

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПЕТРА ВЕЛИКОГО

Институт металлургии, машиностроения и транспорта

Кафедра «Технологические процессы и оборудование автоматизированных  
машиностроительных производств»

Допускаю к защите

И.О. Зав.кафедрой \_\_\_\_\_ А.В. Приемышев

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2015 г.

### БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема: Модернизация системы приводов вертикально-фрезерного станка

Направление: 15.03.05 «КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ  
ОБЕСПЕЧЕНИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРОИЗВОДСТВ»

Профиль: 15.03.05\_04 «Конструкторско-технологическое обеспечение  
высокоэффективных процессов обработки металлов»

Выполнил  
студент группы в43329/3

И.О. Черняков

Руководитель  
д.т.н., профессор

Е.П. Калинин

Рецензент  
к.т.н., доцент

С.В. Портнов

Санкт-Петербург  
2015г.

<b>Содержание</b>	<b>Стр.</b>
<b>1.Введение.....</b>	<b>5</b>
<b>2.Техническая характеристика базового станка .....</b>	<b>10</b>
<b>3.Основные технические характеристики проектируемого станка.....</b>	<b>11</b>
<b>4.Расчет привода главного движения.....</b>	<b>13</b>
4.1.Кинематический расчет.....	13
4.2.Кинематическая схема привода главного движения в станке.....	13
4.3.График частот вращения шпинделя.....	14
4.4.Определение чисел зубьев зубчатых колес .....	17
4.5.Определение частот вращения электродвигателя.....	18
4.6.Определение мощности и моментов на шпинделе .....	19
4.7.Выделяемая мощность на валах .....	21
4.8.Расчет крутящего момента, развиваемого на валах .....	21
4.9.Расчетные частоты вращения шпинделя и валов .....	23
4.10.Определение модуля зубчатых колес .....	23
4.11.Выбор степеней точности зубчатых колес .....	24
4.12.Определение межосевых расстояний и диаметров зубч. колес	25
4.13. Уточненный расчет наиболее нагруженной зубчатой передачи на выносливость при изгибе .....	27
<b>5.Расчет шпинделя на жесткость .....</b>	<b>30</b>
5.1.Выбор подшипников шпинделя .....	32
5.2.Расчет подшипников качения шпинделя на динамическую грузоподъемность и долговечность .....	33
<b>6.Определение усилия для затяжки оправки с инструментом в конус шпинделя.....</b>	<b>36</b>
<b>7.Расчет по приводу продольной подачи.....</b>	<b>37</b>
7.1. Кинематический расчет привода продольной подачи.....	37
7.2. Определение тягового усилия.....	38
7.3. Определение требуемой мощности и момента электродвигателя.	39
7.4. Проверка выбранного электродвигателя по времени разгона и торможения.....	40
7.5. Расчет узла с шариковым винтом и гайкой.....	43
7.5.1.Выбор диаметра винта.....	43

7.5.2. Расчет винта на устойчивость при продольном изгибе.....	43
7.5.3. Расчет винта на критической частоте вращения.....	43
7.5.4. Расчет винта на жесткость.....	43
<b>8. Расчет устройства автоматической смены инструментов.....</b>	<b>46</b>
8.1. Расчет кинематических параметров магазина.....	46
8.2. Расчет времени смены инструментов для устройства АСИ.....	48
<b>9. Описание устройства станка, его узлов и системы ЧПУ.....</b>	<b>50</b>
<b>10. Расчет режимов резания.....</b>	<b>55</b>
Заключение.....	57
<b>11. Литература.....</b>	<b>58</b>
Приложение	
<b>Технологическая документация.....</b>	<b>60</b>

## **Аннотация**

В данной выпускной квалификационной работе: «Модернизация системы приводов вертикально – фрезерного станка» рассматривается модернизация станка модели 6Н11Ф3, с заменой существующей коробки скоростей на упрощенную, с приводом от электродвигателя постоянного тока. Заменой коробки подач, на упрощенную с приводами от высокомоментных электродвигателей постоянного тока. Внедрение поворотного стола-платформы. Замена установленной системы ЧПУ на новую фирмы SIEMENS. Внедрение системы автоматической смены инструментов, с автооператором и инструментальным магазином барабанного типа.

In this final qualifying work: "Modernization of the drive system vertical milling machine" discusses the modernization of the machine model NP, to replace the existing gearbox to a simplified, driven by a DC motor. Replacement feed boxes, simplified with drives from high-torque DC motors. The introduction of the turntable platform. Replacement set of CNC system to a new SIEMENS. The introduction of a system of automatic change of tools with the operator and the tool storage magazine drum.

## Введение

Повышение производительности труда является одной из важнейших задач, стоящих перед промышленностью, решение которой должно быть неразрывно связано с уменьшением себестоимости и снижением трудоемкости выпускаемых изделий. Важнейшим условием роста производительности труда является технический прогресс.

Числовое программное управление (ЧПУ) стало универсальным средством управления станками. Его применяют для всех групп и типов станков. Применение станков с ЧПУ позволило качественно изменить металлообработку, получить большой экономический эффект. Обработка

на станках с ЧПУ, по отечественным и зарубежным данным, характеризуется: ростом производительности труда оператора-станочника, благодаря сокращению основного и вспомогательного времени; возможностью применения многостаночного обслуживания; повышенной точностью; снижением затрат на специальные приспособления; сокращением или полной ликвидацией разметочных и слесарно-подгоночных работ.

Большое преимущество обработки на станках с ЧПУ заключается также в том, что значительно уменьшается доля тяжелого труда рабочих, сокращаются потребности в квалифицированных станочниках-универсалах, изменяется состав работников металлообрабатывающих цехов.

Расширение области применения ЧПУ происходит одновременно с развитием и совершенствованием устройств ЧПУ и самих станков. Так, системы ЧПУ с программносителем в виде перфоленты уступают место системам со встроенной памятью на магнитных элементах. Изменяется структура систем ЧПУ: на смену жесткой блочной пришла легко перепрограммируемая структура, имеющая в основе микроЭВМ, построенную на элементах с большой степенью интеграции. Создано много эффективных

технических решений, касающихся элементов станков с ЧПУ. Вместе с тем, все станки с ЧПУ объединяют общие принципы действия ЧПУ.

Применение ЧПУ не только изменило характер организации производства в металлообрабатывающих станках, но и коренным образом повлияло на конструкцию самих станков. Изменился принцип построения кинематических схем и компоновок станков с ЧПУ. Разветвленные кинематические связи уступили место элементарно простым связям с автономными приводами по каждой из координат перемещения. Более полно и эффективно стали использовать агрегатизацию и унификацию, возникли предпосылки для создания станков для комплексной обработки и интегрированных систем комплексной автоматизации на основе станков с ЧПУ и централизованного управления от ЭВМ.

Высокая эффективность применения оборудования с ЧПУ достигается лишь в результате решения всего комплекса вопросов, связанных с его промышленной эксплуатацией: автоматизированного расчета и записи управляющих программ, технологической подготовки режущего, измерительного и крепежного инструмента, оснастки, а также оптимальной организации эксплуатации и ремонта станков с ЧПУ, объясняется особое внимание к вопросам автоматизированной подготовки управляющих программ для многокоординатной контурной обработки и обеспечения технико-экономической эффективности использования парка станков с ЧПУ.

### **Обзор конструкции станков аналогичных проектируемому.**

В станочном парке промышленности большое место отводится фрезерным станкам. Фрезерные станки предназначены для выполнения широкого круга работ. Они позволяют обрабатывать наружные и внутренние фасонные поверхности, прорезать прямые и винтовые канавки, фрезеровать резьбы и зубья зубчатых колес.

Различают две основные группы фрезерных станков: универсальные и специализированные. К первым относятся горизонтально-фрезерные, вертикально-фрезерные и продольно-фрезерные станки, ко вторым: шпоночно-фрезерные, шлице-фрезерные и другие станки.

Проектируемый станок аналогичен вертикально-фрезерному консольному станку с ЧПУ. Параметрами фрезерного станка являются: размер стола (в проектируемом станке 250 x 1000 мм), наибольшая масса обрабатываемой заготовки (в проектируемом станке 400 кг).

В вертикально-фрезерных станках шпиндель и валы коробки скоростей части монтируются в поворотной головке. Изменения частот вращения происходит путем последовательного включения передач и переключения частот вращения от двигателя постоянного тока с достаточно широким диапазоном регулирования. Переключение скоростей вращения двигателя осуществляется через системы ЧПУ.

Приводы подач станков с ЧПУ выполняются преимущественно с высокомоментными двигателями постоянного тока серии ПБВ или аналогичными двигателями переменного тока с частотным регулированием. Возможно применение двигателей типа 2ПБ. Измерение перемещений осуществляется при помощи датчиков: линейных, индукционных, оптических, типа вращающийся трансформатор. Привод подачи соединяется с двигателем часто через зубчатую передачу беззазорного регулирования.

Смена инструмента осуществляется автооператором, который по программе берет инструменты из магазина и ставит в шпиндель, а из шпинделя в магазин. Для зажима инструмента в шпинделе используется гидрозажим.

Обычно используются контурные системы ЧПУ: NC; CNC. Также существуют оперативные системы, позволяющие станочнику формировать программу при обработке первой детали. Программа записывается в память системы, корректируется, выводится на внешний программноноситель.

В проектируемом станке применяется контурно-позиционная система ЧПУ фирмы SIEMENS типа «SINUMTRIK» 802 S/C base line.

Проектируемый станок предназначен для обработки заготовок из следующих материалов:

конструкционные стали (35,45 и др.); серый чугун (СЧ15 и др.).

Обрабатываемые изделия:

корпусные детали; плиты; фасонные детали и др.

Используемый инструмент имеет размеры:

- фрезы торцевые  $\varnothing 50 \div 160$  мм;
- фрезы концевые  $\varnothing 8 \div 50$  мм.

Станок, оснащенный ЧПУ должен иметь больший запас мощности, чем универсальный станок.

Многоцелевые станки обеспечивают выполнение большой номенклатуры технологических операций без перебазирования, благодаря автоматической смене инструмента АСИ. Режущий инструмент располагается в инструментальном магазине большой емкости, что дает возможность устанавливать в шпиндель любой инструмент, который идет по программе.

Для обработки легких сплавов инструментов малого диаметра требуются высокие обороты шпинделя, порядка  $4000 \div 5000 \text{ мин}^{-1}$ , что и встречается в новым станках с ЧПУ. Для поддержания таких оборотов существуют особые требования к подшипникам шпинделя, такие как: требования к нагреву, быстроходности, смазке, охлаждению, жесткости вала, грузоподъемности и т.д.



В таблице 1 приведены технические характеристики станков, аналогичных модернизируемому.

Таблица 1

Параметры	Размерность	Модели станков	
		6P11MФ3-1	МА655Ф3
1. Размеры рабочей поверхности стола	мм	250x1000	500x1250
2. Наибольшее перемещение стола: - продольное; - поперечное; - вертикальное	мм	630 300 350	1000 500 630
3. Частота вращения шпинделя	мин <sup>-1</sup>	63÷2500	63÷2500
4. Мощность электродвигателя главного движения	кВт	8	6,5
5. Пределы рабочих подач	мм/мин	0,1÷4800	12÷1700
6. Быстрая подача	мм/мин	4800	1500
7. Число инструментов в магазине (револьверной головке)	шт	8	6
8. Время смены инструм.	сек.	-	-
9. Наибольший диаметр инструментов	мм	80 (100)	100
10. Передний конец шпинделя, конус		50	50
11. Дискретность перемещения	мм	0,01	0,01
12. Масса станка	кг	2650	16000

## 2. Техническая характеристика базового станка 6Н11Ф3.

Габариты станка:

(длина L ширина Н высота В), мм - 2750x2230x2450

Вес станка, кг - 2650

Расстояние от торца

шпинделя до поверхности

стола, мм наибольшее - 445

наименьшее - 20

Расстояние от задней кромки стола до вертикальных

направляющих, мм наибольшее - 295

наименьшее - 65

Угол поворота фрезерной

головки, град. -  $\pm 45^0$

Величина осевого перемещения

шпинделя с гильзой, мм - 80

Размеры рабочей поверхности

стола, мм - 250x1000

Конус шпинделя - 50 - № 2 ГОСТ 836-62

Количество ступеней чисел

оборотов шпинделя - 16

Пределы оборотов

шпинделя, мин<sup>-1</sup> - 80÷2500

Электродвигатель главного движения:

мощность, кВт - 7,5

Число оборотов

эл.двигателя, об/мин - 1450

Количество ремней клиновых

A900 ГОСТ 1284-57 - 3

### 3. Основные технические характеристики проектируемого станка.

Проектируемый вертикально-фрезерный станок с системами ЧПУ и АСИ предназначен для фрезерных и сверлильных работ, включая контурное фрезерование и нарезание резьбы.

#### Техническая характеристика станка

Класс точности (высокий) по ГОСТ8-82	В
Размеры рабочей поверхности продольного стола по ГОСТ 6569-85, мм.	
Ширина	250-1
Длина	1000-1
Расстояние между пазами	90±0,5
Количество пазов	3
Конец шпинделя по ГОСТ836-82-конуса	50 (конусность 7:24)
Наибольшее продольное перемещение ползуна Шпинделя с гильзой, мм.	80
Наибольший угол поворота шпиндельной головки, °	±45
Наибольшее продольное перемещение продольного стола, мм.	1000
Наибольшее вертикальное перемещение продольного стола, мм.	350
Наибольшее поперечное перемещение продольного стола, мм.	400
Наибольший угол поворота поворотного стола, °.	±360
Частота вращения шпинделя, мин <sup>-1</sup> .	20-4000
Число скоростей шпинделя	46
Наибольший диаметр сверла, мм.	25
Наибольший диаметр фрезы, мм.	160

Тип системы ЧПУ, фирмы Siemens. Sinumeric 802 S/C base line

Дискретность задания размеров  
по программе, мм 0,001

Мощность электродвигателя  
привода главного движения, кВт. 11

Габаритные размеры, мм:

Длина 2750

Ширина 2250

Высота 2500

Масса, кг. ≈2600

## 4. Расчет привода главного движения.

### 4.1. Кинематический расчет.

Анализируя расчет режимов резания и технических характеристик многоцелевых станков близких к проектируемому, принимаем частоты вращения шпинделя 20-3500 мин<sup>-1</sup> выбираем электродвигатель серии 4ПФ132М постоянного тока с двухзонным регулированием мощностью 11кВт, частоты вращения электродвигателя: номинальная  $n_{ном} = 1025$  мин<sup>-1</sup>, наибольшая  $n_{max} = 4500$  мин<sup>-1</sup>, номинальный крутящий момент  $M_{ном} = 107$  Нм, знаменатель геометрического ряда  $\phi = 1,12$ . Структурная формула будет иметь вид  $Z = 46$ .

### 4.2. Кинематическая схема привода главного движения в станке.

Диапазон регулирования электродвигателя при постоянной мощностью сравнительно большой.

$$D_N = \frac{n_{Эmax}}{n_{Эmin}} = \frac{4500}{1025} = 4,39$$

по этому выбираем наиболее простую схему узла с одной постоянной зубчатой передачей у электродвигателя и с группой с двойным блоком зубчатых колес у шпинделя.

Передачу с наибольшим зубчатым колесом располагаем у переднего конца шпинделя, как передачу, передающую нагрузку. Одиночная передача 1-2 снижает частоты вращения, повышает крутящий момент, конструктивно дает возможность отодвинуть электродвигатель от шпинделя. На заднем конце шпинделя может располагаться устройство для закрепления и освобождения инструментальных оправок.

### 4.3. График частот вращения шпинделя.

$$n_{эл.мах} = 4000 \text{ мин}^{-1}$$

число частот вращения шпинделя равно:

$$Z = \frac{\lg(n_{ин.мах} / n_{ин.мин.})}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg(3550 / 20)}{\lg 1,12} = 46$$

При построении графика и выборе передаточных отношений  $i$ , учитываем неравенства:

$$2 \geq i \geq 0,25 \quad (1) \quad \text{и} \quad i_{1\min} > i_{1\max} \dots\dots(2)$$

На построенной сетке с интервалами  $\lg \varphi = \lg 1,12$  при трех валах согласно кинематической схеме наносим последовательные лучи 1 и 2 и параллельные им лучи 4 и 5.

Луч 1 проводим до точки на валу II с частотой  $2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $i_1 \geq 0,5$ ) чтобы передаточное отношение  $i_3$  было повышающим ( $i_3 \leq 2$ ) для расширения диапазона группы колес 3-4, 5-6.

Луч 3 проводим до точки с частотой  $630 \text{ мин}^{-1}$  т.е. на три интервала ниже правого конца луча 5 при ступенчатом регулировании это обуславливает некоторое уменьшение («провал») мощности на частотах шпинделя  $800 \text{ мин}^{-1}$  и  $710 \text{ мин}^{-1}$ . Далее из точки с частотой  $20 \text{ мин}^{-1}$  наносится луч 6, затем луч 7 параллельно лучам 1 и 3.

Точка с частотой  $140 \text{ мин}^{-1}$  на валу I определяет наименьшую частоту вращения электродвигателя. После этого наносятся остальные промежуточные лучи через интервалы, равные  $\varphi$ .

Наклон лучей определяем через отношения через отношения и размеры зубчатых колес.

Определяем по графику передаточные отношения передач:

$$i_i = Z_{i1} / Z_{i2}$$

$$i_1 = Z_1 / Z_2 = 2000 / 4000 = 0,5$$

$$i_2 = Z_3 / Z_4 = 630 / 2000 = 0,315$$

$$i_3 = Z_5 / Z_6 = 3550 / 2000 = 1,775$$

Оценим рациональность построения графика (по условиям)

1. Все передаточные отношения  $i_1 = 0,5 > i_2 = 0,315$  наименьшие т.е. условие (1) выполнено.
2. Все передаточные отношения лежат в пределах  $1,77..0,32$  условие (2) выполнено.

Число частот вращения шпинделя с постоянной мощностью - включая частоты  $800 \text{ мин}^{-1}$  и  $710 \text{ мин}^{-1}$  с небольшим уменьшением мощности равно 30, что больше половины всех частот и составляет 0,65 от всех частот. В станках с ЧПУ главный привод должен иметь не менее половины частот вращения шпинделя с постоянной мощностью.

Уменьшение («провал») мощности на частотах  $800 \text{ мин}^{-1}$  и  $710 \text{ мин}^{-1}$  равно:

$$\Delta = 1 - \frac{N_{800}}{N_{\min} \cdot n} = 1 - \frac{n_{800} / (i_1 \cdot i_3)}{n_{\min}} = 1 - \frac{800 / (0,5 \cdot 1,775)}{1000} = 0,10$$

$$\Delta = 1 - \frac{n_{710} / (i_1 \cdot i_3)}{n_{\min}} = 1 - \frac{710 / (0,5 \cdot 1,775)}{1000} = 0,2$$

Допускается провал мощности до 0,2 ... 0,25 провал мощности допустимый.

Таким образом, график удовлетворяет основным условиям рациональности регулирующего привода главного движения.

Как видно из графика, частота шпинделя от 125 до 630 мин<sup>-1</sup> получают дважды при различных включениях колес, т.е. перекрыты. Общее число частот вращения шпинделя  $Z_o$  с учетом перекрытых частот  $Z_n = 15$  равно:  $Z_o = Z + Z_n = 46 + 15 = 61$

Привод имеет два поддиапазона регулирования частот вращения шпинделя: 20...630 и 125...3550 мин<sup>-1</sup> переход с одного поддиапазона на другой осуществляется переключением блока колес 3-5, внутри каждого поддиапазона регулирования через  $\phi = 1,12$  достигается изменением частот вращения электродвигателя.

Мощность и момент на шпинделе изменяется в зависимости от работы электродвигателя выше или ниже номинальной частоты вращения электродвигателя. Значения мощности и крутящего момента на шпинделе указаны в таблице 2.



#### 4.4. Определение чисел зубьев зубчатых колес.

Одиночная передача 1-2 описывается уравнением:

$$i_1 = Z_1 : Z_2 = 0,5$$

Зададимся числом зубьев наименьшего колеса  $Z_1=25$  (с учетом диаметра вала), тогда  $Z_2 = Z_1 / i_1 = 25 / 0,5 = 50$

Относительная погрешность передаточного отношения

$$\delta_1 = \frac{(Z_1 / Z_2) - i_1}{i_1} \cdot 100\% = \frac{(25 / 50) - 0,5}{0,5} \cdot 100\% = 0\%$$

Группа передач из колес 3-4 5-6 описывается уравнениями:

$$i_2 = Z_3 / Z_4 = 0,315, \quad i_3 = Z_5 / Z_6 = 1,775$$

$$Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = Z_c$$

Задаемся числом зубьев наименьшего колеса  $Z_3=23$  (с учетом диаметра вала и необходимости получения достаточного межосевого расстояния между валом II и шпинделем III), тогда  $Z_4 = Z_3 / i_2 = 23 / 0,315 = 73,01 = 73$

Сумма чисел зубьев

$$Z_c = Z_3 + Z_4 = 23 + 73 = 96$$

Из последних двух уравнений имеем:

$$Z_5 = \frac{Z_c \cdot i_3}{i_3 + 1} = \frac{96 \cdot 1,775}{1,775 + 1} = 61,41 \approx 61$$

$$Z_6 = \frac{Z_c}{i_3 + 1} = \frac{96}{1,775 + 1} = 34,59 \approx 35$$

Относительные погрешности передаточных отношений равны.

$$\delta_2 = \frac{(Z_3 / Z_4) - i_2}{i_2} \cdot 100\% = \frac{(23 / 73) - 0,315}{0,315} \cdot 100\% = 0,02\%$$

$$\delta_3 = \frac{(Z_5 / Z_6) - i_3}{i_3} \cdot 100\% = \frac{(61 / 35) - 1,775}{1,775} \cdot 100\% = 1,81\%$$

Отклонение  $\delta_3 = 1,81\%$  для одной передачи относительно большое. Воспользуемся возможностями коррегирования зубьев. Примем  $Z_c = 97$ , тогда:

$$Z_5 = \frac{97 \cdot 1,775}{1,775 + 1} = 62,04 = 62$$

$$Z_6 = \frac{97}{1,775 + 1} = 34,95 = 35, \quad Z_c = 62 + 35 = 97$$

Относительное отклонение равно:

$$\delta_3 = \frac{(62/35) - 1,775}{1,775} \cdot 100\% = 0,2\%$$

Окончательно принимаем для передачи 5-6:  $Z_5 = 62$ ,  $Z_6 = 35$ ,  $Z_c = 97$ , для передачи 3-4:  $Z_3 = 23$ ,  $Z_4 = 73$ ,  $Z_c = 96$  но передачу корректируем с положительными коэффициентами сдвига, что повышает прочность зубьев на изгиб.

С учетом вычисленных чисел зубьев, передаточные отношения передач равны:  $i_1 = 25 / 50 = 0,5$ ,  $i_2 = 23 / 73 = 0,315$ ,  $i_3 = 62 / 35 = 1,771$

#### 4.5. Определение частот вращения электродвигателя.

С учетом фактических передаточных отношений определим требуемые частоты вращения электродвигателя. Исходными величинами являются стандартные частоты вращения шпинделя.

Наибольшая частота вращения электродвигателя при включении передачи 5-6 равна:

$$n_{эл.мах} = \frac{n_{шп}}{i_3 \cdot i_1}$$

$$n_{эл.мах} = \frac{3550}{(62/35) \cdot (25/50)} = 3999_{мин^{-1}}$$

При включении 3-4

$$n_{эл.мах} = \frac{n_{шп}}{i_2 \cdot i_1} = \frac{630}{(62/35) \cdot (25/50)} = 3999_{мин^{-1}}$$

Принимаем наибольшую частоту вращения электродвигателя  $4000_{мин^{-1}}$ , как близкую к средней и стандартную. Наименьшая частота электродвигателя при включении передачи 5-6 равна:

$$n_{эл.мин} = \frac{n_{шп}}{i_3 \cdot i_1} = \frac{112}{(62/35) \cdot (25/50)} = 126,5_{мин^{-1}}$$

при включении передачи 3-4:

$$n_{эл.мин} = \frac{n_{шп}}{i_2 \cdot i_1} = \frac{20}{(23/73) \cdot (25/50)} = 126,9 \text{ мин}^{-1}$$

Примем наименьшую частоту вращения электродвигателя равной 126 мин<sup>-1</sup>

Аналогичным образом определяются все другие частоты вращения электродвигателя, они необходимы для настройки, электрических и электронных устройств регулирующих частоты вращения двигателя.

#### 4.6. Определение мощности и моментов на шпинделе.

Предварительно определим КПД привода, принимая для расчета КПД постоянным на всех частотах шпинделя.

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{3к}^X \cdot \eta_{пк}^Y$$

Где  $\eta_m = 1$  – упругая муфта отсутствует

$\eta_{3к} = 0,98$  – КПД зубчатой передачи

$\eta_{пк} = 0,995$  – КПД подшипника качения, установленного без предварительного натяга:

X и Y – числа зубчатых передач и подшипников качения.

$$\eta = 1 \cdot 0,98^{-2} \cdot 0,995^8 = 0,9$$

Для дальнейших расчетов с учетом быстроходности привода принимаем  $\eta = 0,85$

Определим мощности на различных частотах шпинделя  $N_{шп}$ , кВт

1. при работе электродвигателя на частоте равной или больше номинальной ( $n_{эл} = 1000 - 4000 \text{ мин}^{-1}$ )

$$N_{шп} = N_{ном} \cdot \eta, \text{ кВт}$$

2. при работе электродвигателя на частоте меньше номинальной:

$$N_{шп} = N_{мин} \cdot \frac{n_{шп} \cdot n}{n_{мин} \cdot i_o}, \text{ кВт}$$

где  $i_o$  - общее передаточное отношение  $i_{01} = i_1 \cdot i_3$  и  $i_{02} = i_1 \cdot i_2$

Определим мощность на частотах вращения шпинделя

$$n_{ун} = 3550-1000 \text{ мин}^{-1} \quad (i_{01} = i_1 \cdot i_3)$$

$$N_{ун3550-1000} = N_{мин} \cdot \eta = 11,0 \cdot 0,85 = 9,35 \text{ кВт}$$

Такая же мощность на шпинделе при частотах  $n_{ун} = 3550-1000 \text{ мин}^{-1}$   
( $i_{02} = i_1 \cdot i_2$ )

Определим мощность на шпинделе на частотах вращения 800, 700 и 180  
 $\text{мин}^{-1}$  ( $i_{01} = i_1 \cdot i_3$ ): 160 и 20  $\text{мин}^{-1}$  ( $i_{02} = i_1 \cdot i_2$ )

$$N_{ун800} = N_{мин} \cdot \eta \cdot \frac{n_{ун} / (i_1 \cdot i_3)}{n_{мин}} = 11 \cdot 0,85 \cdot \frac{800 / ((25/50) \cdot (62/35))}{1000} = 8,34 \text{ кВт}$$

$$N_{ун.710} = 11 \cdot 0,85 \cdot \frac{710 / ((25/50) \cdot (62/35))}{1000} = 7,40 \text{ кВт}$$

$$N_{ун.180} = 11 \cdot 0,85 \cdot \frac{180 / ((25/50) \cdot (62/35))}{1000} = 1,88 \text{ кВт}$$

$$N_{ун.160} = 11 \cdot 0,85 \cdot \frac{160 / ((25/50) \cdot (23/73))}{1000} = 9,35 \text{ кВт}$$

$$N_{ун.20} = 11 \cdot 0,85 \cdot \frac{20 / ((25/50) \cdot (23/73))}{1000} = 1,17 \text{ кВт}$$

Промежуточные значения мощности приведены в таблице 2

Моменты на шпинделе определяем по формуле

$$M_{ун} = 9550 \cdot \frac{N_{ун}}{n_{ун}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Определим крутящий момент на шпинделе на частотах вращения 3550,  
1000, 160  $\text{мин}^{-1}$  ( $i_{01} = i_1 \cdot i_3$ ) и 630, 160, 20  $\text{мин}^{-1}$  ( $i_{02} = i_1 \cdot i_2$ )

$$M_{ун.3550} = 9550 \cdot 9,35/3550 = 25,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{ун.1000} = 9550 \cdot 9,35/1000 = 83,3 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{ун.160} = 9550 \cdot 1,67/160 = 99,3 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{ун.630} = 9550 \cdot 9,35/630 = 141,7 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{ун.160} = 9550 \cdot 9,35/160 = 560,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{ун.20} = 9550 \cdot 1,17/20 = 560,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Промежуточные значения крутящих моментов приведены в таблице 2 на В поддиапазонах частот с постоянной мощностью на шпинделе справедлива формула:

$$N_{\text{шп}} = \frac{P \cdot V}{60 \cdot 1000} = \frac{P \cdot d \cdot \pi \cdot n_{\text{шп}}}{60 \cdot 10^6}, \text{ кВт}$$

где, P- окружное усилие, Н ; V – скорость резания, м/мин ; d – диаметр инструмента или обрабатываемой поверхности, мм ;  $n_{\text{шп}}$  - частота вращения шпинделя,  $\text{мин}^{-1}$  .

Окружное усилие по мощности приводим

$$P = \frac{60 \cdot 1000 \cdot N_{\text{шп}}}{V}, \text{ Н}$$

В поддиапазонах частот с постоянным крутящим моментом

$$M_{\text{шп}} = \frac{0,5 \cdot P \cdot d}{1000} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Значение мощности, крутящего момента, окружного усилия и скорости резания в зависимости от частоты вращения шпинделя и диаметра инструмента приведены в таблице 2.

#### 4.7. Выданная мощность на валах.

$$N_{\delta} = N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\delta}, \text{ кВт}$$

где  $N_{\text{дв}}$  - мощность электродвигателя станка , кВт

$$N_1 = 11 \cdot 0,81 = 8,91 \text{ кВт}$$

$$N_2 = 11 \cdot 0,79 = 8,69 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{шп}} = 11 \cdot 0,78 = 8,58 \text{ кВт}$$

#### 4.8. Расчет крутящего момента развиваемого на валах.

$$M_{\text{упв}} = 9550 \cdot N_{\text{дв}} / n_{\text{пд}}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где  $N_{\text{пд}}$  - выделяемая мощность на валах, кВт

$$M_{\text{кршп}} = 9950 \cdot 8,58 / 160 = 553,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{кр2}} = 9950 \cdot 8,69 / 500 = 165,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{кр1}} = 9550 \cdot 8,91 / 1000 = 88,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

**Значения мощностей, крутящих моментов, окружных усилий и скоростей резания в зависимости от частоты вращения шпинделя и диаметра инструмента.**

Таблица 2.

Частота вращения шпинделя мин <sup>-1</sup>														i01=i1·i3		i02=i1·i2	
	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	N шп кВт	Mшп Н·м	N шп кВт	Mшп Н·м
	Скорость резания м/мин Усилие резания по приводу , до Н*																
3550	63 890													9,35	25,2		
2500	50 1100	63 890												9,35	35,7		
20000	38 1500	50 1100	63 890					Зона постоянной мощности					9,35	44,6			
1600	31 1800	38 1500	50 1100	63 890										9,35	55,8		
1250	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890									9,35	71,4		
1000	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890								9,35	89,3		
800	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890							8,34	99,3		
630	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890						6,57	99,3		
500	10 5600	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890					5,21	99,3		
400	8 7000	10 5600	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890				4,17	99,3		
315	6 9400	8 7000	10 5600	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890			3,28	99,3		
250		6 9400	8 7000	10 5600	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890		2,61	99,3		
200			6 9400	8 7000	10 5600	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	63 890	2,08	99,3	9,35	446,4
160	Расчетная частота вращения			6 9400	8 7000	10 5600	12 4600	15 3300	18 3100	25 2200	31 1800	38 1500	50 1100	1,67	99,3	9,35	560,2
125				6 7000	8 5600	10 4600	12 3300	15 3100	18 2200	25 1800	31 1500	38 1100		1,30	99,3	7,33	560,2
100					5 5600	8 4600	10 3300	12 3100	15 2200	18 1800	25 1500	31 1100				5,86	560,2
80						6 4600	8 3300	10 3100	12 2200	15 1800	18 1500	25 1100				4,69	560,2
63							6 3300	8 3100	10 2200	12 1800	15 1500	18 1100				3,69	560,2
50	Зона постоянного момента								6 3100	8 2200	10 1800	12 1500	15 1100			2,93	560,2
40									6 2200	8 1800	10 1500	12 1100				2,34	560,2
31,5										6 1800	8 1500	10 1100				1,83	560,2
25											6 1500	8 1100				1,47	560,2
20												6 1100				1,7	560,2

#### 4.9. Расчетные частоты вращения шпинделя и валов.

Для шпинделя	-	$n_{\text{ш расч.}} = 180 \text{ мин}^{-1}$ ,
для вала II	-	$n_{\text{II расч.}} = 5000 \text{ мин}^{-1}$ ,
для вала I	-	$n_{\text{I расч.}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .

#### 4.10. Определение модуля зубчатых колес.

Модуль определяется для передач 1-2 и 3-4 по формуле:

$$m \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_F \cdot K_F \cdot Y_F}{Z \cdot \Psi_{bm} \cdot \sigma_{FP}}}, \text{ мм,}$$

где,  $Z = Z_1 = 25$  и  $Z = Z_3 = 23$  – числа зубьев рассчитываемых колес (в передаче рассчитываются колеса с наименьшими числами зубьев).

Расчетные частоты вращения –  $n_{\text{I расч.}} = 1000$  (для  $Z_1$ ),

$n_{\text{II расч.}} = 500$  (для  $Z_3$ ); крутящие моменты для колес 1 и 3 равны  $M = T_F$ ,

$$M_1 = T_{1F} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3}{n_{\text{I расч.}}} \cdot \eta_{\text{ПК}}^4 = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{11}{1000} \cdot 0,995^4 = 102950 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

$$M_3 = T_{3F} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_3}{n_{\text{II расч.}}} \cdot \eta_{\text{ЗК}} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{11}{500} \cdot 0,995^6 \cdot 0,98 = 200 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где,  $\eta_{\text{ПК}} = 0,995$  и  $\eta_{\text{ЗК}} = 0,98$  – КПД подшипника качения и зубчатой передачи;

$\Psi_{bm} = b/m$ ,  $\Psi_{bm1} = 8$ ,  $\Psi_{bm3} = 12$  – отношение ширины колеса к модулю;

$Y_F = Y_{F1} = Y_{F3} = 3,8$  – коэффициент формы зуба;

$K_m = 1,3$  – вспомогательный коэффициент (для прямозубых колес);

$K_F = K_{F1} = K_{F3} = 1,5$  – коэффициент нагрузки

$\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение при изгибе зубьев для случая реверсивной нагрузки:

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot \sigma_{F/imb} \cdot K_{FL} \cdot 0,75 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{F/imb} = 750$  МПа – длительный предел выносливости при изгибе (материал колес сталь 18ХГТ: термообработка – цементизация и закалка):

$K_{FL} = 1$  – коэффициент режима нагружения и долговечности.

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot 750 \cdot 1 \cdot 0,75 = 225 \text{ МПа}$$

Модули равны:

$$m_1 \geq 1,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{102950 \cdot 1,5 \cdot 3,8}{25 \cdot 8 \cdot 225}} = 3,05 \text{ мм}$$

$$m_3 \geq 1,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3,8}{23 \cdot 12 \cdot 225}} = 3,42 \text{ мм}$$

принимаем стандартные модули  $m_1 = 3$  и  $m_3 = 4$

Для передачи 5-6 принимаем модуль  $m_5 = 4$  мм

Ширина колес 1-2 :  $b \geq \Psi_m = 8 \cdot 3 = 24$  мм,

3-4:  $b = 12 \cdot 4 = 48$  мм

#### 4.11. Выбор степеней точности зубчатых колес.

Степени точности зубчатых колес в приводах главного движения выбираются в зависимости от вида зубьев (прямые, косые) и от окружной скорости колес. Наибольшие окружные скорости для передач равны:

$$V_{\max} = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_i \cdot n_{i \max}}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \beta}$$

$$V_{\max 1.2} = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_i \cdot n_{i \max}}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \beta} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 4000}{60 \cdot 1000 \cdot 1} = 15,7 \text{ м/с}$$

$$V_{\max 3.4} = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_3 \cdot n_{11 \max}}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \beta} = \frac{3,14 \cdot 23 \cdot 4 \cdot 2000}{60 \cdot 1000 \cdot 1} = 9,6 \text{ м/с}$$

$$V_{\max 5.6} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 62 \cdot 2000}{60 \cdot 1000 \cdot 1} = 25,9 \text{ м/с}$$

Где  $n_{1 \text{ наиб.}} = 4000$   $n_{11 \text{ макс.}} = 2500 \text{ мин}^{-1}$  - наибольшие частоты вращения валов I и II.

$\cos \beta = 1$  – зубья прямые

Выбираем степени точности колес

1-2 - 5-я степень точности

3-4 - 6-я степень

5-6 - 5-я степень



#### 4.12. Определение межосевых расстояний и диаметров зубчатых колес.

Межосевые расстояния должны быть достаточными для того, чтобы перемычки между отверстиями под подшипник в корпусе шпиндельной бабки были не менее 10-12 мм. Они также должны обеспечить свободное расположение шпинделя, устройства для освобождения инструментальных оправок и электродвигателя.

Межосевые расстояния должны быть при прямозубых колесах без коррекции равны:

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (Z_{i1} + Z_{i2}), \text{ мм}$$

$$a_{1-11} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2) = 0,5 \cdot 3 \cdot (25 + 50) = 112,5 \text{ мм}$$

$$a_{11-111} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_5 + Z_6) = 0,5 \cdot 4 \cdot (62 + 35) = 194,0 \text{ мм}$$

Делительные диаметры всех зубчатых колес равны:

$$d = m \cdot Z_i$$

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ мм} \quad d_2 = m \cdot Z_2 = 3 \cdot 50 = 150 \text{ мм}$$

$$d_3 = m \cdot Z_3 = 4 \cdot 23 = 92 \text{ мм} \quad d_4 = m \cdot Z_4 = 4 \cdot 73 = 292 \text{ мм}$$

$$d_5 = m \cdot Z_5 = 4 \cdot 62 = 248 \text{ мм} \quad d_6 = m \cdot Z_6 = 4 \cdot 35 = 140 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев некоррегированных колес 1, 2, 5, 6 равны.

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a \cdot m = 75 + 2 \cdot 1 \cdot 3 = 81 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a \cdot m = 150 + 2 \cdot 1 \cdot 3 = 156 \text{ мм}$$

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot h_a \cdot m = 248 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 256 \text{ мм}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot h_a \cdot m = 140 + 2 \cdot 1 \cdot 4 = 148 \text{ мм}$$

где  $h_a = 1$  – коэффициент высоты головки зуба.

Для коррегированных колес 3 и 4 диаметры окружностей равны.

$$d_{w3} = \frac{2 \cdot a_{w11-111}}{U + 1} = \frac{2 \cdot 194}{(73/23) + 1} = 92,96 \text{ мм}$$

$$d_{w4} = \frac{2 \cdot a_{w11-111} \cdot U}{U + 1} = \frac{2 \cdot 194 \cdot (73/23)}{(73/23) + 1} = 295,04 \text{ мм}$$

Проверка:  $0,5 \cdot (d_{w3} + d_{w4}) = 0,5 \cdot (92,96 + 292,04) = 194 \text{ мм}$

Где  $U$  – передаточное число.

т.е. отношение большего числа зубьев к меньшему числу зубьев.

Диаметр вершин зубьев 3 и 4 равны:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot (h_a + x_3 - \Delta y) \cdot m, \text{ мм}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot (h_a + x_4 - \Delta y) \cdot m, \text{ мм}$$

где  $h_a = 1$  – коэффициент головки зуба.

$x_3, x_4$  – коэффициенты сдвига коррекции.

$\Delta y$  – коэффициент уравнительного смещения.

$$x_3 = 0,40$$

$$x_4 = 0,12$$

Коррекцию используют для повышения прочности колес (изгибающей и контактной), для повышения стойкости на износ, в конструктивных целях.

- для вписывания в заданное межосевое расстояние, для некоторого увеличения диаметра колеса при тонком ободе.

В результате получаем

$$d_{a3} = 92 + 2 \cdot (1 + 0,40 - 0,02) \cdot 4 = 103,04 \text{ мм}$$

$$d_{a4} = 292 + 2 \cdot (1 + 0,12 - 0,02) \cdot 4 = 300,8 \text{ мм}$$

#### 4.13. Утонченный расчет наиболее нагруженной зубчатой передачи на выносливость при изгибе.

Наиболее нагруженной передачей по окружному усилию является передача 3-4 с малым колесом 3 в группе передач у шпинделя. Напряжение для зубьев колеса 3 при расчете на выносливость при изгибе равно:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_F \cdot K_{FY} \cdot K_{PB}}{b \cdot d \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_E, \text{ МПа}$$

где  $M_3 = T_F = 200000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

$K_{FY} = 1,05$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

$K_{F\beta} = 1,30$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжения по ширине зубьев

$$Y_F = 3,8$$

$Y_E = 1$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 200000 \cdot 1,05 \cdot 1,3}{48 \cdot 92 \cdot 4} \cdot 3,8 \cdot 1 = 117 \text{ МПа}$$

Вычисленные напряжения небольшие, можно уменьшить ширину венца, примем  $b = 30 \text{ мм}$  тогда,

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 200000 \cdot 1,05 \cdot 1,3}{30 \cdot 92 \cdot 4} \cdot 3,8 \cdot 1 = 188 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе равно:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fimb} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fi}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot K_{XF} \cdot K_{FL}, \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{Fimb} = 750 \text{ МПа}$

$K_{Fg} = 0,70$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба после термообработки (цементации и закалки).

$K_{Fi} = 0,75$  – коэффициент, учитывающий работу зубьев при реверсивной нагрузке.

$S_F = S'_F = S''_F = 1,65 \cdot 1 = 1,65$  - коэффициент безопасности при вероятности неразрушения 0,99 ( $S'_F = 1,65$ ) и заготовки из паковки ( $S''_F = 1$ ):

$Y_S = 0,97$  - коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность к концентрации напряжений при  $m = 4$  мм.

$Y_R = 1$  - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности.

$Y_{XF} = 1$  - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса ( $d = 92 < 300$  мм).

$Y_{FL} = 1$  - коэффициент режима нагружения и долговечности для случая интенсивной эксплуатации при нестесненных габаритах передачи.

$$\sigma_{FP} = \frac{750 \cdot 0,70 \cdot 0,75}{1,65} \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 230 \text{ МПа}$$

Действенные напряжения:

$\sigma_F = 188$  (225) МПа  $< \sigma_{FP} = 230$  МПа, прочность передачи обеспечена с запасом.

## Основные параметры зубчатых колес.

Таблица 3.

Номер по кинематической схеме	Число зубьев Z	Модуль мм	Ширина венца мм	Материал	Термообработка	Степень точности
1	25	3	24	Сталь 18 ХГТ	Цементация и закалка зубьев	5
2	50	3	24	Сталь 18 ХГТ	Цементация и закалка зубьев	5
3	23	4	30	Сталь 18 ХГТ	Цементация и закалка зубьев	6
4	73	4	27*	Сталь 18 ХГТ	Цементация и закалка зубьев	6
5	62	4	27*	Сталь 18 ХГТ	Цементация и закалка зубьев	5
6	35	4	30	Сталь 18 ХГТ	Цементация и закалка зубьев	5

\*Ведомое колесо выполняем уже на 3 мм по сравнению с ведущим.

\*\*Ведущее колесо с большим числом зубьев делаем на 3 мм уже ведомого с меньшим числом зубьев.

## 5. Расчет шпинделя на жесткость.

Для фрезерных станков с ЧПУ наибольшая мощность обычно используется при фрезеровании фрезами наибольшего для данного станка диаметра  $D_{\text{фр. max.}}$ . Для нашего случая  $D_{\text{фр. max.}} = 160$  мм.

Для фрезерования наиболее важен поворот режущей плоскости фрезы относительно заготовки под действием сил резания ( $P$ ) и привода, поэтому при расчете шпинделя на жесткость определяем угол поворота  $\varphi_c$ . Этот угол определяет неравномерность обработанной поверхности относительно основаниям заготовки.

Наибольший крутящий момент.

$$M = M_{\text{шп 160}} = 560 \cdot 10^3, \text{ Н} \cdot \text{м (см. табл. 2.)}$$

Оси X, Y, Z - оси станка с ЧПУ.

$$\text{Окружное усилие на фрезе: } P = 2M/D_{\text{фр. max}} = 11200 \text{ Н}$$

Окружное усилие на ведомом колесе 4 равно:

$$F_4 = \frac{2 \cdot M}{m \cdot Z_4} = \frac{2 \cdot 560 \cdot 10^3}{4 \cdot 73} = 3837 \text{ Н}$$

Распорное усилие между колесами 3 и 4 равно:

$$F_{\text{чр}} = F_{\text{ч}} \cdot \text{tg}(\alpha + \beta) = 3837 \cdot \text{tg}(21^\circ + 5^\circ) = 1870 \text{ Н}$$

Где  $\alpha = 21^\circ$  и  $\beta = 5^\circ$  - углы зацепления и трения.

Определим составляющие усилия резания по осям координат для случая симметричного торцевого фрезерования

$$P_h = 0,4 \cdot P = 0,4 \cdot 11200 = 4480 \text{ Н}$$

$$P_v = 0,9 \cdot P = 0,9 \cdot 11200 = 10080 \text{ Н}$$

$$P_o = 0,5 \cdot P = 0,5 \cdot 11200 = 5600 \text{ Н}$$

Определим момент инерции частей шпинделя:

Передней части (включая фрезу и оправку)

$$J_1 = \frac{\pi \cdot P_1^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 125^4}{64} = 12 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Хвостовой части

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (101,6^4 - 39,6^4)}{64} = 5,1 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Где  $D_1 = 125$  мм – диаметр передней части шпинделя

$D_2 = 101,6$  мм и  $d = 39,6$  мм – диаметры хвостовой части шпинделя.

Определяем жесткость радиальных роликоподшипников:

Переднего 3182124 –  $j_A = 137 \cdot 10^4$  Н/мм

Заднего 3182122 –  $j_B = 120 \cdot 10^4$  Н/мм

Модуль упругости стали  $E = 2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>.

Момент от силы  $P_0$  не учитываем, он уменьшает угол поворота режущей части фрезы, определение координаты точки приложения этой силы весьма затруднительно, в частности в связи с изменением ее положения при вращении фрезы. Модуль упругости стали  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа

Определяем угол поворота режущей плоскости фрезы по формуле:

$$\begin{aligned} \varphi_c = & P_V \cdot \frac{a \cdot r}{3 \cdot E \cdot J_2} + P_V \cdot \frac{a^2}{2 \cdot E \cdot J_1} + F_{UP} \cdot \frac{(L-b) \cdot b \cdot (2 \cdot L - b)}{6 \cdot E \cdot J_2 \cdot L} + \\ & + \frac{P_V \cdot (L+a) - F_{UP} \cdot (L-b)}{L^2 \cdot j_A} + \frac{F_{UP} \cdot b + P_V \cdot a}{L^2 \cdot j_B} \\ \varphi_c = & \frac{10080 \cdot 100 \cdot 400}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 5,1 \cdot 10^6} + \frac{10080 \cdot 100^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 12 \cdot 10^6} + \\ & + \frac{1870 \cdot (400 - 150) \cdot 150 \cdot (2 \cdot 400 - 150)}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 400} + \\ & + \frac{10080 \cdot (400 + 100) - 187 \cdot 9400 - 150}{400^2 \cdot 137 \cdot 10^4} + \frac{1870 \cdot 150 + 10080 \cdot 100}{400^2 \cdot 120 \cdot 10^4} = 0,96 \cdot 10^4 \text{ рад} \end{aligned}$$

Если ширина фрезерования равна:

$$B = 0,75 \cdot P_{\text{фр max}} = 0,75 \cdot 160 = 120 \text{ мм}$$

То непараллельность обработанной поверхности относительно основания заготовки в следствие поворота режущей плоскости фрезы будет равна:

$$X = \text{tg } \varphi_c \cdot B \approx \varphi_c \cdot B = 0,96 \cdot 10^{-4} \cdot 120 = 0,01152 \approx 0,01 \text{ мм}$$

## 5.1. Выбор подшипника шпинделя.

По размерам шпинделя с учетом высокой быстроходности, величине нагрузки выбираем радиальные подшипники 3182124 и 3182122. Это роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами с коническим отверстием у внутреннего кольца. (ГОСТ 7634-85).

Подшипники обладают высокой грузоподъемностью.

Предельная частота при жидкой смазке для подшипников

3182124 – 3400

3182122 – 4000 мин<sup>-1</sup>

Верхняя частота вращения шпинделя 3550 мин<sup>-1</sup>, однако в области высоких частот работа осуществляется инструментами малого диаметра, следовательно, с малыми нагрузками, поэтому считаем применение подшипника 3182124 допустимым.

В качестве упорного подшипника выбираем шариковый радиально-упорный однорядный подшипник 46114 (ГОСТ 831-85).

Для станка повышенной точности рекомендуется класс точности переднего подшипника 4. Заднего и упорного –5. С учетом этого подшипники обозначаются:

4– 3182124, 5 – 3182122 ГОСТ 7634-85, 5-46114 ГОСТ 831-85.



## 5.2. Расчет подшипников качения шпинделя на динамическую грузоподъемность и долговечность.

Определяем реакции опор.

$$P_{ур} = \left( \frac{2M}{M \cdot Z_i} \right) / 2, \text{ Н}$$

Обозначение осей координат принято как для станка с ЧПУ. Плечи моментов от силы  $P_o$  приближенно принимаем в плоскости Z-Y

$$Y \approx 2/3 \cdot (0,5 \cdot B) = 2/3 \cdot (0,5 \cdot 75) = 25 \text{ мм}$$

в плоскости Z-X

$$X \approx 2/3 \cdot (0,5 \cdot P_{фр \max}) = 2/3 \cdot (0,5 \cdot 100) = 33 \text{ мм}$$

Определяем реакции опор из уравнений моментов:

$$M_{AY} = 0 \quad P_o \cdot Y + R_{BY} \cdot L = F_{YП} \cdot b + P_Y \cdot a \quad \text{и}$$

$$R_{BY} =$$

$$\begin{aligned} & \frac{(F_{YП} \cdot b + P_Y \cdot a - P_o \cdot Y)}{L} = \\ & = \frac{(1900 \cdot 150 + 10080 \cdot 100 - 5600 \cdot 25)}{400} = 2880 \end{aligned}$$

$$M_{BY} = 0 \quad P_o \cdot Y + F_{YП} \cdot (L - b) + R_{AY} \cdot L = P_Y \cdot (L + a)$$

$$\begin{aligned} R_{AY} &= \frac{[P_Y \cdot (L + a) - P_o \cdot Y - F_{YП} \cdot (L - b)]}{L} = \\ &= \frac{[10080 \cdot (400 + 100) - 5600 \cdot 25 - 1900 \cdot (400 - 150)]}{400} = 11060 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\text{Проверка: } R_{BY} + P_Y = F_{YП} + R_{AY} \text{ или } 2880 + 10080 = 12960 \text{ и}$$

$$1900 + 11060 = 12960$$

$$M_{BX} = 0 \quad R_{AX} \cdot L + P_o \cdot x = F_{XЧ} \cdot (L - b) + P_X \cdot (L + a)$$

$$\begin{aligned} R_{AX} &= \frac{[F_{XЧ} \cdot (L - b) + P_X \cdot (L + a) - P_o \cdot x]}{L} = \\ &= \frac{[3850 \cdot (400 - 150) + 4480 \cdot (400 + 100) - 5600 \cdot 33]}{400} = 7540 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$M_{AX} = 0 \quad R_{BX} \cdot L + P_X \cdot a = F_{XЧ} \cdot b + P_o \cdot x$$

$$R_{BX} = \frac{(F_{\text{ч}} \cdot b + P_O \cdot x - P_X \cdot a)}{L} = \frac{(3850 \cdot 150 + 5600 \cdot 33 - 4480 \cdot 100)}{400} = 790 \text{ Н}$$

Проверка:  $R_{AX} + P_{AX} = F_{\text{ч}} + P_X$  или  $790 + 7450 = 8330$  и  $3850 + 4480 = 8330$ , Н

Полные реакции радиальных опор А и В равны

$$F_{\Gamma} = \sqrt{R_Y^2 + R_X^2}, \text{ Н}$$

$$F_{VA} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{11060^2 + 7540^2} = 13000 \text{ Н}$$

$$F_{VB} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{2880^2 + 790^2} = 3000 \text{ Н}$$

Осевая нагрузка на осевой шарикоподшипник равна:

$$F_A = P_O - P_{\text{ш}} = 5600 \text{ Н.}$$

Где  $F_A$  – осевая нагрузка на подшипник при фрезе диаметром 100 мм

$$P_O = 5600 \text{ Н.}$$

$P_{\text{ш}} = 0 \text{ Н}$  – вес шпинделя оправки инструмента (шпиндель горизонтальный – упорный, он вес шпинделя не воспринимает). Наибольшая осевая нагрузка определяется наибольшим допустимым усилием подачи по оси. По паспорту прототипа 6000 Н. Максимальная нагрузка достигается при сверлении сверлом на х диаметр  $P_{\text{св}} = 25 \text{ мм}$  из твердого сплава.

При сверлении чугуна сверлом из твердого сплава диаметром 25 мм скорость резания  $V_{\Gamma} = 35,4 \text{ М/мин}$ , осевое усилие 4700 Н, мощность резания 3,46 кВт. Частота вращения шпинделя при этом равна:

$$n_{\text{шп}} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_{\text{св}}} = \frac{1000 \cdot 35,4}{3,14 \cdot 25} = 450 \text{ мин}^{-1}$$

$$\text{принимаем } n_{\text{шп}} = 450 \text{ мин}^{-1}$$

Определяем эквивалентные нагрузки на подшипники по формуле:

$$P = (x \cdot F_n + y \cdot F_a) \cdot K_{\delta} \cdot K_{\Gamma}, \text{ Н}$$

Определяем требуемую долговечность  $L$  в минуту оборотов, при

$$n_{111\text{расч}} = 160 \text{ мин}^{-1} \text{ и при } n_{\text{шп.}} = 450 \text{ мин}^{-1}$$

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n_{111\text{расч}}}{10^6}$$

$$L = \frac{10000 \cdot 60 \cdot 160}{10^6} = 96 \text{ млн. оборотов}$$

$$L_{450} = \frac{10000 \cdot 60 \cdot 450}{10^6} = 270 \text{ млн. оборотов}$$

где  $L_n = 10000$  час – принята номинальная долговечность

Определяем динамическую грузоподъемность «с» и фактическую долговечность  $L_{hф}$  выбранных подшипников, результаты расчета приведены в табл. 4.

Таблица 4.

Подшипники	Требуемая динамическая грузоподъемность	Динамическая грузоподъемность выбранных подшипников	Фактическая долговечность, час
<b>обозначение</b>	$i = P \cdot \sqrt[3]{L}$ , Н	С, Н по справочнику	$L_{hф} = \left(\frac{C}{P}\right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$
<b>4-3182124</b>	$19500 \cdot \sqrt[3]{96} = 77000$	244000	$\left(\frac{244000}{19500}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 160} = 47 \cdot 10^6$
<b>5-3182122</b>	$4500 \cdot \sqrt[3]{96} = 17800$	233000	$\left(\frac{233000}{4500}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 160} = 53 \cdot 10^6$
<b>5-46114</b>	$7270 \cdot \sqrt[3]{96} = 33300$	138000	$\left(\frac{138000}{7270}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 160} = 7,1 \cdot 10^5$
	$12000 \cdot \sqrt[3]{270} = 77600$	138000	$\left(\frac{138000}{12000}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 460} = 5,6 \cdot 10^4$

Коэффициент «Р» равен 3,33 - для роликоподшипников и 3 – для шариковых подшипников.

## 6. Определение усилия для затяжки оправки с инструментом в конус шпинделя.

Усилие, необходимое для затяжки оправки, определяется из условия создания в коническом соединении оправки и шпинделя определенного контактного давления, обеспечивающего достаточную жесткость соединения.

Усилие для затяжки оправки определяем по формуле:

$$Q = 1,57 \cdot p \cdot (\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \beta) \cdot (D + d) \cdot L, \text{ Н}$$

$$Q = 1,57 \cdot 20 \cdot (\operatorname{tg} 8^{\circ} 18' + \operatorname{tg} 11^{\circ} 20') \cdot (7,0 + 4,0) \cdot 10,4 = 12500 \text{ Н}$$

где давление в соединении  $P = 200 - 400$  МПа

принято  $P = 200$  МПа

$\beta = 11^{\circ} 20'$  - угол трения в коническом соединении.

## 7. Расчеты по приводу продольной подачи

### 7.1. Кинематический расчет привода продольной подачи

Анализируя расчет режимов резания и технические характеристики многоцелевых станков, равных и близких по размерам стола, а перемещений проектируемому станку, принимаем величину быстрой подачи  $S_{\delta} = 10000$  мм/мин, рабочие подачи  $S_p = 0,1 \div 10000$  мм/мин.

Двигатель соединен с ходовым винтом через сельфонную муфту напрямую.

Предварительно выбираем двигатель ПБВ-112М со следующими характеристиками:

- частота вращения  $n_H = 600 \text{ мин}^{-1}$
- момент  $M = 17,5 \text{ Нм}$
- мощность  $P_H = 1,1 \text{ кВт}$
- максимальный момент  $M_{\max} = 170 \text{ Нм}$
- максимальная частота вращения  $n_{\max} = 2000 \text{ мин}^{-1}$
- момент инерции якоря  $J = 0,042 \div 0,0433 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Уравнение цепи:

$$n_{\text{наиб.р}} = S_{\text{наиб.}}, \text{ мин}^{-1}$$

где  $S_{\text{наиб.}} = S_{\text{быстр.}} = 9000 \text{ мин}^{-1}$

$p = 10 \text{ мм}$  – шаг ходового винта (выбирается в зависимости от величины наибольшего тягового усилия, по аналогии со станком-прототипом).

Подставляя принятые величины в уравнении, имеем:

$$S_{\text{ном.}} = 10000/10 = 1000 \text{ мм/мин.}$$

Определим частоты вращения электродвигателя при рабочих подачах:

$$N_H = S_{\text{раб.}}/p = (0,1 \div 10000)/10 = 0,01 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$$

## 7.2. Определение тягового усилия

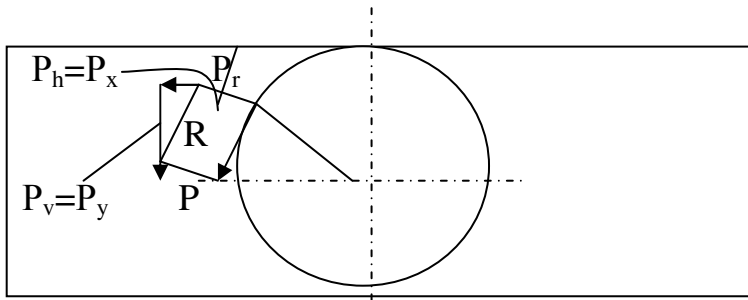


Схема сил резания при симметричном торцевом фрезеровании

При симметричном фрезеровании силы по осям координат будут равны:

$$P_x = P_h = 0,4 \cdot P = 0,4 \cdot 7700 = 3080 \text{ Н}$$

$$P_y = P_v = 0,9 \cdot P = 0,9 \cdot 7700 = 6930 \text{ Н}$$

$$P_z = P_0 = 0,5 \cdot P = 0,5 \cdot 7700 = 3850 \text{ Н}$$

где  $P$  – окружное усилие.

Используя составляющие силы резания, рассчитанные выше, определяем тяговые усилия на ходовом винте:

$$Q_T = P_x + f \cdot (P_y + G + 1,9 \cdot P_z)$$

где  $f$  – приведенный коэффициент трения,  $f = 0,22$ ;

$G$  – вес заготовки, стола, приспособлений, электродвигателя и других движущихся частей.

Следовательно:

$$Q_T = 3080 + 0,22 \cdot (6930 + 12000 + 1,9 \cdot 3850) = 8854 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие при быстром перемещении:

$$Q_{\text{быстр.}} = f \cdot G = 0,22 \cdot 12000 = 2640 \text{ Н.}$$

### 7.3. Определение требуемой мощности и момента электродвигателя

Определим наибольший крутящий момент при резании:

$$M_p = \frac{Q_T \cdot p}{2\pi \cdot \eta} \cdot (M_{x.x.} + M_{т.п.}), \text{ Нм};$$

где  $p$  – шаг винта,  $p = 0,01$  м;

$\eta$  - КПД привода,  $\eta = 0,8$ ;

$M_{x.x.}$  – момент холостого хода,  $M_{x.x.} = 3,21$  Нм;

$M_{т.п.}$  – момент трения в упорных подшипниках ходового винта,

$M_{т.п.} = 1,04$  Нм;

$$M_p = \frac{8854 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,8} + (3,21 + 1,04) = 21,9 \text{ Нм}$$

Требуемый момент при быстром перемещении равен

$$M_{\text{быстр.}} = \frac{Q_{\text{быстр.}} \cdot p}{2\pi \cdot \eta} + M_{x.x.} + M_{т.п.}$$
$$M_{\text{быстр.}} = \frac{2640 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,8} + 3,21 + 1,04 = 10,61 \text{ Нм}$$

Момент выбранного двигателя при частоте быстрого перемещения определяется по формуле:

$$M_{\text{дв}}^{1000} = 9550 \cdot \frac{N_H}{n_{\text{быстр.}}} \cdot 1,1 = 9550 \cdot \frac{1,1}{1000} = 10,7 \text{ Нм}$$

где  $N_H$  – номинальная мощность электродвигателя;

$n_{\text{быстр.}}$  – частота быстрого перемещения.

$M_{\text{дв}}^{1000} < M_{\text{быстр.}}$ , т.е. двигатель обладает достаточным моментом при быстром перемещении.

## 7.4. Проверка выбранного электродвигателя по времени разгона и торможения

Время разгона двигателя с постоянным ускорением определяется по формуле:

$$t_p = \frac{(J_d + J_H) \cdot \omega}{M_{\max} - M_\delta}, \text{ с}$$

где  $J_d = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент инерции двигателя;

$J_H$  – момент инерции ходового винта и стола с заготовкой.

$$J_H = \left[ J_{\text{х.в.}} + m \cdot \left( \frac{r}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right] \frac{m_{\text{х.в.}} \cdot r^2}{2} + m \cdot \left( \frac{r}{2 \cdot \pi} \right)^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где  $J_{\text{х.в.}} = m_{\text{х.в.}} \cdot (r^2/2)$  – момент инерции ходового винта;

$$m_{\text{х.в.}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{х.в.}}^2}{4} \cdot I_{\text{х.в.}} \cdot \rho - \text{масса ходового винта,}$$

$$m_{\text{х.в.}} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} \cdot 1 \cdot 7880 = 15 \text{ кг,}$$

где  $d_{\text{х.в.}} = 0,05 \text{ м}$  – диаметр ходового винта;

$I_{\text{х.в.}} = 1 \text{ м}$  – длина ходового винта;

$\rho = 7880 \text{ кг/м}^3$  – плотность стали.

Отсюда,

$$J_{\text{х.в.}} = \frac{15 \cdot 0,05^2}{2} = 0,004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Радиус ходового винта  $r$  равен

$$R = 0,5 \cdot d_{\text{х.в.}} = 0,5 \cdot 0,05 = 0,025 \text{ м.}$$

Тогда момент инерции ходового винта и стола с заготовкой:

$$J_H = \left[ \frac{15 \cdot 0,025^2}{2} + 12000 \cdot \left( \frac{0,01^2}{2 \cdot 3,14} \right) \right] = 0,035 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$



Находим угловую скорость двигателя  $\omega$ :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\delta}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 105 \text{ с}^{-1},$$

Подставив все полученные значения в начальную формулу, получим

$$t_p = \frac{(0,042 + 0,035) \cdot 105}{42 - 10,61} = 0,26 \text{ с.}$$

Время торможения двигателя рассчитывается по формуле:

$$t_T = \frac{(K_p \cdot J_d + J_H \cdot i^2) \cdot \omega}{(M_{\max} + M_{\delta}) \cdot I}, \text{ с}$$
$$t_T = \frac{(0,042 + 0,035) \cdot 105}{42 + 10,6} = 0,15 \text{ с}$$

Величины разгона и торможения могут колебаться, примерно в пределах 5%, в связи с изменением коэффициента трения, в следствии чего изменится момент сопротивления  $M_{\delta}$ .

Путь разгона при постоянном ускорении равен:

$$L_p = 0,5 \cdot V_{\delta} \cdot t_p = \frac{0,5 \cdot 10000}{60} \cdot 0,26 = 22 \text{ мм}$$

Путь торможения:

$$L_T = 0,5 \cdot V_{\delta} \cdot t_T = \frac{0,5 \cdot 10000}{60} \cdot 0,15 = 13 \text{ мм}$$

Величину замедленной скорости устанавливают в пределах  $V_{\pi} = 20 \div 50 \text{ мм/с}$  ( $1200 \div 3000 \text{ мм/мин}$ ) при регулировке привода. Точность позиционирования 0,001 мм.

Наибольшее время перемещения равно, принимая путь разгона, торможения и позиционирования:

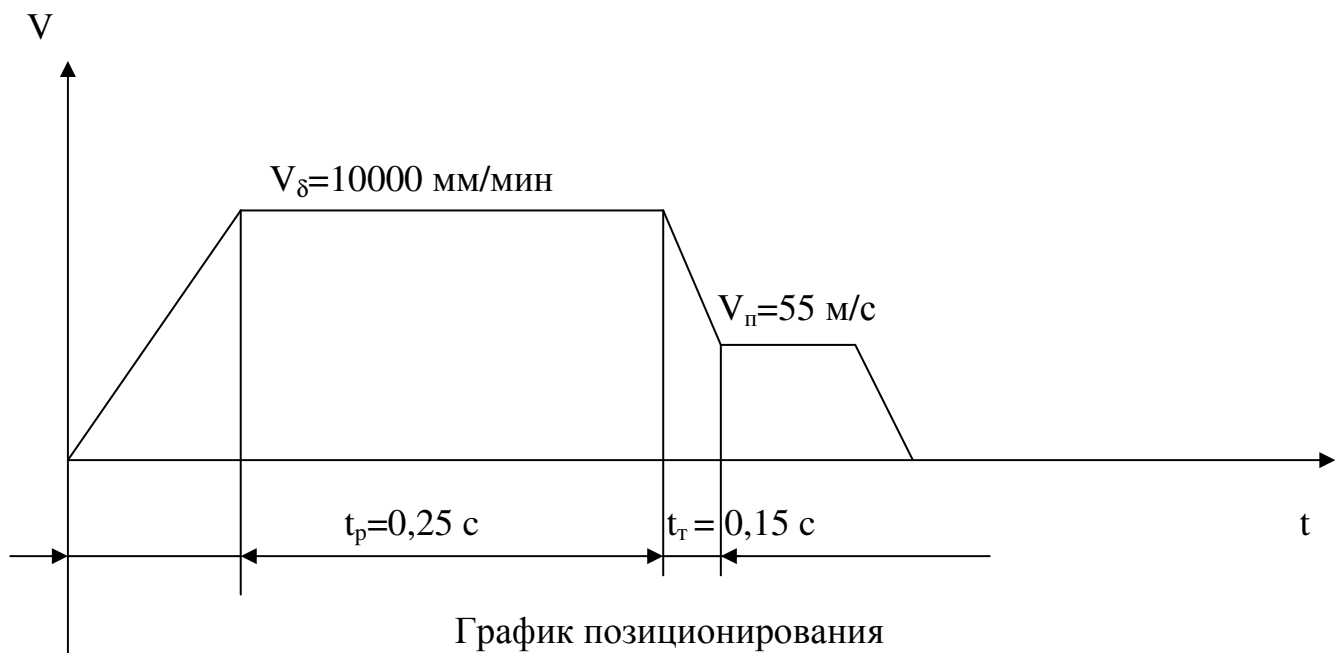
$$L_p + L_T + L_{\pi} = 22 + 13 + 0,001 = 35 \text{ мм}$$

Время разгона и торможения с учетом позиционирования 0,4с:

$$T = \frac{L_{\text{наиб.}} - L_p - L_T - L_{\text{п}}}{V_{\delta}} + 0,4 \text{ с}$$

$$T = \frac{(1000 - 35) \cdot 60}{10000} + 0,4 = 3,57 \text{ с}$$

где  $L_{\text{наиб.}} = 1000 \text{ мм}$  – наибольшее перемещение.



Из данного следует, что двигатель ПБВ-112М, со следующими параметрами:

$$J = 0,042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$M_{\text{ном.}} = 17,9 \text{ Нм};$$

$$n_{\text{ном}} = 600 \text{ об/мин};$$

$$N_{\text{эл.}} = 1,1 \text{ кВт},$$

удовлетворяет всем требованиям, предъявленным к двигателю привода продольной подачи.

## 7.5. Расчет узла с шариковым винтом и гайкой

### 7.5.1. Выбор диаметра винта

При кинематическом расчете выбран шаг винта  $p = 10$  мм.

По стандарту станкостроения выбираем винт  $d = 50$  мм (исходя из расчета на грузоподъемность винта).

### 7.5.2. Расчет минимально допустимого диаметра винта на устойчивость при продольном изгибе

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot Q_T \cdot (\mu \cdot L_{\text{наиб.}})^2}{\pi^3 \cdot E}}, \text{ мм}$$

где  $\mu = 0,7$  – коэффициент, учитывающий вид опор (один конец заземлен, а второй на шариковой опоре);

$Q_T = 8854$  Н (см. выше);

$L_{\text{наиб.}} = 700$  мм – свободная длина винта;

$E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модуль Юнга

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 8854 \cdot (0,7 \cdot 700)^2}{3,14^3 \cdot 2 \cdot 10^5}} = 12 \text{ мм.}$$

### 7.5.3. Расчет винта на критической частоте вращения

$$d_0 = 10^{-8} \cdot \mu \cdot L^2 \cdot n_{\text{в}} = 0,7 \cdot 700^2 = 3,4 \text{ мм,}$$

где  $n_{\text{в.наиб.}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  – наибольшая частота вращения винта.

### 7.5.4. Расчет винта на жесткость

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_{\text{в}}} + \frac{1}{j_{\text{м}}} + 2 \cdot \frac{1}{j_{\text{п}}}, \text{ Н/мм}$$

где  $j$  – жесткость узла;

$j_{\text{м}} = 82 \cdot 10^4$  Н/мм – жесткость винта и гайки в сборе (по каталогу винтовых пар), жесткость винтового механизма;

$j_{\text{п}} = I_0 \cdot d_{\text{вн.}} = 1,0 \cdot 30 = 30 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}$  – жесткость одного упорного шарикового подшипника, где  $I_0 = 1,0$  – коэффициент жесткости;

откуда:

$$j_{\text{в}} = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4 \cdot L} = \frac{3,14 \cdot 46^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{4 \cdot 1100} = 33 \cdot 10^4 \text{ Н/мм},$$

где  $d_0 = 46 \text{ мм}$  – внутренний диаметр винта (по канавкам);

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль упругости;

$L = 1100 \text{ мм}$  - длина винта между опорами.

Окончательно

$$j = \frac{1}{530000} + \frac{1}{820000} + \frac{1}{2 \cdot 300000} = 5,8 \cdot 10^{-6} \text{ Н/мм}$$

Таким образом, жесткость узла равна:

$$j = \frac{1}{0,0000058} = 172413 \text{ Н/мм} \approx 173 \text{ Н/мм}$$

Деформация узла при наибольшем тяговом усилии равна:

$$\delta = \frac{Q_{\text{т}}}{j}, \text{ мм}$$

$$\delta = 8854 \cdot 5,8 \cdot 10^{-6} = 0,05 \text{ мм}$$

Зона не чувствительности равна двойной деформации, имеющей знак «+»  $\Delta\delta = 0,01$ . Наибольшее тяговое усилие действует при черновой обработке, поэтому при чистовой обработке ошибки из-за неточности узла будут значительно меньше.

### **Приводы поперечной и вертикальной подач продольного стола**

Расчеты по приводам поперечной и вертикальной подачам стола, аналогичны расчету привода продольного перемещения стола. По итогам расчетов выбираем:

Диаметр винта  $D_{\text{в}} = 50 \text{ мм}$

Шаг винта  $P_v = 10$  мм.

Принятые двигатели серии ПБВ-112М приводов соединены с ходовыми винтами через сильфонные муфты напрямую.

Дискретность перемещения по программе составляет 0,001 мм.

### **Привод подач кругового вращения стола-платформы.**

Расчеты по приводу вращения поворотного стола, аналогичны расчету привода продольного перемещения стола, за исключением зубчатой пары.

Двигатель, через упругую муфту соединен с конической зубчатой парой, передаточное отношение которого составляет  $i=1$  и одноступенчатым редуктором передающий вращение планшайбе стола. Так как число зубьев ведущего колеса  $Z_1=23$ , а число зубьев ведомого колеса  $Z_2=70$ , передаточное отношение составляет  $i=0,33$ . Данная конструкция применена для более удобного расположения стола-платформы на продольном столе станка. В качестве двигателя принят двигатель: ПБВ-112М. Дискретность перемещения по программе 0,01 мм.

## 8. Расчет устройства автоматической смены инструмента.

### 8.1. Расчет кинематических параметров магазина.

Вращение корпуса магазина осуществляется от электродвигателя через зубчатую передачу. Колесо барабана имеет большое количество зубьев. Номер инструмента считывается датчиком. Фиксатор фиксирует магазин.

Привод осуществляется высокомоментным двигателем с наибольшей частотой вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , наименьшей  $0,1 \text{ мин}^{-1}$ . Число инструментов 40.

Принимаем частоту вращения магазина  $n_m = 10 \text{ мин}^{-1}$ , а скорость подхода к фиксатору  $V_n = 0,025 \text{ м/с}$  на радиус его расположения  $R = 0,24 \text{ м}$ . Тогда частота вращения при подходе к фиксатору магазина будет равна:

$$n_n = \frac{60 \cdot V_n}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{60 \cdot 0,025}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,24} = 1 \text{ мин}^{-1}$$

Уравнение кинематической цепи при установившемся движении:

$$n_d = \frac{Z_2}{Z_3} = n_m$$

Выбирая  $Z_2 = 18$ , а  $Z_3 = 188$  при модуле 3 мм, находим частоту вращения двигателя.

$$n_d = (n_m \cdot Z_3) / Z_2 = (10 \cdot 188) / 18 = 105 \text{ мин}^{-1}$$

Затем определяем частоту вращения двигателя при вращении магазина на замедленной скорости.

$$n_{дп} = (n_n \cdot Z_3) / Z_2 = (1 \cdot 188) / 18 = 10,5 \text{ мин}^{-1}$$

Время поворота на одну позицию ориентировочно (без учета торможения) при угле  $\alpha = 12^\circ$  между фиксатором и блоком микропереключателей:

$$t_1 = 60 \cdot \left[ \left( \frac{1}{N} - \frac{\alpha^0}{360^0} \right) / n_m + \frac{\alpha^0}{360^0 \cdot n_n} \right] =$$

$$t_1 = 60 \cdot \left[ \left( \frac{1}{40} - \frac{12}{360} \right) / 10 + \frac{12}{360 \cdot 1} \right] = 0,175 + 2 = 2,2 \text{ ,с}$$

где  $N = 40$  – число инструментов

При одностороннем вращении магазина на  $N - 1$  позиций,  
время поворота:

$$t_{N-1} = 60 \cdot \left[ \left( \frac{N-1}{N} - \frac{a^0}{360^0} \right) / n_m + \frac{a^0}{360^0 \cdot n_n} \right] =$$

$$= 60 \cdot \left[ \left( \frac{40-1}{40} - \frac{12}{360} \right) / 10 + \frac{12}{360 \cdot 1} \right] = 5,5 + 2 = 7,5 \text{ ,с}$$

Это показывает, что время поиска и установки в позицию инструмента мало и укладывается во время любого другого инструмента.

## 8.2. Расчет времени смены инструментов для устройства АСИ.

Цикл и параметры движений звеньев АСИ

Таблица 5.

	Движение рабочих органов	Ход L, м	Ускорение a, м/с <sup>2</sup>	Скорость V, м/с	Время t, с
1	Поворот магазина для поиска инструмента и остановка в позиции смены	-	-	-	-
2	Отвод стола по оси Z для вывода и отвода инструмента. Разгон и позиционирование	0,63	-	0,125	1,73
		0,30	0,92	-	0,18
3	Отвод стола по оси X Разгон и позиционирование	0,3	-	0,125	1,6
		0,3	0,92	-	0,18
4	Опускание стола по оси Y Разгон и позиционирование	0,35	-	0,125	1,3
		0,35	0,92	-	0,18
5	Торможение вращения шпинделя с рабочей частоты до частоты фиксации 20 мин <sup>-1</sup>	-	-	-	0,18
6	Фиксация шпинделя ввод фиксатора	1 об 0,02	-	0,33 об/с 0,1	1,5 (0,2) <sup>*</sup>
7	Захват оправок с инструментом в магазине и шпинделе	0,06	-	0,20	0,3
8	Разжим оправки в шпинделе	0,03	-	0,20	0,15
9	Выдвижение руки автооператора	0,21	4	0,40	0,65
10	Поворот руки на 180 <sup>0</sup>	0,2π	7	1,0	0,80
11	Ввод оправок в шпиндель и магазин	0,21	4	0,4	0,65
12	Закрепление оправки в шпинделе пружинами	0,03	-	-	0,1
13	Освобождение оправок от захватов	0,06	-	0,20	0,30
14	Ввод фиксатора шпинделя	0,02	-	0,20	0,10
15	Ход рейки поворота руки	0,115	-	0,20	(0,06) <sup>*</sup>
16	Включение вращения шпинделя	-	-	-	0,1-0,2
17	Перемещение стола по осям с позиционированием	Принято как для 2-4	-	-	53



Время смены инструментов получаем суммированием времени движений 5 – 14 (  $t_{см} = 5,1 \text{ с}$  ) Время, связанное как со сменой инструмента, так и отводом и подводом его к месту резания (Движения 2- 17)  $T = 15 \text{ с}$ . Значения времени, заключенные в скобки, при суммировании не учитывались так как характеризуемые ими движения производятся одновременно с другими.

## **9. Описание устройства станка, его узлов и системы ЧПУ.**

Модернизированный фрезерный станок с ПУ предназначен для комплекс-ной обработки деталей с автоматической сменой инструмента. Подобные станки в основном предназначены для обработки призматических и корпусных деталей с точно расположенными отверстиями, а так же кронштейнов, штампов и куличков из сталей и чугунов.

В модернизированном станке применён поворотный стол, для более удоб-ной обработки с одной установкой.

Автоматическая обработка сложных корпусных деталей в условиях мелкосерийного и среднесерийного производства требует оснащения станка универсальной системой ЧПУ. В станке применена УЧПУ фирмы SIEMENS.

Этот станок оснащают системами диагностики и контроля детали и инструмента, а системе ЧПУ предусмотрена возможность ручной и автоматической реакции положения и перемещения инструментов и узлов станка, а так же режимов резания в соответствии с показателями контрольно-измерительной системы.

Стол станка перемещается в продольном, поперечном и вертикальном направлении. Станок снабжен дополнительным поворотным столом, благодаря которому деталь можно обрабатывать с нескольких сторон.

В приводе главного движения использован двигатель постоянного тока, что позволяет сократить количество зубчатых передач в станке (в приводе главного движения).

В приводах подач использованы высокомоментные двигатели постоянного тока.

Модернизированный станок можно встраивать в ГПС, так как он обладает достаточным уровнем концентрации видов обработки и концентрации производственных процессов.

Чертежи самого станка и его узлов приведены в графической части проекта.

Особенностью является то, что станок состоит из вертикальной станины-стойки, в которой расположен шпиндель, консоли станка и салазки,

привода подач и систему охлаждения инструмента. Консоль перемещается по вертикальным направляющим, по горизонтальным направляющим консоли перемещаются салазки, а по направляющим салазок перемещается стол. Охлаждение инструмента применяют при обработке стали фрезами из быстрорежущей стали. Обработка с интенсивным и длительным процессом требует эффективного охлаждения режущего инструмента и обрабатываемой заготовки, что обуславливает подачу большого количества СОТС. Использование СОТС для смыва стружки с обрабатываемой детали и стола станка также способствует увеличению объема подаваемой жидкости. СОТС подается через регулируемое сопло, расположенное около шпинделя. Жидкость от насоса подается в трубопровод и далее в зону резания. Насосы включаются по команде системы управления станка. Шкаф электрооборудования, системы ЧПУ, силовой трансформатор, гидростанция и станция охлаждения установлены рядом со станком. Шпиндель станка не выдвижной, на подшипниках качения. Опускается при необходимости в ручном режиме вместе со шпиндельной коробкой. Инструментальная оправка с конусным хвостовиком и конусностью 50, базируется в отверстии шпинделя и закрепляется. Усилие зажима создается пакетом тарелочных пружин: отжим осуществляется с помощью гидроцилиндра. Крутящий момент передается на оправку как через контактирующие поверхности хвостика и шпинделя, так и на шпонки на торце шпинделя, взаимодействующие с пазами на фланце оправки. Передняя опора шпинделя состоит из двухрядного роликового радиального подшипника: в качестве упорного подшипника используется шариковый радиально упорный однорядный подшипник. Для зажима инструментальных оправок в шпинделе служат механизмы, расположенные в его сквозной осевой расточке. Оправка захватывается за хвостик шариковым зажимом. Модернизированный станок снабжен магазином на 40 инструментов барабанного типа и автооператором, осуществляющим автоматическую смену инструментов.

В станке используется автооператор с клещевым зажимом инструментальных оправок.

Оператор осуществляет управление с главного пульта, где находятся кнопки управления станком и дисплей с отображением координат, а так же состояния работы станка. Изменение скорости вращения шпинделя и величины подачи производится автоматически, в зависимости от программ обработки, задаваемой оператором. С пульта управления также можно корректировать величину подачи и обороты шпинделя. Для оператора существует также дополнительный пульт управления, где вынесены наиболее важные командные кнопки аварийного отключения (она есть и на главном пульте). На станке можно работать и при режиме ручного управления как на универсальном станке.

#### **СИСТЕМА ЧПУ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО СТАНКА.**

SIEMENS «SINUMERIK-802 »:

##### ***Технические данные:***

Количество координат	4+1
Одновременно управляемых	4
Размер цветного жидкокристаллического экрана дисплея	8 <sup>II</sup>
Оперативная память для программы пользователя	256 Кбайт
Ввод информации	цифровой носитель
Язык пользователя	Русс./Англ.
Интерфейс	RS232
PCMCIA –порт встроен в панель оператора (комплектный серийный ввод в эксплуатацию и сохранение данных)	
Управление инструментами (максимальное количество)	18
Вид клавиатуры – пленочная	
Программируемых клавиш	12
Встроенные цифровые входы/выходы	48/16

Программное обеспечение, (в комплекте)

- WINPCIN (программа загрузки данных и программ с PC).

- Текстовый менеджер.
- Программное обеспечение для программирования встроенного контроллера.
- Набор стандартных циклов для фрезерной и сверлильной обработок.
- Библиотека стандартных программ электроавтоматики для типовых фрезерных станков.

### **ПРОГРАММИРОВАНИЕ ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ ОПЕРАТИВНОГО УЧПУ**

УП состоит из последовательных команд, каждая команда состоит из информационных слов. Информационные слова состоят из буквенного адреса (N, G, F, X, Z, P, M, J, T), математического знака и числового значения.

Дополнительно входят:

1. система отчета
2. быстрый ход
3. показывает принадлежность слова к команде

Формат показывает, сколько цифр ставится после цифр. Дискретность перемещения 0,001.

### **ПРОГРАММИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ПОДАЧИ.**

Задание подачи в одном кадре.

Формат F04.

Задание подачи в группе кадров.

Формат F06.

<b>Инфор. слово</b>	<b>Пояснение</b>
N	номер кадра
G	подготовительная функция
X	перемещение подачи вдоль оси X
Y	перемещение вдоль оси Y
Z	перемещение вдоль оси Z
U	вторичное перемещение вдоль оси X

V	вторичное перемещение вдоль оси Y
W	вторичное перемещение вдоль оси Z
P	} третья функция перемещения
Q	
R	
I	} круговая интерполяция вдоль оси X, Y, Z (шаг резьбы)
J	
K	
A	} вращательное движение вокруг оси X, Y, Z
B	
C	
F	подача
S	скорость главного двигателя
T	инструмент
M	вспомогательная функция
LF	конец кадр

(ПС)

## 10. Расчет режимов резания

### 10.1. Расчетные формулы

#### Торцевое и концевое фрезерование

Скорость резания – окружная скорость фрезы, м/мин,

$$V = \frac{C_v D^q}{T^m t^x S_z^y B^n Z^p} K_v, \text{ м/мин}$$

Где, значения коэффициента  $C_v$ , показателей степени и периода стойкости  $T$ , приведены в таблицах справочника [1].

Общий поправочный коэффициент на скорость резания, учитывающий фактические условия резания  $K_v = K_{mv} \cdot K_{pv} \cdot K_{iv}$ ,

$$P_0 = \frac{10 C_p t^x s_z^y B^n Z^p}{D^q n^w} K_{mp}, \text{ Н}$$

где  $C_p$ ,  $K_{mp}$ ,  $q$ ,  $x$ ,  $y$ ,  $n$ ,  $w$  – выбираются по таблицам справочника.

Крутящий момент, Нм, на шпинделе

$$M_{кр.} = \frac{P_z D}{2 \cdot 1000}, \text{ Нм}$$

Мощность резания (эффективная), кВт

$$N_p = \frac{P_z v}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт}$$

#### Пример расчета.

Дано: Фреза торцевая

$t = 5$  мм – глубина фрезерования

$D_{\text{фрезы}} = 160$  мм (Т 15 К6) – диаметр фрезы

Материал заготовки Сталь 45

$S_z = 0.18$  мм/зуб – подача на 1-ин зуб фрезы

$L_{\text{обаб}} = 140$  мм – длина обработки

Число проходов 1

Период стойкости инструмента  $T = 180$  мин

1. Скорость резания (Окружная скорость фрезы м/мин)

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^4 \cdot D^n \cdot Z^p} K_v, \text{ м/мин}$$

Общий поправочный коэффициент на скорость резания, учитывающий фактические условия резания.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{pv} \cdot K_{iv}$$

$K_{mv}$  коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала.  $K_{mv} = 1,28$

$K_{pv}$  коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовки.  $K_{pv} = 0,8$

$K_{iv}$  - коэффициент, учитывающий материал инструмента.  $K_{iv} = 1$

$$K_v = 1,28 \cdot 0,8 \cdot 1 = 1,024$$

$q, m, x, n, u, p$  – показатели степеней

$$V = \frac{700 \cdot 160^{0,2}}{180^{0,2} \cdot 5^{0,1} \cdot 0,18^{0,4} \cdot 80^{0,2} \cdot 8^1} \cdot 1,024 = 278,7 \text{ м/мин}$$

2. Окружная сила резания.

$$P_Z = \frac{10 \cdot C_P \cdot t^X \cdot S_Z^Y \cdot B_Z^n}{D^q \cdot n^W} \cdot K_{mp}, \text{ Н}$$

$B$  – ширина фрезерования, мм

$Z$  – число зубьев фрезы

$n$  – частота вращения фрезы,  $\text{мин}^{-1}$

$x, y, n, q, w$  – показатели степеней

$$P_Z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 5^1 \cdot 0,18^{0,75} \cdot 80^{1,1} \cdot 8}{100^{1,3}} \cdot 0,92 = 11740, \text{ Н}$$

$$K_{MP} = \left( \frac{570}{750} \right)^{0,3} = 0,92$$

3. Эффективная мощность резания, кВт

$$N_{\text{Э}} = \frac{P_Z \cdot V}{1020 \cdot 66}, \text{ кВт} \quad N_{\text{Э}} = 8,2 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{Э}} < N_{\text{эл.дв ст}} \quad 8,2 \text{ кВт} < 10,5 \text{ кВт}$$

**Электродвигатель привода главного движения выбран верно.**



## **Заключение**

Предложенная к защите выпускная квалификационная работа, на тему «Модернизация системы приводов вертикально – фрезерного станка», содержит в себе, методики расчетов: привода главного движения станка, приводов подач станка, расчетов шпинделя и оправки с инструментом, расчетов системы автоматической смены инструментов модернизированного станка. В работе приведена методика расчетов режимов резания при торцевом и концевом фрезеровании. Главными целями квалификационной работы является упрощение коробки скоростей и механического привода продольного перемещения стола вертикально-фрезерного станка модели 6Н11Ф3.

В расчетной части пояснительной записки произведен расчет модернизированной коробки скоростей и шпинделя станка на жесткость и виброустойчивость, с выбором подшипников шпинделя.

Все поставленные в ВКР цели и задачи выполнены. Универсальный фрезерный станок модели 6Н11Ф3, модернизирован в специализированный станок, с современной смешанной системой ЧПУ. Проведенная модернизация позволяет отказаться от покупки нового дорогостоящего оборудования, и использовать, в качестве "сырья" для построения новой станочной единицы уже применяемые на предприятиях и частично выработавшие свой срок станки.

## 11. Литература

1. «Справочник технолога-машиностроителя» под ред. Касиловой, т.1, 11, М., МС, 1986г.
2. В.И.Анурьев «Справочник конструктора-машиностроителя», т.1, 11, 111, М, МС, 1979г.
3. «Расчет приводов главного движения с электродвигателями постоянного и переменного тока с регулируемой частотой вращения». Методические указания, С.-П., 1997г.
4. «Машиностроительные нормативы времени и норм резания для нормирования работ, выполненных на универсальных и многоцелевых станках с ЧПУ» М., Экономика, 1990г.
5. Решетов Д.Н. «Детали машин», М., МС, 1975г.
6. Чернов Н.Н. «Металлорежущие станки», М., МС, 1987г.
7. Горбачевич А.Ф. «Курсовое проектирование по технологии машиностроения», Минск, Высшая школа, 1986г.
8. Пуш В.Э. «Конструирование металлорежущих станков», М., МС, 1985г.
9. Методические указания Завода ВТУЗа. ИМаш.
10. А.Г.Маеров «Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий», М., МС, 1986г.
11. Беляев В.Н. «Охрана окружающей среды», М., МС, 1989г.
12. Белов С.В. «Безопасность производственных процессов», Справочник, М., МС, 1985г.
13. Васильков Д.В., Вейц В.Л., Шевченко В.С.«Динамика технологической системы механической обработки»С-Пб.,1997
14. Вейц В.Л.,Васильков Д.В.,«Проектирование ступенчатых коробок и приводов с замкнутыми кинематическими цепями» Т1,2,3 С-Пб., ПГУ, 2003 г.

# ПРИЛОЖЕНИЕ







Дубл.																					
Взам.																					
Подл.																					
															5	4					
Разраб.																					
Нормир.																					
Соглас.																					
Утверд.																					
Н.контр.																					
															ИММТ		Плита		ДП		020
Наименование операции				Материал				Твёрдость		ЕВ	МД	Профиль и размеры			МЭ	КОИД					
Фрезерно-расточная				Сталь 45 ГОСТ 1050-88				HRC 30...1,2			9.1	52x270x395			10,67	1					
Оборудование, устройство ЧПУ				Обозначение программы				То	Тв	Тпз.	Тшт.	СОЖ									
Фрезерный с ЧПУ								7,43	9,76	26	18,57	эмульсия									
Р				ПИ	0 и 8			l	t	i	S	n	v								
01	1. Установить, закрепить заготовку во фрезерном																				
02	приспособление																				
03																					
04	2. Фрезеровать по программе контур 0-4, выдерживая			260x395					5	1	185	50	62,4								
05	размеры 260,395																				
06	Фреза концевая Ø50мм, Z=6, P6M5 ГОСТ 20537-85																				
07																					
08	3. Фрезеровать по программе с размера 52, до размера			37X210			260		5	3	285	1000	287,4								
09	37 выдерживая размер 210 и    0,02 А																				
10	Фреза торцевая Ø250мм, Z=12, T5K10 ГОСТ 20537-85																				
11																					
12	4. Центровать 2 отверстия Ø14 выдерж. размеры 204 и 15			Ø5					2,7	1	0,22	2000	51,3								
13	Сверло центровочное 2φ=90° Ø5мм Тип-А, P6M5																				
	ОСТ 2 Н20-5-80																				