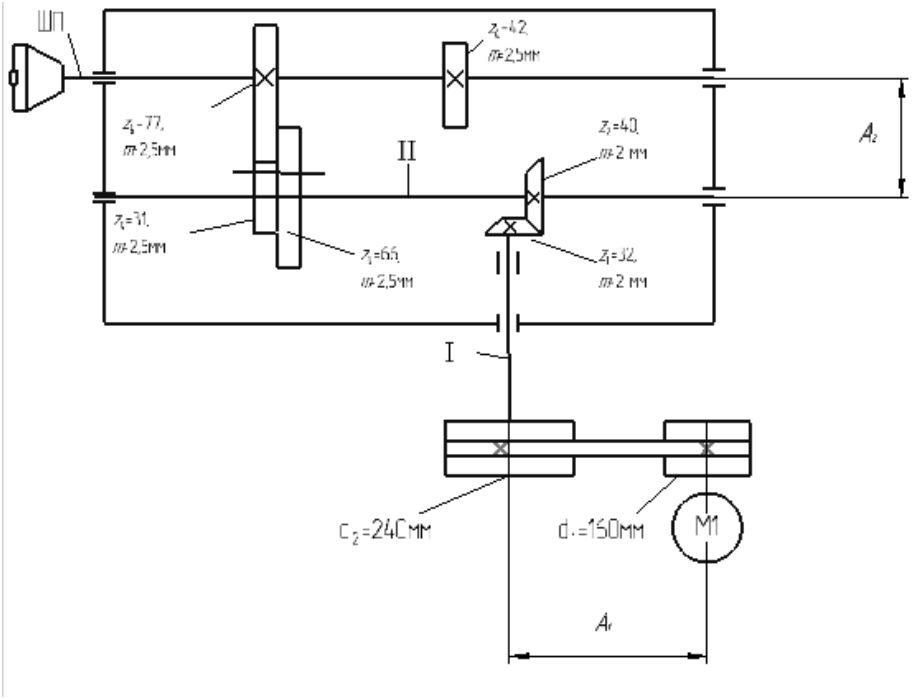


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 308,4$ мм.

Определяем межцентровое расстояние $A_2$ между валом II и ШП (см. рисунок 6):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) \cdot \frac{m}{2} \cdot (z_5 + z_6),$$

$$A_2 = \frac{2,5}{2}(66 + 42) = \frac{2,5}{2}(31 + 77) = 135 \text{ мм}.$$

## 5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры конических колес:

Тогда,

$z_1 = 32$, $m = 2,5$мм,

- внешний делительный диаметр [3],

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1, \qquad d_{e2} = m_e \cdot z_2,$$

$$d_{e1} = 3,98 \cdot 32 = 127 мм, \qquad d_{e2} = 3,98 \cdot 40 = 159,2 мм,$$

-внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2},$$

$$m_e = \frac{159}{40} = 3,98,$$

- внешний делительный диаметр

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot T_2 \cdot u}{[\delta_H]^2 \cdot V_H}},$$

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{1,08 \cdot 1,18 \cdot 120,8 \cdot 1,25}{503^2 \cdot 0,85}} = 158,999 мм$$

- внешний диаметр вершины зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1}) m_e \cdot \cos\delta_1,$$

- углы делительных конусов

$$\delta_1 = arctg\frac{32}{40} = 51,3^o; \qquad \cos\delta_2 = 90 - \delta_1 = 39^0;$$

$$d_{ae1} = 127 + 2 \cdot (1 + 0,16) \cdot 3,98 \cdot \cos 51,3 = 132,77 мм;$$

-средний окружной модуль

$$m_m = m_e \cdot (1 \cdot -0,5Kbe),$$

$$m_m = 3,75 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,4 мм;$$

- средний делительный диаметр

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1,$$

$$d_{m1} = 3,4 \cdot 32 = 108,8 мм,$$

-внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

$$R_e = \frac{3,98}{2} \cdot \sqrt{32^2 + 40^2} = 101,49 мм;$$

-ширина зубчатых венцов колес

$$b_1 = K_{be} \cdot R_e,$$

$$b_1 = 0,285 \cdot 101,49 = 28,9 мм;$$

принимаем $b = 30$ мм .

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + x_{e2}) m_e \cdot \cos \delta_2,$$

$$d_{ae2} = 159 + 2 \cdot (1 + 0,15) \cdot 3,98 \cdot \cos 39 = 166,3 мм;$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2,$$

$$d_{m2} = 136;$$

– делительный диаметр колес :

$$d = m\, z,$$

где $m$ – модуль колеса;

$z$ – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев :

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев :

$$d_f = d - 2,5m,$$

– ширина венца колес :

$$b = (8 \ldots 10) m.$$

$z_3 = 66$, $m = 2,5$ мм,

$$d = 2,5 \cdot 66 = 165 \text{ мм},$$

$$d_a = 165 + 2 \cdot 2,5 = 170 \text{ мм},$$

$$d_f = 165 - 2,5 \cdot 2,5 = 158,75 \text{ мм},$$

$$b = (8 \ldots 10) \cdot 2,5 = (20 \ldots 25) \text{ мм},$$

принимаем $b = 25\,\text{мм}$.

$z_4 = 42$, $m = 2{,}5\,\text{мм}$,

$$d = 2{,}5 \cdot 42 = 105\,\text{мм},$$

$$d_a = 105 + 2 \cdot 2{,}5 = 110\,\text{мм},$$

$$d_f = 119 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 98{,}75\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 2{,}5 = (20\ldots25)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 25\,\text{мм}$.

$z_5 = 31$, $m = 2{,}5\,\text{мм}$,

$$d = 2{,}5 \cdot 31 = 78\,\text{мм},$$

$$d_a = 78 + 2 \cdot 2{,}5 = 83\,\text{мм},$$

$$d_f = 83 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 71{,}75\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 2{,}5 = (20\ldots25)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 25\,\text{мм}$.

$z_6 = 77$, $m = 2{,}5\,\text{мм}$,

$$d = 2{,}5 \cdot 77 = 193\,\text{мм},$$

$$d_a = 193 + 2 \cdot 2{,}5 = 198\,\text{мм},$$

$$d_f = 198 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 191{,}75\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 2{,}5 = (20\ldots25)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 25\,\text{мм}$.

Выбираем $d_{\text{шп}} = 100\,\text{мм}$, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем быстроходность $dn$ и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20].

Меньший параметр быстроходности $dn$ берется при пластичной смазке, больший – при жидкостной или при смазке масляным туманом [1, с. 88].

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Берем схему установки подшипников (рисунок 7) [1, с. 89–90, т. 20]:

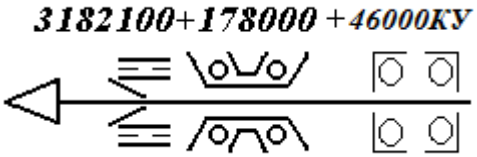


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6. Силовой расчет привода главного движения.

6.1 Расчет валов на прочность.

I) Расчет вала I (рисунок 8)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 100,66 H \cdot м$ делительный диаметр колеса $z_1$, $d = 108,8 H \cdot м$ расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a$=0,062 м; $b$=0,138 м; $c$=0,153м;

Определяем окружную силу $P_x$ [1, с. 22]:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$

$$P_x = \frac{2 \cdot 100,66}{0,108} = 1854,1 H$$

Определяем радиальную силу $P_y$ [1, с. 22]:

$$P_y = 0,5 \cdot P_{x1} = 0,5 \cdot 1854,1 = 932,05 H$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q = 1,1 \cdot P_x$$

$$Q = 1,1 \cdot 1854,1 = 250,4 H$$

Определяем силу $F_p$, действующую на вал от ременной передачи [3, с. 119]:

$$F_p = \frac{0,95 \cdot F_{tp}}{\psi}$$

Где $F_{tp}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot T}{d_{шк}}$$

$d_{шк}$ –диаметр шкива;

$d_{шк}$=175,7 мм;

$\psi$= для клиноременной передачи;

$\psi$=0,7;

$T$- крутящий момент на шкиве;

$T$=100,66 Н·м;

$$F_{tp} = \frac{2000 \cdot 100,66}{175,7} = 1145,8H$$

$$F_p = \frac{0,95 \cdot 1145,8}{0,7} = 1555H$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,138 \cdot 932,05}{0,062+0,138} = 643,11\text{Н}$$

$$A_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,138 \cdot 1854,1}{0,062+0,138} = 1279,33\text{Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,138 \cdot 932,05}{0,062+0,138} = 643,11\text{Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,138 \cdot 1854,1}{0,062+0,138} = 1279,33\text{Н}$$

Определяем опорные реакции от силы $F_р$:

$$A_p = \frac{F \cdot (a+b+c)}{(a+b)} = \frac{1555 \cdot (0,062+0,138+0,153)}{(0,062+0,138)} = 2744,6H$$

$$B_p = \frac{F_p \cdot c}{(a+b)} = \frac{1555 \cdot 0,153}{(0,062+0,138)} = 1189,6H$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A^2 + A_y^2} + A_p = \sqrt{643,11^2 + 1279,33^2} + 2744,6 \ = 4176,5H$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_p = \sqrt{643,11^2 + 1279,33^2} + 1189,6 \ = 2621,5H$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 643,11 \cdot 0,062 = 39,9Hм$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 1279,33 \cdot 0,062 = 79,39Hм$$

- изгибающий момент от силы $F_p$ :

$$M_{z3}^p = F_p \cdot c = 1555 \cdot 0,153 = 237,9Hм$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^P = B_p \cdot a = 1189,6 \cdot 0,062 = 73,8Hм$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} = \sqrt{39,9^2 + 79,39^2} \ = 162,65Hм$$

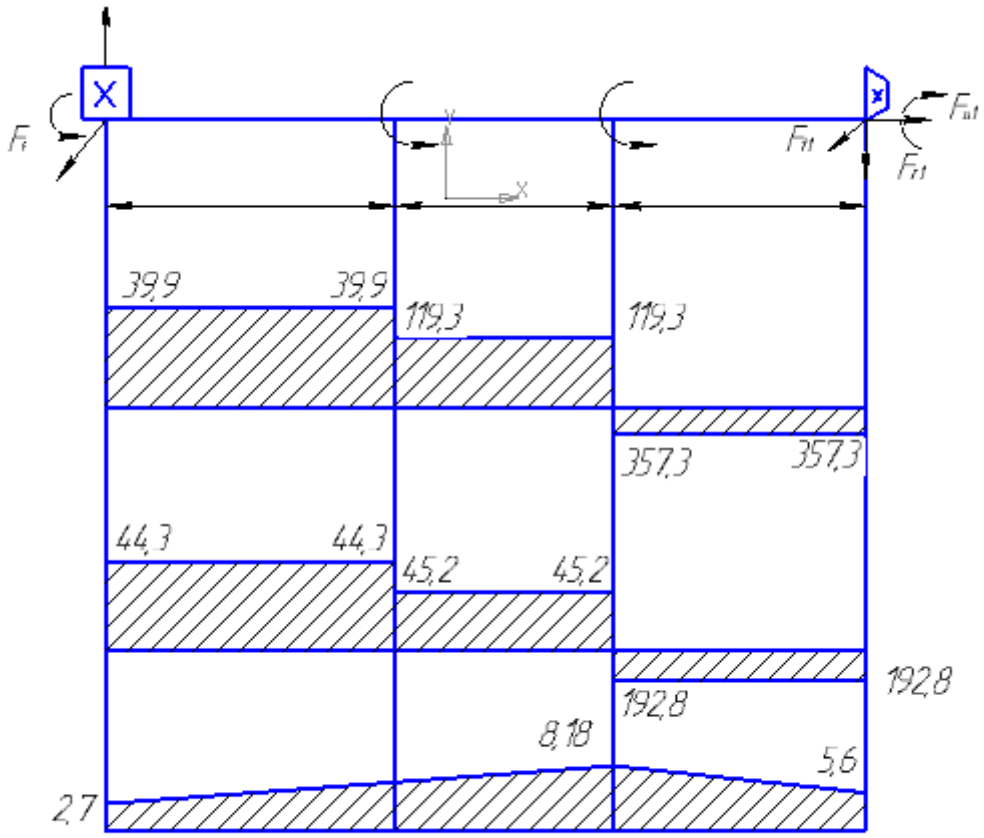


Рисунок 8. Эпюры моментов для вала I.

1. Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360$ МПа.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{162,65^2 + 0,5 \cdot 100,66^2}}{360} = 0,5 мм$$

где, *W*- момент сопротивления в опасном сечении, мм;

$M_{из}$, $M_{кр}$- изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм;

[σ]- допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$W = \sqrt{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 0,5}{3,14}} = 1,72 мм$$

1,72 мм< 40 мм, следовательно условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 120,81 Нм$; делительный диаметр колеса $z_5$, d=78 мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a$=0,055 м; $b$=0,32 м; $c$=0,064м;

Определяем окружную силу $P_x$ [1, с. 22]:

$$P_x = \frac{2 \cdot 120,81}{0,16} = 1510,125 H$$

$$P_x = \frac{2 \cdot 120,81}{0,78} = 313,79 H$$

Определяем радиальную силу $P_y$ [1, с. 22]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 1510,13 = 755,065 \text{ Н}$$

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 313,79 = 156,895 \text{ Н}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 1510,125 = 1661,1 \text{ Н}$$

$$Q_3 = 1,1 \cdot 313,79 = 345,18 \text{ Н}$$

Определяем силу $F_I$, действующую на II вал от зубчатой передачи $z_1$-$z_2$ [3, с. 118]:

$$F_I = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2}$$

$$F_I = \sqrt{1854,14^2 + 932,05^2} = 2075,22 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0,055 \cdot 156,9 - 0,064 \cdot 755,1}{0,055+0,32} = 101,25\,\text{Н}$$

$$A_Y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a+b} = \frac{0,055 \cdot 313,79 - 0,064 \cdot 1510,125}{0,055+0,32} = 202,5\,\text{Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a+b} = \frac{0,32 \cdot 156,9 - 0,064 \cdot 755,1}{0,055+0,32} = 5,02\,\text{Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a+b} = \frac{0,32 \cdot 313,79 - 0,064 \cdot 1510,125}{0,055+0,32} = 10,04\,\text{Н}$$

Определяем опорные реакции от силы $F_I$:

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a+b-c)}{a+b} = \frac{2075,22 \cdot (0,055+,0,32-0,064)}{0,055+0,32} = 1721,05\,\text{Н}$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a+b} = \frac{2075,22 \cdot 0,064}{0,055+0,32} = 354,17\ \text{Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{101,25^2 + 202,5^2} + 1721,05 = 1947,5\ \text{Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{5,02^2 + 10,04^2} + 354,17 = 365,4\ \text{Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 101,25 \cdot 0,055 = 5,57\ \text{Нм}$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 5,02 \cdot 0,32 = 1,6\ \text{Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^x = A_Y \cdot a = 202,5 \cdot 0,055 = 11,14\ \text{Н}$$

$$M_{z2}^x = B_Y \cdot c = 10,04 \cdot 0,064 = 0,64\ \text{Н}$$

- изгибающий момент от силы $F_I$ :

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -2075,22 \cdot 0,64 = -132,8\ \text{Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 1721,05 \cdot 0,055 = 94,66\ \text{Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{\left(M_C^x\right)^2 + \left(M_C^Y\right)^2} + M_C^I = \sqrt{5,57^2 + 11,14^2} + 94,66 = 107,11\ \text{Нм}$$

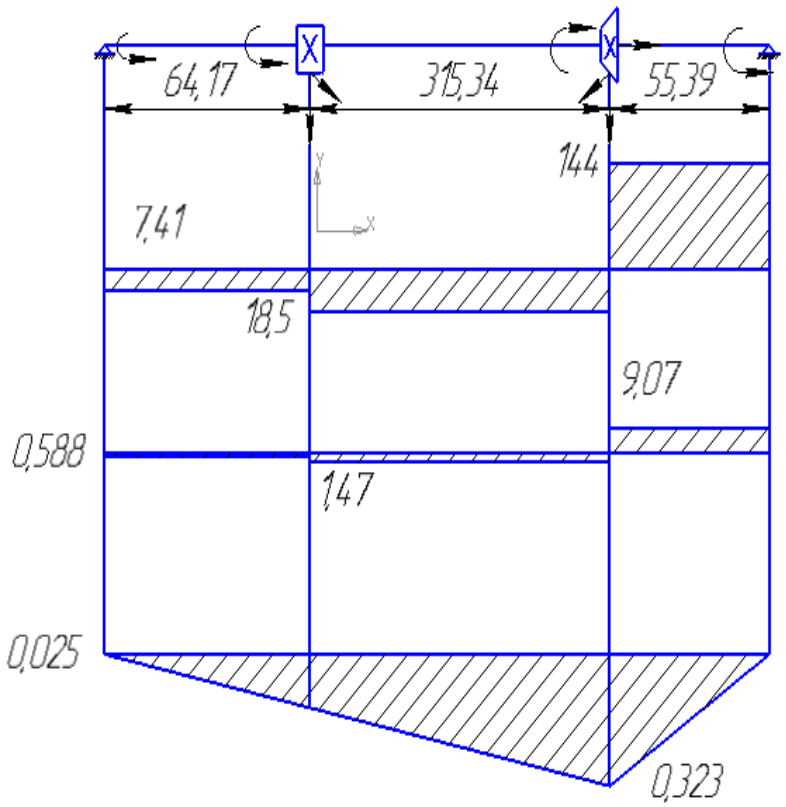


Рисунок 9. Эпюры моментов для вала II.

Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360$ МПа.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{107,11^2 + 0,5 \cdot 120,8^2}}{360} = 0,38 \text{ мм}$$

где, $W$- момент сопротивления в опасном сечении, мм;

$M_{из}$, $M_{кр}$- изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм;

[σ]- допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,38}{3,14}} = 1,57 \text{ мм}$$

1,57 мм< 46 мм, следовательно условие выполняется.

Поскольку $d_{рас}$=*1,57* мм, что значения меньше чем минимального диаметра на валу, вал прошел проверку на прочность.

6.2 Расчет шпиндельного узла.

Шпиндельный узел состоит из собственного шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор.

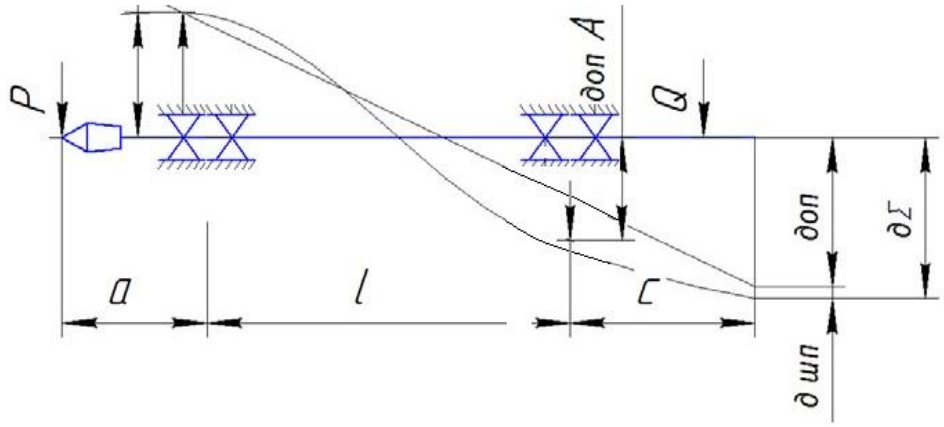


Рисунок 10 – Шпиндельный узел

Материал шпинделей выбирается в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой до HRC 48…56.

Радиальное упругое перемещение $\delta_{\Sigma}$, мм, переднего конца шпинделя без учета защемления:

$$\delta_{\Sigma} = P\left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2}\right] - Q\left[\frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2}(b^3 + 2l^2 b - 3lb^2\right]$$

где, a- вылет переднего конца шпинделя; a=81,8мм.

b- расстояние от приводного элемента до передней опоры; b=139,13мм.

E- модуль упругости материала шпинделя;

Материал шпинделя- сталь 40Х. E= 2,1·10$^5$МПа.

$J_1$, $J_2$- осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

l- длина межопорного участка шпинделя;

$l$=440,69мм.

$j_A$, $j_B$- радиальная жесткость передней и задней опоре (принимаем по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38] $j_A=0{,}55\cdot10^6$, $j_B=0{,}15\cdot10^6$;

P и Q- величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания P:

$$P=\frac{6\cdot10^4\cdot N_v}{V_p}$$

где, $N_v$-эффективная мощность резания (по заданию) равно 4кВт.

$V_p$- расчетная скорость резания м/мин [3, с.39]:

$$V_p=\frac{\pi D_{\max} n_p}{1000}$$

где $D_{max}$- максимальный диаметр обрабатываемой заготовки; $D_{max}$= 100мм.

$n_p$-расчетная частота вращения заготовки; $n_p$= 160 об/мин.

$$V_p=\frac{\pi\cdot100\cdot160}{1000}=50{,}24\ \text{м/мин}$$

$$P=\frac{6\cdot10^4\cdot4}{50{,}24}=4777{,}07\ \text{Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2=0{,}9J_1$$

$$J_2=\frac{\pi}{64}\cdot\left(d^4-d_1^4\right);$$

$$J_2=\frac{\pi}{64}\cdot\left(100^4-32^4\right)=4{,}85\cdot10^6\ \text{мм}^4;$$

$$J_1=\frac{4{,}85\cdot10^6}{0{,}9}=5{,}4\cdot10^6\ \text{мм}^4$$

Определяем составляющую силы Q, силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{313,79^2 + 156,895^2} = 350,83\ \text{Н}$$

Радиальное упругое перемещение $\delta_\Sigma$, мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления т.к в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления $\xi$=0,45.

$$\delta_\Sigma = P \cdot \left[ \frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\xi) + j_b \left(l + a(1-\xi)\right)^2}{j_A j_B l^2} \right] -$$

$$- Q(1-\xi) \cdot \left[ \frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} \left(b^3 + 2l^2 b - 3lb^2\right) \right]$$

$$\delta_\Sigma = 4777,07 \cdot \left[ \frac{81,8^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 5,4 \cdot 10^6} + \frac{440,69 \cdot 81,8^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} + \right.$$

$$\left. \frac{0,55 \cdot 10^6 \cdot 81,8^2 \cdot (1-0,45) + 0,15 \cdot 10^6 \left(440,69 + 81,8 \cdot (1-0,45)\right)^2}{0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,15 \cdot 10^6 \cdot 440,69^2} \right] -$$

$$-350,83 \cdot (1-0,45) \cdot \left[ \frac{0,15 \cdot 10^6 (440,69 + 81,8)(81,8 - 139,1) - 0,15 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 10^6 \cdot 0,55 \cdot 10^6 \cdot 81,8^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{81,8}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6 \cdot 81,8} \left(139,13^3 + 2 \cdot 440,69^2 \cdot 139,13 - 440,69 \cdot 139,13^2\right) \right] =$$

$$= 4777,07 \cdot (0,00000016 + 0,00000053 + 0,000000899) - 192,96 \cdot (0,00000015 - 2,7 \cdot 31141872,8 = 0,00162\ \text{мм} = 1,62\ \text{мкм}$$

Определяем угол поворота $\Theta_A$, рад, сечения шпинделя в передней опоре:

$$\Theta_A = \frac{1}{3EJ_2} \cdot \left( P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot \left(b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2\right) \right)$$

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7,07 \cdot 10^6} \cdot \left( 4777,07 \cdot 81,8 \cdot 440,69 - \frac{81,8}{2 \cdot 440,69} \cdot \left(139,13^3 - 2 \cdot 440,69^2 \cdot 139,13 - 3 \cdot 440,69 \cdot 139,13^2\right) \right) = 0,0004\ \text{рад}$$

## 6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.

Прежде всего проводится уточняющий расчет жесткости шпиндельных подшипников.

Шпиндельный узел смонтирован на опорах, сформированных из подшипников качения типов 36000К и 36000КУ с углом контакта 12 градусов. В зависимости от компоновки подшипников в опоре осевая жесткость $j_A$, Н/мм, определятся по формуле

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A} = 1,5C^{2/3}F_H(i_1^{2/3} + i_2^{2/3});$$

Сила натяга определяется по формуле

$$F_H = kd;$$

$$F_H = 0,02 \cdot 70 = 1,4\text{, Н};$$

Для указанных комплексных опор

Где общая осевая деформация (натяг),мм, в комплексной опоре

$$\square = (\frac{F_H}{C})^{2/3} \cdot (\frac{1}{i_1^{2/3}} + \frac{1}{i_2^{2/3}});$$

$$\square = (\frac{1,4}{61800})^{2/3} \cdot (\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{2^{2/3}}) = 0,000022 \cdot 3,2 = 0,0000704 \text{ мм};$$

Радиальная жесткость $j_r$ Н/мм, условной опоры вычисляется по формуле

$$j_r = \frac{K_4 \cdot i^{2/3} \cdot j_A}{1,5tg^2\alpha(i_1^{2/3} + i_2^{2/3})};$$

$$j_r = \frac{0,4 \cdot 2^{2/3} \cdot 1,6}{1,5tg^2 12(2_1^{2/3} + 2_2^{2/3})} = 3,2$$

Для подшипников типов 36000К и 36000У радиальная жесткость $j_r$ имеет соотношение с осевой жесткостью

$$\frac{j_r}{j_A} = (1,95....2,1)$$

Принимаем 2;

Угловая жесткость $j_{угл}$, $H \cdot мм / рад$, определяется по формуле

$$j_{угл} = \frac{M}{\varphi} = \frac{3}{32}(d+D)^2 C^{2/3} F_H^{1/3} = \frac{(d+D)^2}{32} \cdot j_A;$$

$$j_{угл} = \frac{(70+125)^2}{32} \cdot 1,6 = 1901,25 \ H \cdot мм / рад;$$

Деформация $\delta$,мм, стыка между наружным кольцом подшипника и поверхностью гнезда под подшипник определяется по формуле

$$\delta = \frac{4F_r K}{\pi dB}(1 + \frac{d}{D});$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 1 \cdot 2}{\pi \cdot 70 \cdot 24}(1 + \frac{70}{125}) = 0,0023 \text{ мм};$$

Высчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние $\iota_{опт} \approx (2,5...3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью $j_{\max}$, Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $\iota_{опт}$, мм,

$$j_{\max} = \frac{j_A}{1+\lambda_{опт}+\lambda_{опт}\cdot(3+2\cdot\chi\cdot+\lambda_{опт})\cdot(1+\lambda_{опт}+\lambda_{опт}\cdot\frac{j_A}{j_B})}$$

$$\lambda_{опт} = \frac{a}{\iota_{опт}}; \chi = \frac{j_2}{j_1}$$

где $a$- длина консоли, мм; $J_2$, $J_1$- моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм$^4$.

$$\lambda_{опт} = \frac{81,8}{3\cdot 81,8} = 0,33;$$
$$\chi = \frac{7,07\cdot 10^6}{7,9\cdot 10^6} = 0,9$$

$$j_{\max} = \frac{0,55\cdot 10^6}{1+0,33+0,33\cdot(3+2\cdot 0,9\cdot+0,33)\cdot(1+0,33+0,33\cdot\frac{0,55\cdot 10^6}{0,15\cdot 10^6})} = 1,3\cdot 10^5$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

$$j_{\min} \geq 250\cdot 10^{-2}\cdot\frac{j_A}{1\cdot\lambda_{опт}};$$
$$1,33\cdot 10^5 \geq 250\cdot 10^{-2}\cdot\frac{0,55\cdot 10^6}{1\cdot 0,33} = 1,037\cdot 10^5;$$

Условие выполняется, следовательно, опоры выбраны правильно.

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты колебаний шпинделя, не имеющего значительно сосредоточенных масс.

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

$$\omega_c = 0,33\sqrt{\frac{2\cdot10^5\cdot5,4\cdot10^6}{20(1-0.33)^3\cdot107^2}} = 1306,8 Гц$$

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.

1. Определяем ориентировочное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле:

$$d_{e2}^{\prime} = k\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2\cdot u}{\nu_H}}$$

2. Ориентировочное значение средней окружности скорости по формуле:

$$V_m^{\prime} = \frac{\pi\cdot0,857\cdot d_{e2}\cdot n_2}{6\cdot10^4}$$

3. Назначаем 8-ю степень точности изготовления колес, так как *Vm*' <8 м/с.

4. Определяем предварительное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле:

$$d_{e2}^{\prime} = 1650\cdot\sqrt[3]{\frac{K_{HV}\cdot K_{H\beta}\cdot T_2\cdot u}{[\sigma_H]\cdot\nu_H}}$$

где $K_{HV}$ =1,08 из табл. 2.5 для 9-й степени точности при *V* =1,38м/с;$K_{HB}$ =1,18 - по номограмме (см. рис. 2.4) для схемы 2 при

$$\psi_{bd} = 0,166\cdot\sqrt{u^2+1}$$

5. Определяем число зубьев шестерни:

$$z_1^{\prime} = 0,17\ при\ d_{e1}^{\prime\prime}\ \frac{d_{e2}^{\prime\prime}}{u}$$

6.Вычисляем передаточное число передачи по формуле

$$\omega_c = \gamma \sqrt{\frac{EJ_1}{m(1-\lambda)^3 \cdot a^2}}, Гц$$

7.Определяем углы делительных конусов:

- шестерни: $\delta_1 = arctg \frac{z_2}{z_1}$

- колеса: $\delta_2 = 90^0 - \delta_1$

8. Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d^*_{e2}}{z_2}$$

9. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

10. Ширина зубчатых венцов колес

$$b = b_1 = b_2 = 0.285 R_e$$

11. По табл. 2.9 определяем коэффициент смещения инструмента для шестерни

12. Вычесляем геометрические размеры передачи:

- внешний делительный диаметр:

□ шестерни: $d_{e1} = m_e \cdot z_1$

□ колеса: $d_{e2} = m_e \cdot z_2$

- внешний диаметр зубьев:

□ шестерни: $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1}) \cdot m_e \cdot \cos\delta_1$

□ колеса: $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2}) \cdot m_e \cdot \cos\delta_2$

- средний окружной модуль

$$m_m = m_e(1 - 0.5 \cdot K_{be})$$

- средний делительный диаметр

□ шестерни: $d_{m1} = m_m \cdot z_1$

□ колеса: $d_{m2} = m_m \cdot z_2$

12. Проверочный расчет:

а) контактная выносливость

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{K_{HV} K_{H\beta} T_2 u}{d_{e2}^3 \nu_H}}$$

б) выносливасть при изгибе

$$\sigma_F = \frac{2700 \cdot K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS} T_2}{b d_e m_e \nu_F} \le [\sigma_F],$$

Коэффициент,формы зуба,определяеься по табл.2.6

□ шестерни: $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$

□ колеса: $z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$

$$\sigma_{F1} = \frac{2700 \cdot K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS} T_1}{b d_{e1} m_e \nu_F} \le [\sigma_F]_1,$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2700 \cdot K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS} T_2}{b d_{e2} m_e \nu_F} \le [\sigma_F]_2,$$

14. Высчитываем силы,действующие на валы от зубчатых колес:

□ окружная сила:

$$F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = F_{t2}$$

□ радиальная сила шестерни:

$$F_{r1} = F_t \cdot tg 20^0 \cdot \cos \delta_1 = F_{a2}$$

□ осевая сила шестерни:

$$F_{a1} = F_t \cdot tg 20^0 \cdot \sin \delta_1 = F_{r2}$$

$z_5 - z_6$: $z_5 = 31$, $z_6 = 77$ $i_{зп(z5-z6)} = 2,51$, $M_{кП(z1-z2)} = 120,81$ Нм, $K_d = 770$ МПа$^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000$ МПа, $\sigma_{FP} = 270$ МПа, $Y_F = 4$,

$$\varepsilon_a = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{31} + \frac{1}{71})] = 1,77$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,77} = 0,65$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{69} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 120,81 \cdot (2,51+1)}{31 \cdot 2,51}} = 617,8 \ МПа < [\sigma_H] = 1000 \ МПа$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 120,81 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 0,67}{0,85 \cdot 3^2 \cdot 31} = 82,4 \ МПа < [\sigma_F] = 270 \ МПа$$

Таблица 1. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки конической передачи с прямыми зубьями

| Наименование и обозначение параметра | | Ведущее *1 колесо | Ведомое *2 колесо |
|---|---|---|---|
| *Исходные данные* | | | |
| Число зубьев | $z_1$, $z_2$ | 32 | 40 |
| Внешний окружной модуль, мм | $m_e$ | 4 | |
| Межосевой угол передачи | $\Sigma$ | 90°00'00" | |
| Угол профиля исходного контура | $\alpha$ | 20°00'00" | |
| Ширина зубчатого венца, мм | $b$ | 30,735 | |
| Коэффициент смещения исходного контура | $x$ | +0,106 | -0,106 |
| Коэффициент изменения расчётной толщины зубьев исходного контура | $x_\tau$ | 0 | 0 |
| Степень точности | – | 7-С | 7-С |
| Вариант схемы расположения передачи | – | 4 | |
| Марка материала | $*^1$ | Сталь 45Х ГОСТ 4543-71 | |
| | $*^2$ | Сталь 45Х ГОСТ 4543-71 | |
| Твердость активных поверхностей зубьев, HRC | – | 30 | 30 |
| Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м | $T_{max}$ | 100 | |
| Частота вращения ведущего колеса, об/мин | $n_1$ | 400 | |
| *Определяемые параметры* | | | |
| Окружная скорость в зацеплении, м/с | $v$ | 2,279 | |
| *Расчёт на контактную прочность* | | | |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | $K_{H\beta}$ | 1,043 | |
| Удельная окружная динамическая сила, Н/мм | $w_{Hv}$ | 6,359 | |
| Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса | $K_{Hv}$ | 1,102 | |
| Окружная сила на делительном цилиндре, Н | $F_{tH}$ | 1838,235 | |
| Удельная расчетная окружная сила, Н/мм | $w_{Ht}$ | 88,021 | |
| Расчётное контактное напряжение, МПа | $\sigma_{Hmax}$ | 414,53 | |
| Допускаемое контактное напряжение, МПа | $\sigma_{HPmax}$ | 2332 | 2332 |
| Коэффициент запаса по контактным напряжениям | $n_H$ | 5,626 | 5,626 |
| *Расчёт на прочность при изгибе* | | | |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | $K_{F\beta}$ | 1,085 | |
| Удельная окружная динамическая сила, Н/мм | $w_{Fv}$ | 16,957 | |
| Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса | $K_{Fv}$ | 1,261 | |
| Окружная сила на делительном цилиндре, Н | $F_{tF}$ | 1838,235 | |
| Удельная расчетная окружная сила, Н/мм | $w_{Ft}$ | 81,85 | |
| Расчётное напряжение изгиба, МПа | $\sigma_{Fmax}$ | 82,189 | 82,411 |
| Допускаемое напряжение изгиба, МПа | $\sigma_{FPmax}$ | 1058 | 1058 |
| Коэффициент запаса по напряжениям изгиба | $n_F$ | 12,873 | 12,838 |

6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром (напряжением смятия). Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ.

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{K_з z h d_{ср} l} \le [\sigma_{см}],$$

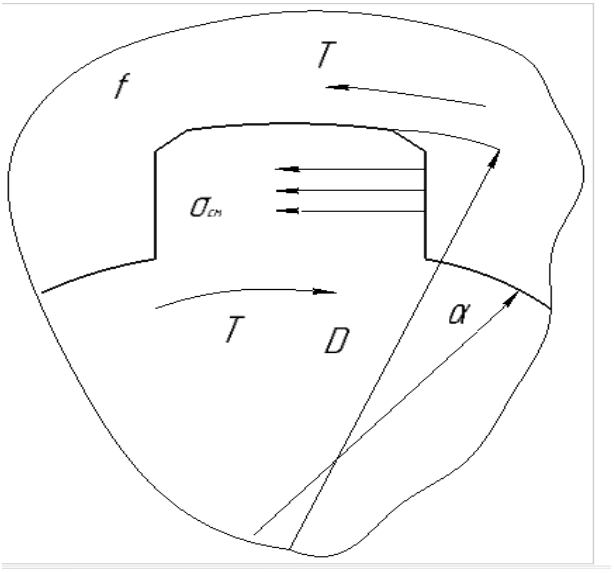


Рисунок 11- шлицевые соединения

где $T$- передаваемый вращающий момент, Н·м; $K_з$=0,7…0,8- коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев; z-число зубьев; $h$= 0,5 $(D-d)-2f$- рабочая высота зубьев, мм; $l$- рабочая длина зубьев, мм; $d_{ср}$=0,5($D$+$d$)- средний диаметр соединения, мм;

Рекомендуют значения $[\sigma_{см}]$=12...20 МПа [3, ст. 154]

Шлицы на валу: $T$=120,81 Нм; z=8; $h$= 1,2 мм; $l$=159 мм; $d_{ср}$= 44 мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 120,81}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 44 \cdot 159} = 4,5 \text{ МПа.} < [\sigma_{см}] = 12...20 \text{ МПа}$$ - условие выполняется.

6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений.

При передаче вращающего момента на противоположных боковых гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении напряжения τ (рисунок 11 ). У стандартных шпонок размеры *b* и *h* выбраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки $l_р$ определяют из условия прочности смятие:

Определяем рабочую длину шпонки $l_р$ из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d l_P (h - t_1)} \le [\sigma_{см}],$$

откуда,

$$l_р \ge \frac{2000 \cdot T}{d(h - t_1)[\sigma_{см}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

При $d_к$=50 мм из таблицы П8 [1,с.184]

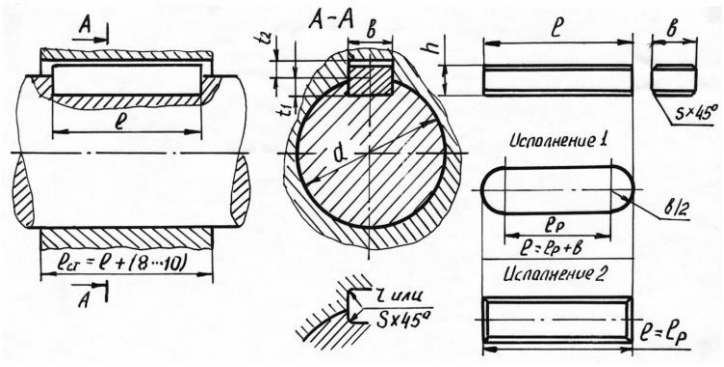


Рисунок 12 – Шпонка призматическая

1) $l_р = \frac{2000 \cdot 100,66}{50 \cdot (5-5) \cdot 150} = 26,84$мм,

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда [1,с. 184, т. П8]:

$$l = l_р + b,$$

$$l = 26,84 + 16 = 42,84 \text{ мм}.$$

Принимаем $l$=45 мм.

Определяем рабочую длину шпонки $l_р$ из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d l_P (h - t_1)} \le [\sigma_{см}],$$

откуда,

$$l_р \ge \frac{2000 \cdot T}{d(h - t_1)[\sigma_{см}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

При $d_к$=40 мм из таблицы П8

2) $l_р = \frac{2000 \cdot 100,66}{40 \cdot (8-5) \cdot 150} = 11,18 \text{мм},$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда:

$$l = l_р + b,$$

$$l = 11,18 + 12 = 23,18 \text{ мм}.$$

Принимаем $l$=25 мм.

Определяем рабочую длину шпонки $l_р$ из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d l_P (h - t_1)} \le [\sigma_{см}],$$

откуда,

$$l_р \ge \frac{2000 \cdot T}{d(h - t_1)[\sigma_{см}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

При $d_к$=90 мм из таблицы П8

3) $l_{\text{р}} = \dfrac{2000 \cdot 290,08}{90 \cdot (14-9) \cdot 150} = 8,6\text{мм},$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда:

$l = l_{\text{р}} + b,$

$l = 8,6 + 25 = 33,6$ мм.

Принимаем $l$=36 мм.

7. Расчет серводвигателя для шарика-винтовой пары.

Как мы видим на кинематической схеме горизонтально-фрезерного-сверлильно-расточного станка тип модели 6902ПМФ2,

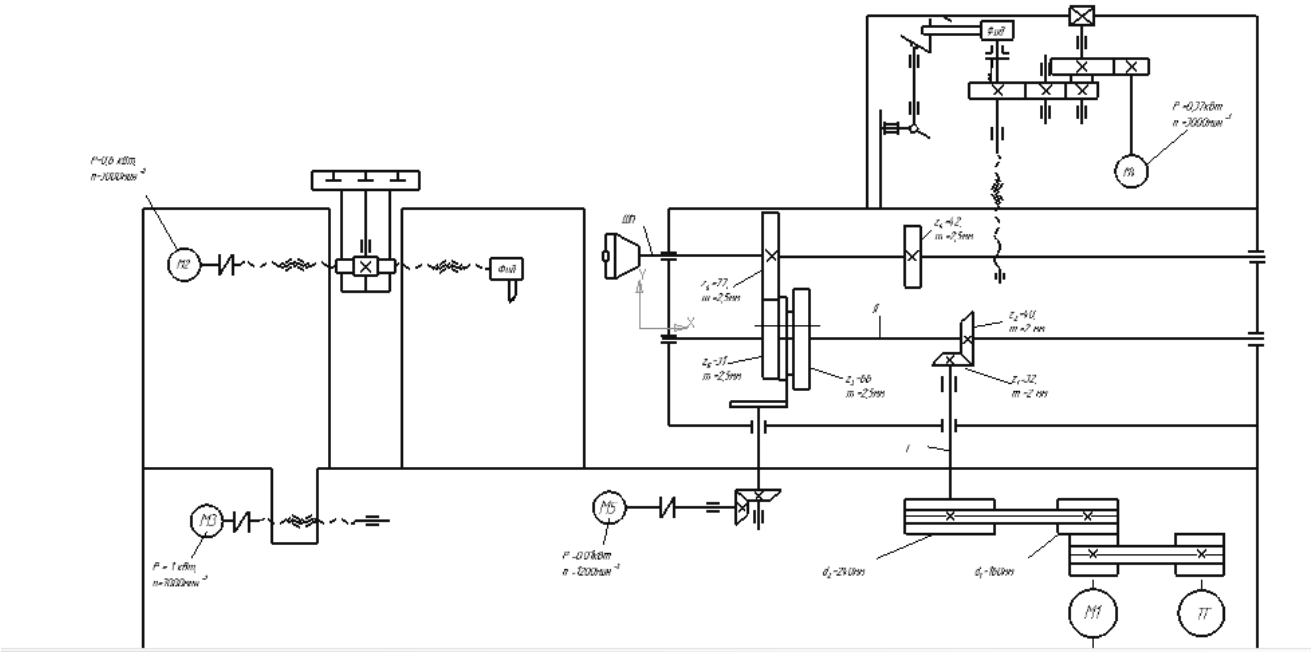

Рисунок 13 – Кинематическая схема (принципиальная).

привод подач управляется старыми двигателями типа пст-42, м301.

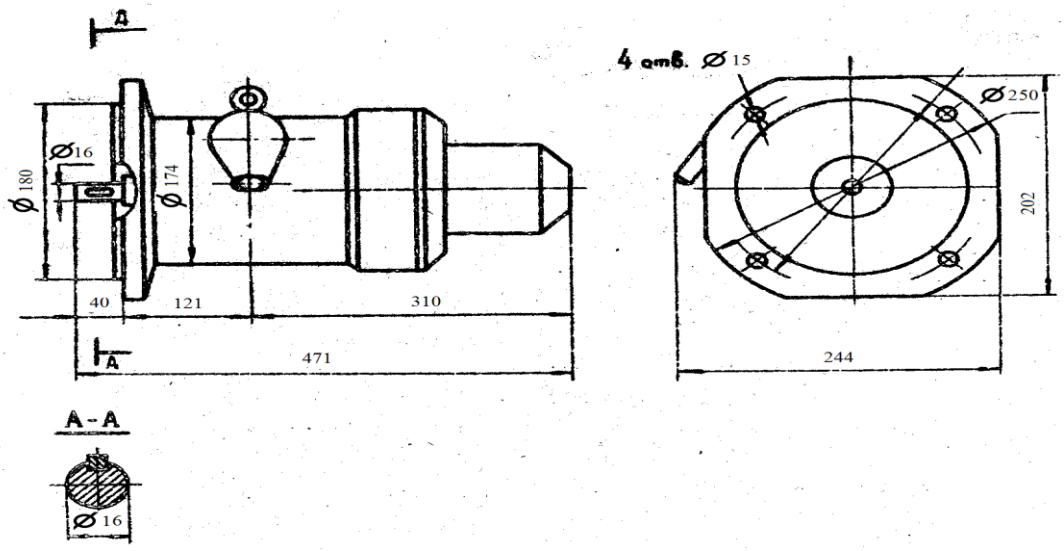


Рисунок 14 -Эскиз электродвигателя ПСТ- 42

$$U_N^y = 110\,B, U_N^B = 110\,B, P_N = 120\ Bm, I_N^B = 1,09\,A,$$
$$M_N = 1,2\,H \cdot м, \Omega_N = 100\ C^{-1}, J = 0,6\,кг \cdot м^2, M_{TP} = 0,18\,H \cdot м,$$
$$M_П = 3,6\,H \cdot м,\ m = 29\,кг, K_{TГ} = 0,33\ B \cdot c$$

Модернизация моего станка заключается в смене старых двигателей на новые более практичные. В качестве замены будем использовать серводвигатели фирмы Sigma тип Sgmjv (06A,08A,10A). Серводвигатель позволит нам осуществлять перемещение рабочих органов в большом диапазоне скоростей, также двигатель обладает обратной связью что позволит быструю перенастройку, повторяемость хода, получим способность более точного позиционирования. И благодаря замене двигателей мы избавляемся от нужды в зубчатых передачах что делает станок более точным и намного упрощает сборку и работу на станке.

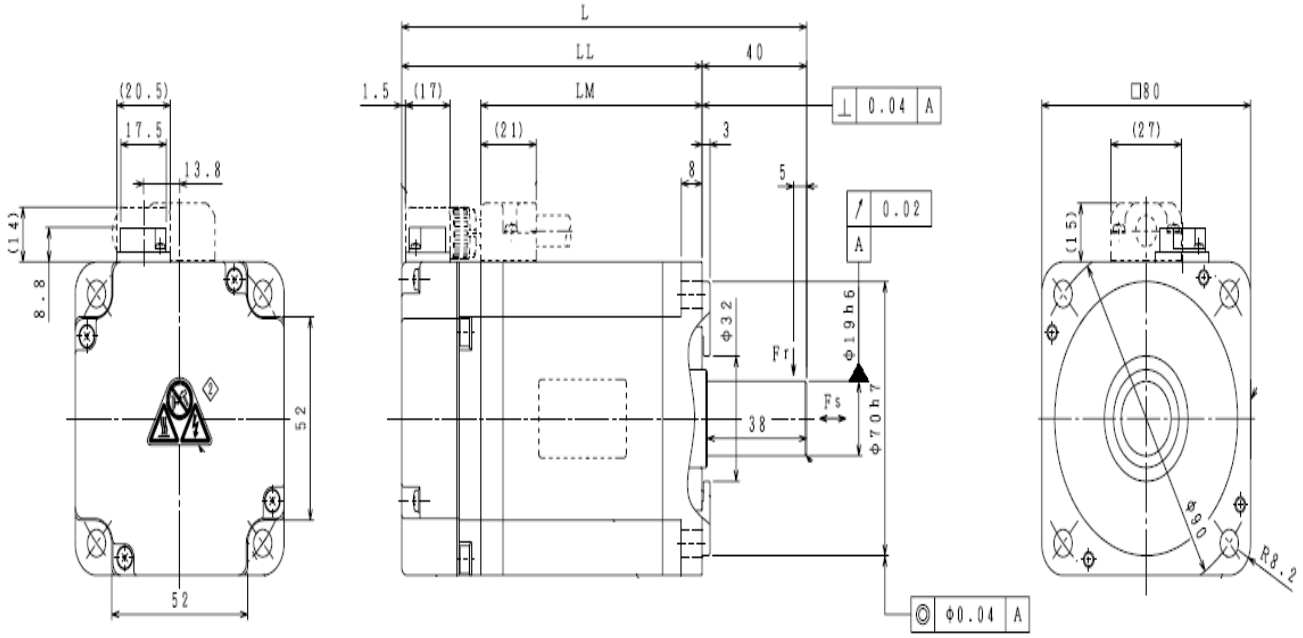


Рисунок 15 – Габариты серводвигателей

7.1 Горизонтальное перемещение.

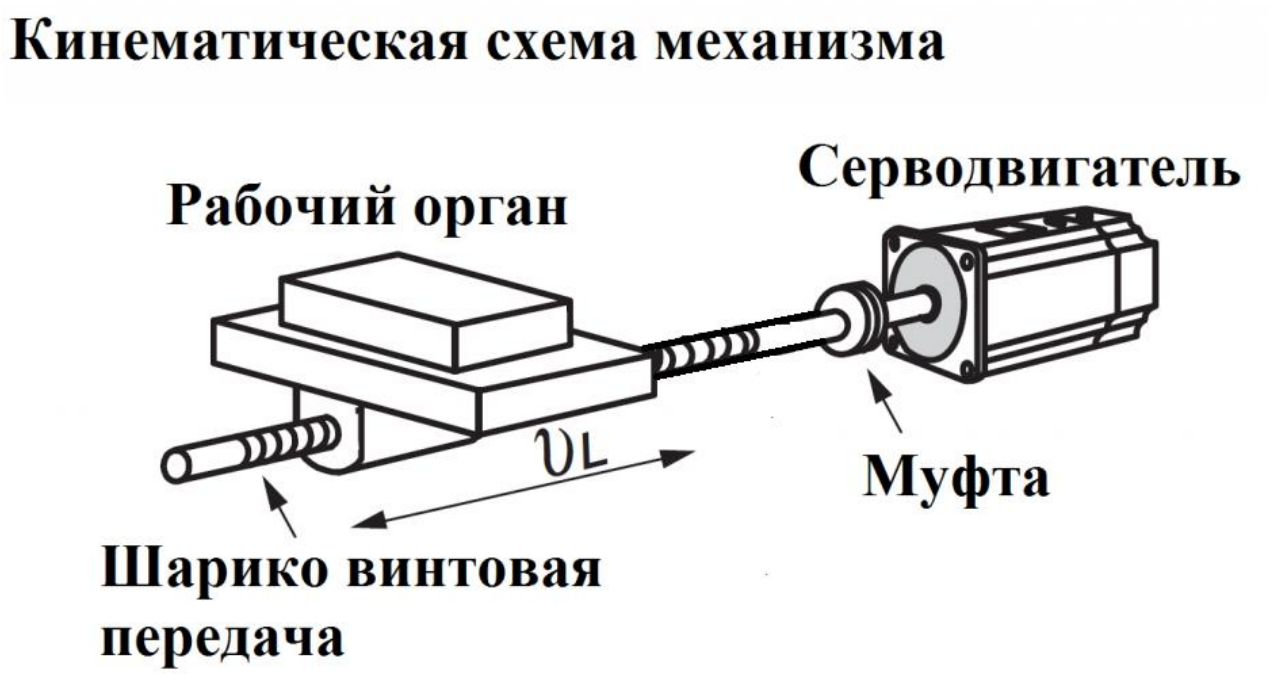


Рисунок 16. Кинематическая схема механизма серводвигатель – ШВП.

Исходные параметры:

- Скорость нагрузки: $\vartheta_L$=8 м/мин;
- Масса элементов поступательного движения: m=250 кг;
- Длина винта: $l_B$=0,03 м;
- Диаметр винта: $d_B$=0,04 м;
- Шаг резьбы винта: $P_B$=0,05 м ;
- Плотность шарика: ρ= $7{,}87 \cdot 10^3 \ \frac{кг}{м^3}$;
- Дистанция перемещения (позиционирования): l=0,275 м;
- Максимальное время перемещения (позиционирования): $t_m$=1,2 с;
- Точность остановки: δ=±0,01 мм;
- Коэффициент трения скольжения: μ=0,2;
- КПД механики: η=0,9 (90%).

1) Определим, временя с помощью циклограммы линейного перемещения

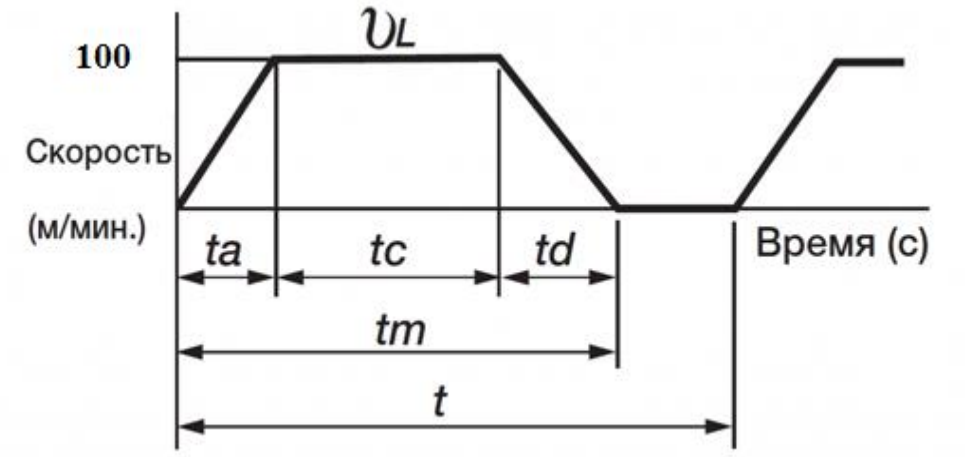


Рисунок 17. График линейной скорости.

Время ускорения и торможения равны, из этого следует что:

$$t_a = t_d = t_m - \frac{60l}{\vartheta_L} = 1,2 - \frac{(60 \cdot 0,275)}{8} = 1,035\ c;$$

$$t_c = (t_m - t_a) \cdot 2 = (1,2 - 1,035) \cdot 2 = 0,165\ c\ .$$

2) Высчитаем скорости вращения вала серводвигателя

Скорость вращения винта ШВП: $n_L = \frac{\vartheta_L}{P_B} = \frac{8}{0,05} = 160\ об/мин;$

Скорость вращения вала двигателя: $n_M = n_L \cdot i = 160 \cdot 1 = 160\ об/мин.$

Расчёт момента, прикладываемого к валу серводвигателя

$$M_L = \frac{(9,8 \cdot \mu \cdot m \cdot P_B)}{(2\pi \cdot \eta)} = \frac{(9,8 \cdot 0,2 \cdot 250 \cdot 0,05)}{(2\pi \cdot 0,9)} = 0,43 Нм.$$

4) Рассчитаем приведенного момента инерции к валу серводвигателя

$$J_{L1} = m \cdot \left( \frac{P_B}{2\pi} \right)^2 = 250 \cdot \left( \frac{0,05}{2\pi} \right)^2 = 1,58 \times 10^{-4} \ кг \cdot м^2;$$

Момент инерции подшипников:

$$J_B = \frac{\pi}{32\rho} \cdot l_B \cdot {d_B}^4 \cdot 1 = \frac{\pi}{32 \cdot 7,87} \cdot 300 \cdot 0,04^4 \cdot 1 = 0,31 \cdot 10^{-4} \ кг \cdot м^2;$$

Суммарный момент инерции:

$$J_L = J_{L1} + J_B = (1,58 + 0,31) \cdot 10^{-4} = 2,29 \cdot 10^{-4} \ кг \cdot м^2.$$

Определяем мощность нагрузки

$$P_O = \frac{(2\pi \cdot n_M \cdot M_L)}{60} = \frac{(2\pi \cdot 160 \cdot 0,43)}{60} = 144 \ Вт.$$

Определяем мощность серводвигателя для обеспечения требуемой динамики системы

$$P_a = (\frac{2\pi \cdot n_M}{60})^2 \cdot \frac{J_L}{t_a} = (\frac{2\pi \cdot 320}{60})^2 \cdot \frac{2,29 \cdot 10^{-1}}{1,035} = 248 Вт.$$

Выбор серводвигателя составляет:

- $M_L \leq$ Номинальный момента двигателя;
- $(P_a + P_O)/2 <$ Мощность двигателя;
- $n_M \leq$ Номинальная скорость вращения двигателя;

$J_L \leq$ допустимого момента инерции нагрузки;

Выбираем серводвигатель SGMJV-06A.

Характеристики выбранного серводвигателя:

Номинальная мощность: 600 Вт;

Номинальная скорость: 3000 об/мин;

Номинальный момент: 1,91 Нм;

Пиковый момент: 6.69 Нм;

Момент инерции двигателя: $0,259 \cdot 10^{-4} \ кг \cdot м^2$;

Допустимый момент инерции нагрузки: $15 \cdot 0,259 \cdot 10^{-4} = 3,385 \cdot 10^{-4} \ кг \cdot м^2$;

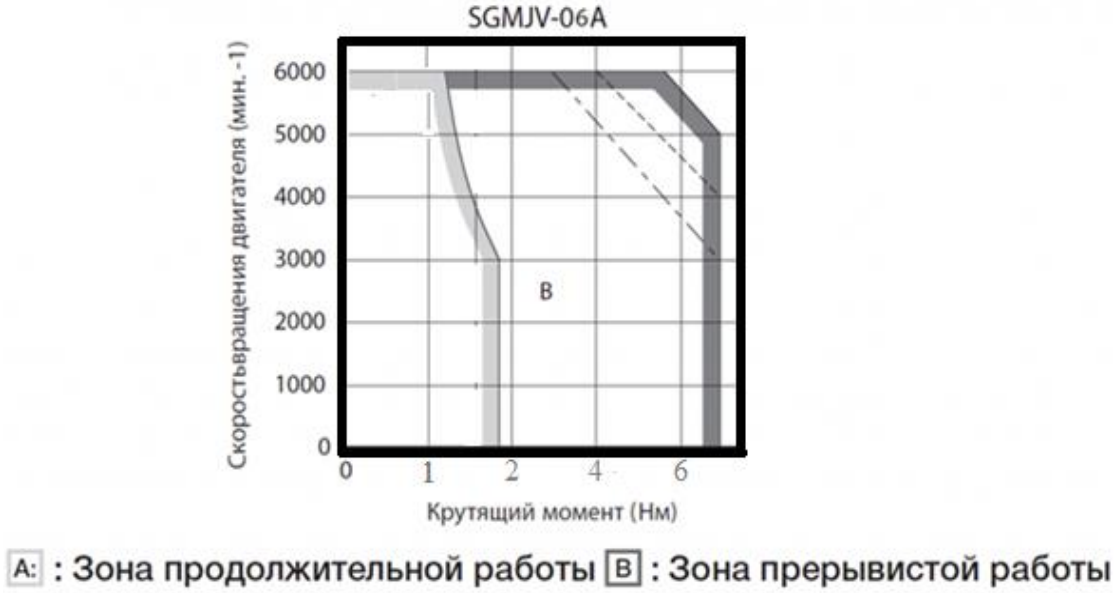


Рисунок 18. Механическая характеристика серводвигателя.

Серводвигатели при разгоне и торможении могут быть выше номинальный момент до 350% в течении 2 сек, чему соответствует перегрузочная характеристика серводвигателя:

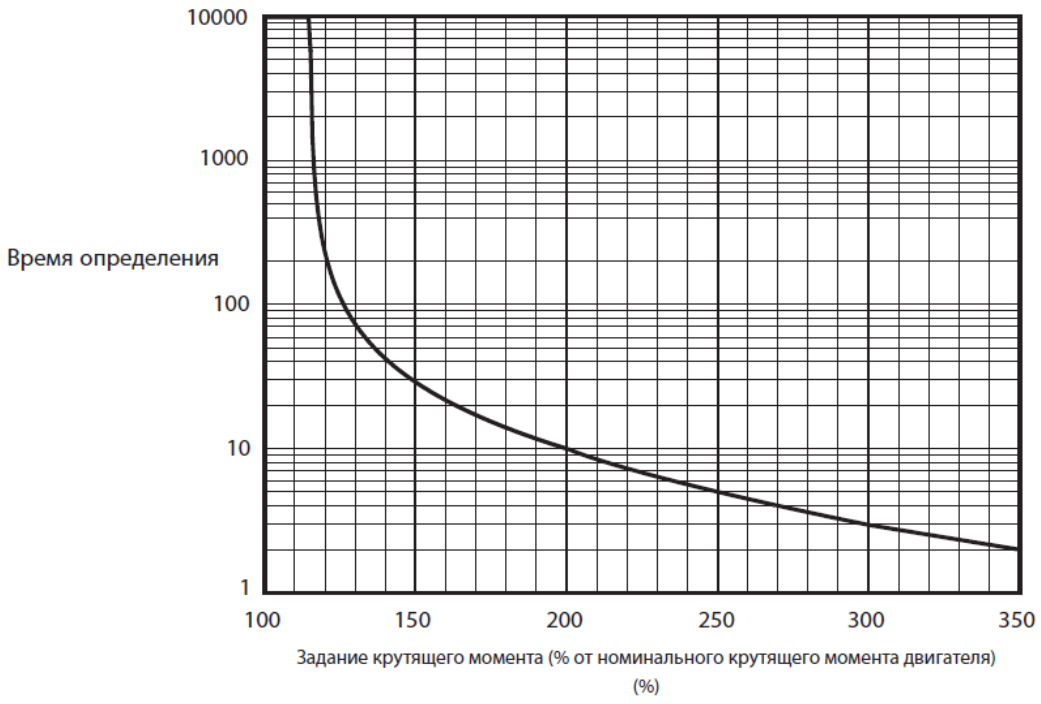


Рисунок 19. Перегрузочная характеристика серводвигателя SGMJV-06A.

8) Проверочный расчёт для выбранного двигателя

Момент для создания ускорения:

$$M_P = \frac{\left(2\pi \cdot n_M \cdot \left(J_L + J_M\right)\right)}{60} \cdot \frac{1}{t_a} + M_L = \frac{\left(2\pi \cdot 160 \cdot \left(0,259 + 2,29\right) \cdot 10^{-4}\right)}{60} \cdot \frac{1}{0,1} + 0,43 =$$

$$= 1,23 Нм \ < \ 2,23 Нм \ \left(пиковый \ момент\right) => условие \ выполнено;$$

Момента при торможении:

$$M_S = \frac{\left(2\pi \cdot n_M \cdot \left(J_L + J_M\right)\right)}{60} \cdot \frac{1}{t_d} - M_L = \frac{\left(2\pi \cdot 160 \cdot \left(0,259 + 2,29\right) \cdot 10^{-4}\right)}{60} \cdot \frac{1}{0,43} - 0,43 =$$

$$= 0,37 Нм \ < \ 2,23 Нм \ \left(пиковый \ момент\right) => условие \ выполнено;$$

о;

Расчёт эквивалентного момента:

$$M_{rms} = \sqrt{\frac{M_P{}^2 \times t_a + M_L{}^2 \times t_c + M_S{}^2 \times t_d}{t}} = \sqrt{\frac{1,23^2 \times 0,1 + 0,43^2 \times 1 + 0,37 \times 0,1}{1,5}} =$$

$$= 0,43 Нм \ < 2,23 Нм \left(Номинального \ момента\right) \ => условие \ выполнено.$$

9) Результат расчёта серводвигателя

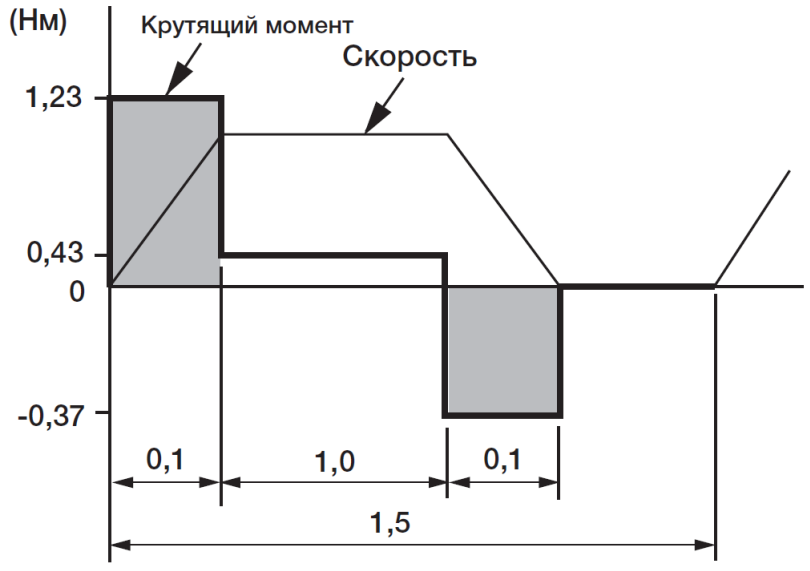


Рисунок 20. Циклограмма момента и скорости на валу серводвигателя.

Из циклограммы перегрузочной характеристики видно, что время разгона и торможения не превышает допустимое время перегрузки:

Исходя из расчетов, мы сделали выбор серводвигателя для шарика-винтовой пары. В связи с этим параметры сервомотора удовлетворяют расчётным параметрам, то можно быть уверенным в безотказной работе нашей системы.

## 7.2 Перемещение шпиндельной бабки.

Исходные параметры:

- Скорость нагрузки: $\vartheta_L$=10 м/мин;
- Масса элементов поступательного движения: m=1100 кг;
- Длина винта: $l_B$=0,03 м;
- Диаметр винта: $d_B$=0,04 м;
- Шаг резьбы винта: $P_B$=0,05 м ;
- Плотность шарика: $\rho = 7,87 \cdot 10^3 \ \frac{кг}{м^3}$;
- Дистанция перемещения (позиционирования): l=0,275 м;
- Максимальное время перемещения (позиционирования): $t_m$=1,2 с;
- Точность остановки: δ=±0,01 мм;
- Коэффициент трения скольжения: μ=0,2;
- КПД механики: η=0,9 (90%).

1) Время ускорения и торможения равны, из этого следует что:

$$t_a = t_d = t_m - \frac{60l}{\vartheta_L} = 1,2 - \frac{(60 \cdot 0,275)}{10} = 1,064 \ c;$$

$$t_c = t_m - 2 \cdot t_a = (1,2 - 1,064) \cdot 2 = 0,272 \ c.$$

2) Высчитаем скорости вращения вала серводвигателя

Скорость вращения винта ШВП: $n_L = \frac{\vartheta_L}{P_B} = \frac{10}{0,04} = 200 \ об/мин;$

Скорость вращения вала двигателя: $n_M = n_L \cdot i = 200 \cdot 1 = 200 \ об/мин.$

Расчёт момента, прикладываемого к валу серводвигателя

$$M_L = \frac{(9{,}8 \cdot \mu \cdot m \cdot P_B)}{(2\pi \cdot \eta)} = \frac{(9{,}8 \cdot 0{,}2 \cdot 1100 \cdot 0{,}05)}{(2\pi \cdot 0{,}9)} = 2 Нм.$$

4) Рассчитаем приведенного момента инерции к валу серводвигателя

$$J_{L1} = m \cdot \left( \frac{P_B}{(2\pi)} \right)^2 = 1100 \cdot \left( \frac{0{,}05}{(2\pi)} \right)^2 = 6{,}9 \times 10^{-4} \ кг \cdot м^2;$$

Момент инерции подшипников:

$$J_B = \frac{\pi}{32\rho} \cdot l_B \cdot {d_B}^4 \cdot \frac{1}{i^2} = \frac{\pi}{32 \cdot 7{,}87} \cdot 300 \cdot 0{,}04^4 \cdot 1 = 0{,}31 \cdot 10^{-4} \ кг \cdot м^2;$$

Суммарный момент инерции:

$$J_L = J_{L1} + J_B = (7 + 0{,}31) \cdot 10^{-4} = 7{,}31 \cdot 10^{-4} \ кг \cdot м^2.$$

5) Определяем мощность нагрузки

$$P_O = \frac{(2\pi \cdot n_M \cdot M_L)}{60} = \frac{(2\pi \cdot 200 \cdot 2)}{60} = 570 \ Вт.$$

6) Определяем мощность серводвигателя для обеспечения требуемой динамики системы

$$P_a = (\frac{2\pi \cdot n_M}{60})^2 \cdot \frac{J_L}{t_a} = (\frac{2\pi \cdot 200}{60})^2 \cdot \frac{7{,}31 \cdot 10^{-4}}{1{,}064} = 464 Вт.$$

7) Выбор серводвигателя составляет:

- $M_L \leq$ Номинальный момента двигателя;
- $(P_a + P_O)/2 <$ Мощность двигателя;
- $n_M \leq$ Номинальная скорость вращения двигателя;
- $J_L \leq$ допустимого момента инерции нагрузки;

Выбираем серводвигатель SGMJV-08A.

Характеристики выбранного серводвигателя:

- Номинальная мощность: 750 Вт;
- Номинальная скорость: 3000 об/мин;

- Номинальный момент: 2,39 Нм;
- Пиковый момент: 8,36 Нм;
- Момент инерции двигателя: $0,259 \cdot 10^{-4}\ кг \cdot м^2$;
- Допустимый момент инерции нагрузки: $35 \cdot 0,259 \cdot 10^{-4} = 9,065 \cdot 10^{-4}\ кг \cdot м^2$;

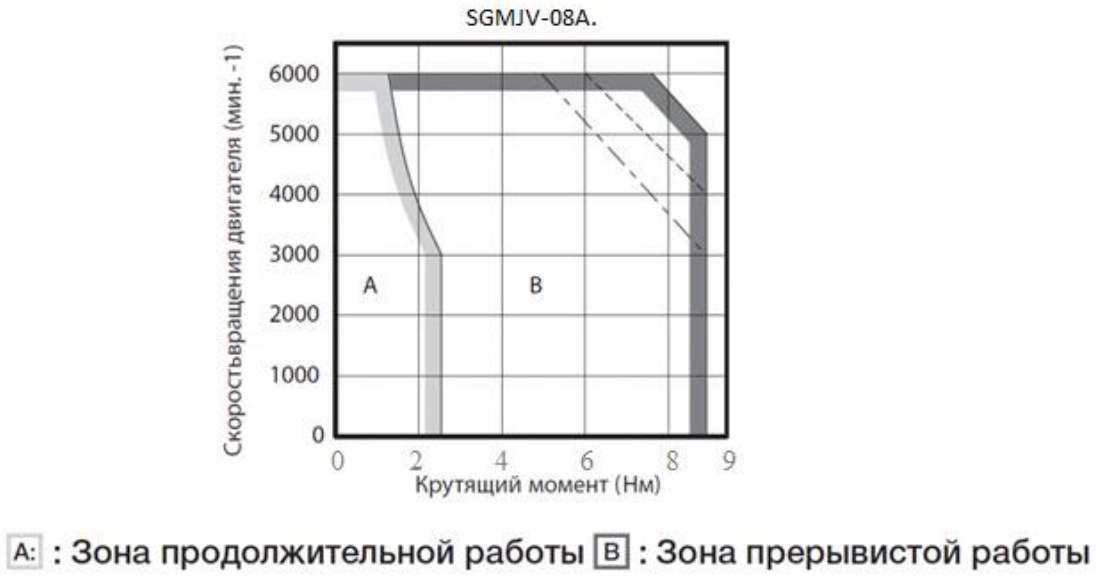


Рисунок 21. Механическая характеристика серводвигателя.

Серводвигатели при разгоне и торможении могут быть выше номинальный момент до 350% в течении 2 сек, чему соответствует перегрузочная характеристика серводвигателя:

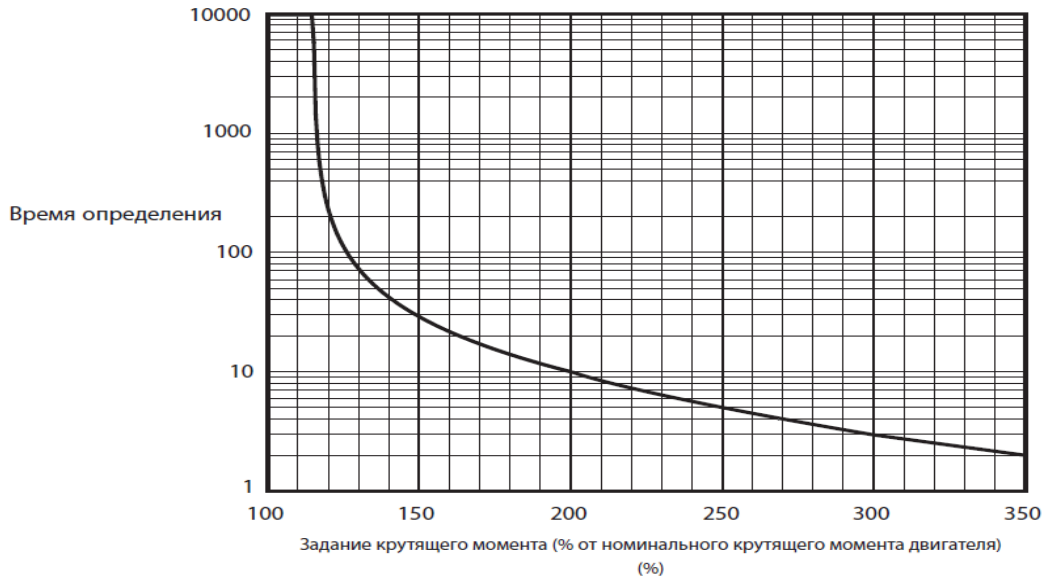


Рисунок 22. Перегрузочная характеристика серводвигателя SGMJV-08A.

8) Проверочный расчёт для выбранного двигателя

Момент для создания ускорения:

$$M_P = \frac{\left(2\pi \cdot n_M \cdot \left(J_L + J_M\right)\right)}{60} \cdot \frac{1}{t_a} + M_L = \frac{\left(2\pi \cdot 500 \cdot \left(0,259 + 2,29\right) \cdot 10^{-4})\right)}{60} \cdot \frac{1}{1} + 2 =$$

$$= 6,37 Нм < 8,36 Нм \left(пиковый\ момент\right) \Rightarrow условие\ выполнено;$$

Момента при торможении:

$$M_S = \frac{\left(2\pi \cdot n_M \cdot \left(J_L + J_M\right)\right)}{60} \cdot \frac{1}{t_d} - M_L = \frac{\left(2\pi \cdot 500 \cdot \left(0,259 + 2,29\right) \cdot 10^{-4}\right)}{60} \cdot \frac{1}{0,43} - 2 =$$

$$= 1,5 Нм < 8,36\ Нм \left(пиковый\ момент\right) \Rightarrow условие\ выполнено;$$

Расчёт эквивалентного момента:

$$M_{rms} = \sqrt{\frac{M_P{}^2 \cdot t_a + M_L{}^2 \cdot t_c \cdot M_S{}^2 \cdot t_d}{t}} = \sqrt{\frac{1,23^2 \cdot 1,064 \cdot 0,2^2 \cdot 1 \cdot 0,37 \cdot 0,43}{1,5}} =$$

$$= 1,077 Нм < 2,39 Нм \left(Номинального\ момента\right) \Rightarrow условие\ выполнено.$$

9) Результат расчёта серводвигателя

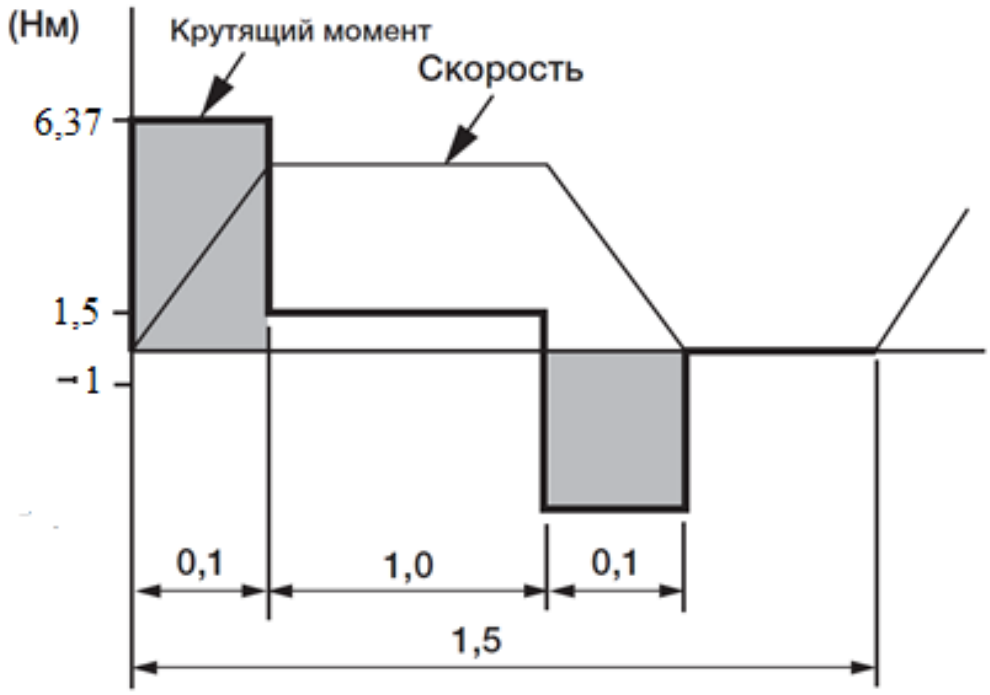


Рисунок 23. Циклограмма момента и скорости на валу серводвигателя.

7.3 Вертикальное перемещение.

Исходные параметры:

- Скорость нагрузки: $\vartheta_L$=10 м/мин;
- Масса элементов поступательного движения: m=1500 кг;
- Длина винта: $l_B$=0,03 м;
- Диаметр винта: $d_B$=0,04 м;
- Шаг резьбы винта: $P_B$=0,05 м ;
- Плотность шарика: ρ= $7{,}87 \cdot 10^3 \ \frac{кг}{м^3}$;
- Дистанция перемещения (позиционирования): l=0,275 м;
- Максимальное время перемещения (позиционирования): $t_m$=1,2 с;
- Точность остановки: δ=±0,01 мм;
- Коэффициент трения скольжения: μ=0,2;
- КПД механики: η=0,9 (90%).

1) Время ускорения и торможения равны, из этого следует что:

$$t_a = t_d = t_m - \frac{60l}{\vartheta_L} = 1,2 - \frac{(60 \cdot 0,275)}{10} = 1,14\ c;$$

$$t_c = t_m - 2 \cdot t_a = (1,2 - 1,14) \cdot 2 = 0,12\ c\ .$$

2) Высчитаем скорости вращения вала серводвигателя

Скорость вращения винта ШВП: $n_L = \frac{\vartheta_L}{P_B} = \frac{10}{0,05} = 200\ об/мин;$

Скорость вращения вала двигателя: $n_M = n_L \cdot i = 200 \cdot 1 = 200\ об/мин.$

Расчёт момента, прикладываемого к валу серводвигателя

$$M_L = \frac{(9,8 \cdot \mu \cdot m \cdot P_B)}{(2\pi \cdot \eta)} = \frac{(9,8 \cdot 0,2 \cdot 1500 \cdot 0,05)}{(2\pi \cdot 0,9)} = 2,6 Нм.$$

4) Рассчитаем приведенного момента инерции к валу серводвигателя

$$J_{L1} = m \cdot \left(\frac{P_B}{(2\pi)}\right)^2 = 1500 \cdot \left(\frac{0,05}{(2\pi)}\right)^2 = 9,5 \times 10^{-4}\ кг \cdot м^2;$$

Момент инерции подшипников:

$$J_B = \frac{\pi}{32\rho} \cdot l_B \cdot {d_B}^4 \cdot \frac{1}{i^2} = \frac{\pi}{32 \cdot 7,87} \cdot 300 \cdot 0,04^4 \cdot 1 = 0,31 \cdot 10^{-4}\ кг \cdot м^2;$$

Суммарный момент инерции:

$$J_L = J_{L1} + J_B = (9,5 + 0,31) \cdot 10^{-4} = 10,21 \cdot 10^{-4}\ кг \cdot м^2.$$

5) Определяем мощность нагрузки

$$P_O = \frac{(2\pi \cdot n_M \cdot M_L)}{60} = \frac{(2\pi \cdot 200 \cdot 2,6)}{60} = 1579\ Вт.$$

6) Определяем мощность серводвигателя для обеспечения требуемой динамики системы

$$P_a = (\frac{2\pi \cdot n_M}{60})^2 \cdot \frac{J_L}{t_a} = (\frac{2\pi \cdot 200}{60})^2 \cdot \frac{10,21 \cdot 10^{-4}}{1,14} = 386 Bm.$$

7) Выбор серводвигателя составляет :

- $M_L \leq$ Номинальный момента двигателя;
- $(P_a+P_O)/2 <$ Мощность двигателя;
- $n_M \leq$ Номинальная скорость вращения двигателя;
- $J_L \leq$ допустимого момента инерции нагрузки;

Выбираем серводвигатель SGMAV-10A.

Характеристики выбранного серводвигателя:

- Номинальная мощность: 1000 Вт;
- Номинальная скорость: 3000 об/мин;
- Номинальный момент: 3,18 Нм;
- Пиковый момент: 9,55 Нм;
- Момент инерции двигателя: $0,259 \cdot 10^{-4}$ $кг \cdot м^2$;
- Допустимый момент инерции нагрузки: $40 \cdot 0,359 \cdot 10^{-4} = 14,36 \cdot 10^{-4}$ $кг \cdot м^2$;

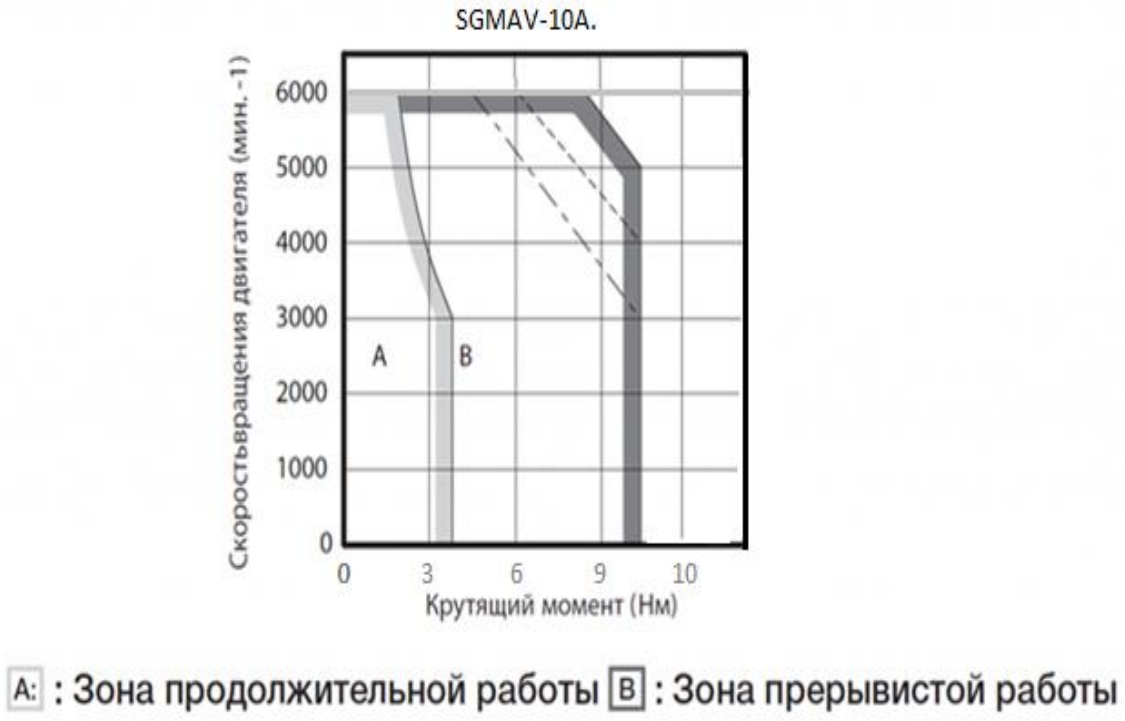


Рисунок 24. Механическая характеристика серводвигателя.

Серводвигатели при разгоне и торможении могут быть выше номинальный момент до 350% в течении 2 сек, чему соответствует перегрузочная

характеристика серводвигателя:

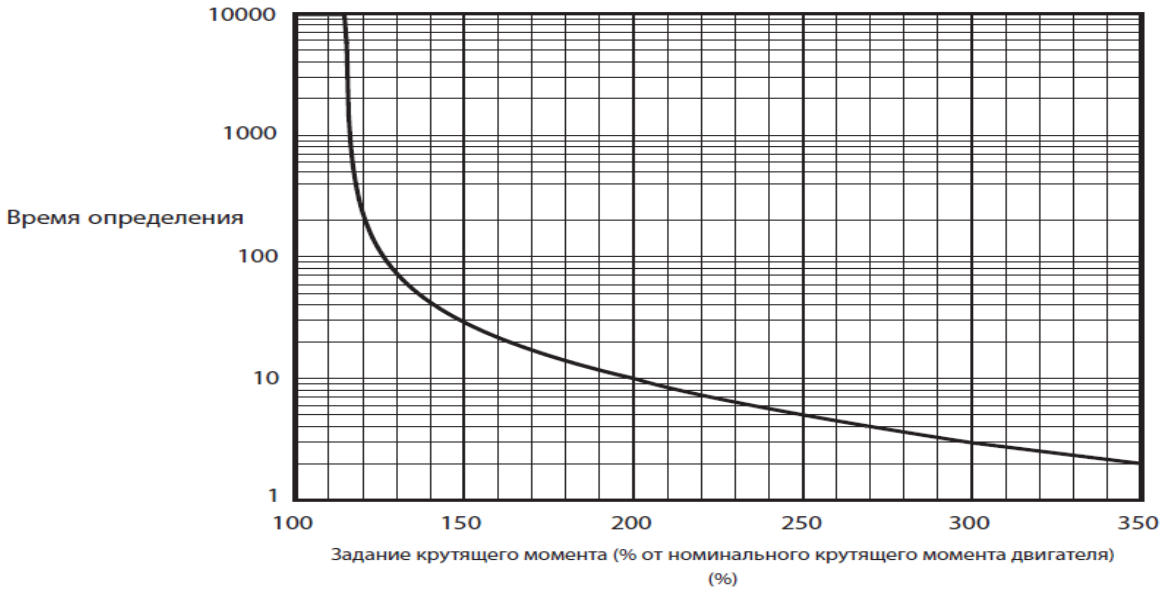


Рисунок 25. Перегрузочная характеристика серводвигателя SGMJV-08A.

8) Проверочный расчёт для выбранного двигателя

Момент для создания ускорения:

$$M_P = \frac{\left(2\pi \cdot n_M \cdot \left(J_L + J_M\right)\right)}{60} \cdot \frac{1}{t_a} + M_L = \frac{\left(2\pi \cdot 500 \cdot \left(0,359 + 2,29\right) \cdot 10^{-4}\right)}{60} \cdot \frac{1}{1,14} + 2,6 =$$

$$= 6,77 Нм < 9,55 Нм \left(пиковый\ момент\right) \Rightarrow условие\ выполнено;$$

Момента при торможении:

$$M_S = \frac{\left(2\pi \cdot n_M \cdot \left(J_L + J_M\right)\right)}{60} \cdot \frac{1}{t_d} - M_L = \frac{\left(2\pi \cdot 500 \cdot \left(0,359 + 2,29\right) \cdot 10^{-4}\right)}{60} \cdot \frac{1}{0,43} - 2,6 =$$

$$= 8,4 Нм < 9,55\ Нм \left(пиковый\ момент\right) \Rightarrow условие\ выполнено;$$

Расчёт эквивалентного момента:

$$M_{rms} = \sqrt{\frac{M_P{}^2 \cdot t_a + M_L{}^2 \cdot t_c \cdot M_S{}^2 \cdot t_d}{t}} = \sqrt{\frac{1,23^2 \cdot 1,14 \cdot 0,2^2 \cdot 1 \cdot 0,37 \cdot 0,43}{1,5}} =$$

$$= 0,8 Нм \ < 9,55 Нм \left( Номинального\ момента \right) \Rightarrow условие\ выполнено.$$

9) Результат расчёта серводвигателя

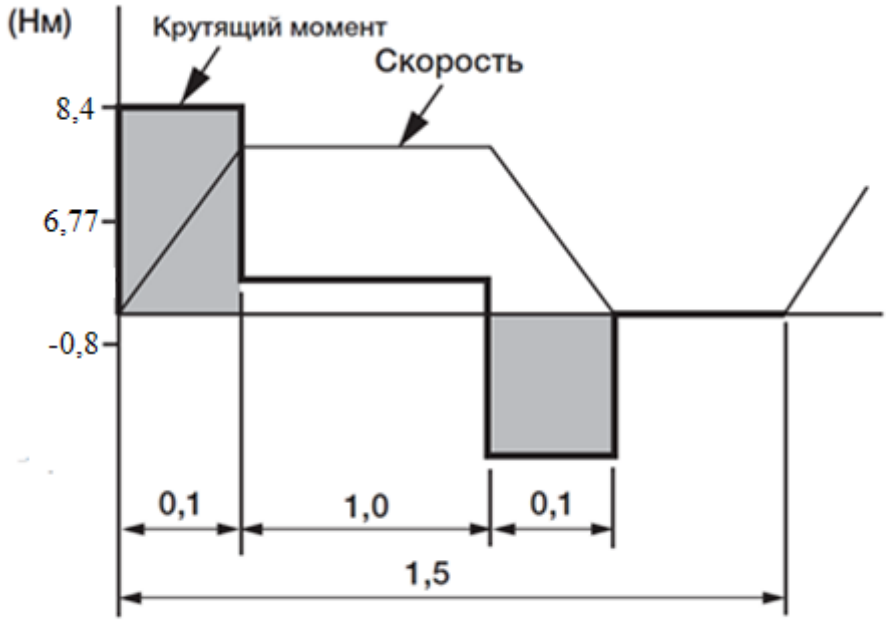


Рисунок 26. Циклограмма момента и скорости на валу серводвигателя.

Список использованной литературы

1. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.

2. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков : Учеб. пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.

3. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.

4. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.

5. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.

6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.

7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.

8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.

9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и

станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.

10. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.2 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 108 с.

11. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков (Компоновочные схемы, конструкции, примеры исполнения) : метод. указания / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.О. Трилисский, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2000. – 164 с.

12. Атлас кинематических схем металлорежущих станков / И.И. Михеев, С.В. Эрленеков, В.В. Панчурин, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ППИ, 1993. – 60 с.

13. https://stanok-kpo.ru/spravochnik/stanki-sovetskie-rossiyskie-importnye-spravochnaya-informatsiya/6902pmf2.html