

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
Промышленных технологий
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование
машиностроения

Направление подготовки

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему

Головка револьверная с приводным инструментом для токарного станка

ПГУ 15.04.05.10.00.00 ПЗ

(обозначение ВКР)

Студент гр. 19ММм2


(подпись, дата)

Чижов Илья Михайлович
(фио полностью)

Научный руководитель


(подпись, дата)

Липов А.В.
(фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

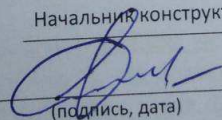

(подпись, дата)

Кочетков Д.В.
(фамилия, инициалы)

Рецензент

Начальник конструкторского бюро

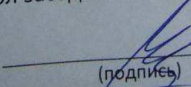
АО ПО «Электроприбор», к.т.н.
(должность, место работы)


(подпись, дата)

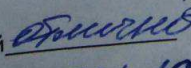
Белашов М.В.
(фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от _____ № _____)

Заведующий кафедрой


(подпись)

Зверовщиков А.Е.
(фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой 
(протокол заседания ГЭК от 01.07.21 № 6)

Секретарь ГЭК


(подпись)

Истомина Ю.В.
(фамилия, инициалы)

Пенза 2021

«Утверждаю»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

«____» _____ 20____ г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент группы 19ММм2

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта
направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Чижов Илья Михайлович

2. Научный руководитель магистерской диссертации

Липов Александр Викторович

3. Время проектирования с 10.06.2021 г. по 08.07.2021 г.

4. Место преддипломной практики АО "Радиозавод"

5. Тема магистерской диссертации

Головка револьверная с приводным инструментом для токарного станка

Тема утверждена приказом ПГУ № 1056/0 от 30.12.2020 г.

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

За базовый вариант принята револьверная головка модели УГ9326. Разработать конструкцию фрезерного приводного блока: фреза концевая Ø10мм, инструментальный материал - Р6М5, обрабатываемый материал - Сталь 45, глубина фрезерования 3 мм за 1 проход

7. Объем и содержание основной части работы

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

Введение. Револьверные головки с приводным инструментом для фрезерования. Разработка конструкции револьверной головки для фрезерных операций. Разработка конструкции фрезерного приводного блока. Исследование работоспособности приводного фрезерного блока с использованием программного обеспечения SolidWorks.

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

Актуальность, научная новизна и практическая ценность исследований. Слайды презентации:

1. Фрезерные операции, выполняемые на токарных станках - 1 сд.
2. Существующие конструкции револьверных головок - 2 сд.
3. Базовый вариант револьверной головки - 1 сд.
4. Конструкция приводного фрезерного блока - 1 сд.
5. Конструкция револьверной головки - 1 сд.
6. Трёхмерная модель приводного фрезерного блока - 1 сд.
7. Результаты расчётов

8. Особые требования по выполнению разделов:

При разработке трёхмерной модели использовать программное обеспечение SolidWorks Simulation.

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
1. Револьверные головки с приводным инструментом для фрезерования	15%	14.06.21	
2. Разработка конструкции револьверной головки	30%	17.06.21	
3. Исследование работоспособности револьверной головки	30%	22.06.21	
4. Оформление расчётно-пояснительной записки	25%	28.06.21	

Дата выдачи задания « 10 » 06 2021 г.

Задание к исполнению принял

Руководитель работы

« 10 » 06 2021 г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

ОПОП освоена в полном объеме
К государственной итоговой аттестации допустить

Декан Факультет промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

С.Ю. Киреев

« » 20

Изм. Лист
Разраб.
Провер.

й. Слайды на

Реферат

Магистерская диссертация состоит из пояснительной записки, выполненной на 63 листах основного текста формата А4, содержит 19 рисунков, 6 таблиц, 22 источника литературы и 2 Приложения (научные публикации, презентация выступления).

SolidWorks

РЕВОЛЬВЕРНАЯ ГОЛОВКА, ПРИВОДНОЙ ИНСТРУМЕНТ,
ПРИВОДНОЙ ФРЕЗЕРНЫЙ БЛОК, УПРУГИЕ ДЕФОРМАЦИИ,
КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ, ЖЕСТКОСТЬ, ПОДАТЛИВОСТЬ

пись
оводителя

Объектом исследования является револьверная головка с приводным фрезерным блоком для токарного станка

Цель работы — разработать конструкцию револьверной головки с фрезерным приводным блоком для токарно-винторезного станка с ЧПУ модели 16Б16Ф3. Оценить жёсткость револьверной головки с составлением баланса упругих перемещений.

2021г.

Объеме.
овой

В

20 г.

ПГУ 15.04.05.10.00.00 П73				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб.		Чижов И.М.		
Провер.		Липов А.В.		
Н. контр.		Кочетков Д. В.		
Утв.		Липов А.В.		

Лит.	Лист	Листов
	3	63

Головка револьверная с приводным инструментом для токарного станка
Пояснительная записка
Каф. «ТОМ», гр. 19ММм2

Содержание

Введение.....	9
1 Револьверные головки с приводным инструментом для фрезерования.....	11
1.1 Фрезерные операции, выполняемые на токарных станках	11
1.2 Конструкции револьверных головок для фрезерных операций.....	13
1.2.1 Револьверная головка Duplomatic MDT 20	13
1.2.2 Револьверная головка TBMR BMT	15
1.2.3 Револьверные головки серии TBMA.....	19
1.3 Цели и задачи исследований.....	22
2 Разработка конструкции револьверной головки для фрезерных операций.....	23
2.1 Базовая конструкция револьверной головки УГ9326	23
2.2 Разработка конструкции фрезерного приводного блока	26
2.2.1 Кинематический расчёт.....	28
2.2.2 Силовой расчёт.....	38
2.3 Конструкция револьверной головки с фрезерным приводным блоком.....	44
3 Исследование работоспособности приводного фрезерного блока с использованием программного обеспечения SolidWorks	45
3.1 Особенности разработки трёхмерных моделей узлов технологического оборудования в программном обеспечении SolidWorks.....	45
3.2 Разработка трёхмерной модели фрезерного приводного блока.....	45
3.3 Расчёт жёсткости подшипников	46
3.4 Результаты исследований фрезерного приводного блока	56
3.5 Рекомендации по совершенствованию конструкции фрезерного приводного блока	59
Выводы	63

Библиографический список литературы	64
ПРИЛОЖЕНИЕ А Научная публикация	67
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Презентация.....	77

Введение

Токарные станки нашли широкое применение в дерево-металлообработке для получения деталей цилиндрической, сферической, конической и других форм. Основными узлами таких станков являются вращающийся шпиндель, в котором закрепляется заготовка, резцедержка, устанавливаемая на суппорте, которая в свою очередь закрепляется на фартуке станка. Все эти элементы крепятся на станине, они свободно устанавливаются и закрепляются разными способами на фундаментах. Вращение шпинделя обеспечивается коробкой скоростей, а продольные перемещения фартука и поперечного перемещения суппорта коробкой подач. Эти коробки состоят из значительного числа различных передач: зубчатых, червячных, винт-гайка и т.д., которые служат для расширения технологических возможностей токарных станков. В настоящее время выпускаются токарные станки различных типов и групп: токарно-револьверные, токарно-винторезные, как универсальные, так и с ЧПУ. Кроме того, в последнее время всё большее применение находят револьверные головки с приводным инструментом в токарных станках с ЧПУ. Они позволяют расширить их технологические возможности (фрезерование лысок, шпоночных пазов, обработка нецентральных отверстий на торце заготовки и т.д.), повысить производительность и точность обработки за счёт совмещения операций на одном станке. К основным недостаткам таких головок можно отнести небольшое число размещаемых инструментов, недостаточную жёсткость и относительно низкую точность коротких шпинделей. Использование приводного инструмента значительно повышает стоимость самого станка. В настоящее время разработаны конструкции револьверных головок, объединённые в стандартные ряды и, обеспечивающие их вышеприведённые достоинства. Однако, в некоторых случаях, особенно при модернизации токарных станков с ЧПУ, они не позволяют вписывать их конструкции в рабочее пространство оборудования,

или являются чрезмерно затратными ввиду значительного расширения технологических возможностей обработки. Известны производители таких револьверных головок: EPPINGER, Германия; GerardiSpa, Италия; концерн OKUMA, Япония и др.[1,2].

Научная новизна

Разработана компьютерная модель фрезерного приводного блока в программном обеспечении SolidWorks Simulation, позволяющая оценивать её работоспособность и выбирать рациональные параметры.

Практическая полезность

1. Разработана конструкция револьверной головки с фрезерным приводным блоком.
2. Разработана методика оценки работоспособности приводного фрезерного блока, позволяющая определять его рациональные параметры.

1 Револьверные головки с приводным инструментом для фрезерования

1.1 Фрезерные операции, выполняемые на токарных станках

Револьверные головки данного типа могут выполнять следующие операции [3]:

- а) Фрезерование криволинейного паза. Для данного типа фрезерования требуется станок с ЧПУ. (Рисунок 1)
- б) Обработка многоугольников. Для обработки многоугольников необходим привод полярных координат. (Рисунок2)
- в) Фрезерование шпоночной канавки. (Рисунок 3)

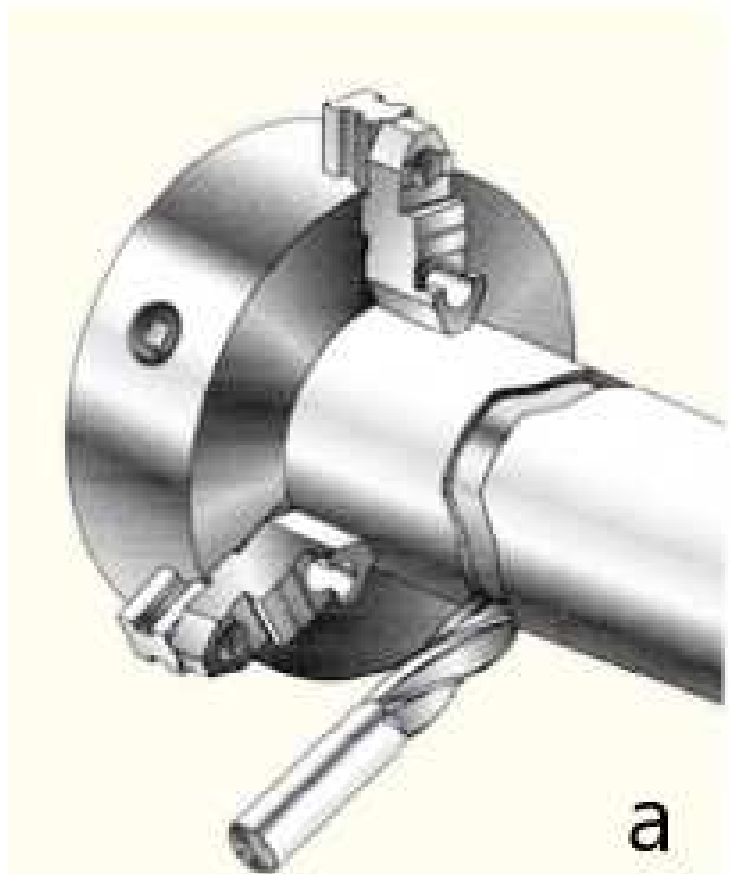


Рисунок 1–Фрезерование криволинейного паза

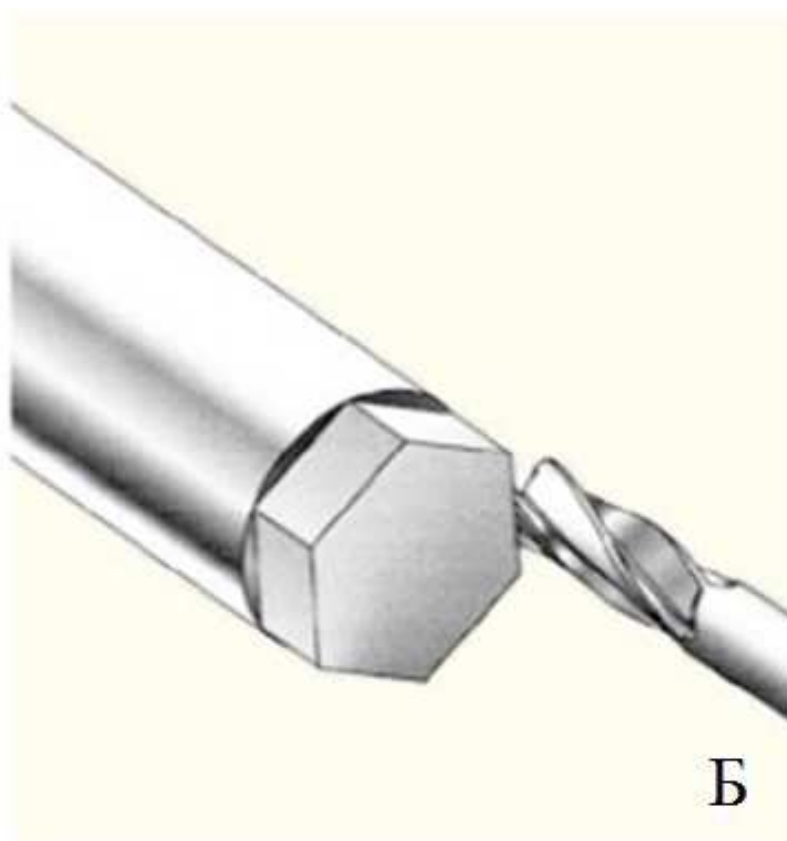


Рисунок 2— Обработка многоугольников

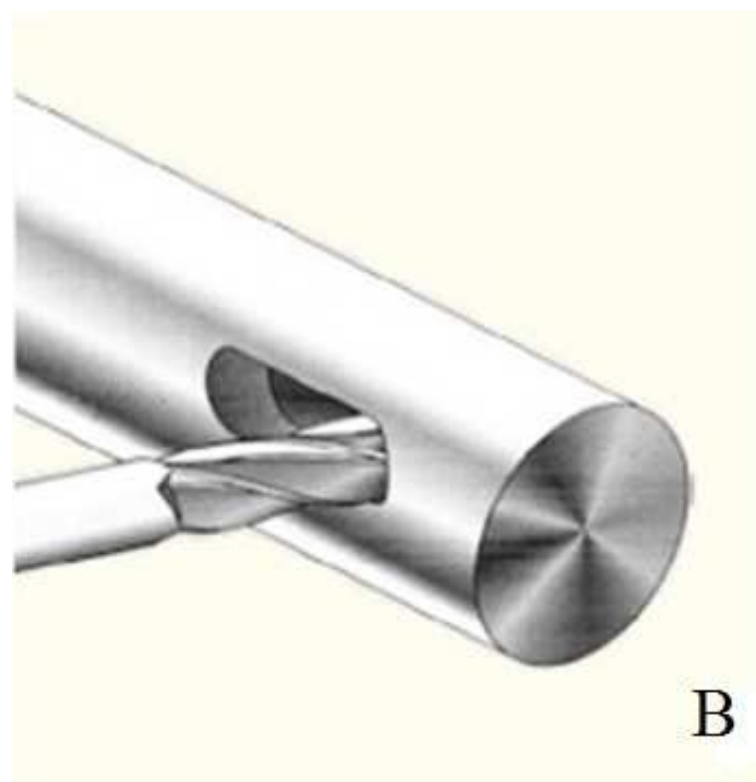


Рисунок 3— Фрезерование шпоночной канавки

1.2 Конструкции револьверных головок для фрезерных операций

Револьверные головки применяют с вертикальной, горизонтальной и наклонной осями вращения. Смена инструмента осуществляется поворотом инструментального диска на нужное число позиций и последующей фиксацией диска. Время смены инструмента составляет 1–4 секунды.

Револьверная головка, в отличие от других инструментальных магазинов, является непосредственным рабочим органом станка, воспринимающим силы резания. Поэтому она должна характеризоваться высокой жесткостью, прочностью и точностью позиционирования при повороте. Режущие инструменты для обработки внутренних и наружных поверхностей не должны мешать друг другу. Замена инструментов в головке должна осуществляться удобно и легко, к инструменту должен быть свободный доступ [4].

1.2.1 Револьверная головка DuplomaticMDT 20

Модульное приводное инструментальное устройство серии MDT/20 (рисунок 4) было разработано для обеспечения наилучших характеристик на станках с ЧПУ. Зацепление инструмента приводится в действие прямым гидроцилиндром [5].

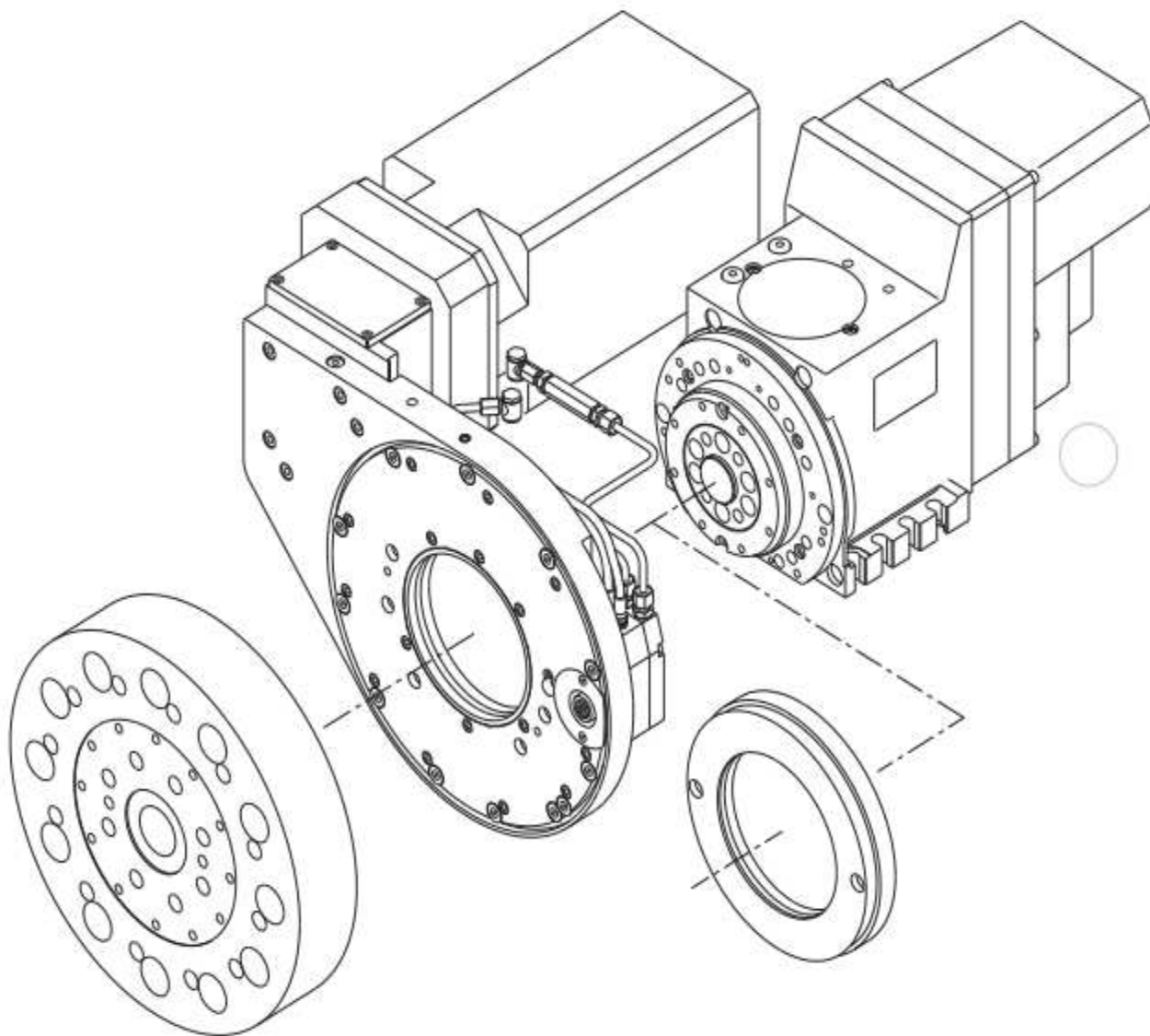
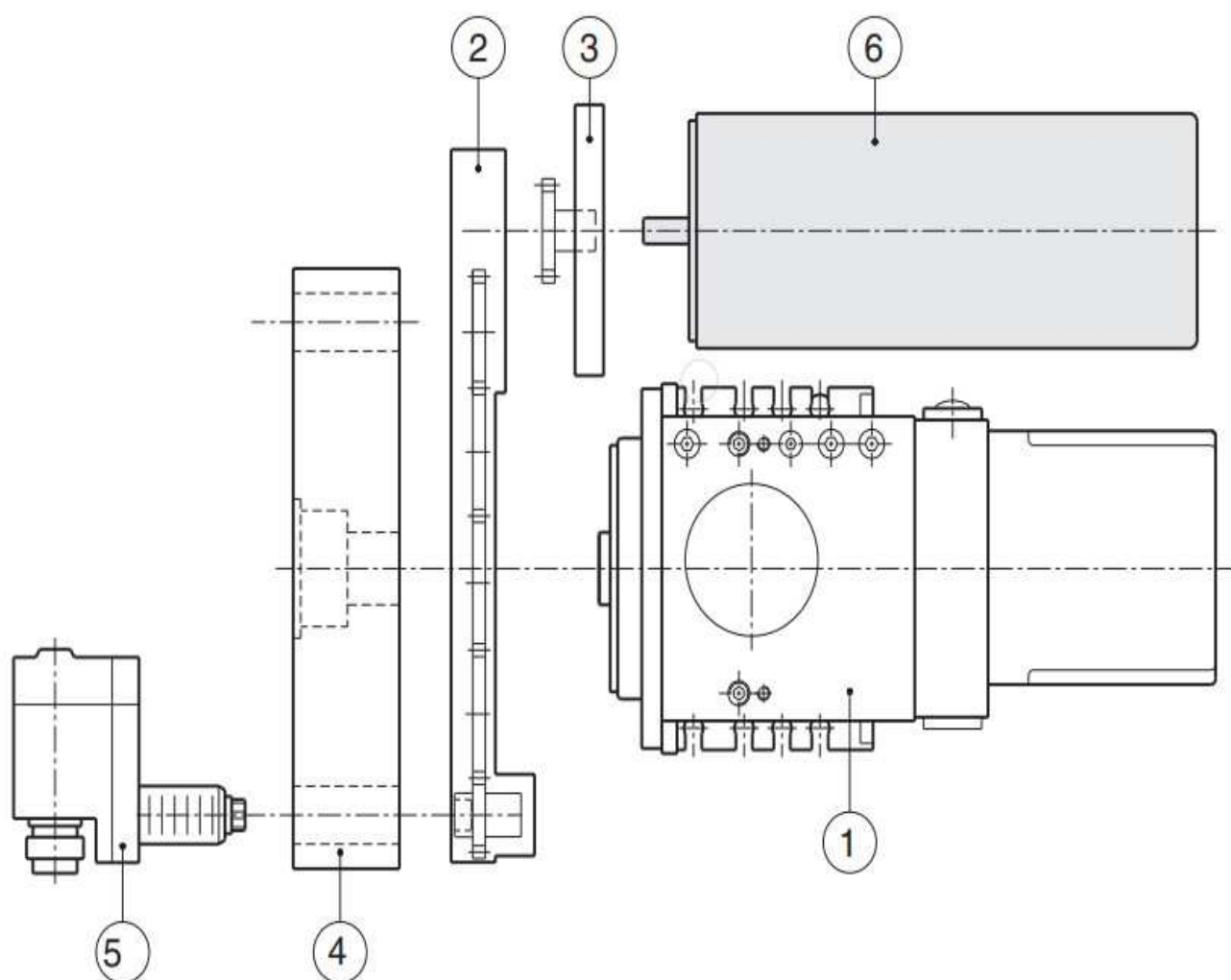


Рисунок 4–Револьверная головка Diplomatic MDT 20

Основными особенностями являются:

- непосредственное соединение двигателя с главной зубчатой цепью;
- наличие шлицевой муфты, позволяющая выполнять тяжёлую обработку с очень точным контролем положения инструмента;
- возможность установки нагнетания воздуха.

На рисунке 5 представлены основные элементы револьверной головки



1–револьверная головка; 2–модульное приводное инструментальное устройство; 3–группа интерфейсов двигателя: фланец и шестерня; 4 – инструментальный диск; 5 –приводной инструмент; 6–серводвигатель.

Рисунок 5 – Конструкция револьверной головки

1.2.2 Револьверная головка TBMR BMT

Револьверные головки серии TBMR (рисунок 6), с радиальным приводом инструмента стандарта BMT (держатель инструмента, монтируемый на основание), для невращающегося и вращающегося инструмента. В держателях для вращающегося инструмента используется система зажима BMT. Сверхвысокая скорость, короткая или удлиненная шейка, прочный корпус и высокая гибкость [6].



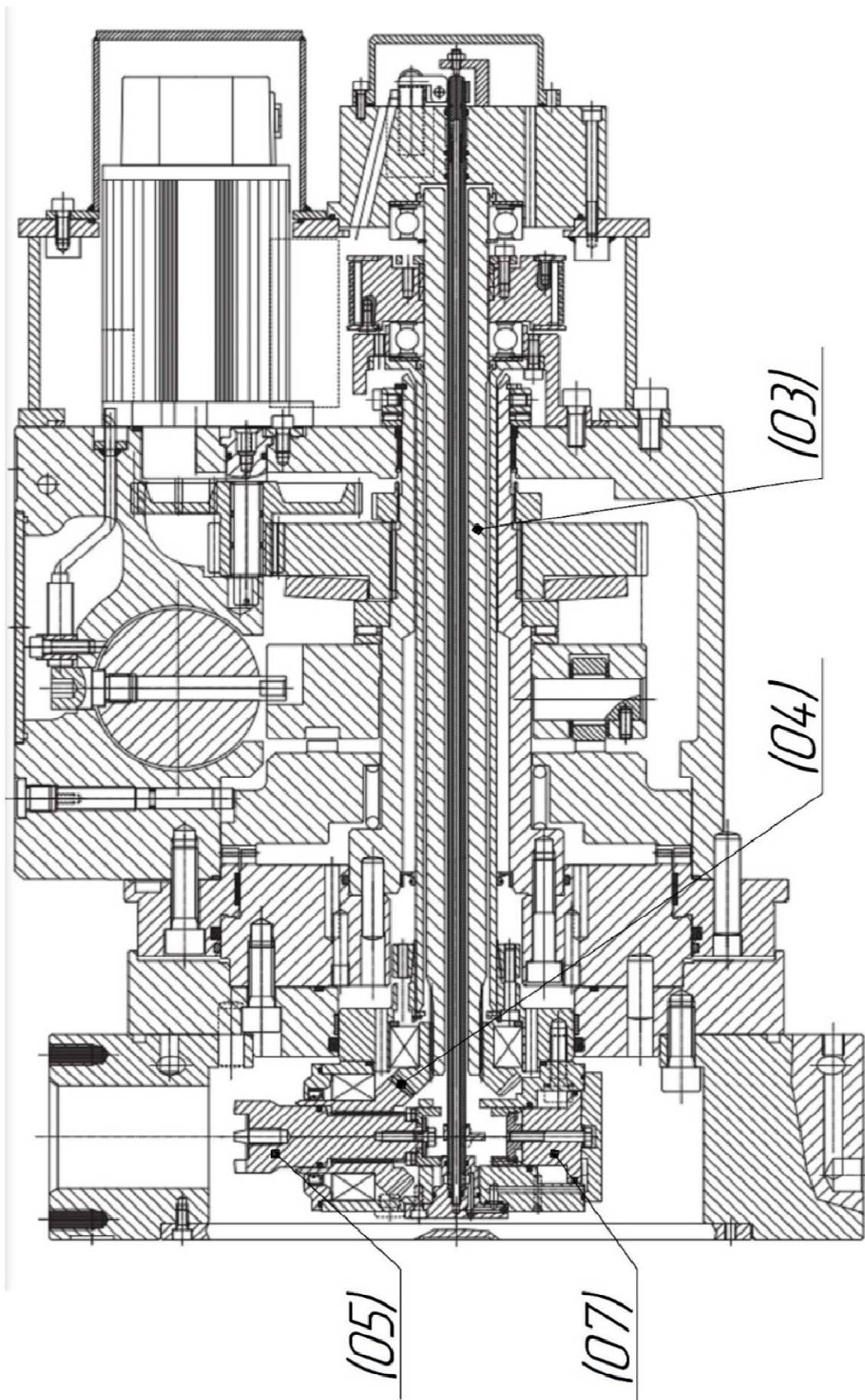
Рисунок 6 – Револьверная головка TBMR BMT.

Особенности револьверной головки:

- обладает высокой жесткостью, благодаря новому конструктивному исполнению;
- благодаря пазам на держателе инструмента, обеспечивается простота выравнивания;
- имеет очень простую и надежную систему зажима вращающегося инструмента;

- содержит сверхточное позиционирование держателей инструмента;
- обладает простотой в техническом обслуживании.

Приводной двигатель инструмента (01) приводит в движение ремень (02), приводной вал инструмента (03), следом конические шестерни (04) и, в конечном итоге, фронтальную муфту типа Хирта (05). Эта муфта в осевом направлении выдвигается вперед и предварительно поджимается к муфте держателя инструмента с помощью поршня (07). Специальная конструкция фронтальной муфты предотвращает люфт, что позволяет выполнять сложные операции фрезерования. Муфта (05) автоматически включает держатель инструмента, вал в соответствии с нормами ISO 10889, во время последовательности блокировки револьверной головки и отключается также во время последовательности разблокировки.



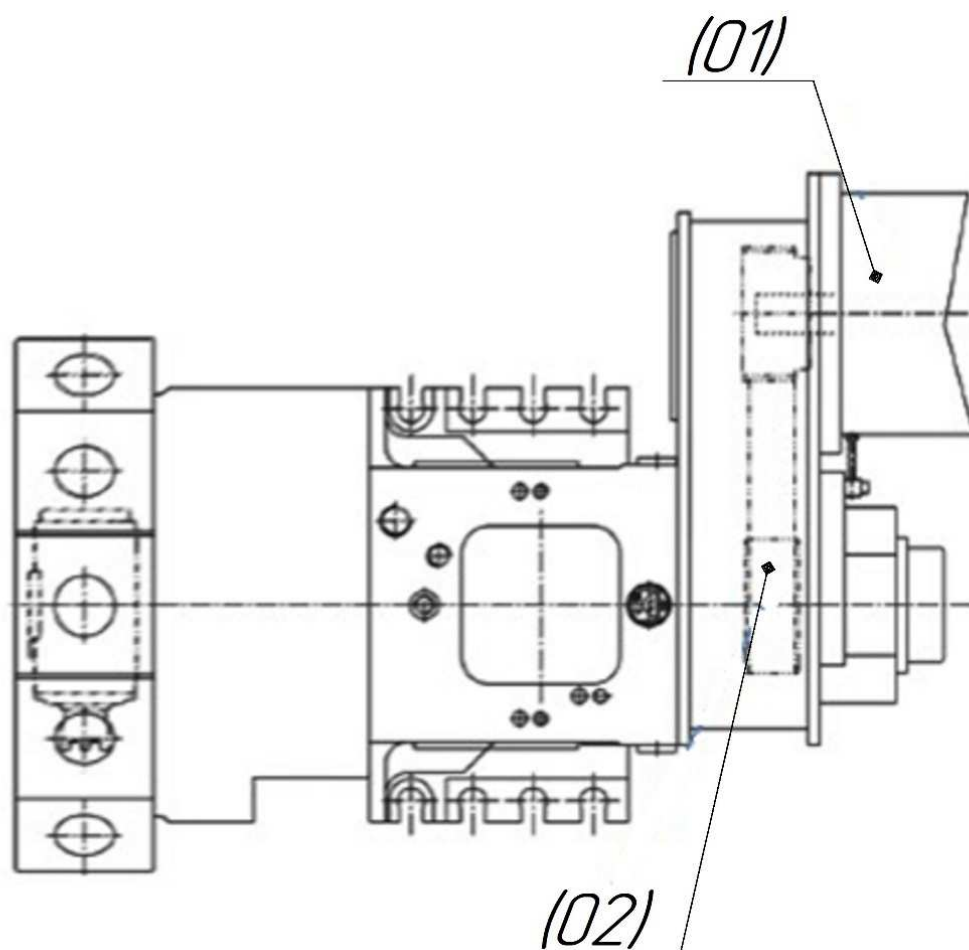


Рисунок 7 – Конструкция револьверной головки TBMR BMT

1.2.3 Револьверные головки серии TBMA

Серия TBMA –револьверные головки с осевым приводныминструментом(рисунок 8). Определённый тип устройства применяется для различных технологических операций:сверления, точения,нарезания резьбы, фрезерования.Они характеризуются весьма высокими показателями быстродействия, компактны в размерах, просты в обслуживании и имеют гибкую конфигурацию для максимального соответствия требованиям применений. Блокировка и разблокировка осуществляется гидравлически или пневматическим поршнем, вращение двунаправленное [7].



Рисунок 8–Револьверная головка ТВМА

Особенности револьверной головки:

- возможность применения стандартных инструментальных дисков;
- наличие принудительной смазки, обеспечивающей долгий срок эксплуатации;
- наличие различных типоразмеров головок с разными специальными и стандартными приложениями;
- высокая надежность и простота обслуживания.

Передача вращения приводного двигателя М на вращающийся держатель инструмента U осуществляется зубчатой передачей I и передней муфтой Н. Зацепление муфты с вращающимся держателем инструмента U (ShaftasperDIN69880norms) производится автоматически во время

последовательности блокировки револьверной головки. Во время фазы индексации револьверной головки муфта автоматически отключается и позволяет вращать диск держателя инструмента. Н – Муфта с вращающейся головкой с несколькими зубьями (без люфта), которая обеспечивает возможность сложных операций фрезерования.

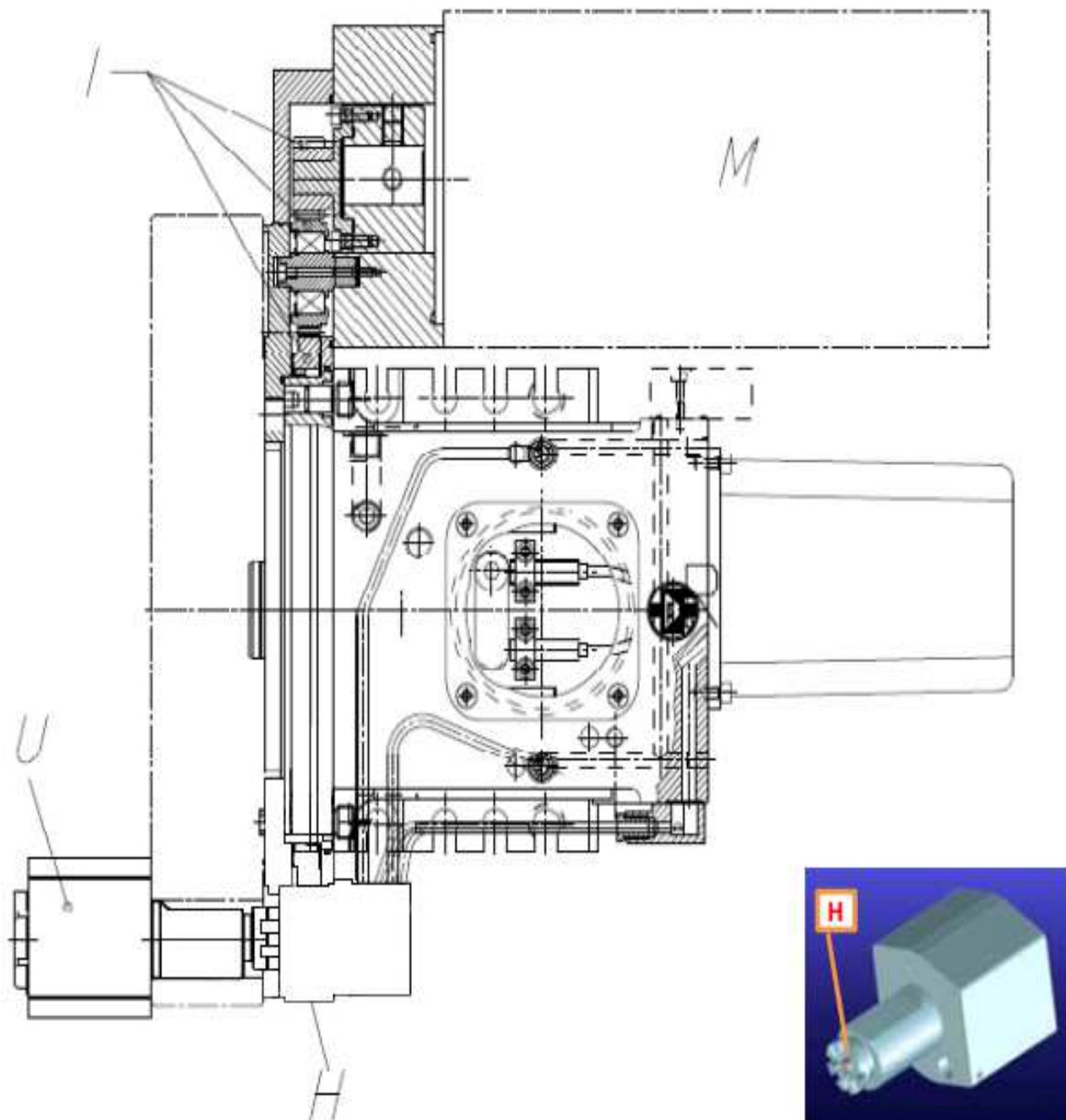


Рисунок 9 – Конструкция револьверной головки

1.3 Цели и задачи исследований

Одним из показателей работоспособности revolverных головок являются упругие перемещения вершин инструмента. В приводном фрезерном блоке переднего конца цанги. Эти смещения могут оказывать значительное влияние на точность обработки. При разработке конструкции revolverных головок следует оценивать величину этих смещений. Затем составлять баланс упругих перемещений, в результате которого определяется наиболее податливый элемент, жёсткость которого следует в дальнейшем повысить.

Целями работы являются:

1. Разработка конструкции revolverной головки с фрезерным приводным блоком для токарной обработки.
2. Оценка жёсткости revolverной головки с составлением баланса упругих перемещений.

Для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ конструкций revolverных головок.
2. Разработать конструкцию фрезерного приводного блока.
3. Разработать конструкцию revolverной головки с приводным инструментом.
4. Разработать 3Dмодель фрезерного приводного блока с использованием программного обеспечения SolidWorks.
5. Проанализировать упругие перемещения переднего конца цанги приводного фрезерного блока при радиальной и осевой составляющих сил резания.
6. Разработать мероприятия по повышению жёсткости фрезерного блока revolverной головки.

2 Разработка конструкции револьверной головки для фрезерных операций

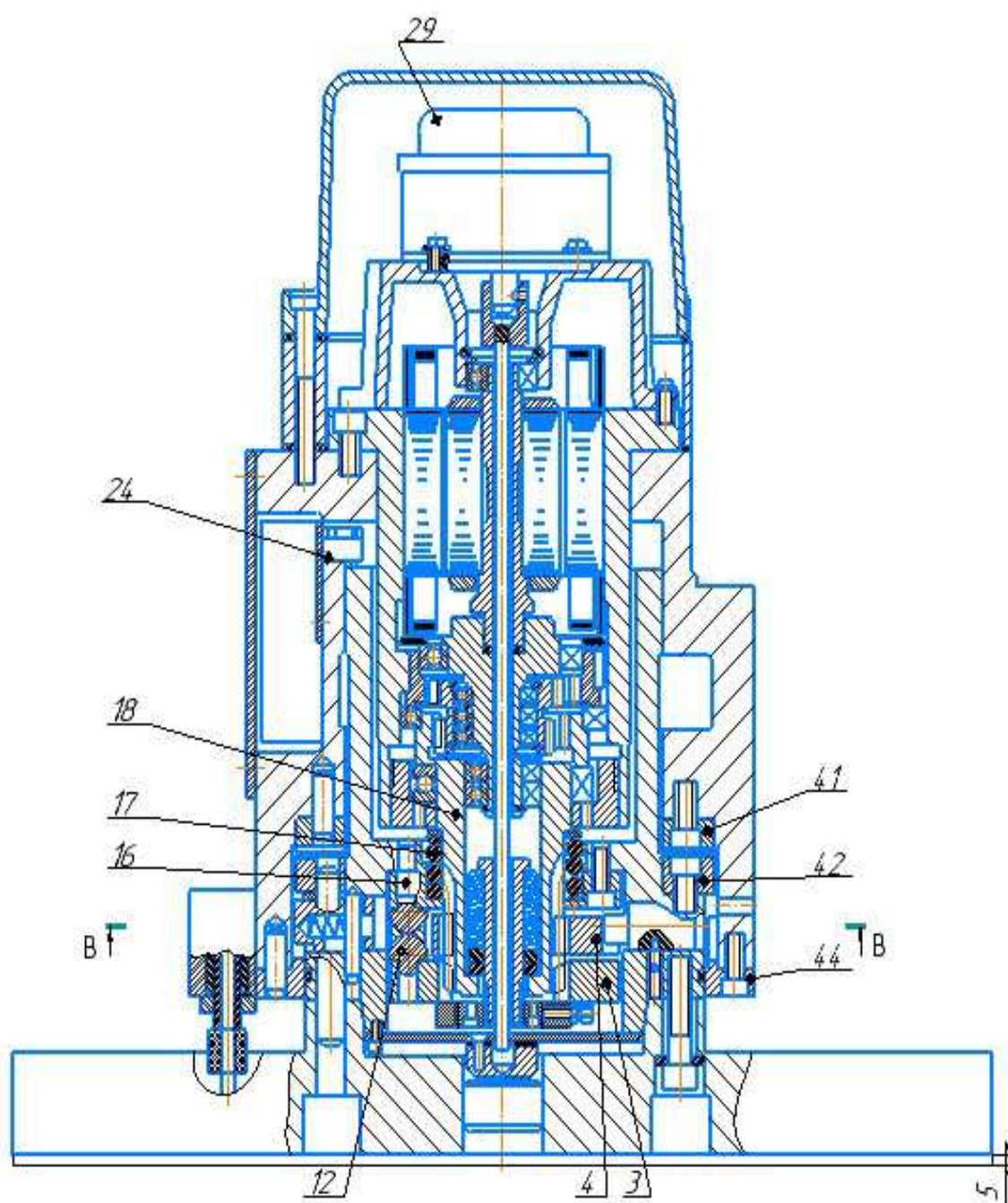
2.1 Базовая конструкция револьверной головки УГ9326

Головки автоматические универсальные УГ9326 являются узлами токарных станков с различными системами числового программного управления и предназначены для установки, крепления и автоматической индексации режущего и вспомогательного инструмента.



Рисунок 10 – Общий вид револьверной головки УГ9326

При пуске двигателя начинается вращение подвижного зубчатого колеса 18, кулачка 4, полумуфты 3, которая поворачивает зажатые пяты 12. В результате этого движения происходит расцепление зажатых полумуфт 41 и 42 под действием пружины 17. К окончанию расцепления приурочено соприкосновение уступа кулачка 4 с упором 47 и выход фиксатора 46 из пазов фланца 44. При дальнейшем вращении привода происходит сцепление привода и корпуса. Когда инструментальный диск достигает необходимого углового положения, по команде датчика 29 осуществляется реверсирование двигателя соответственно, изменение направления вращения деталей головки. При этом фиксатор 46 западает в паз фланца 44, кулачок освобождается, и происходит расцепление привода и корпуса. Одновременно осуществляется сближение пят, расположенных на полумуфте 3 и полумуфте 16, а также осуществляется сцепление фиксирующих полумуфт 41 и 42 и создание на них необходимого натяга. В конце цикла зажима ротор электродвигателя привода перестает вращаться. Через статор течет максимальный ток, приводящий к срабатыванию токового реле, который вместе с предварительным сигналом от микровыключателя²⁴ управляет отключением электродвигателя привода. Токовое реле с вставкой по току 3 А должно быть предусмотрено в электросхеме станка [8].



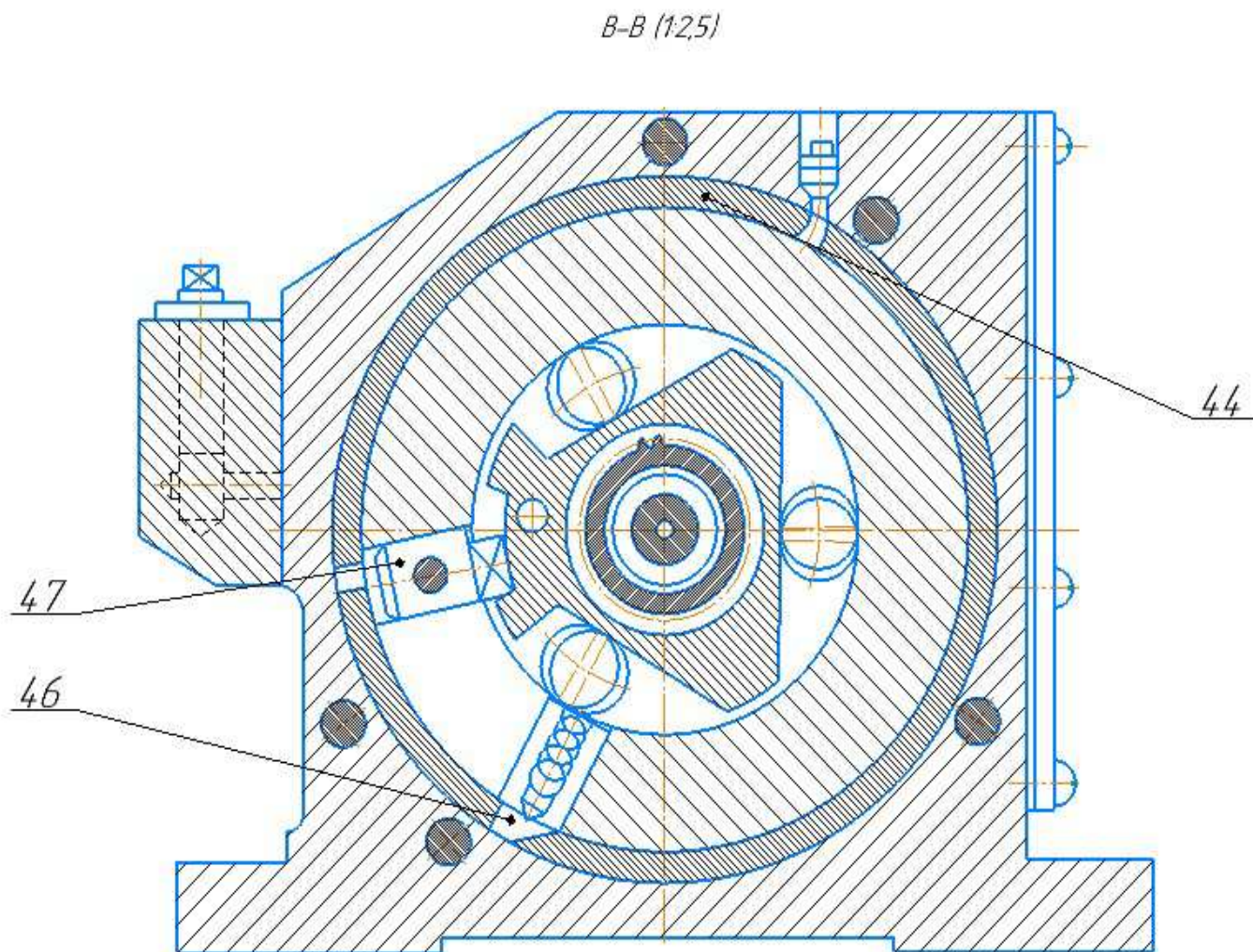


Рисунок 11– Конструкция револьверной головки

2.2 Разработка конструкции фрезерного приводного блока

Проведены соответствующие кинематические и силовые расчёты элементов передач привода, которые позволяют определить их геометрические размеры конструкции.

На рисунке 12 приведена конструкция приводного инструмента.

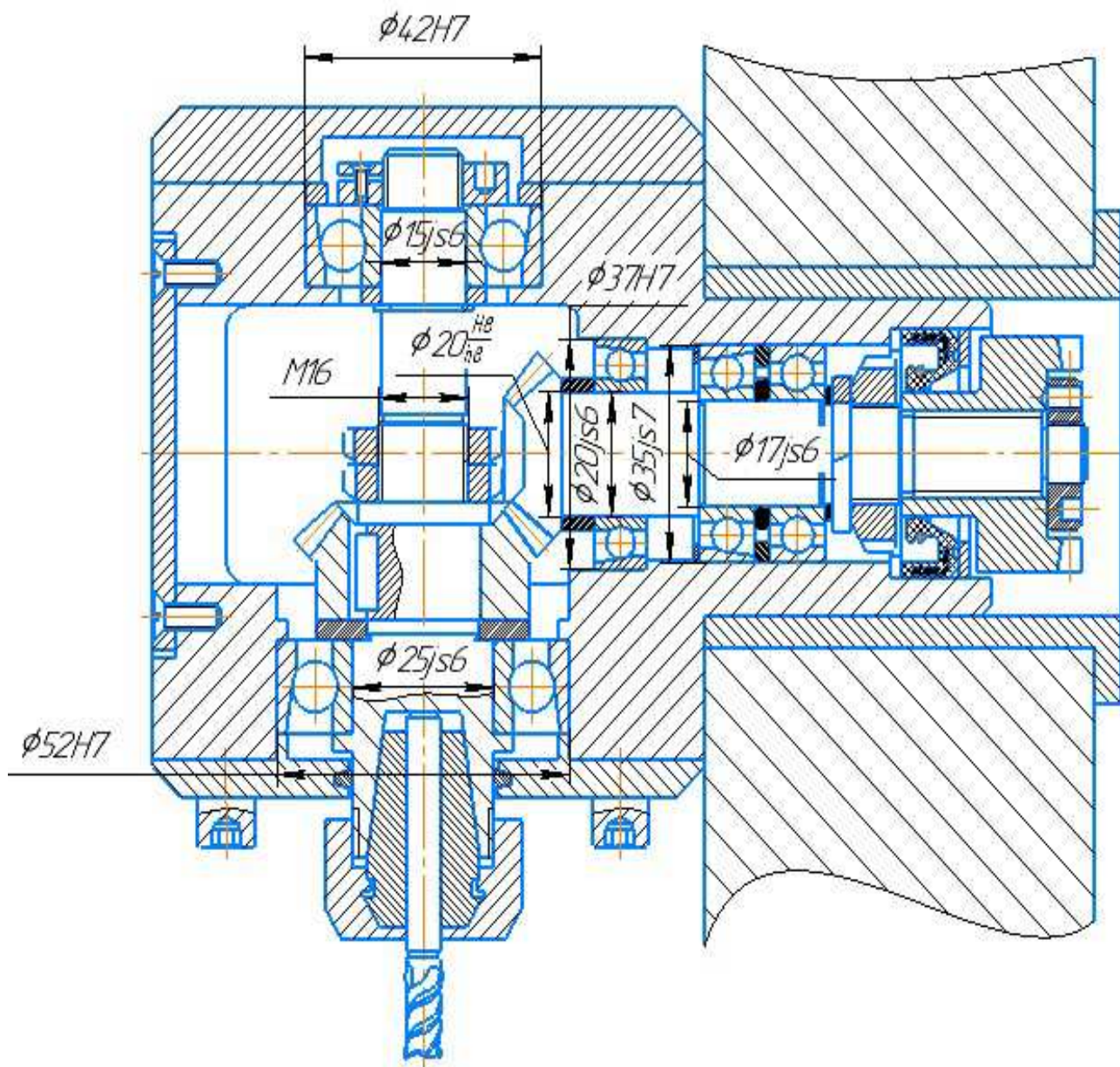


Рисунок 12 – Конструкция привода вращения фрезы.

Вращение фрезы осуществляется от асинхронного электродвигателя модели АДЧР71В2 через муфту Хирта, часть которой закреплена вместе с электродвигателем на суппорте станка. Изменение частоты вращения шпинделя осуществляется частотным преобразователем модели 09F5AD – 3ADA.

2.2.1 Кинематический расчёт

Исходные данные: фреза концевая Ø 10 мм; инструментальный материал – Р6М5; обрабатываемый материал – Сталь 45; глубина фрезерования 3 мм за 2 прохода.

Определяем окружную скорость фрезы [9,10]

$$V = \frac{C_v \cdot D^{qv}}{T^{mv} \cdot t^{xv} \cdot S^{yv} \cdot B_{\phi}^{uv} \cdot Z^{pv}} \cdot k_v,$$

где, B_{ϕ}^{uv} – ширина фрезерования, мм;

C_v ; qv ; mv ; xv ; yv ; uv ; pv – коэффициент и показатели степени, зависящие от типа фрезы и её материала;

D – диаметр фрезы, мм;

T – стойкость фрезы, мин;

Z – число зубьев фрезы.

$$V = \frac{46,7 \cdot 10^{0,45}}{12^{0,37} \cdot 3^{0,5} \cdot 0,07^{0,1} \cdot 10^{0,1} \cdot 3^{0,1}} \cdot 1 = 28 \text{ м/мин}.$$

Определяем частоту вращения шпинделя, мин^{-1} , по расчетной скорости резания

$$n = \frac{V_c \cdot 1000}{D \cdot \pi} = \frac{28 \cdot 1000}{10 \cdot 3,14} = 891 \text{ мин}^{-1},$$

где: V_c – скорость резания, м/мин;

D – диаметр инструмента или заготовки, мм.

Определяем главную составляющую силу резания при фрезеровании

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^{xp} \cdot S_z^{yp} \cdot B_{\phi}^{up} \cdot Z}{D^{qp} \cdot n^{wp}} \cdot K_{Mp},$$

где: n – частота вращения фрезы, мин^{-1} ;

S_z – подача на зуб фрезы, мм;

B – ширина обрабатываемой поверхности мм;

D – диаметр фрезы мм;

z – число зубьев фрезы;

K_{Mp} – поправочный коэффициент, учитывающий влияние качества обрабатываемого материала на силовые зависимости.

$$P_z = \frac{10 \cdot 78,2 \cdot 3^{0,86} \cdot 0,07^{0,72} \cdot 10^1 \cdot 3}{10^{0,86} \cdot 891^0} \cdot 1 = 1228 \text{ Н}.$$

Определяем горизонтальную составляющую силу резания P_h

$$P_h = 0,4 \cdot P_z = 0,4 \cdot 1228 = 491,2 \text{ Н}.$$

Определяем вертикальную составляющую силу резания P_v

$$P_v = 0,55 \cdot P_z = 0,55 \cdot 1228 = 675,0 \text{ Н}.$$

Определяем осевую составляющую силу резания P_x

$$P_x = 0,9 \cdot P_z = 0,9 \cdot 1228 = 1105,2 \text{ Н}.$$

Определяем мощность резания

$$P_{\text{э}} = \frac{P_z \cdot v}{1000 \cdot 60} = \frac{1228 \cdot 28}{1000 \cdot 60} = 0,59 \text{ кВт},$$

где P_z – главная составляющая силы резания;

v – скорость резания м/мин.

Выбираем электродвигатель

Определяем требуемую мощность на приводном валу [11]

$$N_{\text{ДВ}} = \frac{P_{\text{э}}}{\eta},$$

где $P_{\text{э}}$ – требуемая мощность на выходном валу, Н·м.;

η – общий коэффициент полезного действия привода.

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_{\text{ПК}}^5 \cdot \eta_{\text{КП}} = 0,98 \cdot 0,99^5 \cdot 0,97 = 0,904.$$

где $\eta_M = 0,96$ – КПД муфты;

$\eta_{\text{ПК}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения;

$\eta_{\text{ЗП}} = 0,95$ – КПД конической передачи;

$\eta_{\text{ОП}} = 0,98$ – КПД ременной передачи.

$$N_{\text{ДВ}} = \frac{0,59}{0,904} = 0,63 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель АДЧР71В2. С номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 1,1 \text{ кВт}$, номинальная частота вращения $n_{\text{ном}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$; номинальный

крутящий момент $T_{\text{ном}}=3,7\text{Н}\cdot\text{м}$; максимальная частота вращения $n_{\text{макс}} = 4500$ мин⁻¹.

Выбираем частотный преобразователь по полной мощности электродвигателя[12]

$$S_{\text{дв}} = \frac{U \cdot I \cdot \sqrt{3}}{1000} = \frac{380 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{3}}{1000} = 1,64 \text{ кВА} = 1,36 \text{ кВт}.$$

Выбираем преобразователь 09F5A1D-3ADA.

Характеристики преобразователя: $P_{\text{ном}}=1,5 \text{ кВт}$, $I_{\text{ном}}=4,1 \text{ А}$, $M_{\text{ном}}=7,5$ Н·м, $M_{\text{макс}}=22,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Определяем передаточные числа привода[13]

$$U = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{3000}{1928} = 1,55.$$

где $n_{\text{вых}}$ – частота вращения ведомого вала привода

Определяем максимальные частоты вращения ведомой шестерни

$$n_{1\text{дв(макс)}} = 4500 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{2\text{(макс)}} = 4500 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_I}{i_{\text{зп(z1-z2)}}} = \frac{4500}{1,55} = 2903,22 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей (фактические) при номинальной частоте вращения двигателя

$$n_{1\text{дв(ном)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{2\text{(ном)}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_I}{i_{\text{зп(z1-z2)}}} = \frac{3000}{1,55} = 1935,48 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощности на валах

$$P_{1\text{дв}} = 1,1 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{нк}}^3 = 1,1 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 1,04 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{вых}} = P_1 \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{нк}}^2 = 1,04 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,98 \text{ кВт}.$$

Определяем моменты на валах при номинальных частотах вращения выходного вала двигателя

$$T_{1\partial\theta} = 9550 \cdot \frac{P_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}} = 9550 \cdot \frac{1,1}{3000} = 3,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}} = 9550 \cdot \frac{1,04}{3000} = 3,31 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{3\text{вых}} = 9550 \cdot \frac{P_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}} = 9550 \cdot \frac{0,98}{3000} = 3,11 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем моменты на валах при максимальных частотах вращения
выходного вала двигателя

$$T_{1\partial\theta} = 9550 \cdot \frac{P_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}} = 9550 \cdot \frac{1,1}{4500} = 2,33 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}} = 9550 \cdot \frac{1,04}{4500} = 2,20 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{3\text{вых}} = 9550 \cdot \frac{P_{\partial\theta}}{n_{\partial\theta}} = 9550 \cdot \frac{0,98}{4500} = 2,07 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

На рисунке 12 представлен график частот вращения приводного
инструмента

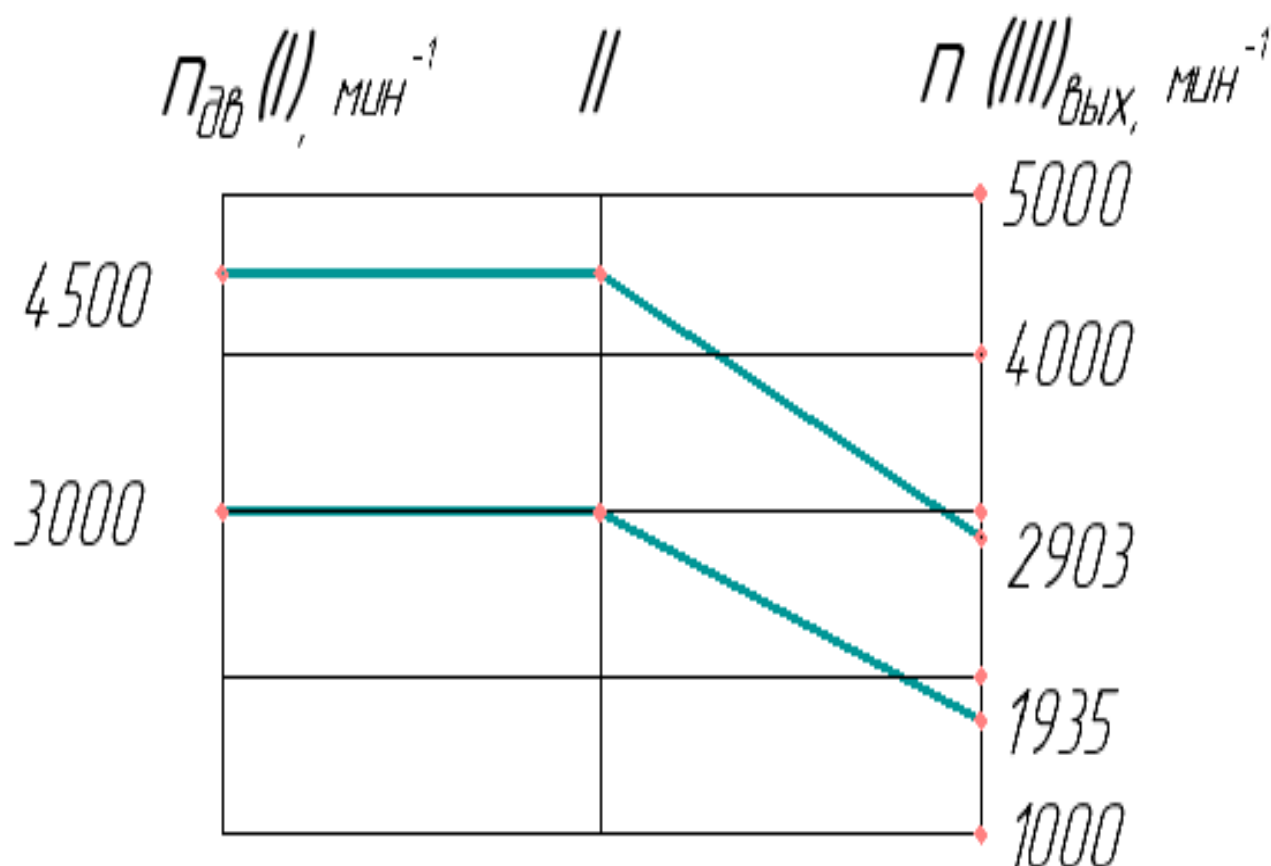


Рисунок 12 – График частот вращения

Проведён расчет конической зубчатой передачи

Выбираем материал[14]

Для изготовления колеса и шестерни выбираем сталь 35ХМ. Термообработка: для колеса – улучшение 2, $HB269...302$; для шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности зуба $HRC48...54$, твердость сердцевины $HB269...302$. Свойства материала сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Свойства материалов

Колесо	Марка стали	Термообработка	Твердость		σ_B , МПа	σ_T , МПа
			сердцевина	поверхность		
Шестерня	35ХМ	Улучшение, закалка ТВЧ	HB 269...302	HRC 48...53	950	850
Колесо	35ХМ	Улучшение, закалка ТВЧ	HB 269...302	HRC 48...53		

Находим допускаемые напряжения для колеса и шестерни

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlimb} \cdot \frac{K_{HL}}{S_H},$$

где σ_{Hlimb} – базовый предел контактной выносливости поверхности зуба;

K_{HL} – коэффициент долговечности;

S_H – коэффициент безопасности.

Находим базовые пределы контактной выносливости для колеса и шестерни.

Для закаленных сталей σ_{Hlimb}

$$\sigma_{Hlimb} = 14 \cdot HRC_{cp} + 170.$$

Для шестерни

$$HRC_{cp1} = \frac{48 + 53}{2} = 50,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b1} = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877 \text{ МПа}.$$

Вычисляем значения допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H]_1 = 877 \cdot \frac{1}{1,1} = 797,27 \text{ МПа}.$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \lim b} \cdot \frac{K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F},$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – базовый предел изгибной выносливости зубьев;

K_{FL} – коэффициент долговечности;

S_F – коэффициент безопасности;

K_{FC} – коэффициент учитывающий реверсивность.

При неревверсивной нагрузке $K_{FC1} = K_{FC2} = K_{FC} = 1$.

При объемной обработке колеса и шестерни $S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1,8$.

Значение коэффициента долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где m – показатель степени;

N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений;

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения.

Базовое число циклов нагружения $N_{F0} = 4$ млн. циклов для всех типов стали.

Так как нагружение равномерное, $N_{FE} = N_{HE}$. Таким образом, эквивалентное число циклов нагружения и колеса, и шестерни превышает базовое. Следовательно, $K_{FL1} = K_{FL2} = K_{FL} = 1$.

Базовые пределы изгибной выносливости для колеса и шестерни

$$\sigma_{F \lim b1,2} = 1,03 \cdot HB_{cp2} = 1,8 \cdot 285,5 = 513,9 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = \frac{513,9}{1,8} \cdot 1 \cdot 1 = 285,5 \text{ МПа.}$$

Таким образом, $[\sigma_F] = 285,5 \text{ МПа.}$

Определяем внешний делительный диаметр колеса d_{e2}

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{U \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где θ_h – коэффициент вида конических колес;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца.

Так как колесо выполнено с прямым зубом, то $\theta_h = 1$ и $K_{H\beta} = 1$.

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,55 \cdot 4,83 \cdot 10^3 \cdot 1}{1 \cdot 797,27^2}} = 37,54 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{e2} = 38 \text{ мм.}$

Находим углы делительных конусов шестерни и колеса

$$\delta_2 = \arctg(U) = \arctg(1,55) = 55,17^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 55,17^\circ = 34,83^\circ.$$

Находим внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin(\delta_2)} = \frac{38}{2 \cdot \sin(55,17^\circ)} = 19,35 \text{ мм.}$$

Определяем ширину зубчатого венца шестерни и колеса

$$b = \psi_R \cdot R_e,$$

где $\psi_R = 0,285$ – коэффициент ширины венца.

$$b = 0,285 \cdot 19,35 = 5,51 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 8 \text{ мм.}$

Определяем внешний окружной модуль m_{te}

$$m_{te} = \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta}}{\vartheta_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma_F]},$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, значение для прямых зубьев $K_{F\beta} = 1$;

θ_F – коэффициент вида конических колес; значение для прямых зубьев $\theta_F = 0,85$;

b – ширина зубчатого венца шестерни и колеса.

$$m_{te} = \frac{14 \cdot 4,83 \cdot 10^3 \cdot 1}{0,85 \cdot 238 \cdot 8 \cdot 285,5} = 0,91 \text{ мм.}$$

Находим число зубьев

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}} = \frac{38}{0,91} = 42;$$

$$z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{42}{1,55} = 27,09.$$

Принимаем $z_1 = 28$

Уточняем величину передаточного числа передачи

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{28} = 1,5.$$

Проводим оценку отклонения фактического передаточного числа от первоначального

$$\Delta U = \frac{U - U_\phi}{U} \cdot 100\% = \frac{1,55 - 1,5}{1,55} \cdot 100\% = 3\%.$$

Полученная величина меньше допустимых 4%, поэтому принимаем передаточное число, равное расчетному $U = 1,55$.

Т.к. разница в твердости шестерни и колеса больше 100, то коэффициенты смещения $x_1 = x_2 = 0$.

Определяем внешние делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 0,91 \cdot 28 = 25,48 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 0,91 \cdot 42 = 38,22 \text{ мм.}$$

Вычисляем диаметры внешних окружностей вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + x_1) \cdot m_{te} \cdot \cos(\delta_1) = 25,48 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 0,91 \cdot \cos(34,83^\circ) = 23,55 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 - x_2) \cdot m_{te} \cdot \cos(\delta_2) = 38,22 + 2 \cdot (1 - 0) \cdot$$

$$0,91 \cdot \cos(55,17^0) = 38,56 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot (1,2 - x_1) \cdot m_{te} \cdot \cos(\delta_1) = 25,48 - 2 \cdot$$

$$(1,2 - 0) \cdot 0,91 \cos(34,83^0) = 27,23 \text{ мм;}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot (1,2 + x_1) \cdot m_{te} \cdot \cos(\delta_2) = 38,22 - 2 \cdot$$

$$(1,2 + 0) \cdot 0,91 \cdot \cos(55,17^0) = 37,8 \text{ мм.}$$

Определяем средние делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 25,48 = 21,83 \text{ мм;}$$

$$d_2 = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 38,22 = 32,75 \text{ мм.}$$

После уточнения размеров передачи производится проверочный расчет по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{\theta_H \cdot d_{e2} \cdot b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma_H],$$

где F_t — окружная сила в зацеплении;

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями зависит от степени точности;

K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки, зависит от окружной скорости степени точности и твердости поверхности зубьев.

Определяем окружную силу в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 3,5 \cdot 10^3}{21,83} = 320,65 \text{ Н.}$$

Определяем окружную скорость колес

$$V = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{130,69 \cdot 32,75}{2 \cdot 10^3} = 2,14 \text{ м/с.}$$

Проводим проверочный расчет по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{320,65 \cdot \sqrt{1,55 + 1}}{1 \cdot 38,22 \cdot 8}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 623,23 \text{ МПа.}$$

Выполняем проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Определяем напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , МПа

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{\theta_F \cdot b \cdot m_{te}} \leq [\sigma_F];$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

F_t – Окружная сила в зацеплении;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки.

Для определения коэффициента формы зуба определяем эквивалентное число зубьев колеса и шестерни

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{42}{\cos 55,17^\circ} = 219,95;$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{28}{\cos 34,83^\circ} = 29,07.$$

Коэффициент формы зуба равны: $Y_{F1} = 4,07$, $Y_{F2} = 3,6$.

Значение коэффициента, учитывающего наклон зубьев $Y_{\beta} = 1$.

Коэффициент $K_{F\alpha} = 1$ для прямозубых колес.

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1 \cdot \frac{320,65 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,13}{0,85 \cdot 8 \cdot 0,91} = 210,79 \leq [\sigma_F] = 285,5 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба меньше допустимого, проверка сходится.

Определяем силы в зацеплении передачи и консольных сил

Окружная сила F_t

$$F_t = 320 \text{ Н.}$$

Радиальная сила F_{r1} на шестерне равна осевой силе F_{a1} на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos(\delta_1) = 320 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos(34,83^\circ) = 95,6 \text{ Н.}$$

Радиальная сила F_{r1} на колесе равна осевой силе F_{a2} на шестерне

$$F_{r2} = F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin(\delta_1) = 320 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin(34,83^\circ) = 66,52 \text{ Н.}$$

Момент, создаваемый осевой силой на шестерне

$$M_{Fa1} = F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 66,52 \cdot \frac{0,02183}{2} = 0,72 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, создаваемый осевой силой на колесе

$$M_{Fa2} = F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = 95,6 \cdot \frac{0,032}{2} = 1,52 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Усилие от муфты, действующее на тихоходный вал

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{T} = 50 \cdot \sqrt{3,5} = 93,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.2.2 Силовой расчёт

Рассчитываем быстроходный вал[15, 16]

Расчетная схема быстроходного вала представлена на рисунке 13.

На вал действуют следующие силы:

$F_{t1} = 320 \text{ Н}$ – окружная сила на вал-шестерне;

$F_{r1} = 95,6 \text{ Н}$ – радиальная сила на вал-шестерне;

$F_{a1} = 66,52 \text{ Н}$ – осевая сила на вал-шестерне;

$F_M = 93,5 \text{ Н}$ – усилие от муфты.

Определяем реакции опор в вертикальной плоскости

$$\sum M_A = R_{BY} \cdot 0,025 - F_{r1} \cdot 0,045 + M_{Fa1} = 0 ;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot 0,045 - M_{Fa1}}{0,025} = \frac{95,6 \cdot 0,045 - 0,72}{0,025} = 143,28 \text{ Н} ;$$

$$\sum M_B = -R_{AY} \cdot 0,025 - F_{r1} \cdot 0,02 + M_{Fa1} = 0 ;$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r1} \cdot 0,02 + M_{Fa1}}{0,025} = \frac{-95,6 \cdot 0,02 + 0,72}{0,025} = -47,68 \text{ Н}.$$

Проверка

$$\sum F_y = -R_{AY} + F_{r1} - R_{BY} = 0 ;$$

$$47,68 + 95,6 - 143,28 = 0 .$$

Построим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости

$$M_D^Y = -M_{Fa1} = -0,72 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B^Y = -M_{Fa1} + F_{r1} \cdot 0,02 = -0,72 + 95,6 \cdot 0,02 = 1,19 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_A^Y = -M_{Fa1} + F_{r1} \cdot 0,045 - R_{BY} \cdot 0,025 = -0,72 + 95,6 \cdot 0,045 - 143,28 \cdot 0,025 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_C^X = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = -F_M \cdot 0,054 + R_{BX} \cdot 0,025 - F_{t1} \cdot 0,045 = 0 ;$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t1} \cdot 0,045 + F_M \cdot 0,0542}{0,025} = \frac{320 \cdot 0,045 + 93,5 \cdot 0,0542}{0,025} = 778,7 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -F_M \cdot 0,0794 - R_{AX} \cdot 0,025 - F_{t1} \cdot 0,02 = 0 ;$$

$$R_{AX} = \frac{-F_M \cdot 0,0794 - F_{t1} \cdot 0,02}{0,025} = \frac{-93,5 \cdot 0,0794 - 320 \cdot 0,02}{0,025} = -552,9 \text{ Н}$$

Проверка

$$\sum F_y = R_{AX} - F_{t1} + R_{BX} + F_M = 0 ;$$

$$-552,95 - 320 + 778,7 + 93,5 = 0 .$$

Построим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости

$$M_D^X = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B^X = -F_{t1} \cdot 0,02 = -320 \cdot 0,02 = -6,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_A^X = -F_{t1} \cdot 0,045 + R_{BX} \cdot 0,025 = -320 \cdot 0,045 + 778,7 \cdot 0,025 = 5,06 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_C^X = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем суммарные реакции опор и изгибающие моменты

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{552,9^2 + 47,68^2} = 555 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{778,7^2 + 143,25^2} = 791,7 \text{ Н};$$

$$M_D = \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2} = \sqrt{0,72^2 + 0^2} = 0,72 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B = \sqrt{M_{BX}^2 + M_{BY}^2} = \sqrt{6,4^2 + 1,19^2} = 6,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_A = \sqrt{M_{AX}^2 + M_{AY}^2} = \sqrt{5,06 + 3,58^2} = 6,19 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

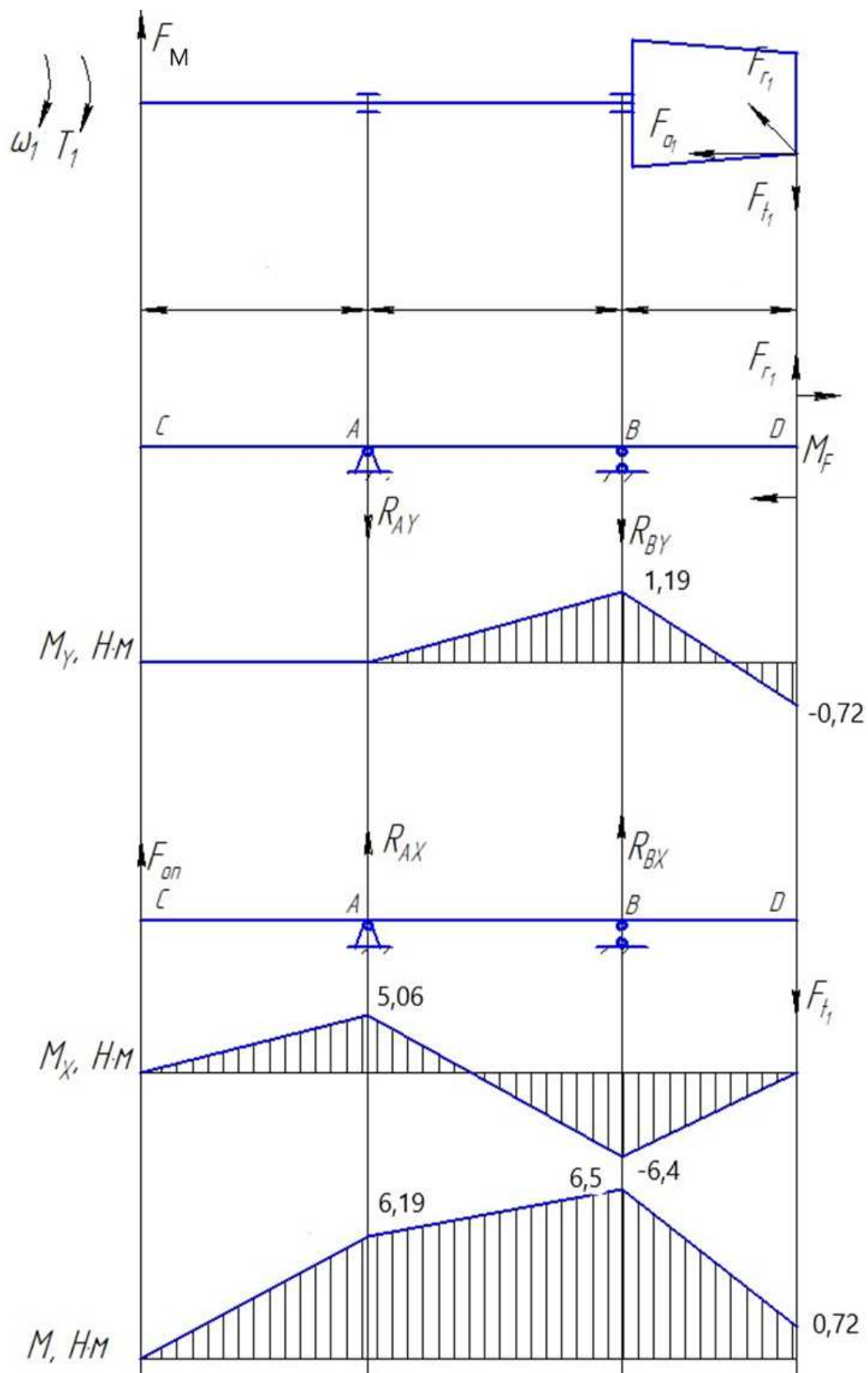


Рисунок 13 – Расчётная схема быстроходного вала

Рассчитываем тихоходный вал

Расчетная схема тихоходного вала представлена на рисунке 14.

На вал действуют следующие силы:

$F_t = 320$ Н – окружная сила на колесе;

$F_{r2} = 66,52$ Н – радиальная сила на колесе;

$F_{a2} = 95,6$ Н – осевая сила на колесе.

Определяем реакции опор в вертикальной плоскости

$$\sum M_A = -R_{BY} \cdot 0,0707 + F_{r2} \cdot 0,0505 + M_{Fa2} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r2} \cdot 124,77}{201} = \frac{66,52 \cdot 0,0505}{0,0707} = 47,51 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -R_{AY} \cdot 0,0707 - F_{r2} \cdot 0,0202 = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r2} \cdot 76,23}{201} = \frac{-66,52 \cdot 0,0202}{0,0707} = -19 \text{ Н}.$$

Проверка

$$\sum F_y = -R_{AY} - F_{r1} + R_{BY} = 0;$$

$$19 - 66,51 + 47,51 = 0.$$

Построим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости

$$M_A^Y = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M^Y = -R_{AY} \cdot 0,0505 = 8,82 \cdot 0,0505 = 0,95 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_B^Y = -F_{r2} \cdot 0,0202 - R_{AY} \cdot 0,707 + M_{Fa2} = -66,52 \cdot 0,00202 + 19 \cdot 0,0707 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D^X = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = -R_{BX} \cdot 0,0707 - F_{t2} \cdot 0,0505 = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{-F_{t2} \cdot 0,0505}{0,0707} = \frac{-320 \cdot 0,0505}{0,0707} = -228,57 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -R_{AX} \cdot 0,0707 + F_{t2} \cdot 0,0202 = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t2} \cdot 0,0202}{0,0707} = \frac{320 \cdot 0,0202}{0,0707} = 91,42 \text{ Н}.$$

Проверка

$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= -R_{AX} + F_{t2} + R_{BX} = 0 ; \\ -91,42 + 320 - 228,58 &= 0 .\end{aligned}$$

Построим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости

$$M_A^X = 0 \text{ Нм};$$

$$M_C^X = -R_{AX} \cdot 0,0505 = -91,42 \cdot 0,505 = -4,61 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\begin{aligned}M_B^X &= F_{t2} \cdot 0,0202 - R_{AX} \cdot 0,0707 = 320 \cdot 0,0202 - 91,42 \cdot \\ &0,0707 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};\end{aligned}$$

$$M_C^X = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем суммарные реакции опор и изгибающие моменты

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{91,42^2 + 19^2} = 93,37 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{228,57^2 + 47,51^2} = 233,45 \text{ Н};$$

$$M_B = \sqrt{M_{BX}^2 + M_{BY}^2} = \sqrt{0 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2} = \sqrt{4,61^2 + 0,95^2} = 4,70 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

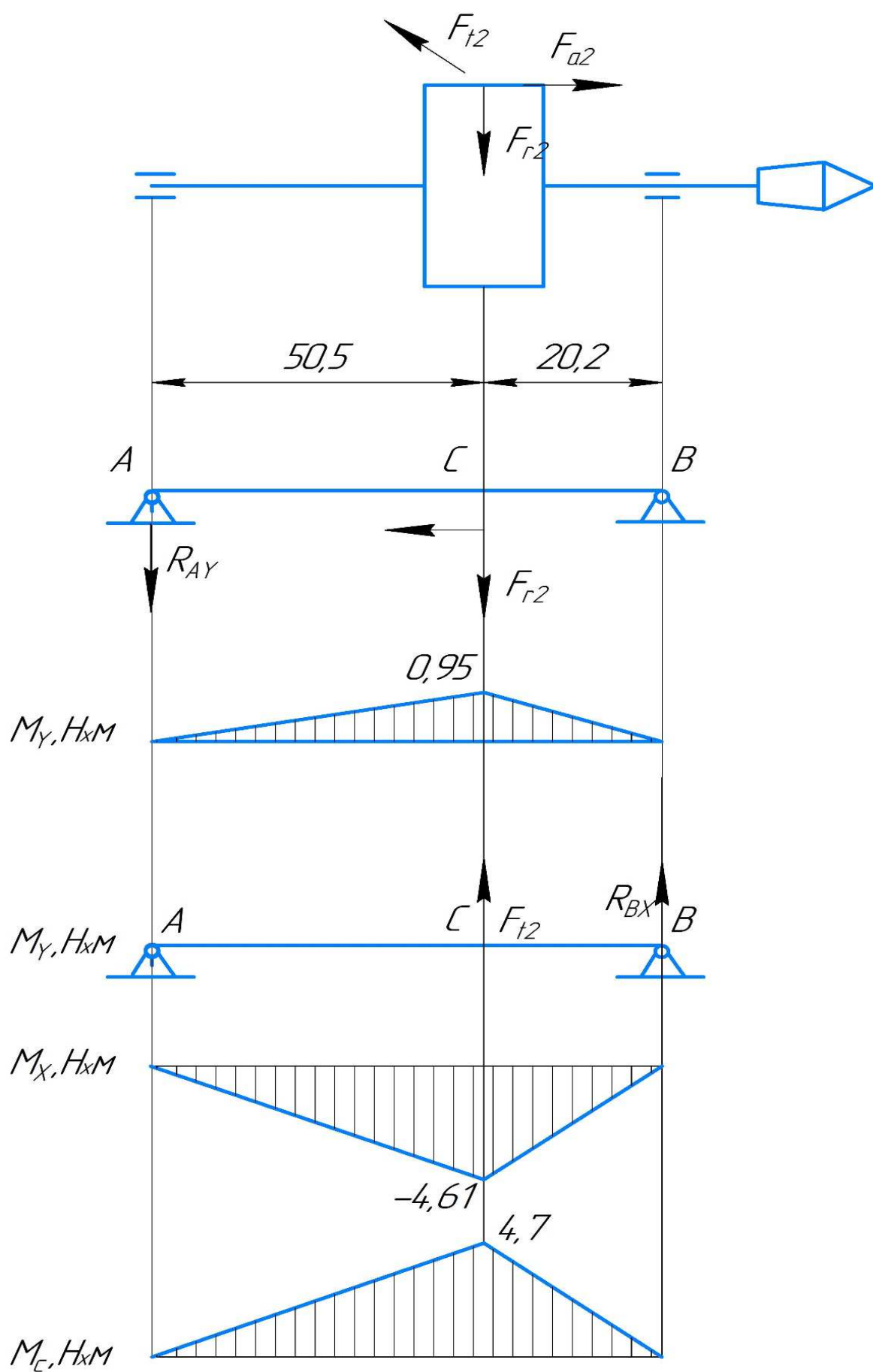
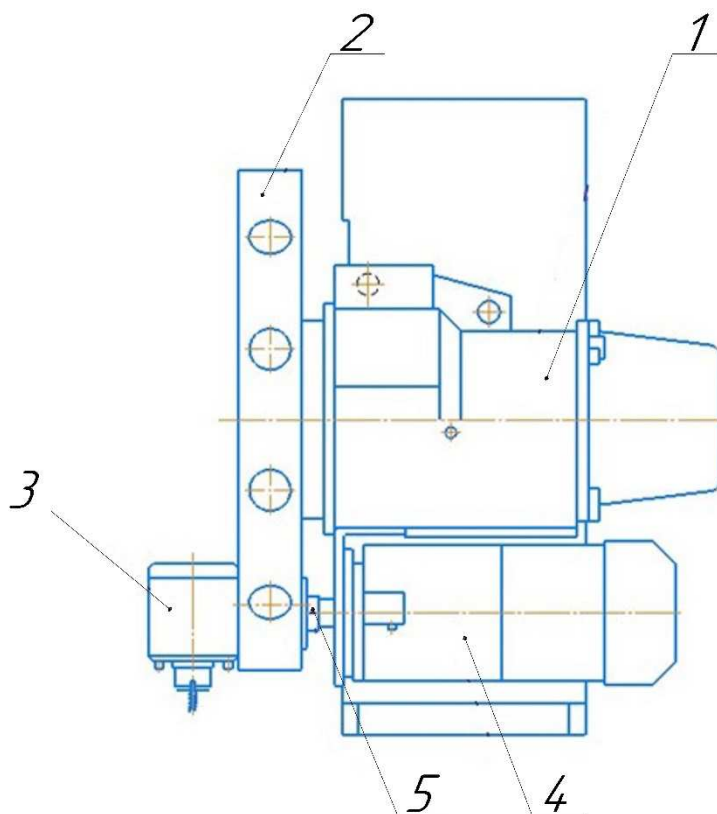


Рисунок 14– Расчётная схема тихоходного вала

2.3 Конструкция револьверной головки с фрезерным приводным блоком

Разработана конструкция револьверной головки с возможностью фрезерования концевой фрезой диаметром от 6 до 10 мм для токарного станка с ЧПУ модели 16Б16ФЗ, рисунок 15. За основу принята конструкция револьверной головки модели УГ9326, в которой инструменты размещены в инструментальном диске, имеющем возможность поворота в требуемую рабочую позицию по следующему циклу: исходное положение – снятие усилия и выход из зацепления полумуфт Хирта – поворот до требуемой позиции – предварительная фиксация и сцепление полумуфт Хирта с необходимым усилием. Контроль требуемого угла поворота полумуфты от электродвигателя через соответствующие передачи осуществляется энкодером.



1 – корпус револьверной головки с электродвигателем; 2 – инструментальный диск; 3, 4 соответственно корпус и электродвигатель приводного инструмента; 5 – муфта Хирта приводного инструмента.

Рисунок 15 – Револьверная головка с приводным инструментом

3Исследование работоспособности приводного фрезерного блока с использованием программного обеспечения SolidWorks

3.1 Особенности разработки трёхмерных моделей узлов технологического оборудования в программном обеспечении SolidWorks.

Разработка 3D-моделей является очень важным этапом проектирования, так как в последующем именно трехмерная модель изделия выступает в роли исходных данных для проведения расчетов, САЕ-анализа, выпуска конструкторской документации, создания технологических процессов, проектирования приспособлений, разработки управляющих программ для станков с ЧПУ и множества других проектных задач. Для получения качественного изделия 3D-модель должна быть максимально точной, проработанной до мельчайших подробностей, так как от этого напрямую зависит конечный результат.

Используя возможности программного моделирования, можно построить и создать трехмерные изделия различной степени сложности, формы, конфигурации, составлять из них сборки узлов и агрегатов, проводить прочностные расчеты спроектированных деталей, создавать анимации и фотореалистичные изображения конструкций узлов, оформлять качественные чертежи в соответствии с ЕСКД. Данным методом проектируются объекты машиностроения [17].

3.2 Разработка трёхмерной модели фрезерного приводного блока

Для оценки работоспособности привода вращения фрезы разработана его компьютерная модель в приложении Simulation программного обеспечения SolidWorks, рисунок 16 [18]. При этом привод вращения инструмента и его элементы были представлены в виде сборки трёхмерных

твёрдых деталей, к которым добавлены различные ограничения (крепления, соединения и др.). Для расчёта упругих деформаций переднего конца цанги крепления фрезы к ней могут прикладываться усилия резания, нагрузки от вращения неуравновешенных приводных элементов и др. При этом принимаются следующие допущения: прикладываемые нагрузки считаются статическими и не учитываются деформации, связанные с нагревом деталей [19].

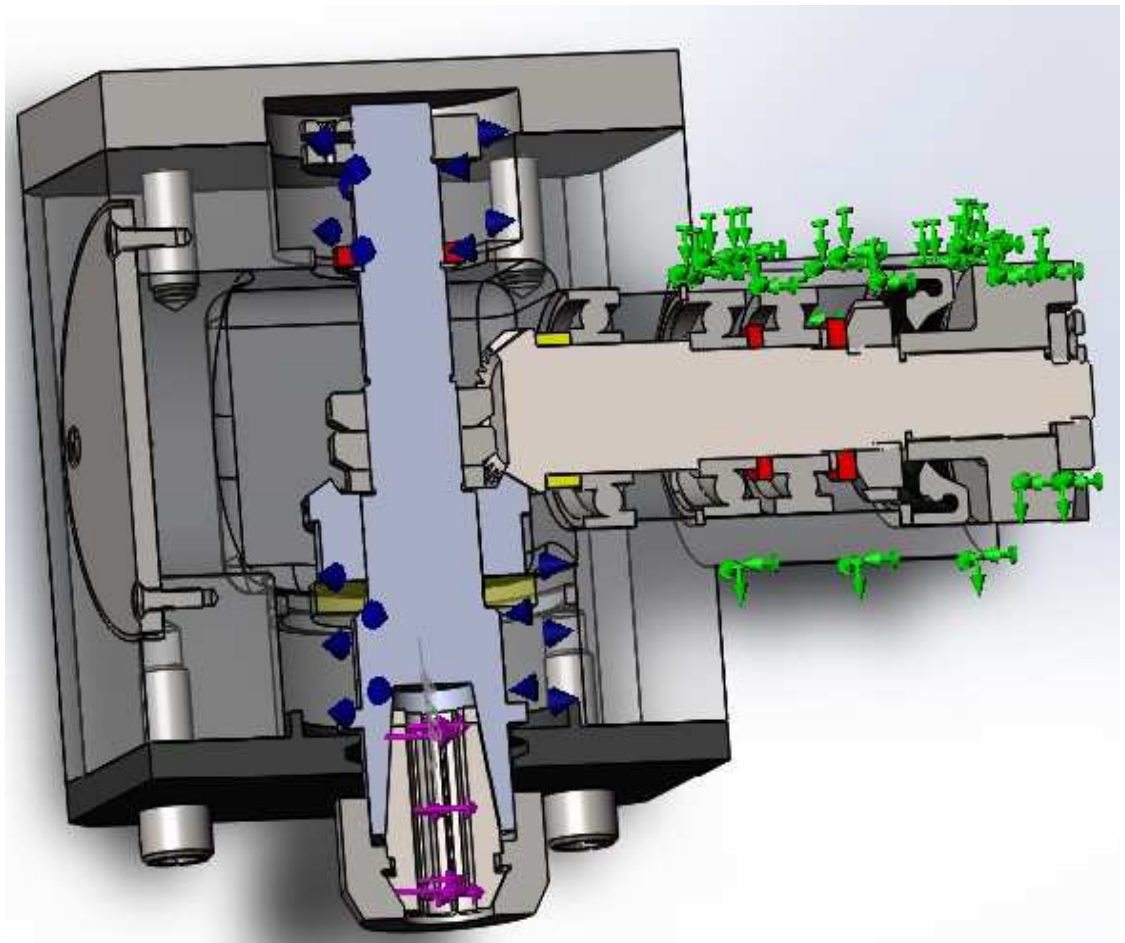


Рисунок 16 – Трёхмерная модель приводного инструмента.

3.3 Расчёт жёсткости подшипников

Радиальная жёсткость подшипника в узле[20, 21], Н/мкм,

$$J_r = \frac{F_r}{\delta_r};$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору, Н; δ_r – радиальная податливость (деформация) подшипника под нагрузкой, мкм;

$$\delta_r = \delta'_r + \delta''_r;$$

где δ'_r – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения, мкм; δ''_r – радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса, мкм.

Радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике:

$$\delta'_r = \beta \cdot \delta_{r0}, \text{ мкм};$$

где δ_{r0} – радиальное перемещение колец подшипника, мкм; β – коэффициент, учитывающий натяг или зазор в подшипнике.

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{Q_0^2}{D_w}}, \text{ мкм};$$

где Q_0 – усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения, Н; D_w – диаметр тела качения, мм.

$$Q_0 = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha}, \text{ Н};$$

Где i – число рядов тел качения; z – число тел качения в одном ряду; α – угол контакта, °.

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot P \cdot k}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right), \text{ мкм}.$$

где $k = (0,5 - 0,25) \cdot 10^{-3}$ (меньшие значения следует принимать при повышенной точности изготовления посадочных мест, при больших посадочных натягах, а также при установке подшипников на конусную шейку);

d , D и B – соответственно внутренний, наружный диаметры и ширина подшипника, мм.

Реакции в опорах

$$F_{rA} = \frac{P \cdot (a + l)}{l} = \frac{675 \cdot (38 + 70)}{70} = 1041 \text{ Н};$$

$$F_{rB} = \frac{P \cdot a}{l} = \frac{675 \cdot 38}{70} = 366 \text{ Н}.$$

Определяем радиальные жёсткости для первой группы подшипников

Опора А– подшипник шариковый радиально–упорный однорядный
66205

$$d = 25 \text{ мм}; D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; C_0 = 7,52 \text{ кН}; \alpha = 36^\circ.$$

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{5 \cdot 1041}{1 \cdot 12 \cdot \cos 36} = 536 \text{ Н}.$$

Определяем радиальное перемещение колец подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 36} \sqrt{\frac{536^2}{7,94}} = 16 \text{ мкм}.$$

Радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике

$$\delta'_r = 0,41 \cdot 13 = 6,5 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot 1041 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 25 \cdot 15} \cdot \left(1 + \frac{25}{52}\right) = 2,6 \text{ мкм}.$$

Определяем суммарную радиальную податливость

$$\delta_r = 6,5 + 2,6 = 9,1 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную жёсткость подшипника в опоре, Н/мкм,

$$J_r = \frac{1041}{9,1} = 114 \text{ Н/мкм}.$$

Опора В – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный
66302

$$d = 15 \text{ мм}; D = 42 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; C_0 = 6,7 \text{ кН}; \alpha = 36^\circ.$$

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{5 \cdot 366}{1 \cdot 8 \cdot \cos 36} = 282 \text{ Н}.$$

Определяем радиальное перемещение колец подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 36} \sqrt[3]{\frac{282^2}{7,94}} = 9,5 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике

$$\delta'_r = 0,41 \cdot 9,5 = 3,8 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot 366 \cdot 0,05 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 15 \cdot 13} \cdot \left(1 + \frac{15}{42}\right) = 1,6 \text{ мкм}.$$

Определяем суммарную радиальную податливость

$$\delta_r = 3,8 + 1,6 = 5,4 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную жёсткость подшипника в опоре, Н/мкм,

$$J_r = \frac{366}{5,4} = 67 \text{ Н/мкм}.$$

Определяем радиальные жёсткости для второй группы подшипников

Опора А – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 46205

$$d = 25 \text{ мм}; D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; C_0 = 8,34 \text{ кН}; \alpha = 26^\circ.$$

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{5 \cdot 1041}{1 \cdot 12 \cdot \cos 26} = 482 \text{ Н}.$$

Определяем радиальное перемещение колец подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 26} \sqrt[3]{\frac{482^2}{7,94}} = 13 \text{ мкм}.$$

Радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике

$$\delta'_r = 0,41 \cdot 13 = 5,3 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость

$$\delta_r'' = \frac{4 \cdot 1041 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 25 \cdot 15} \cdot \left(1 + \frac{25}{52}\right) = 2,6 \text{ мкм}.$$

Определяем суммарную радиальную податливость

$$\delta_r = 5,3 + 2,6 = 7,9 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную жёсткость подшипника в опоре, Н/мкм,

$$J_r = \frac{1041}{7,9} = 131 \text{ Н/мкм}.$$

Опора В – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 46302

$$d = 15 \text{ мм}; D = 42 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; C_0 = 7,1 \text{ кН}; \alpha = 26^\circ.$$

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{5 \cdot 366}{1 \cdot 8 \cdot \cos 26} = 254 \text{ Н}.$$

Определяем радиальное перемещение колец подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 26} \sqrt{\frac{254^2}{7,94}} = 8,9 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике

$$\delta_r' = 0,41 \cdot 8,9 = 3,6 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость

$$\delta_r'' = \frac{4 \cdot 366 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 15 \cdot 13} \cdot \left(1 + \frac{15}{42}\right) = 1,6 \text{ мкм}.$$

Определяем суммарную радиальную податливость

$$\delta_r = 3,6 + 1,6 = 5,2 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную жёсткость подшипника в опоре, Н/мкм,

$$J_r = \frac{366}{5,2} = 70 \text{ Н/мкм}.$$

Определяем радиальные жёсткости для третьей группы подшипников

Опора А– подшипник шариковый радиально-упорный однорядный
36205

$$d = 25 \text{ мм}; D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; C_0 = 9,1 \text{ кН}; \alpha = 12^\circ.$$

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{5 \cdot 1041}{1 \cdot 12 \cdot \cos 12} = 443 \text{ Н}.$$

Определяем радиальное перемещение колец подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 12} \sqrt[3]{\frac{443^2}{7,94}} = 11 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике

$$\delta'_r = 0,41 \cdot 11 = 4,5 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot 1041 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 25 \cdot 15} \cdot \left(1 + \frac{25}{52}\right) = 2,6 \text{ мкм}.$$

Определяем суммарную радиальную податливость

$$\delta_r = 4,5 + 2,6 = 7,1 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную жёсткость подшипника в опоре, Н/мкм,

$$J_r = \frac{1041}{7,1} = 146 \text{ Н/мкм}.$$

Опора В – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный
36302

$$d = 15 \text{ мм}; D = 42 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; C_0 = 6,85 \text{ кН}; \alpha = 12^\circ.$$

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{5 \cdot 366}{1 \cdot 8 \cdot \cos 12} = 233 \text{ Н}.$$

Определяем радиальное перемещение колец подшипника

$$\delta_{r0} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 12} \sqrt{\frac{233^2}{7,94}} = 7,7 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике

$$\delta'_r = 0,41 \cdot 7,7 = 3,1 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную податливость

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot 366 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 15 \cdot 13} \cdot \left(1 + \frac{15}{42}\right) = 1,6 \text{ мкм}.$$

Определяем суммарную радиальную податливость

$$\delta_r = 3,1 + 1,6 = 4,7 \text{ мкм}.$$

Определяем радиальную жёсткость подшипника в опоре, Н/мкм,

$$J_r = \frac{366}{4,7} = 78 \text{ Н/мкм}.$$

Осевая жёсткость подшипников, Н/мкм.

$$J_A = \frac{F_A + A_0}{\delta_a}, \text{ Н/мкм},$$

где F_A – осевое усилие;

A_0 – предварительный натяг;

δ_a осевое перемещение колец подшипника.

Предварительный натяг

$$A_0 = 10 \cdot d = 10 \cdot 25 = 250 \text{ Н},$$

где d – диаметр передней консоли шпинделя.

Перемещение колец подшипника определяется по формуле:

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{Q_0^2}{D_W}}, \text{ мкм},$$

где Q_0 – усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения.

Определяем усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения

$$Q_0 = \frac{F_a}{Z \cdot \sin \alpha}, \text{ Н}.$$

Определяем осевые жёсткости для первой группы подшипников

Опора А– подшипник шариковый радиально-упорный однорядный
66205

$$d = 25 \text{ мм}; D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; \alpha = 36^\circ.$$

$$Q_0 = \frac{1105}{12 \cdot \sin 36} = 156 \text{ Н}.$$

Определяем перемещение колец подшипника

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 36} \sqrt[3]{\frac{156^2}{7,94}} = 9,8 \text{ мкм}.$$

Определяем осевую жёсткость

$$J_A = \frac{1105 + 250}{9,8} = 138 \text{ Н/мкм}.$$

Опора В – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный
66302

$$d = 15 \text{ мм}; D = 42 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; C_0 = 7,1 \text{ кН}$$

$$Q_0 = \frac{1105}{8 \cdot \sin 36} = 234 \text{ Н}.$$

Определяем перемещение колец подшипника

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 36} \sqrt[3]{\frac{234^2}{7,94}} = 12 \text{ мкм}.$$

Определяем осевую жёсткость

$$J_A = \frac{1105 + 250}{12} = 112 \text{ Н/мкм}.$$

Определяем осевые жёсткости для второй группы подшипников

Опора А– подшипник шариковый радиально-упорный однорядный
46205

$$d = 25 \text{ мм}; D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}.$$

$$Q_0 = \frac{1105}{12 \cdot \sin 26} = 210, \text{ Н}.$$

Определяем перемещение колец подшипника

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 26} \sqrt{\frac{210^2}{7,94}} = 16 \text{ мкм}.$$

Определяем осевую жёсткость

$$J_A = \frac{1105 + 250}{16} = 84 \text{ Н/мкм}.$$

Опора В – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 46302

$d = 15 \text{ мм}; D = 42 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; C_0 = 7,1 \text{ кН}; \alpha = 26^\circ.$

$$Q_0 = \frac{1105}{8 \cdot \sin 26} = 315 \text{ Н}.$$

Определяем перемещение колец подшипника

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 26} \sqrt{\frac{315^2}{7,94}} = 21 \text{ мкм}.$$

Определяем осевую жёсткость

$$J_A = \frac{1105 + 250}{21} = 64 \text{ Н/мкм}.$$

Определяем осевые жёсткости для третьей группы подшипников

Опора А – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 36205

$d = 25 \text{ мм}; D = 52 \text{ мм}; B = 15 \text{ мм}; \alpha = 12^\circ.$

$$Q_0 = \frac{1105}{12 \cdot \sin 12} = 442 \text{ Н}.$$

Определяем перемещение колец подшипника

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 12} \sqrt{\frac{442^2}{7,94}} = 55 \text{ мкм}.$$

Определяем осевую жёсткость

$$J_A = \frac{1105 + 250}{55} = 24 \text{ Н/мкм}.$$

Опора В – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 36302

$$d = 15 \text{ мм}; D = 42 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; C_0 = 6,85 \text{ кН}; \alpha = 12^\circ$$

$$Q_0 = \frac{1105}{8 \cdot \sin 12} = 664 \text{ Н}.$$

Определяем перемещение колец подшипника

$$\delta_a = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 12} \sqrt{\frac{664^2}{7,94}} = 73 \text{ мкм}.$$

Определяем осевую жёсткость

$$J_A = \frac{1105 + 250}{73} = 18,5 \text{ Н/мкм}.$$

В таблице 2 приведены результаты радиальных жёсткостей.

Передняя опора		Задняя опора	
Типоразмер подшипника	Радиальная жёсткость, Н/мкм	Типоразмер подшипника	Радиальная жёсткость, Н/мкм
66205	114	66302	67
46205	131	46302	70
36205	146	36302	78

В таблице 3 приведены результаты осевых жёсткостей.

Передняя опора		Задняя опора	
Типоразмер подшипника	Осевая жёсткость, Н/мкм	Типоразмер подшипника	Осевая жёсткость, Н/мкм
66205	138	66302	112
46205	84	46302	64
36205	24	36302	18

3.4 Результаты исследований фрезерного приводного блока

Был проведён расчёт величин упругих деформаций переднего конца цанги, в месте крепления фрезы от радиальной и осевой составляющих усилия резания при фрезеровании быстрорежущей концевой фрезой диаметром 10 мм шпоночного паза глубиной 6 мм за два прохода фрезы на валу, изготовленного из стали 45.

В таблице 4 приведены расчёты величин упругих деформаций от радиальной составляющей силы резания (рисунок 17) при установке в шпиндельных опорах различных типоразмеров шариковых радиально-упорных однорядных подшипников качения.

Таблица 4– Величины упругих деформаций переднего конца цанги при радиальном нагружении

Передняя опора		Задняя опора		Величина деформаций, мкм
Типоразмер подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	Типоразмер подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	
66205	36	66302	36	46
46205	26	46302	26	43
36205	12	36302	12	42

В таблице 5 приведены расчёты величин упругих деформаций от осевой составляющей силы резания (рисунок 18) при установке в шпиндельных опорах различных типоразмеров шариковых радиально-упорных однорядных подшипников качения.

Таблица 5– Величины упругих деформаций переднего конца цанги при осевом нагружении

Передняя опора		Задняя опора		Величина деформаций, мкм
Типоразмер подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	Типоразмер подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	
66205	36	66302	36	40
46205	26	46302	26	58
36205	12	36302	12	171

В таблице 6 приведены расчёты величин упругих деформаций от радиальной и осевой составляющих сил резания (рисунок 19) при установке в шпиндельных опорах различных типоразмеров шариковых радиально-упорных однорядных подшипников качения.

Таблица 6– Величины упругих деформаций переднего конца цанги при осевом и радиальном нагружении

Передняя опора		Задняя опора		Величина деформаций, мкм
Типоразмер подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	Типоразмер подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	
66205	36	66302	36	59
46205	26	46302	26	72
36205	12	36302	12	176

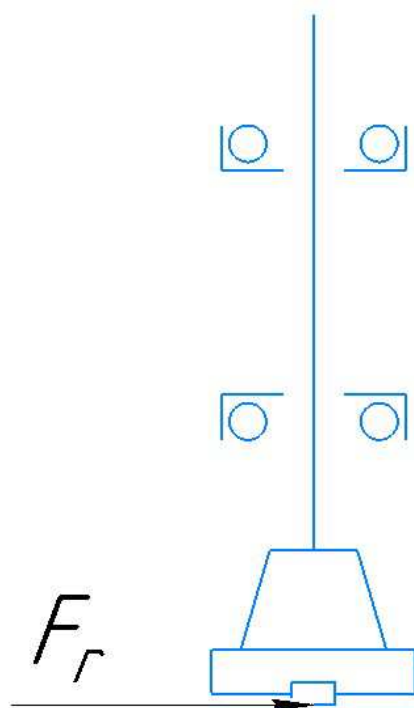


Рисунок 17 – Схема нагружения при радиальной составляющей силы резания

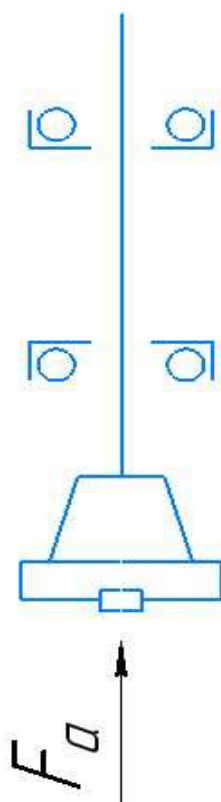


Рисунок 18 – Схема нагружения при осевой составляющей силы резания

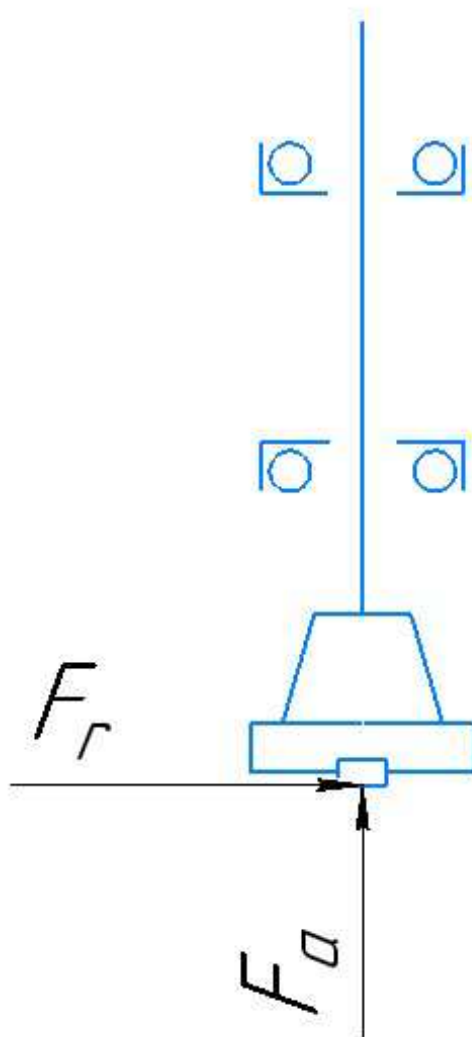


Рисунок 19 – Схема нагружения при осевой и радиальной составляющих сил резания

3.5 Рекомендации по совершенствованию конструкции фрезерного приводного блока

Жёсткость шпиндельного узла зависит от жёсткости самого шпинделя, его опор и при наличии приспособления для крепления инструмента или заготовки. Для того чтобы повысить жёсткость шпиндельного узла, надо составить его баланс жёсткости, т.е. определить, какой элемент из вышеперечисленных наибольшим образом влияет на податливость

шпиндельного узла[22]. Для этого необходимо экспериментально или теоретически определить смещения в каждом из этих элементов. Одним из важнейших элементов, которые могут оказывать значительные влияния на жёсткость шпиндельного узла, являются его опоры. Обычно при разработке трёхмерных моделей шпиндельного узла, жёсткости опор (подшипников) представляются несколько упрощённо. Комплексные опоры из нескольких подшипников моделируются одной или двумя пружинами. Предложено при разработке трёхмерных моделей жёсткость подшипников определять по контактными смещениями тел качения в дорожках наружного и внутреннего кольца. В разработанной конструкции фрезерного приводного блока наиболее податливым звеном являются опоры шпинделя. Исследовались подшипники следующих марок: шариковый радиально-упорный однорядный 66205, шариковый радиально-упорный однорядный 46205, шариковый радиально-упорный однорядный 36205, шариковый радиально-упорный однорядный 66302, шариковый радиально-упорный однорядный 36302, шариковый радиально-упорный однорядный 46302. Проведённые исследования при радиальном нагружении переднего конца цапг с использованием различных типов подшипников в передней и задней опорах показали следующее: 1) при установке подшипников радиально-упорных однорядных шариковых 66205 в передней опоре и 66302 в задней опоре перемещения переднего конца шпинделя составляет 46 мкм, 89% которых приходятся на опоры 2) при размещении подшипников радиально-упорных однорядных шариковых 46205 в передней опоре и 46302 в задней опоре перемещения переднего конца шпинделя составляет 43 мкм., 84% которых приходятся на опоры 3) при размещении подшипников радиально-упорных однорядных шариковых 36205 в передней опоре и 36302 в задней опоре перемещения переднего конца шпинделя составляет 42 мкм., 83% которых приходятся на опоры.

Следовательно, около 85% величин деформаций при радиальном нагружении определяют смещения в опорах шпинделя, а 15% – его изгиб и наклон.

Проведённые исследования при радиальном и осевом нагружении показали следующее: 1) при установке подшипников радиально-упорных однорядных шариковых 66205 в передней опоре и 66302 в задней опоре результирующее перемещение переднего конца шпинделя составляет 59 мкм. 2) при размещении подшипников радиально-упорных однорядных шариковых 46205 в передней опоре и 46302 в задней опоре результирующее перемещение переднего конца шпинделя составляет 72 мкм. 3) при размещении подшипников радиально-упорных однорядных шариковых 36205 в передней опоре и 36302 в задней опоре результирующее перемещение переднего конца шпинделя составляет 176 мкм.

По полученным результатам можно сделать вывод, что при увеличении угла контакта тела качения с дорожками качения незначительно изменяется радиальная жёсткость, но во много раз возрастает осевая жёсткость. Следовательно, для увеличения жёсткости шпиндельного узла, следует принять подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 66205 в передней опоре и шариковый радиально-упорный однорядный 66302 в задней опоре, т. к. при использовании данных типов подшипников перемещение переднего конца цанги приводного фрезерного блока будет минимально, что в значительной степени повлияет на точность обработки.

Методика выбора подшипников

- 1) Определяем жёсткости каждого подшипника.
- 2) Исключаем подшипники из расчёта на статический анализ, выбираем крепление подшипника, указываем место крепления подшипника по внутреннему и внешнему диаметру, после указываем осевые и радиальные жёсткости подшипников, которые необходимо исследовать.

- 3) Прикладываем усилия резания на передний конец цанги приводного инструмента.
- 4) Запускаем расчёт и снимаем значения перемещений при использовании различных типов подшипников в передней и задней опорах.
- 5) По полученным результатам выбираем подшипники, при которых перемещение переднего конца цанги будет минимально.

Выводы

В ходе выполнения магистерской диссертации получены следующие результаты:

- разработана конструкция револьверной головки с приводным инструментом;
- произведены кинематические и силовые расчёты приводного фрезерного инструмента;
- разработан чертёж и 3Д модель привода вращения фрезы;
- проведён анализ влияния жёсткости подшипников разных типов на величину упругих деформаций;
- разработана методика выбора подшипников.

По результатам исследований было установлено, что при увеличении угла контакта тел качения с дорожками качения подшипников, осевая жёсткость возрастает в несколько раз, при этом несущественно изменяется радиальная жёсткость. В программном обеспечении SolidWorksSimulation оценили влияние жёсткости подшипников на величину перемещения переднего конца цанги фрезерного приводного блока. Подшипники с меньшими углами контакта, следовательно с меньшими осевыми жёсткостями, не следует устанавливать в шпиндельный узел фрезерного приводного блока, т. к. точность обработки значительно снизится.

Библиографический список литературы

- 1) Пини Б.Е., Максимов Ю.В., Лебедев П.А. О револьверных головках токарных станков с дополнительным приводом вращения осевых инструментов // Известия МГТУ «МАМИ». Том 2, № 1(15), 2013, с. 366-370 с.
- 2) Возможности токарных станков с ЧПУ с приводным инструментом: <http://cncpower.ru/articles.php?nid=38>.
- 3) Револьверные головки с приводным инструментом для вертикальных обрабатывающих центров: [http:// www.pragati.ru/ img/ wysiwyg / Golovki _ s_Privodnym_instrumentom_PRAGATI.pdf](http://www.pragati.ru/img/wysiwyg/Golovki_s_Privodnym_instrumentom_PRAGATI.pdf).
- 4) Револьверная головка станка с ЧПУ: [https://www.axissteel.ru/revolvernaya-golovka – stanka](https://www.axissteel.ru/revolvernaya-golovka-stanka).
- 5) МОДУЛЬНОЕ ПРИВОДНО-ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОСЕВОЙ СИСТЕМЫ: <https://finvalparts.ru/catalogs/duplomatic/MDT.pdf>.
- 6) Револьверные головки baruffaldi с сервоприводом серии TBMR ВМТ: <https://osnastik.ru/d/revolvrnye-golovki-baruffaldi--tbmr-bmtseriya.pdf>
- 7) Револьверные головки baruffaldi с сервоприводом серии ТВМА: <https://osnastik.ru/d/revolvrnye-golovki-baruffaldi--tbma.pdf>.
- 8) ГОЛОВКА АВТОМАТИЧЕСКАЯ 8 ПОЗИЦИОННАЯ УГ9326. Руководство по эксплуатации УГ9326.0000.000 РЭ. СТАНК ИМПОРТ. Москва, 2002. – 23с.
- 9) Основы машиностроения: <http://osntm.ru/frezerowanie.html>.
- 10) РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ. КУРСОВОЕ И ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ / В.В. Марков, А.В. Сметанников, П.И. Кискеев, Л.И. Лебедева, Д.А. Ветчинников. Орёл, 2010.
- 11) ОСНОВЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ. Учебное пособие / Е. А. ТИХОНОВ, А. В. РОДИОНОВ, Р. А. ВЕРБАХОВСКАЯ, О. Н. БУРМИСТРОВА. Ухта, 2013. – 7с.

- 12) Выборы расчёт частотного преобразователя:
<https://gekoms.org/2020/04/09/vybor-i-raschet-chastotnogo-preobrazovatelya>.
- 13) ДЕТАЛИ МАШИН / Курсовое проектирование / издание 5 – е дополненное. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Москва «Машиностроение», 2004.
- 14) КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ / Д.В. Чернилевский. Москва «ВЫСШАЯ ШКОЛА», 1980. – 43с.
- 15) РАСЧЕТ ВАЛА на прочность, жесткость и поперечные колебания / Методические указания к выполнению расчетно-графических работ. З.А. Волкова, доц., канд. техн. наук. Архангельск. 2010.
- 16) МЕХАНИКА. ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА / РАСЧЁТ ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ. А. Р. Ляндзберг, Н.И. Надольская. Петропавловск – Камчатский. 2008.–20с.
- 17) Новоселова Ю.И., Пауков А.М., Шерышев М.А., Акимов К.В., Диканова Н.С./3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ В CAD-СИСТЕМАХ НА ПРИМЕРЕ ПРОГРАММЫ SOLID WORKS // Успехи в химии и химической технологии. ТОМ XXXII. 2018. №6, с.120-122.
- 18) Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский [и др.] – СПб.: БХВ-Петербург, 2008.-1040 с.
- 19) Компьютерное моделирование станочного оборудования для оценки его работоспособности / А. В. Липов, Г. С. Большаков, П.Г. Павловский, Р. И. Мамин // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. №4 (24), 2017, с. 143-154.
- 20) Подшипники качения. Расчёт, проектирование и обслуживание опор. Справочник / Перель Л.Я. Москва «Машиностроение» 1983.
- 21) Расчет и конструирование станков. Конструирование станков и средств автоматизации / Д. С. Галюжин, И. Д. Камчицкая. Могилев, 2019. – 47с.

22) РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ С ОПОРАМИ КАЧЕНИЯ. Учебное
пособие/ Кирилин Ю.В., А.В. Шестернинов. Ульяновск, 2008.

ПРИЛОЖЕНИЕ А Научная публикация

ПРИЛОЖЕНИЕ Б Презентация