

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Аэрокосмический институт

Кафедра технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков  
и комплексов

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА**


Направление подготовки: 15.03.06 Мехатроника и робототехника

**Проект модернизации токарно-винторезного станка  
модели 1А616**

Пояснительная записка


ОГУ 15.03.06. 1120. 057 ПЗ

Заведующий кафедрой  
д-р. техн. наук, профессор

  
\_\_\_\_\_ 12.06.2020  
подпись, дата


А.Н. Поляков

Руководитель  
канд. техн. наук, доцент

  
\_\_\_\_\_ 12.06.2020  
подпись, дата

И.П. Никитина


Студент

  
\_\_\_\_\_ 12.06.2020  
подпись, дата

А.А. Зинченко

Оренбург 2020

У т в е р ж д а ю:  
Заведующий кафедрой технологии  
машиностроения, металлообрабатывающих  
станков и комплексов

 Поляков А.Н.  
« 07 » 10 2019 г.

## ЗАДАНИЕ

### на выполнение выпускной квалификационной работы

Студенту	<b>Зинченко Андрею Андреевичу</b>
фамилия, имя, отчество	
1 Тема ВКР	Проект модернизации токарно-винторезного станка модели 1А616
2 Срок сдачи студентом ВКР	« 20 » июня 2020 г
3 Цель и задачи ВКР	Целью проекта является повышение производительности станка и расширение его технологических возможностей. Задачи: произвести обзор возможных модернизаций токарно-револьверных станков; произвести подбор режимов резания; модернизацию привода главного движения; конструирование револьверной головки; конструирование пневматической задней бабки; конструирование колонны; произвести инженерный анализ несущей системы станка; произвести расчет технико-экономических показателей.
4 Исходные данные к ВКР	Паспортные данные станка модели 1А616, схемы и описание комплектующих узлов, программное обеспечение проекта, чертёж детали
5 Перечень вопросов, подлежащих разработке:	Аннотация. Содержание. Введение
5.1 Обзор состояния вопроса и постановка задачи	
5.1.1 Особенности конструкций токарно-револьверных станков	
5.1.2 Виды выполняемых на токарно-револьверном станке операций	
5.1.3 Описание базового станка	
5.1.4 Вывод и постановка задачи	
5.2 Конструкторская часть	
5.2.1 Режимы резания	
5.2.2 компоновка проектируемого станка	
5.2.3 Кинематический расчёт привода с бесступенчатым регулированием	
5.2.3.1 Выбор структуры привода	
5.2.3.2 Кинематический расчёт	
5.2.3.3 Построение графика частот вращения	
5.2.4 Силовой расчёт привода	
5.2.4.1 Расчет зубчатых передач	
5.2.4.2 Расчет ремённых передач	
5.2.4.3 Расчёт валов	
5.2.4.4 Расчет и подбор подшипников коробки скоростей	
5.2.4.5 Расчет шлицевых соединений коробки скоростей	
5.2.4.6 Расчет шпонок коробки скоростей	
5.2.4.7 Расчет шпиндельного узла	
5.2.4.7.1 Расчёт шпинделя	
5.2.4.7.2 Расчёт подшипников шпинделя	
5.2.4.7.3 Расчёт шпоночных соединений шпинделя	
5.2.4.8 Подбор уплотнений	

5.2.4.9	Выбор и обоснование посадок	
5.2.4.10	Устройство перемещения блока колёс	
5.2.4.11	Датчик шпинделя	
5.2.5	Проектирование задней бабки	
5.2.6	Проектирование колонны	
5.2.7	Проектирование револьверной головки	
5.2.8	Линейные датчики	
5.2.9	Направляющие, защита направляющих и шарико-винтовой передачи	
5.3	Исследовательская часть	
5.3.1	Статический расчёт несущей системы станка	
5.3.2	Модальный анализ несущей системы станка	
5.3.3	Гармонический расчёт несущей системы станка	
5.3.4	Тепловой расчёт несущей системы станка	
5.3.5	Термодеформационный расчёт несущей системы станка	
5.3.6	Тепловой расчёт шпиндельного узла	
5.4	Расчет технико-экономических показателей	
	Заключение.	
	Список используемых источников	
	Приложения	
6	Перечень графического (иллюстративного) материала	
6.1	Вид общий	A1×1
6.2	Схема кинематическая	A1×1
6.3	Развёртка коробки скоростей	A1×1
6.4	Свёртка коробки скоростей	A1×1
6.5	Головка револьверная	A1×1
6.6	Колонна	A1×1
6.7	Бабка задняя	A1×1
6.8	Узел шпиндельный	A1×1
6.9	Результаты модального и динамического анализа	A1×1
6.10	Результаты статического и теплового анализа несущей системы станка и шпинделя	A1×1
6.11	Показатели технико-экономические	A1×1
7	Консультанты, с указанием относящихся к ним разделам ВКР	
7.1	Исследовательская часть	Каменев С.В.

Дата выдачи и получения задания

Руководитель ВКР « 07 » 10 2019 г.

  
подпись

И.П. Никитина  
инициалы, фамилия

Студент « 07 » 10 2019 г.

  
подпись

А.А. Зинченко  
инициалы, фамилия

Дата выполнения студентом задания консультанта

Исследовательская часть « 12 » 06 2020 г.

  
подпись

С.В. Каменев  
инициалы, фамилия





## Аннотация

В работе представлен проект токарно-фрезерного станка с ЧПУ на базе универсального токарного станка модели 1А616. Проект использует современные методики компьютерного проектирования и моделирования сложных систем. Для решения сложных задач проектирования и моделирования использованы различные модули известных систем проектирования Autodesk Inventor, КОМПАС-3D, Autodesk Fusion 360. Для формирования исходных данных на проектирование был произведён выбор режимов резания, удовлетворяющих прогрессивным критериям обработки. Это позволило выбрать регулируемый электродвигатель и произвести кинематический расчёт привода главного движения, использующего автоматическую коробку скоростей. Для расширения токарных переходов и реализации фрезерных функций была спроектирована револьверная головка и новые базовые детали конструкции. Для станка спроектированы кабинетная система защиты и стружкоуборочный конвейер.

Несущая система станка, включая шпиндельный узел, спроектирована по результатам проведенного инженерного анализа в САЕ-системе Ansys.

Проект содержит большое количество конструкций в 2D и 3D-исполнении, результаты расчетов в Autodesk Inventor и Ansys.

В пояснительной записке содержится 184 страницы, в том числе 153 рисунка, 46 таблиц, 20 источников, 2 приложения; графический материал представлен на 11 листах формата А1 (в записке чертежи представлены в Приложении А).

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057 ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Проект модернизации токарно-винторезного станка модели 1А616	Лит.	Лист	Листов		
Разраб.		Зинченко А.А.		12.06.20		В	К	Р	3	177
Пров.		Никитина И.П.		12.06.20		16МР(ба)Мех				
Н. контр.		Каменев С.В.		12.06.20						
Зав.каф.		Поляков С.В.		12.06.20						

## Содержание

Введение	6
1 Обзор состояния вопроса и постановка задачи	7
1.1 Особенности конструкций токарно-револьверных станков	8
1.2 Виды выполняемых на токарно-револьверном станке операций	12
1.3 Описание базового станка	13
1.4 Пути модернизации	16
1.5 Вывод и постановка задачи	18
2 Конструкторская часть	19
2.1 Режимы резания	19
2.2 Компоновка проектируемого станка	22
2.3 Кинематический расчёт привода с бесступенчатым регулированием	23
2.3.1 Выбор структуры привода	23
2.3.2 Кинематический расчёт	24
2.4 Силовой расчёт привода	34
2.4.1 Расчет зубчатых передач	34
2.4.2 Расчет ремённых передач	39
2.4.3 Расчёт валов	42
2.4.4 Расчет и подбор подшипников коробки скоростей	46
2.4.5 Расчет шлицевых соединений коробки скоростей	52
2.4.6 Расчет шпонок коробки скоростей	54
2.4.7 Расчет шпиндельного узла	56
2.4.8 Подбор уплотнений	63
2.4.9 Выбор и обоснование посадок	64
2.4.10 Устройство перемещения блока колёс	68
2.4.11 Датчик шпинделя	71
2.5 Проектирование задней бабки	72
2.5.1 Расчёт пневмоцилиндра	74
2.6 Проектирование колонны	76
2.6.1 Расчёт параметров шарико–винтовой передачи	78
2.6.2 Расчёт ременной передачи с передаточным отношением 1	89
2.7 Проектирование револьверной головки	90
2.7.5 Расчёт и подбор шпонок	113
2.7.6 Датчик	115
2.7.7 Герконовый датчик	116
2.8 Линейные датчики	117
2.9 Направляющие, защита направляющих и ШВП	118
3 Исследовательская часть	124
3.1 Статический расчёт несущей системы станка	124
3.2 Модальный анализ несущей системы станка	126
3.3 Гармонический расчёт несущей системы станка	131
3.4 Тепловой расчет несущей системы станка	133
3.4.1 Тепловой расчет несущей системы станка (стационарный)	133
3.4.2 Тепловой расчет несущей системы станка (нестационарный)	135

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4



## Введение

Экономика является важнейшим элементом страны, одним из условий её развития является высокоразвитый машиностроительный комплекс.

Особое место в отрасли машиностроения и металлообработки занимает станкоинструментальная промышленность, которая поставляя технологическое оборудование, обеспечивает внедрение достижений научно-технического прогресса в области технологий.

С 80-х годов прошлого века, машиностроительное производства начинает использовать всё более высокотехнологичное оборудование такие как: мехатронные системы, к которым относят станки с ЧПУ.

Данные системы отличаются высокой производительностью и степенью автоматизации.

Токарные станки составляют значительную долю в общем объеме металлорежущего оборудования. Поэтому развитие токарного оборудование, в которое входит увеличение технологических возможностей и производительности, является первостепенной задачей для экономики.

Эту задачу можно решить модернизацией конструкций станков и отдельных его элементов. Среди которых можно выделить:

Приводы главного движения и подачи, к ним относятся: увеличение жёсткости, повышение точности вращения валов, шпиндельных узлов. Станки должны обеспечивать высокую производительность.

А также бесступенчатое регулирование привода главного движения для более точного задания режимов резания, следствием чего является повышения точности обработки заготовок. Приводы главного движения должны обеспечивать необходимую мощность резания, сохранять её постоянство, обеспечивать возможность регулирования с заданной частотой вращения, а также постоянство крутящего момента, обладать высоким КПД, высокой надёжностью, простотой обслуживания и иметь малые габаритные размеры.

Расширение функциональных возможностей токарных станков с помощью revolverных головок, которые могут выполнить почти всё многообразие токарных технологических операций, также при использовании приводного инструмента возможны и фрезерные операции. Помимо этого, ведение дополнительной координаты для обработки, обеспечивает дополнительные возможности.

Из выше описанного можно сделать вывод, что в настоящее время наиболее перспективными и востребованными путями модернизации станков токарной группы являются повышение их производительности, точности и надёжности.

Целью данного дипломного проекта является повышение производительности и технологических возможностей токарно-винторезного станка с ЧПУ модели 1А616.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

# 1 Обзор состояния вопроса и постановка задачи

Токарный станки на протяжении многих лет составляют значительную часть производственного оборудования. По статистике свыше 50% всех выпускаемых изделий проходят через токарные операции. За последние десятилетия этот процент увеличивается — на данный момент, когда станки всё больше оснащают системами числового программного управления (ЧПУ). Токарные станки приобретают всё больший спрос на рынке.

Токарный станок — это станок предназначенный для обработки заготовок при помощи резания, представляющие собой тела вращения. Материалом заготовок чаще всего являются металл, древесина и другие. На токарных станках выполняют такие работы как: точение, расточка цилиндрических, конических и фасонных поверхностей, нарезание резьбы, подрезку и обработку торцов, сверление, зенкерование и развёртывание отверстий.

Виды обработки на токарном станке: черновая, получистовая и чистовая.

Заготовка передаётся момент от шпинделя, который является основным узлом, он зажимает заготовку при помощи дополнительного приспособления, и вращается вместе с ней, в качестве режущего инструмента используется резец — который перемещается совместно с суппортом от ходового вала, винта или привода подачи.

Доля станочного парка включает, согласно классификации Экспериментального НИИ металлорежущих станков, девять типов станков, отличающихся по назначению, конструктивной компоновке, степени автоматизации и другим признакам.

Для расширения технологических возможностей оборудования, на станках применяют дополнительные устройства (для фрезерования, шлифования, сверления и другие).

Все станки принято делить на девять групп. Токарные относятся к первой группе, которая имеет 9 типов:

- 1 Одношпиндельные автоматы и полуавтоматы;
- 2 Многошпиндельные автоматы и полуавтоматы;
- 3 Токарно-револьверные;
- 4 Токарно-отрезные;
- 5 Токарно-карусельные;
- 6 Токарные, токарно-винторезные, токарно-лобовые;
- 7 Многорезцовые, токарно-полировальные;
- 8 Специализированные;
- 9 Специальные.

Различают пять степеней точности станков:

- 1) нормальную – Н;
- 2) повышенную – П;
- 3) высокую – В;
- 4) особо высокую – А;

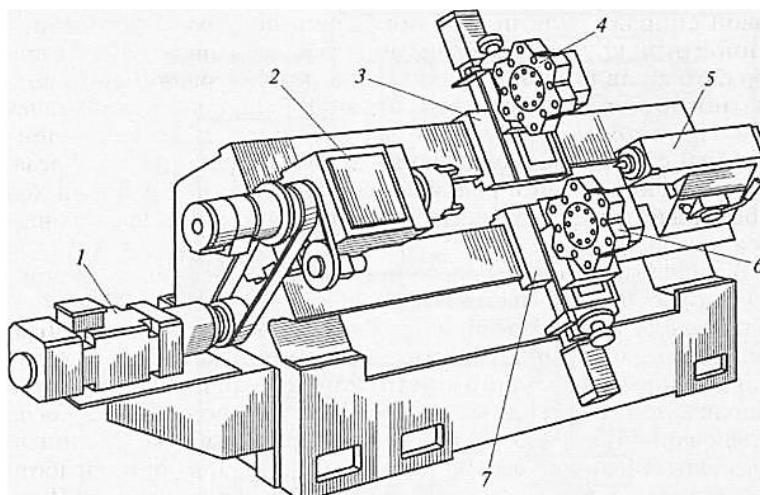
										Лист
										7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



5) особую – С.

## 1.1 Особенности конструкций токарно-револьверных станков

Для большого спектра деталей, типа тела вращения в подавляющем большинстве используют токарно-револьверный станок. Отличительной особенностью его конструкции является наличие дополнительного модуля, который способен нести различные инструменты для целого ряда технологических операций (точение, сверление, зенкерование, а также фрезерование при использовании приводного инструмента). Этим модулем является многопозиционная (обычно от 6 до 24 позиций) поворотная головка. Которая способна сменять инструмент на тот который необходим в данной операции. В дополнение ко всему эти устройства оснащаются системой ЧПУ. Данные станки применяют в тех случаях, когда в технологическом процессе присутствует смена рабочих инструментов.



1 — двигатель; 2 — шпиндельная бабка; 3 — верхний продольно-поперечный суппорт, 4 — револьверная головка верхнего суппорта; 5 — задняя бабка; 6 — револьверная головка нижнего суппорта; 7 — нижний продольно-поперечный суппорт станка

Рисунок 1.1 – Основные элементы револьверно-токарного станка

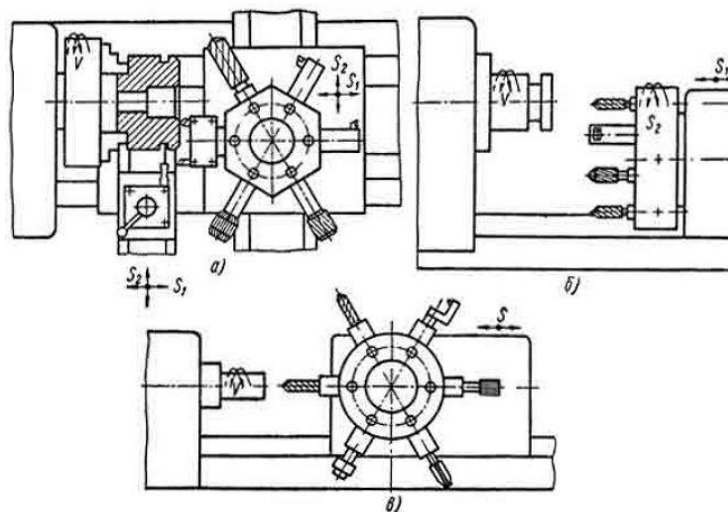
Станки имеющие револьверную головку, произведённые в России можно классифицировать:

- по типу обрабатываемых деталей такие устройства подразделяются на модели для прутковых или патронных работ;
- по расположению оси, в которой находится револьверная головка, станки делят на горизонтальные, вертикальные и наклонные.

В дополнение ко всему такие станки оснащаются трех- или четырехкулачковыми патронами, чаще всего имеющие пневмо- или

						ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			8

гидропривод, что увеличивает производительность, за счёт сокращения вспомогательного времени.



а - револьверная головка с вертикальной осью вращения, б - револьверная головка с горизонтальной осью вращения параллельной оси шпинделя, в - револьверная головка с горизонтальной осью вращения перпендикулярной оси шпинделя

Рисунок 1.2 – Виды револьверных головок



Рисунок 1.3 – Станок Goodway GS–260MS

На рисунке 1.3 представлен токарный четырёх координатный станок GS–260MS фирмы Goodway. Токарно-револьверные станки этой серии конструировались с целью удовлетворения самых высоких требований современного производства. В них сочетаются такие свойства, как высокая жесткость конструкции, которая является определяющим фактором влияющим на точность, также станок обладает большой мощностью главного привода, высокой технологической гибкостью и производительностью.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Данный станок имеет наклонную станину для размещения револьверных головок, а также направляющие скольжения с большой площадью соприкосновения, что позволяет увеличить жесткость системы.



Рисунок 1.4 – Станок CTX alpha 500

На рисунке 1.4 представлен токарный четырёх координатный станок CTX alpha 500 фирмы DMG MORI. Он обладает высокоточной револьверной головкой которая имеет частоту вращения электропривода 5000 об/мин для комплексной обработки. Так же точность достигается благодаря полностью литой станине и установкой шариковинтовых передач с предварительным натягом. Тепловые деформации компенсируются за счёт специальной системы охлаждения, которая изменяет интенсивность своего воздействия, исходя из превышения контрольных значений температуры не только всей системы, но и её отдельных частей

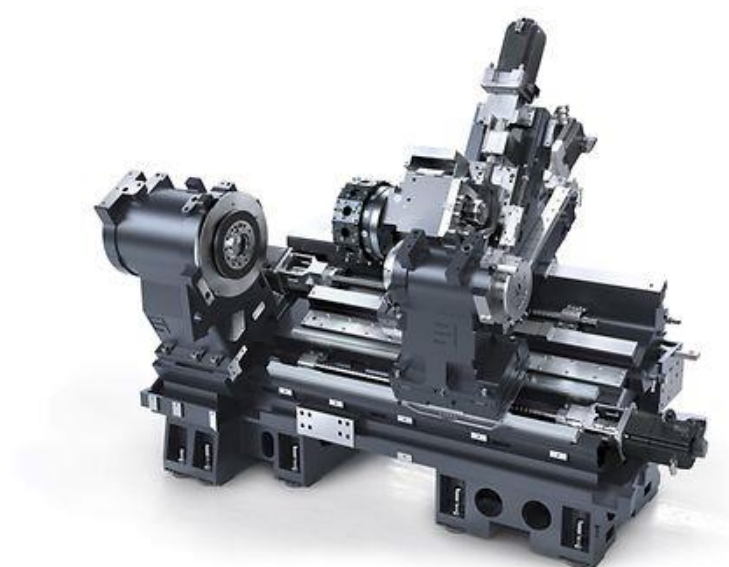


Рисунок 1.5 – Станок CTX 2500

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

На рисунке 1.5 представлен токарный четырёх координатный станок СТХ 2500 фирмы DMG MORI. Он обладает, современным усовершенствованным главным шпинделем и револьверной головкой на 12 или 24 инструмента с частотой вращения 6000 об/мин и интерфейсом VDI в стандартном исполнении. Высокая жесткость достигается благодаря плоским 80 мм направляющим для обеспечения отличного вибропоглощения и высокой динамической жесткости.

Современные токарно-револьверные станки обладают высокой точностью и гибкостью, поэтому их используют для изготовления деталей средними партиями.

Повышение точности обработки достигается несколькими способами, среди которых распространены, как увеличение точности в электронной части, так и в механической.

В первом случае используются новые датчики, энкодеры уже встроенные в двигатель, так называемые серводвигатели, обладающие обратной связью, в качестве самих двигателей используются асинхронные двигатели, которые позволяют точно задавать скорость и угол поворота. Помимо электроприводов используются следящие пневмо- и гидроприводы, у которых быстродействие гораздо выше. Эти элементы позволяют использовать адаптивные системы управления, которые могут уже в момент обработки регулировать параметры обработки, которые в свою очередь повышают точность

В втором случае, для поддержания высокой точности, требуется высокая жесткость как несущей системы станка, так и отдельных её частей.

Для поддержания жесткости движущихся частей, стараются сократить их количество, т.е. упростить кинематические цепи, для этого вместо того, чтобы использовать механическую передачу для перемещения рабочих органов, как это делалось в станках предыдущего поколения, используют несколько самостоятельных приводов подачи.

Для повышения жесткости в НСС, среди которых выделяют станины, колонны, тумбы и т.д., стараются изготавливать с утолщенными стенками и дополнительными ребрами жесткости. В это время требуется учитывать и тепловые деформации НСС, чтобы обеспечить равномерный температурный распределение во всех элементах станка.

В качестве направляющих, используют направляющие качения т.к. они имеют высокую долговечность, характеризуются небольшим трением. Для увеличения жесткости используют предварительный натяг, который в свою очередь влияет на долговечность.

Одним из важнейших элементов станка является шпиндель. Который выполняют из специальных твердых и износостойких материалов, подвергающимся дополнительной обработке. Опоры шпинделя должны обеспечить точность шпинделя в течение продолжительного времени в переменных условиях работы, высокую жесткость, а также уменьшенные температурные деформации. Наиболее часто в опорах шпинделей используют подшипники качения.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Для расширения технологических возможностей в токарно-револьверные станки добавляют дополнительные координаты - оси, относительно которых совершаются движения рабочими органами станка.

Все линейные интерполяции рассматриваются в системе координат  $X, Y, Z$ . Во всех станках ось  $Z$  совпадает с осью шпинделя главного движения, т.е. шпинделя, вращающего заготовку (в станках токарной группы). Круговое движение по отношению к каждой из координатных осей обозначают  $A, B, C$  (вращение вокруг осей  $X, Y, Z$  соответственно). Если к основным (первичным) прямолинейным движениям по осям  $X, Y, Z$  добавляются вторичные движения, параллельные им, то вторичные движения обозначаются соответственно  $U, V, W$ . С помощью дополнительных координат возможно совершать сложные формообразующие движения.

Благодаря современным системам ЧПУ, которые взаимодействуют с датчиками и приводами, возможен контроль всех систем станка, что позволяет компенсировать погрешности вызванные внешним воздействием.

## 1.2 Виды выполняемых на токарно-револьверном станке операций

Токарно-револьверные станки обладают большими функциональными возможностями, с помощью которых можно выполнить почти всё многообразие токарных технологических операций, также при использовании приводного инструмента возможны и фрезерные операции.

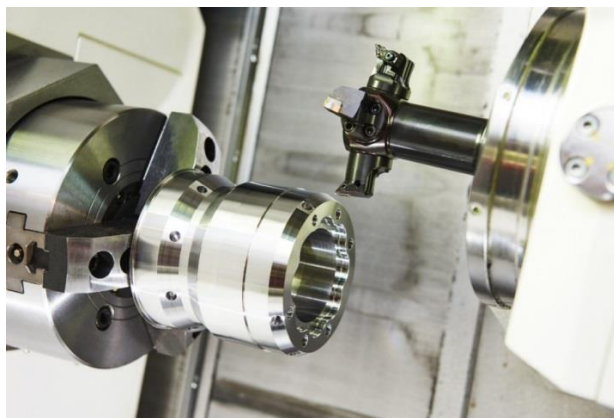


Рисунок 1.6 – Обработка на токарно-револьверном станке

Большинство деталей обрабатываемых на револьверных станках относятся к деталям типа тела вращения, среди них могут быть валики, втулки, фланцы, болты диски, валы, винты, а также колёса и ступицы. К самым распространенным типам операций, выполняемых на токарно-револьверных станках, относятся:

- нарезание внутренней и наружной резьбы различными инструментами;

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

- обработка торцевой поверхности заготовок;
- обработка цилиндрических поверхностей резцами;
- обработка канавок сложной конфигурации;
- сверление, как осевое, так и радиальное;
- фрезерование канавок, пазов, торцов;
- нарезание зубьев;
- шлифование;
- зенкерование;
- развёртывание.

### 1.3 Описание базового станка

В качестве базового станка для последующей модернизации используется станок токарный станок 1А616.



Рисунок 1.7– Станок 1А616

Станок предназначен для токарной обработки сравнительно небольших деталей из различных материалов как быстрорежущими, так и твердосплавными инструментами в условиях индивидуального и серийного производства. На станке можно нарезать резцом метрические, дюймовые, модульные и питчевые резьбы.

Шпиндель имеет двадцать четыре скорости вращения (9...1800 или 11,2...2240 об/мин в зависимости от модели), при этом три скорости совпадают по величине, как при работе с перебором так и без перебора. Следовательно, шпиндель имеет 21 скорость вращения.

Для изменения скорости вращения шпинделя используются рукоятки, расположенные на передней стенке коробки скоростей, которые в свою очередь заставляют перемещаться блоки зубчатых колёс, по шлицевым валам.

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						







## Продолжение таблицы 1.1

Наибольшее перемещение продольной каретки суппорта от руки, по валику, по винту, мм	670/ 670/ 670
Наибольшее перемещение поперечной каретки суппорта от руки, по винту, мм	195/ - /195
Цена деления лимба продольного перемещения суппорта, мм	1
Цена деления лимба поперечного перемещения суппорта, мм	0,05
Продольное перемещение на один оборот лимба, мм	110
Поперечное перемещение на один оборот лимба, мм	5
Пределы продольных рабочих подач, мм/об	0,065..0,91
Пределы поперечных рабочих подач, мм/об	0,65..0,91
Пределы шагов нарезаемых резьб метрических, мм	0,5...24
Пределы шагов нарезаемых резьб дюймовых	56..1
Пределы шагов нарезаемых резьб модульных	0,25..22
Пределы шагов нарезаемых резьб питчевых	128...2
Резцовые салазки	
Наибольшее перемещение резцовых салазок, мм	120
Перемещение резцовых салазок на одно деление лимба, мм	0,05
Наибольший угол поворота резцовых салазок, град	$\pm 90^\circ$
Цена деления шкалы поворота резцовых салазок, град	$1^\circ$
Наибольшее сечение державки резца, мм	20 x 25
Высота от опорной поверхности резца до оси центров (высота резца), мм	25
Число резцов в резцовой головке	4
Задняя бабка	
Конус отверстия в пиноли задней бабки по ГОСТ 2847-67	Морзе 4
Наибольшее перемещение пиноли, мм	120
Перемещение пиноли на одно деление лимба, мм	1
Величина поперечного смещения корпуса бабки, мм	$\pm 10$
Электрооборудование	
Количество электродвигателей на станке	2
Привод главного движения, кВт	4
Тип электродвигателя главного привода	АО2-41-4
Привод насоса охлаждения, кВт	0,125
Насос охлаждения (помпа)	ПА-22
Габариты и масса станка	
Габариты станка (длина ширина высота), мм	2135 x 1225 x 1220
Масса станка, кг	1500

### 1.4 Пути модернизации

Существует множество путей модернизации станков, одними из главных является повышение точности, увеличение объёма изготавливаемых деталей, расширение возможностей станка, а также более глубокая автоматизация процесса

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Основные пути модернизации состоят из:

1 Комплексной автоматизации технологического процесса обработки:

1.1 Автоматизация передачи деталей со станка на станок:

1.1.1 Автоматические линии из станков-автоматов, полуавтоматов и универсальных станков работающих отдельно;

1.2 Автоматизация полного цикла работы станка:

1.2.1 Автоматизация цикла обработки деталей на станке;

1.2.2 Автоматизация загрузки и выгрузки;

2 Расширение технологических возможностей станка при сохранении его основного технологического назначения:

2.1 Оснащение станка приспособлениями для выполнения несвойственных ему операций;

2.2 Частичные конструктивные изменения в станке для расширения предельных размеров обрабатываемых деталей;

3 Повышение точности:

3.1 Повышение жесткости узлов станка;

3.2 Установка коррекционных устройств и устройств для устранения зазоров (в маточных гайках, передачах, направляющих и т.д.);

3.3 Установка подшипников повышенной точности (шпиндельных и др.);

4 Сокращение времени обработки деталей:

4.1 Сокращение машинного времени (повышение мощности, повышение жёсткости):

4.1.1 Увеличение скорости резания;

4.1.2 Увеличение подачи;

4.1.3 Концентрация операций и переходов;

4.2 Сокращение вспомогательного времени:

4.2.1 Механизация и автоматизация крепления деталей;

4.2.2 Механизация и автоматизация переключения скоростей и подач;

4.2.3 Механизация и автоматизация холостых укоренных перемещений узлов;

4.2.4 Механизация и автоматизация получения размеров (отсчётные устройства, упоры и др.);

4.2.5 Усовершенствование органов управления (пуск, останов, торможение, реверсирование);

4.2.6 Механизация и автоматизация измерения размеров и чистоты обработки поверхности деталей в процессе обработки (активный контроль);

5 Специализация:

5.1 Приспособления станка для выполнения определённой технологической операции с изменением технологического назначения;

5.2 Приспособление станка для выполнения определённой технологической операции без изменения его технологического назначения;

6 Повышение эксплуатационных качеств:

6.1 Повышение долговечности быстроизнашивающихся деталей;

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

- 6.2 Введение регулирующих устройств для компенсации износа;
- 7 Улучшение условий труда повышение безопасности работы:
- 7.1 Обеспечение бесшумности работы станка;
- 7.2 Установка местного освещения;
- 7.3 Установка защитных устройств и блокировок.

При рассмотрении преимуществ токарно-револьверных станков, для токарного станка 1А616, в качестве модернизации для увеличения производительности устанавливается револьверная головка и задняя бабка с пневмоприводом, в качестве расширения технологических возможностей добавляются координаты С и Y. А также устанавливается новый привод.

Для увеличения точности станка, требуется увеличить жёсткость и уменьшить зазоры в каждом элементе системы, эти требования можно обеспечить установкой высокоточных направляющих и ШВП, а также снизить факторы влияющие на точность, которыми являются:

- 1) температура, под действием которой изменяются размеры, приспособлений и узлов;
- 2) вибрации;
- 3) износ.

Что предотвратить первые два фактора важно правильно выбрать расположение элементов, которые непосредственно вызывают вибрации и повышенную температуру, так чтобы они не ухудшали показатели точности других элементов.

### 1.5 Вывод и постановка задачи

После проведения анализа современных токарно-револьверных станков, он показал актуальность создания проекта модернизации токарных станков, за счет расширения технологических возможностей оборудования, увеличения точности и производительности.

Для достижения поставленной цели необходимо решить ряд задач:

- выполнить расчет режимов резания для черновых, получистовых и чистовых режимов работы, для сталей, чугунов и цветных материалов;
- провести проектирование компоновки несущей системы станка (НСС)
- проект шпиндельного узла;
- проект коробки скоростей шпинделя;
- проект револьверной головки;
- проект задней бабки;
- проект колонны
- инженерный анализ НСС;
- провести расчет технико-экономических показателей.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

## 2 Конструкторская часть

### 2.1 Режимы резания

Для обоснования базовых характеристик станка, таких как мощность двигателя, количество оборотов шпинделя, максимальные перемещения, кол-во инструментов в револьверной головке и т.д. Требуется расчёт режимов резания, который является одним из важнейших этапов проектирования. Он ведётся для всех типов обработки, которые будут присутствовать в будущем проекте.

Исходным документом будет являться техническое задание на проектирование или модернизацию. При расчёте режимов резания следует учитывать диаметр заготовки, материал инструмента которым будет обрабатываться заготовка и материал заготовки.

Режимы резания представлены в таблицах 2.1–2.3.

Таблица 2.1 – Режимы резания для шпинделя

Вид обработки	Обрабатываемый материал	Обрабатываемый материал (с коркой)	S <sub>0</sub> , мм/об	t, мм	V, м/мин	N, кВт	n, об/мин	m, Н
Точение D <sub>max</sub> =231 D <sub>min</sub> =23,1	Резцы с пластинами из твердого сплава (черновая обработка, получение 14 качества детали)	Стали жаропрочные, коррозионно-стойкие, жаростойкие	0,22-0,36	2	144-121	3,4-4,9	1984-167	16,3-280
			0,15-0,20	8	92-86	5,8-5,6	1267-118	43,7-453
			0,17-0,28	5	104-93	4,1-4,9	1433-128	27,3-356
			0,20-0,32	3	144-121	3,4-4,9	1984-167	16,3-280
		Чугун серый	0,76-1,25	2	117-85	4,6-5,5	1612-117	27,2-448,9
			0,54-0,90	8	78-66	6,5-8,2	1074-110	57,7-711
			0,60-1,00	5	99-81	5,2-6,3	1364-111	36,4-541
			0,70-1,14	3	117-85	4,6-5,5	1612-117	27,2-448,9
		Медные и алюминиевые сплавы	0,58-1,60	2	319-161	4,9-6,1	4395-222	10,6-262
			0,46-1,31	5	273-175	8,5-10	3761-241	21,5-396
			0,52-1,40	3	319-205	4,9-6,4	4395-287	10,6-212



Продолжение таблицы 2.1

Прорезание канавок $D_{\max}=231$ $D_{\min}=23.1$	Резцы с пластинами из твердого сплава	Стали жаропрочные, коррозионно-стойкие, жаростойкие	0,08--	3	168	3,4-4,9	1984-167	16,3-280
			0,15-0,18	8	131-118	5,8-5,6	1267-118	43,7-456,1
		Чугун серый, медные и алюминиевые сплавы	0,11--	3	121	4,6-5,5	1612-117	27,25-448,9
			0,17-0,22	8	112-84	6,5-8,2	1074-91	57,7-650
Отрезание $D_{\max}=231$ $D_{\min}=23.1$	Резцы с пластинами из твердого сплава	Стали жаропрочные, коррозионно-стойкие, жаростойкие	0,05-	3	227	3,3-4,4	1984-167	15-251
			0,12-0,17	8	166	5,5-5,7	1267-118	41-461
		Чугун серый, медные и алюминиевые сплавы	0,05-	3	179	3,3	1612-117	19-269
			0,15-0,22	8	120-91	6,4-8,3	1074-91	56-871

Таблица 2.2 – Режимы резания для приводного инструмента револьверной ГОЛОВКИ

Вид обработки	Обрабатываемый материал	Обрабатываемый материал (с коркой)	$S_0$ мм/об	t мм	V м/мин	N кВт	n	M
Концевое фрезерование (при ширине фрезерования) $D_{\min}=4$ мм $D_{\max}=12$ мм	Фрезы концевые твердосплавные (черновая обработка)	Стали	0,02-0,05	3-3,5	19-29	0,09-0,52	1512-769	0,57-6,4
		Чугун	0,05-0,10	3-3,5	32-29	0,21-0,46	2547-769	0,79-5,71
		Медные и алюминиевые сплавы	0,05-0,10	3-3,5	48-86	0,19-0,85	3821-2282	0,47-3,56
	Фрезы концевые твердосплавные (получистовая обработка)	Стали	0,02-0,04	1,5-2	22-34	0,06-0,33	1751-902	0,33-3,49
		Чугун	0,04-0,07	1,5-2	44-40	0,16-0,35	3503-1061	0,44-3,15
		Медные и алюминиевые сплавы	0,04-0,08	1,5-2	62-106	0,14-0,58	4936-2813	0,27-1,97







Приводы главного движения различаются в основном по типу двигателя, компоновке, способу регулирования и переключения частот вращения. Общая структурная схема привода главного движения представлена на рисунке 2.3. Наличие, а также вид элементов привода определяется технологическим назначением станка, его общей компоновкой и системой управления. Передаточный механизм должен иметь общее передаточное отношение

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3, \quad (2.1)$$

$$i_0 = n/n_d, \quad (2.2)$$

где  $i_1, i_2, i_3, i_4$  – передаточные отношения соответствующих устройств передаточного механизма;

$n$  – частота вращения выходного вала привода, об/мин;

$n_d$  – частота вращения вала двигателя, об/мин.

В модели станка 1А616 привод разделенный, это привод при котором коробка скоростей размещается в основании и вращение передается шпинделю ременной передачей, при этом двигатель тоже в свою очередь передаёт движение коробки скоростей, через ременную передачу, данный привод имеет ряд преимуществ, такие как:

1) При высоких числах оборотов шпинделя, в коробке скоростей возникают вибрации, которые поглощаются ременной передачей, такая система привода обеспечивает плавность вращения, что косвенно, повышает точность и качество обработки;

2) При разделённом приводе основной источник тепловыделения – коробка скоростей – отделён от шпиндельного узла, что способствует уменьшению тепловых деформаций, что также влияет на точность и качество обработки.

### 2.3.2 Кинематический расчёт

В проекте будет применяться привод с бесступенчатым регулированием так как он обладает множеством достоинств, такими как:

- повышение производительности обработки за счет точной настройки оптимальной по режимам резания скорости;
- возможность плавного изменения скорости во время работы;
- простота автоматизации процесса переключения скоростей.

Изменение скорости в таких приводах происходит только за счёт электродвигателя, который имеет определённый диапазон регулирования, это сильно сокращает кинематическую цепь, что положительно влияет на точность, но его мощность сильно ограничена, её можно увеличить за счёт подбора более мощного электродвигателя, однако это нерентабельно, выходом из такой

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ситуации является добавление коробки скоростей. Именно такой метод представлен в проекте.

Основными параметрами электропривода являются:

- номинальный крутящий момент на валу электродвигателя  $M_H$ ;
- номинальная мощность на валу электродвигателя  $P_H$ ;
- номинальная частота вращения  $n_H$ ;
- максимальная частота вращения  $n_{max}$ ;
- диапазон регулирования, в виде отношения максимальной частоты вращения к минимальной.

При выборе привода необходимо знать, какую предельную мощность и какой предельный момент способен развивать электропривод во время регулирования скорости.

Весь диапазон регулирования делится на две зоны:

- 1)  $R_m$  – диапазон регулирования при постоянном моменте;
- 2)  $R_p$  – диапазон регулирования при постоянной мощности.

В зоне 1 крутящий момент не изменяется, а предельная мощность повышается пропорционально скорости до номинальной мощности  $P_H$ .

Во второй зоне частота вращения регулируется от  $n_H$  до  $n_{max}$ . При этом предельная мощность не изменяется, а крутящий момент снижается обратно пропорционально частоте вращения  $n$ .

В качестве исходных данных для расчета используют:

- $n_{max}$ ,  $n_{min}$  – максимальная и минимальная частоты вращения, обеспечиваемые приводом;
- $n_{(д)max}$ ,  $n_{(д)ном}$  – максимальная и номинальная частоты вращения электродвигателя.

В качестве дополнительных ограничений используют знаменатель ряда привода –  $\phi$ .

Методика включает семь базовых расчетов:

Общий диапазон регулирования ( $R_n$ ) рассчитывается по следующей формуле

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \quad (2.3)$$

где  $n_{max}$  – максимальная частота вращения, об/мин;

$n_{min}$  – минимальная частота вращения, об/мин

Для расчета диапазонов регулирования по мощности и моменту требуется найти расчетную частоту вращения ( $n_{расч.}$ , об/мин) по следующей формуле

$$n_{расч.} = n_{min} \cdot \sqrt[4]{R_n}. \quad (2.4)$$

Диапазон регулирования по мощности ( $R_p$ ) рассчитывается по следующей формуле

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$R_p = \frac{n_{\max.}}{n_{\text{расч.}}} \quad (2.5)$$

Диапазон регулирования по моменту ( $R_M$ ) рассчитывается по следующей формуле

$$R_M = \frac{n_{\text{расч.}}}{n_{\max.}} \quad (2.6)$$

Диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности

$$R_p = \frac{n_{(д)\max.}}{n_{(д)\text{расч.}}} \quad (2.7)$$

Уточнение расчётной частоты по нормали Н11-1 путём замены расчётной частоты  $n_{\text{расч.}}$ , ближайшим табличным значением  $n_{\text{расч.}}$ '

$$n_{\text{расч.}} \rightarrow n'_{\text{расч.}} \quad (2.8)$$

Уточнение диапазона регулирования привода при постоянной мощности

$$R_p = \frac{n_{\max.}}{n_{\text{расч.}}} \quad (2.9)$$

Для подбора чисел зубьев зубчатых колес в автоматической коробке скоростей необходимо выполнить следующие расчеты:

1 Расчет числа ступеней скорости в автоматической коробке скоростей (АКС)

$$Z_k = \frac{\lg R_p}{\lg R_{(д)р}} \quad (2.10)$$

2 Расчет минимального передаточного отношения, реализуемого в АКС

$$u_{\min} = \frac{n_{\text{расч.}}'}{n_{(д)\text{ном.}}} \quad (2.11)$$

3 Расчет максимального передаточного отношения, реализуемого в АКС

$$u_{\max} = \frac{n_{\max.}}{n_{(д)\text{ном.}}} \quad (2.12)$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

4 Для определения чисел зубьев зубчатых колес используют зависимости для шестерни и колеса в виде

$$Z_{2ij} = \frac{Z_{\Sigma ij}}{u_{ij} + 1}, \quad (2.13)$$

$$Z_{1ij} = Z_{\Sigma ij} - Z_{2ij}, \quad (2.14)$$

где  $Z_{1ij}$  – количество зубьев ведущего колеса;  
 $Z_{2ij}$  – количество зубьев ведомого колеса;  
 $Z_{\Sigma ij}$  – общее количество зубьев;  
 $u_{ij}$  – передаточное отношение передачи.

Особенность расчета чисел зубьев для шестерни и колеса является использование заранее принятого значения  $Z_{\Sigma ij}$  при первом расчете чисел  $Z_{1ij}$  и  $Z_{2ij}$ . Первоначальной суммой чисел зубьев принимается равной 20. Получив первый результат в соответствии с выражением (2.15), выполняется проверка минимального числа зубьев по критерию

$$z_{min} \geq 18. \quad (2.15)$$

Если расчетное число  $z_{min}$  меньше выбранного минимального предельного значения

$$z_{min} < 18. \quad (2.16)$$

то рассчитывается коэффициент  $k_z$  вида

$$k_z = \frac{18}{z_{min}}. \quad (2.17)$$

Полученный коэффициент используется при уточнении нового числа зубьев парного колеса рассчитываемой передачи:

- если минимальное число зубьев имеет ведомое колесо, тогда для ведущего колеса число зубьев рассчитывается следующим образом

$$z_{1ij} = k_z \cdot z_{2ij}. \quad (2.18)$$

- если минимальное число зубьев имеет ведущее колесо, тогда для ведомого колеса число зубьев имеет вид

$$z_{2ij} = k_z \cdot z_{1ij}. \quad (2.19)$$

Расчет механических характеристик привода включает построение двух функций: «мощность привода – частота вращения» -  $P(n)$  и «крутящий момент привода – частота вращения» -  $M_{кр}(n)$ . Механические характеристики обладают двумя особенностями: двузонным регулированием и заданным числом диапазонов регулирования, равным числу ступеней частот вращения АКС. При построении механических характеристик  $P(n)$  и  $M_{кр}(n)$  используются зависимости вида

$$P = M_{кр} \cdot \omega, \quad (2.20)$$

где  $\omega = \pi \cdot n / 30$ .

Крутящий момент привода, с учетом использования единиц измерения для мощности (кВт) определяется

$$M_{кр} = P \cdot \frac{30}{\pi \cdot n}. \quad (2.21)$$

Используемый в приводе главного движения регулируемый электродвигатель также имеет двузонное регулирование: до номинальной частоты вращения реализуется постоянство крутящего момента, а в диапазоне частот вращения от номинальной до максимальной – постоянство передаваемой мощности. Это позволяет построить зависимости  $P(n)$  и  $M_{кр}(n)$  для каждой зоны регулирования и каждого диапазона регулирования проектируемого привода.

Кинематический расчет коробки скоростей производится с использованием программы BESSTUP. Предварительный кинематический расчёт. Вводим исходные данные в программу (рисунок 2.4).

Исходные данные:

- 1 Максимальная частота вращения, 6000 об/мин;
- 2 Минимальная частота вращения, 35 об/мин;
- 3 Номинальная частота вращения двигателя, 1000 об/мин;
- 4 Максимальная частота вращения двигателя, 6000 об/мин;
- 5 Мощность двигателя, 10 кВт.

Выбор приводного электродвигателя происходит на основании режимов резания.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

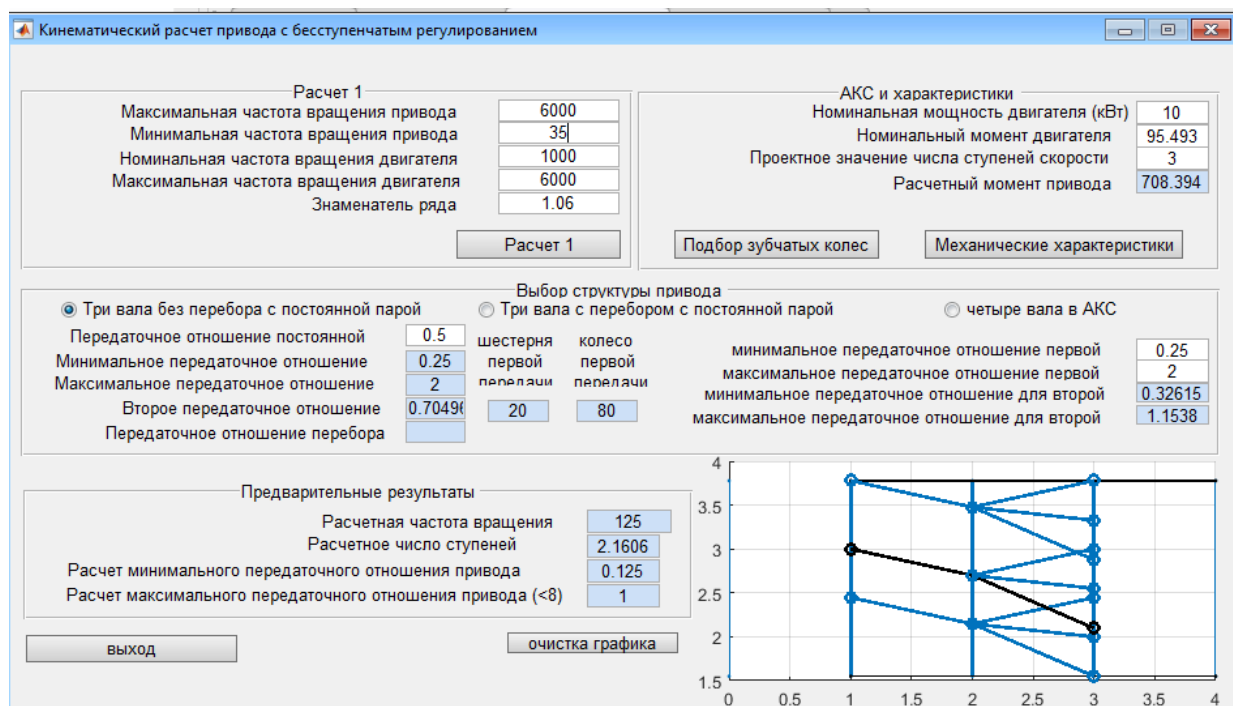


Рисунок 2.4 – Скриншот главного окна кинематического расчета

Таблица 2.3 – Результаты расчета

Наименование параметра	Значение
Максимальная частота вращения, об/мин	6000,00
Минимальная частота вращения, об/мин	35
Общий диапазон регулирования привода	171,43
Расчетная частота вращения привода	126,65
Диапазон регулирования (по мощности)	47,38
Диапазон регулирования (по моменту)	3,62
Номинальная частота вращения электродвигателя	1000,00
Максимальная частота вращения электродвигателя	6000,00
Диапазон регулирования электродвигателя по мощности	6,00
Уточненная расчетная частота вращения	125,00
Уточненный диапазон регулирования по мощности	48,00
Расчетное число ступеней скорости АКС	2,16
Оценка редукции (по расчетной частоте)	0,13
Оценка передаточного отношения по максимальной частоте двигателя	1

Таблица 2.4 – Результаты расчета

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность двигателя (кВт)	10,00
Номинальный момент двигателя (Нм)	95,49
Проектное число ступеней скорости АКС	3,00
Матрица чисел зубьев редуктора z1...z6 - 20,00 80,00 41,00 59,00 67,00 33,00 Матрица частот вращения На первом валу - 280,00 1000,00 6000,00 На втором валу - 140,00 500,00 300,00 На третьем валу - 35,50 100,00 280,00 125,00 355,00 1000,00 750,00 2120,00 6000,00	

Наиболее важными результатами расчета являются максимальная и минимальная частоты вращения и матрица чисел зубьев редуктора, исходя из которых, можно провести расчет зубчатых передач.

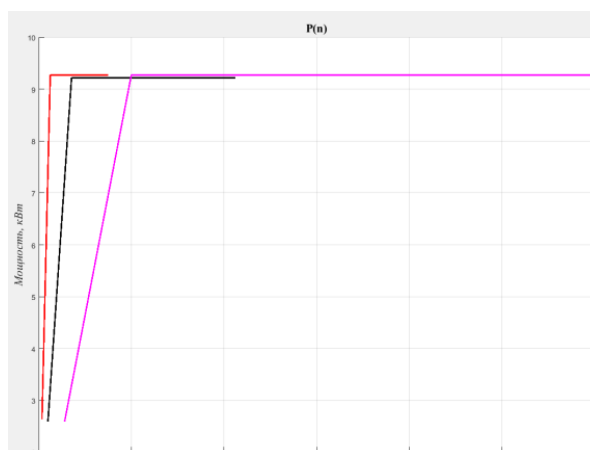


Рисунок 2.5 – График мощности

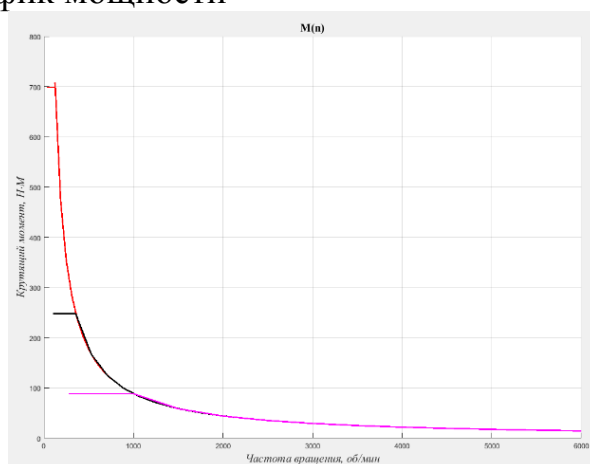


Рисунок 2.6 - График крутящих моментов

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

### 2.3.3 Построение графика частот вращения

График частот вращения строят в соответствии с разработанной кинематической схемой привода. Он отображает частоты вращения всех валов двигателя. Кинематическая схема привода главного движения представлена на рисунке 11.

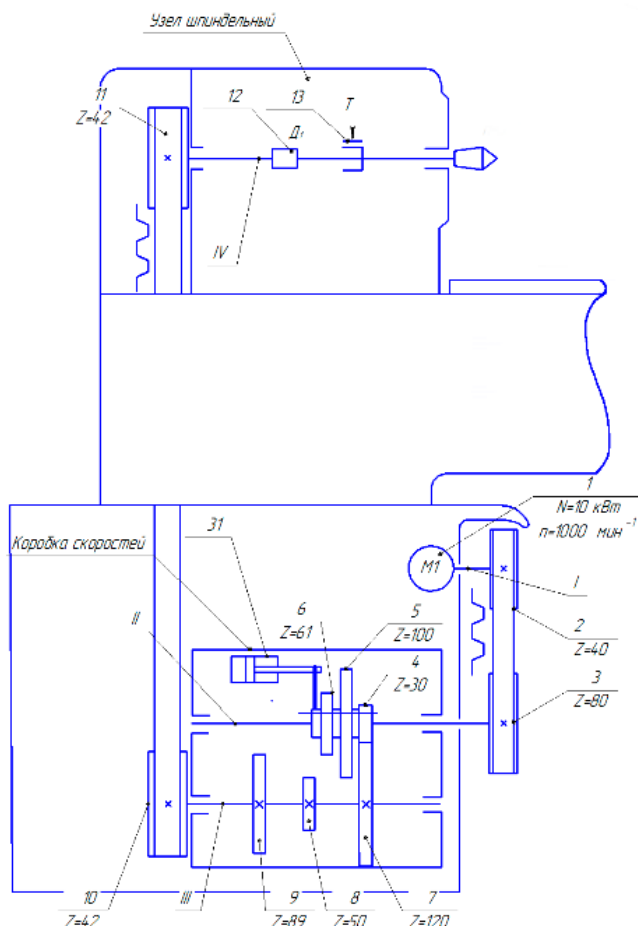


Рисунок 2.7 – Кинематическая схема привода главного движения (спроектировано автором)

При построении графиков частот выполняют следующую последовательность действий:

1 Построить семейство двух ортогональных линий. Линии первого семейства иллюстрируют валы в приводе с учетом вала самого двигателя. Линии второго семейства, соответственно, иллюстрируют частоты вращения валов в приводе без учета вала двигателя;

2 Построить цепь редукции: цепь редукции строится произвольно, но соблюдаются предельные значения для передаточных отношений;

3 Построить график частот вращения для второй группы подобно первой, при используются те же принципы, что и в построении структурной сетки, но отсутствует условие симметричности и веерообразности;

									Лист
									31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ				



4 Нанести обозначения.

График частот вращения представлен на рисунке 2.8.

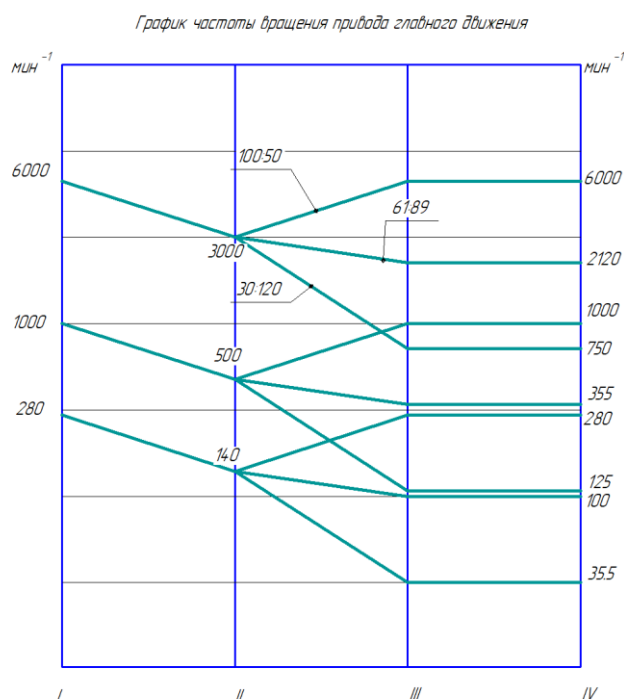


Рисунок 2.8 – График частот вращения

На графике частот приведены граничные значения частот вращения при минимальной, номинальной и максимальной частотах вращения электродвигателя. Частоты вращения на оси ординат представлены в логарифмической системе координат.

Валы иллюстрируются 4 вертикальными линиями. Расчет механических характеристик инициируется нажатием кнопки «Механические характеристики».

На рисунке 2.9 изображен один из главных результатов кинематического расчета - модернизированная кинематика станка 1А616.

Количество зубьев для первого зубчатого колеса назначается по результатам кинематического расчета. Учитывая, что проектирование автоматической коробки скоростей является итерационным, то может оказаться, что на следующей итерации придется изменить количество зубьев для ведущего колеса пары, принадлежащей расчетной ветви привода. Это приводит к необходимости внести изменения в количество зубьев для других кинематических пар этой же кинематической группы. В качестве базового соотношения следует использовать формулу вида

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

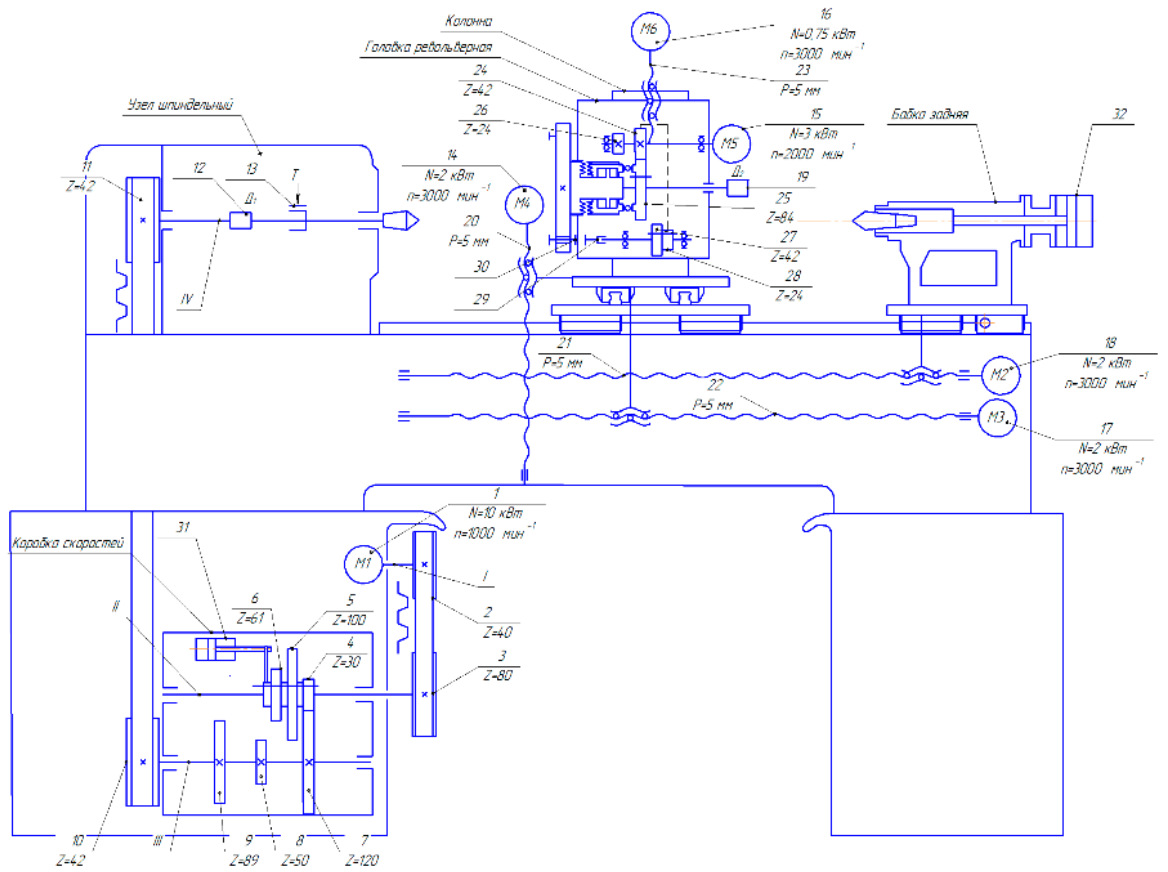


Рисунок 2.9 – Модернизированная кинематическая схема станка 1А616 (спроектировано автором)

$$Z_{2ij} = \frac{Z_{\Sigma ij}}{u_{ij} + 1}, \quad (2.22)$$

$$Z_{1ij} = Z_{\Sigma ij} - Z_{2ij}, \quad (2.23)$$

где  $Z_{1ij}$  – количество зубьев ведущего колеса;  
 $Z_{2ij}$  – количество зубьев ведомого колеса;  
 $Z_{\Sigma ij}$  – общее количество зубьев;  
 $u_{ij}$  – передаточное отношение передачи.

$$u_{12} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{20}{80} = 0,25,$$

$$u_{34} = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{41}{59} = 0,69,$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$u_{56} = \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{67}{33} = 2,03,$$

Определение количество зубьев для ведомого колеса  $Z_2$

$$Z_2 = \frac{150}{0,25 + 1} = 120 \text{ шт.}$$

Определение количество зубьев для ведущего колеса  $Z_1$

$$Z_1 = 150 - 120 = 30 \text{ шт.}$$

Определение количество зубьев для ведомого колеса  $Z_4$

$$Z_4 = \frac{150}{0,69 + 1} = 89 \text{ шт.}$$

Определение количество зубьев для ведущего колеса  $Z_3$

$$Z_3 = 150 - 89 = 61 \text{ шт.}$$

Определение количество зубьев для ведомого колеса  $Z_6$

$$Z_6 = \frac{150}{2,03 + 1} = 50 \text{ шт.}$$

Определение количество зубьев для ведущего колеса  $Z_5$

$$Z_5 = 150 - 50 = 100 \text{ шт.}$$

## 2.4 Силовой расчёт привода

На основании выполненного кинематического расчета привода главного движения был выполнен силовой расчет коробки скоростей. Данный расчёт включает в себя: расчёт ремённых передач, расчет зубчатых передач коробки скоростей, подбор подшипников, расчет и обоснование параметров валов.

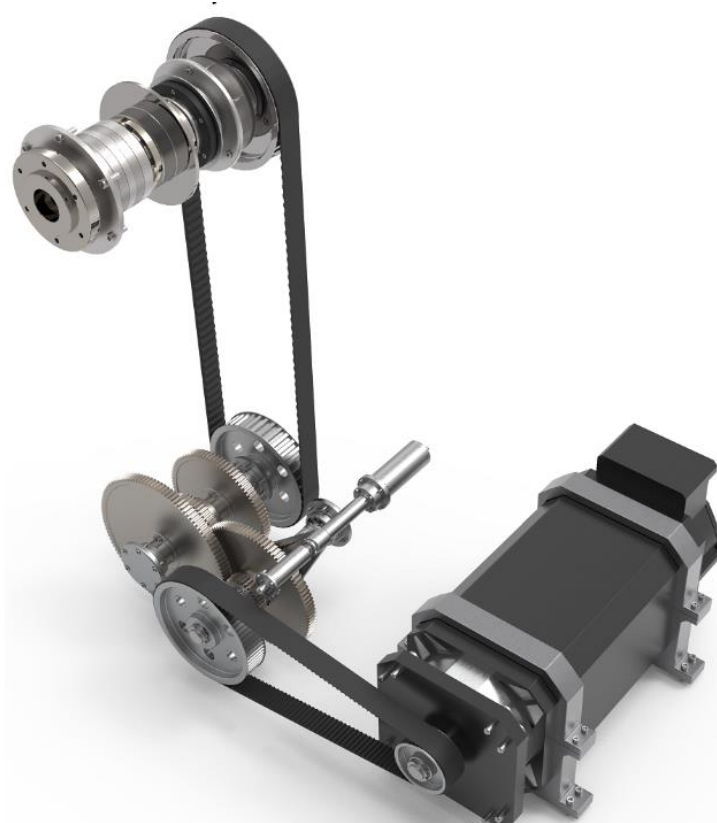
Результаты расчетов представлены комплексно – расчет зубчатых колес; расчет реакций в опорах и выбора соответствующих подшипников качения; расчет и диаметров, и характеристик материала валов.

3D-модель коробки скоростей представлен на риснке 2.10, чертеж (свертка и развертка) на рисунках А.4 и А.5 (Приложение А).

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34



а) коробка скоростей



б) привод главного движения

Рисунок 2.10 – Коробка скоростей и привод главного движения  
(спроектировано автором)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

## 2.4.1 Расчет зубчатых передач

При проектировании коробки скоростей, стоит обратить внимание, на то что минимальное количество зубьев, в зубчатом колесе, должно быть больше 17, так как при меньшем количестве зубьев происходит подрезание ножки и прочность зуба снижается. Для повышения прочности их изготавливают из стали марок 40, 45, 50Г, 20Х, 40Х, 45Х, 40ХН, 12ХНЗА, 18ХГТ с необходимой термообработкой: улучшение, поверхностная закалка зубьев токами высокой частоты, цементация, нитроцементация, азотирование.

Делительный диаметр колеса и шестерни по формулам

$$d_{\text{дел.ш}} = z_{\text{ш}} \cdot m, \quad (2.24)$$

где  $z_{\text{к}}$  – число зубьев колеса;  
 $m$  – стандартный модуль по ГОСТ 9663-60.

$$d_{\text{дел.к}} = z_{\text{к}} \cdot m, \quad (2.25)$$

где  $z_{\text{ш}}$  – число зубьев шестерни

Наружный диаметр колеса и шестерни по формулам

$$d_{\text{нар.к}} = (z_{\text{к}} + 2) \cdot m, \quad (2.26)$$

$$d_{\text{нар.ш}} = (z_{\text{ш}} + 2) \cdot m. \quad (2.27)$$

Усилие зависит от крутящего момента и прилагается по делительному диаметру. Все усилия являются окружными, Н.

$$P = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{m \cdot z_{\text{ш}}} \cdot 1000, \quad (2.28)$$

где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент на шестерне, Н·м;  
 $m$  – стандартный модуль по ГОСТ 9663-60;  
 $z_{\text{ш}}$  – число зубьев шестерни.

$$Q = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{m \cdot z_{\text{к}}} \cdot 1000, \quad (2.29)$$

где  $z_{\text{к}}$  – число зубьев колеса .

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

#### 2.4.1.1 Расчет зубчатой передачи с передаточным отношением 4

Передаточные отношения зубчатых передач в кинематических цепях приводов главного движения во избежание чрезмерно больших диаметров колес в коробках скоростей принимают из диапазона

$$\frac{1}{4} \leq u \leq 2. \quad (2.30)$$

Предельное значение передаточного отношения в понижающей передаче с зубчатыми колесами между двумя валами  $i_{min} = 0,25$ , что связано с увеличением радиальных габаритов зубчатых колес.

Предельное значение передаточного отношения в повышающей передаче с зубчатыми колесами между двумя валами  $i_{max} = 2$ , что связано с ростом предельных окружных скоростей и ухудшением динамических характеристик.

Для расчета воспользуемся программой «Autodesk Inventor».

Расчет зубчатой передачи с передаточным отношением 30/120 (рисунок 2.11).

Исходными данными к расчету являются требуемое передаточное отношение и модуль, из которых выбираются числа зубьев передач и межосевое расстояние. Также исходными данными являются мощность и скорость, значения которых находятся в результатах кинематического расчета. Значения модуля и ширины зубчатого венца подбираются методом подбора исходя из необходимых критериев расчета.

Исходные данные:

- количество зубьев 30/120;
- ширина грани 25 мм;
- модуль 3 мм;
- мощность с учетом КПД 9,6 кВт;
- характеристики материала А322-5135.

На рисунке 2.12 в правой части указаны результаты расчета, наиболее важным для последующих расчетов валов является значение силы  $F_n$ . В нижней части указывается наличие соответствия при подборе в процессе расчета.

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ				

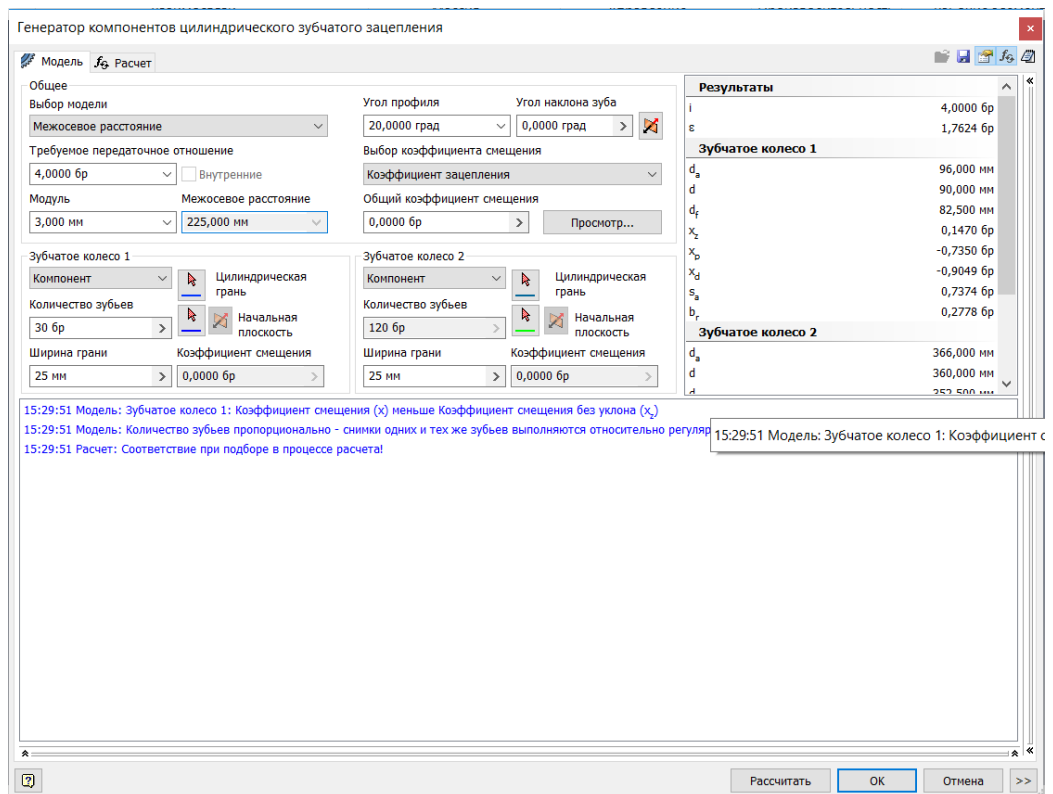


Рисунок 2.11 – Скриншот первой страницы расчета зубчатой передачи 30/120

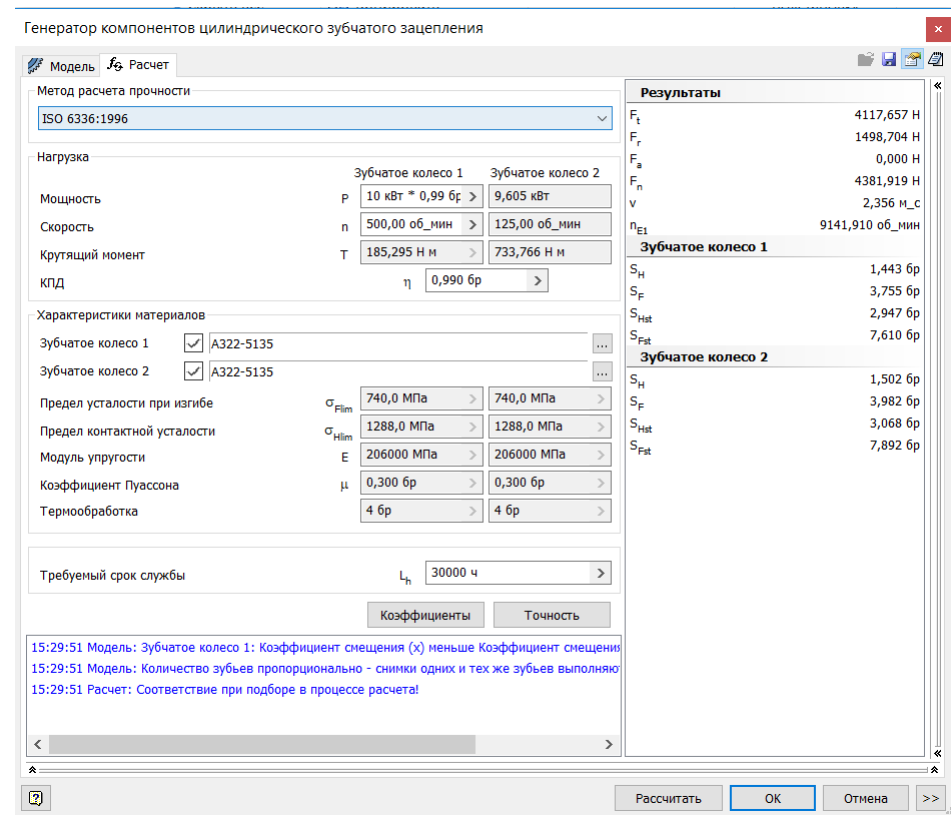


Рисунок 2.12 – Скриншот второй страницы расчета зубчатой передачи 30/120

Таблица 2.5 – Результаты расчётов

Наименование параметра	Обозначение	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Запас прочности по коррозии	$S_H$	1,443 бр	1,502 бр
Запас прочности по ломке зубьев	$S_F$	3,755 бр	3,982 бр
Запас прочности при контакте	$S_{Hst}$	2,947 бр	3,068 бр
Запас прочности при изгибе	$S_{Fst}$	7,610 бр	7,892 бр
Радиальная сила	$F_n$	4381 Н	
Проверочный расчёт		Положительный	

## 2.4.2 Расчет ремённых передач

Зубчато-ременные передачи имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами ременных передач. Часто их сравнивают с цепными передачами, так как они обеспечивают высокую нагрузочную способность, долговечность, компактность. Для их работоспособности требуются относительно небольшие силы предварительного натяжения.

Основными критериями работоспособности ременной передачи являются износостойкость и сопротивление усталости зубьев, испытывающих деформацию сдвига. Наиболее важным для последующих расчетов валов является значение силы  $F_p$  сила натяжения ремня. Для расчета воспользуемся программой «Autodesk Inventor».

Основные формулы для ведущего шкива и ремня:

1 Передаваемая мощность

$$P = \frac{T \cdot \pi \cdot n}{30}, \quad (2.31)$$

2 Скорость ремня

$$v = \frac{D_p \cdot \pi \cdot n}{60}. \quad (2.32)$$

3 Частота изгибов ремня

$$f = \frac{v \cdot k}{L_w}. \quad (2.33)$$

4 Натяжение ремня

$$F_p = \frac{P}{v}. \quad (2.34)$$

### 2.4.2.1 Расчет ремённой передачи с передаточным отношением 2

Исходные данные:

- количество зубьев 40/80;
- ширина ремня 50 мм;
- мощность с учетом КПД 10 кВт;



- характеристики ремня 50T10x1880.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.13 и 2.14, в таблице 2.6.

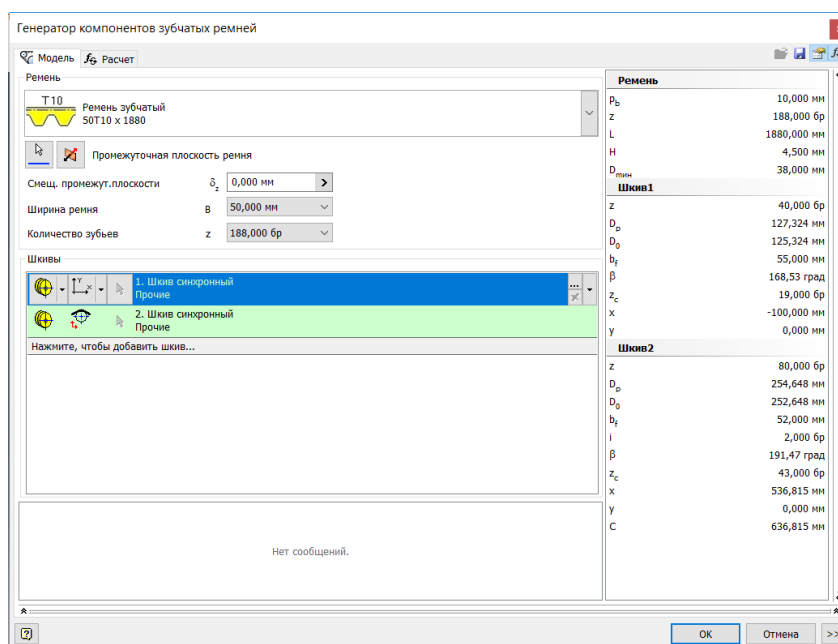


Рисунок 2.13 – Скриншот первой страницы расчета ремённой передачи 40/80

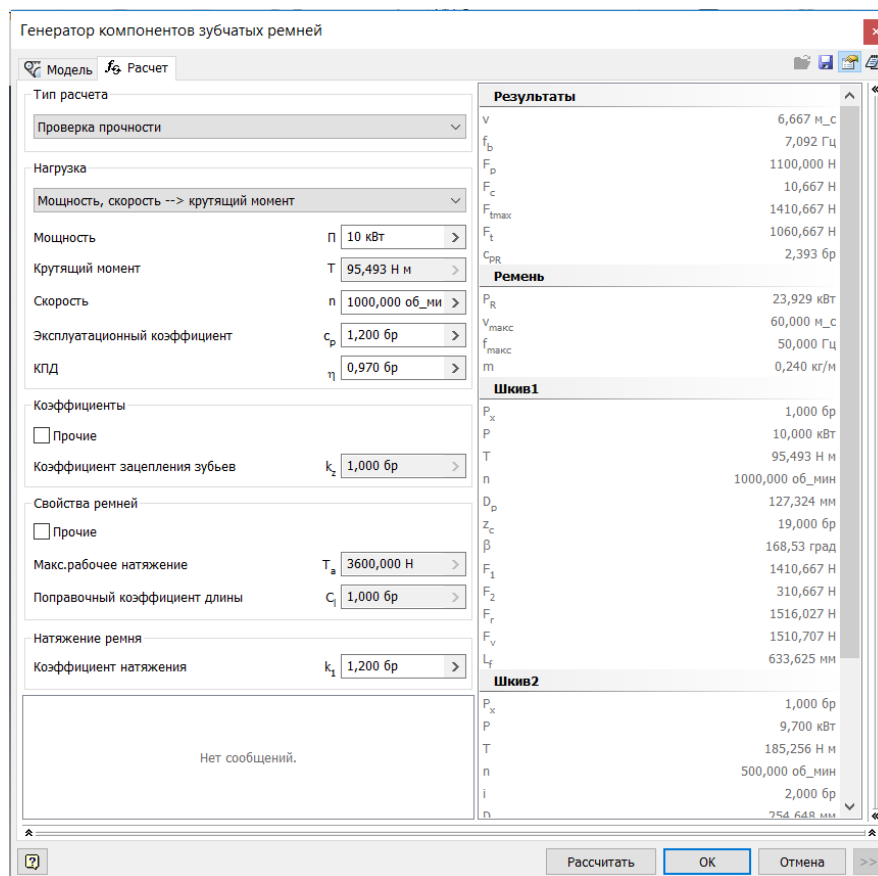


Рисунок 2.14 – Скриншот второй страницы расчета постоянной пары 40/80

Таблица 2.6 – Результаты расчётов

Наименование параметра	Значение
Сила натяжения $F_p$	1500 Н
Проверочный расчёт	Положительный

### 2.4.2.2 Расчет ремённой передачи с передаточным отношением 1

Исходные данные:

- количество зубьев 42/42;
- ширина ремня 50 мм;
- мощность с учетом КПД 9,7 кВт;
- характеристики ремня 50Т20х2360.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.15 и 2.16, в таблице 2.7.

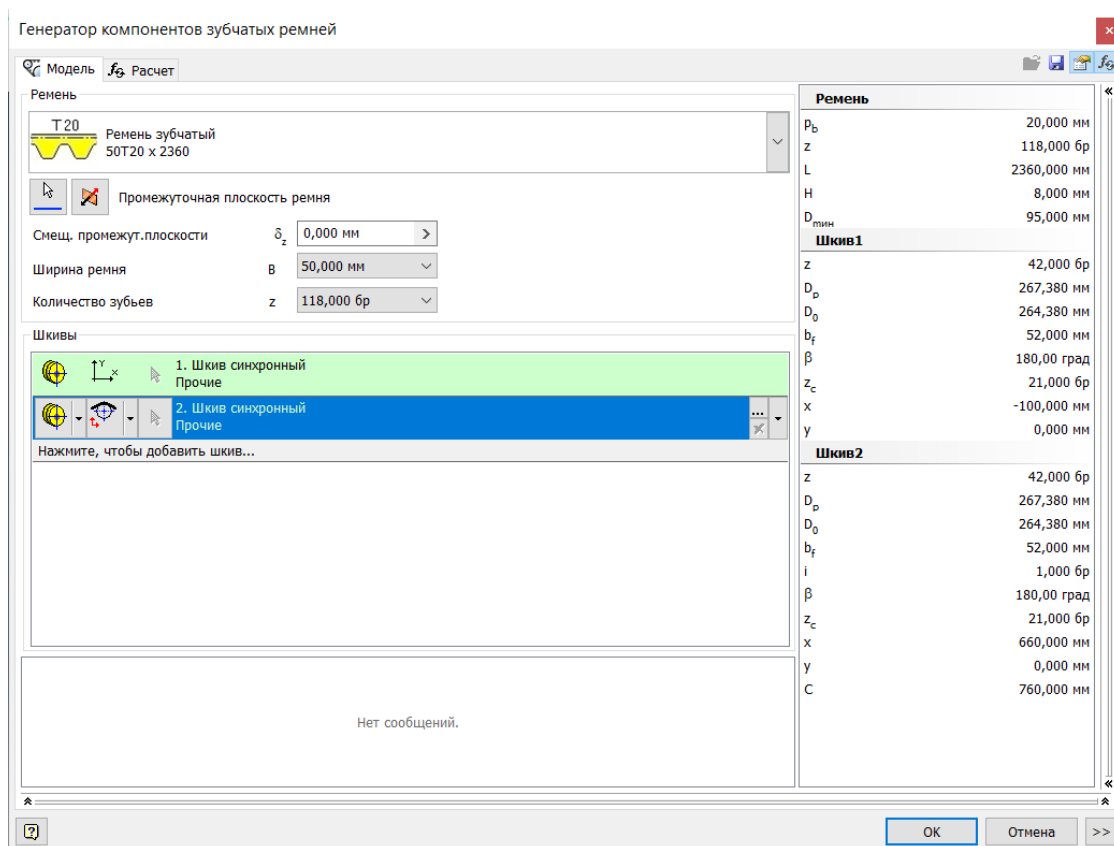


Рисунок 2.15 – Скриншот первой страницы расчета ремённой передачи с передаточным отношением 1

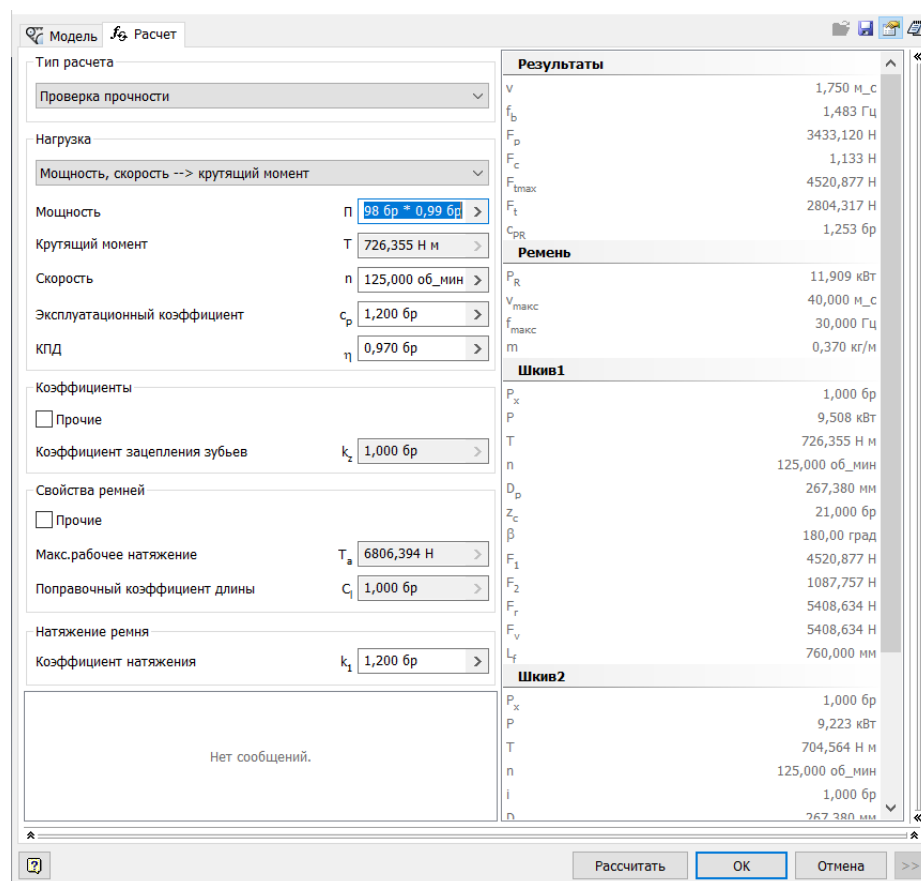


Рисунок 2.16 – Скриншот второй страницы расчета ремённой передачи с передаточным отношением 1

Таблица 2.7 – Результаты расчётов

Наименование параметра	Значение
Сила натяжения $F_p$	5400 Н
Проверочный расчёт	Положительный

### 2.4.3 Расчёт валов

Вал – это деталь, предназначенная для передачи вращающего момента вдоль оси детали и для поддержания расположенных на нем других деталей и восприятия сил, действующих на них. От действия этих сил вал испытывает действие напряжений кручения и изгиба.

В данном проекте применяются ступчатые валы, с посадками под шпоночные и шлицевые соединения.

Так как в данном проекте присутствуют высокие нагрузки. То валы преимущественно изготовлены из легированных сталей марок 40ХН, 30ХГСА.

При этом дополнительно с валами проводятся операции по

термообработке: улучшению или поверхностной закалке с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) и последующим отпуском.

Для расчёта валов на усталостную прочность, требуется знать значения их диаметров, силы действующие на валах и их направление, для этого требуется построить компоновочную схему свёртки коробки скоростей.

Компоновочная схема разрабатывается исходя из критериев, учитывающих разные факторы, которые могут повлиять на различные системы станка. При построении свертки необходимо выполнить ряд требований:

- коробка скоростей должна быть компактной (максимально свернутой в пространстве);
- компактное расположение свертки должно сочетаться с особенностями конструкции станка;
- свертка должна обеспечивать включение и выключение подвижных передач.

Порядок построения свертки:

- 1 Строим центры валов, удовлетворяя условиям: компактность и функциональность;
  - 2 Находим и строим равнодействующие сил, действующие в зацеплениях;
  - 3 Выстраиваем систему сил, действующих на валы привода.
- Свертка коробки скоростей представлена на рисунке 2.18.

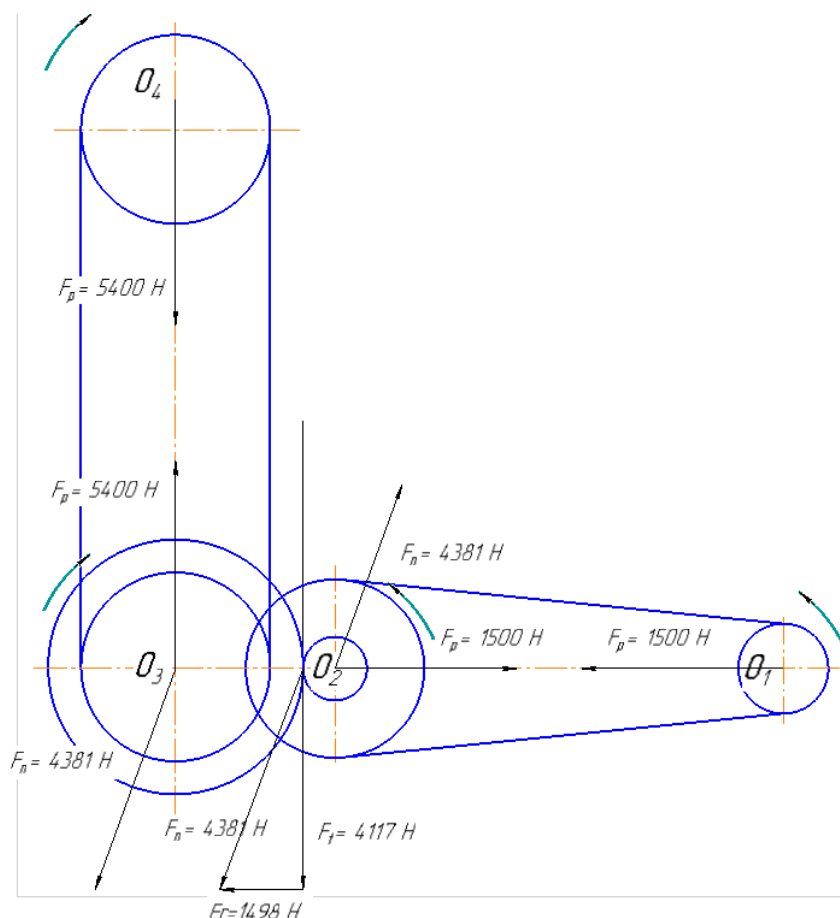


Рисунок 2.18 – Компоновочная схема свертки коробки скоростей

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Минимальные значения диаметров рассчитываются по формуле

$$d_{\min i} = 100 \sqrt[3]{\frac{N_i}{n_i}}, \quad (2.35)$$

$$d_{\min 1} = 100 \sqrt[3]{\frac{9.8}{1000}} = 22,75 \text{ мм},$$

$$d_{\min 2} = 100 \sqrt[3]{\frac{9.76}{500}} = 28,59 \text{ мм}.$$

Значения диаметров валов могут превышать значения минимальных, тем самым увеличивая запас прочности валов и увеличивая их жесткость.

Принимаем следующие значения диаметров валов для последующего расчета:  $d_1 = 54$  мм,  $d_2 = 62$  мм.

Выбранные диаметры валов удовлетворяют всем требованиям, предъявляемым к валам данного назначения.

#### 2.4.3.1 Расчёт входного вала на жесткость

Для расчета воспользуемся программой «Autodesk Inventor».

Исходные данные:

- длины ступеней и их диаметры: 35 мм и 87 мм, 40 мм и 30 мм, 54 мм и 275 мм, 40 мм и 30 мм;

- радиальные силы: 1500 Н, 4381 Н.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.19 и 2.20.

Результат: вал удовлетворяет требованиям жёсткости, максимальное отклонение 26 мкм.

#### 2.4.3.2 Расчет выходного вала

Исходные данные:

- длины ступеней и их диаметры: 45 мм и 90 мм, 50 мм и 30 мм, 62 мм и 275 мм, 50 мм и 30 мм, 45 мм и 25 мм, 45 мм и 96,5 мм, 45 мм и 25 мм, 40 мм и 79,5 мм, 35 мм и 25 мм;

- радиальная силы: 5400 Н, 4381 Н.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.21 и 2.22.

Результат: вал удовлетворяет требованиям жёсткости, максимальное отклонение 41 мкм.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

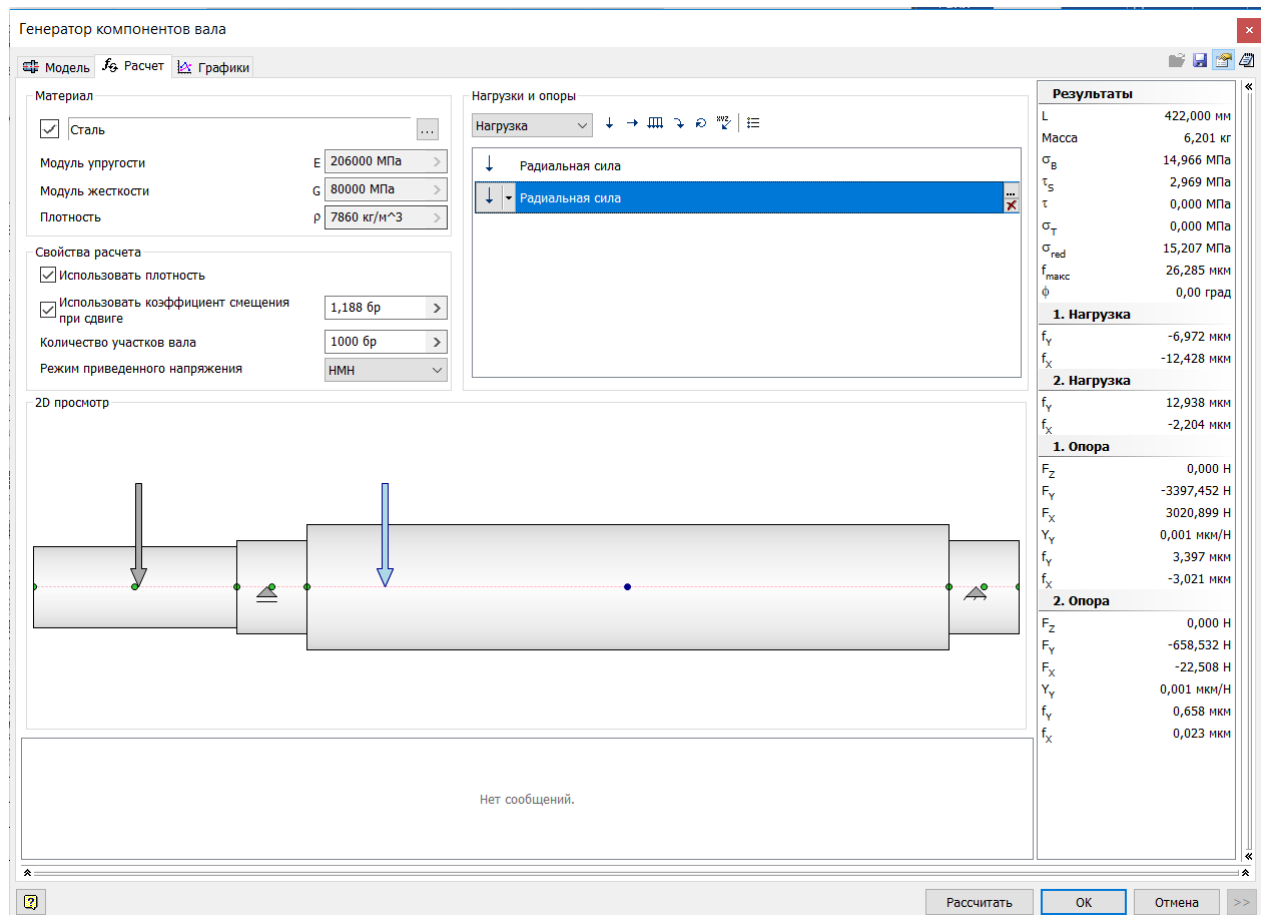


Рисунок 2.19 – Скриншот расчета входного вала

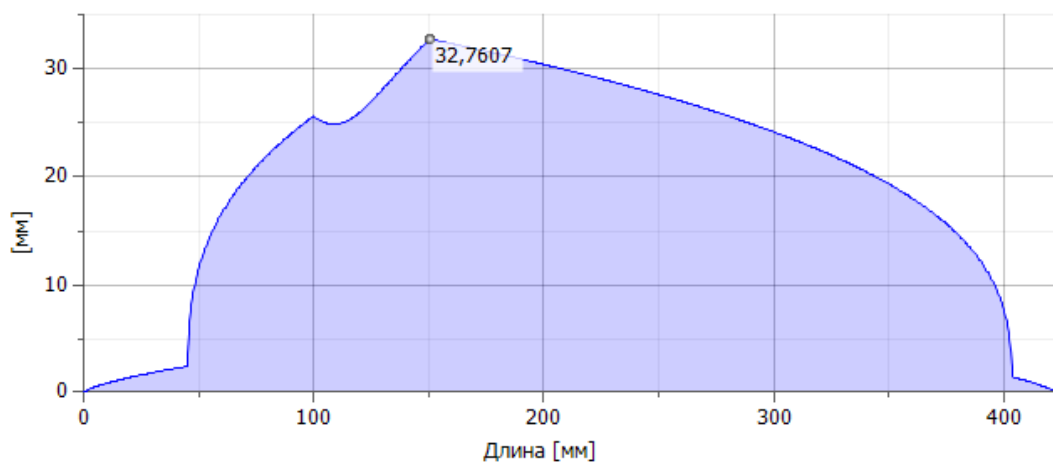


Рисунок 2.20 – Идеальное сечение вала

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

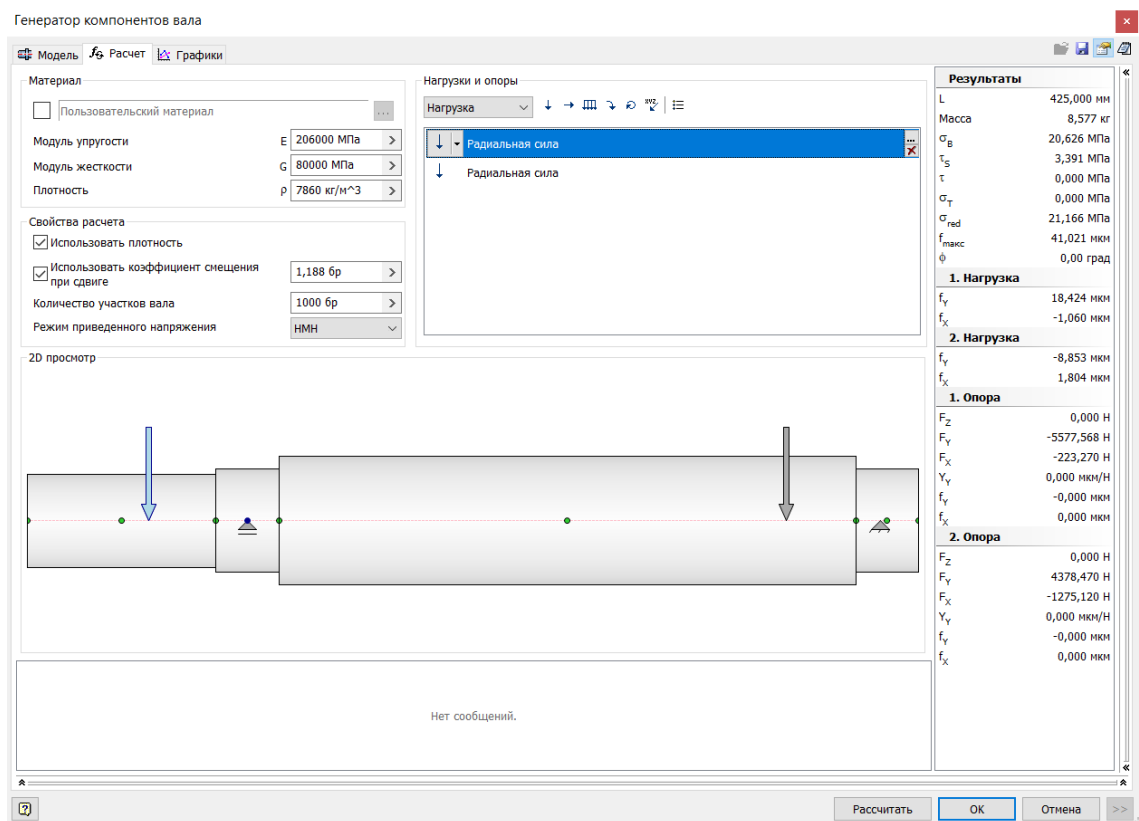


Рисунок 2.21 – Скриншот расчета выходного вала

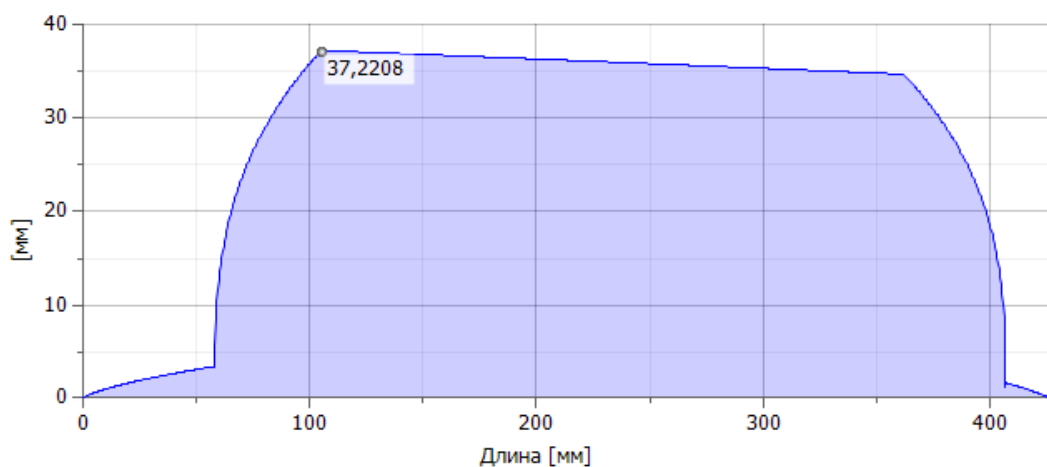


Рисунок 2.22 – Идеальное сечение вала

## 2.4.4 Расчет и подбор подшипников коробки скоростей

### 2.4.4.1 Расчёт подшипников входного вала

Радиальные шариковые подшипники (шарикоподшипники) – наиболее распространенный тип подшипников, так как они разносторонне применимы и представляют собой благоприятное соотношение цены и возможностей.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Радиальные шарикоподшипники воспринимают радиальные и осевые силы; они пригодны также для высоких частот вращения. Радиальные шарикоподшипники – неразъемные. С помощью программы “Autodesk Inventor” рассчитаем подшипники на долговечность и воспринимаемые нагрузки.

Исходные данные для расчета переднего подшипника:

- радиальная нагрузка 4600 Н;
- осевая нагрузка 560 Н;
- скорость 500 об/мин.

На рисунке 2.23 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.8.

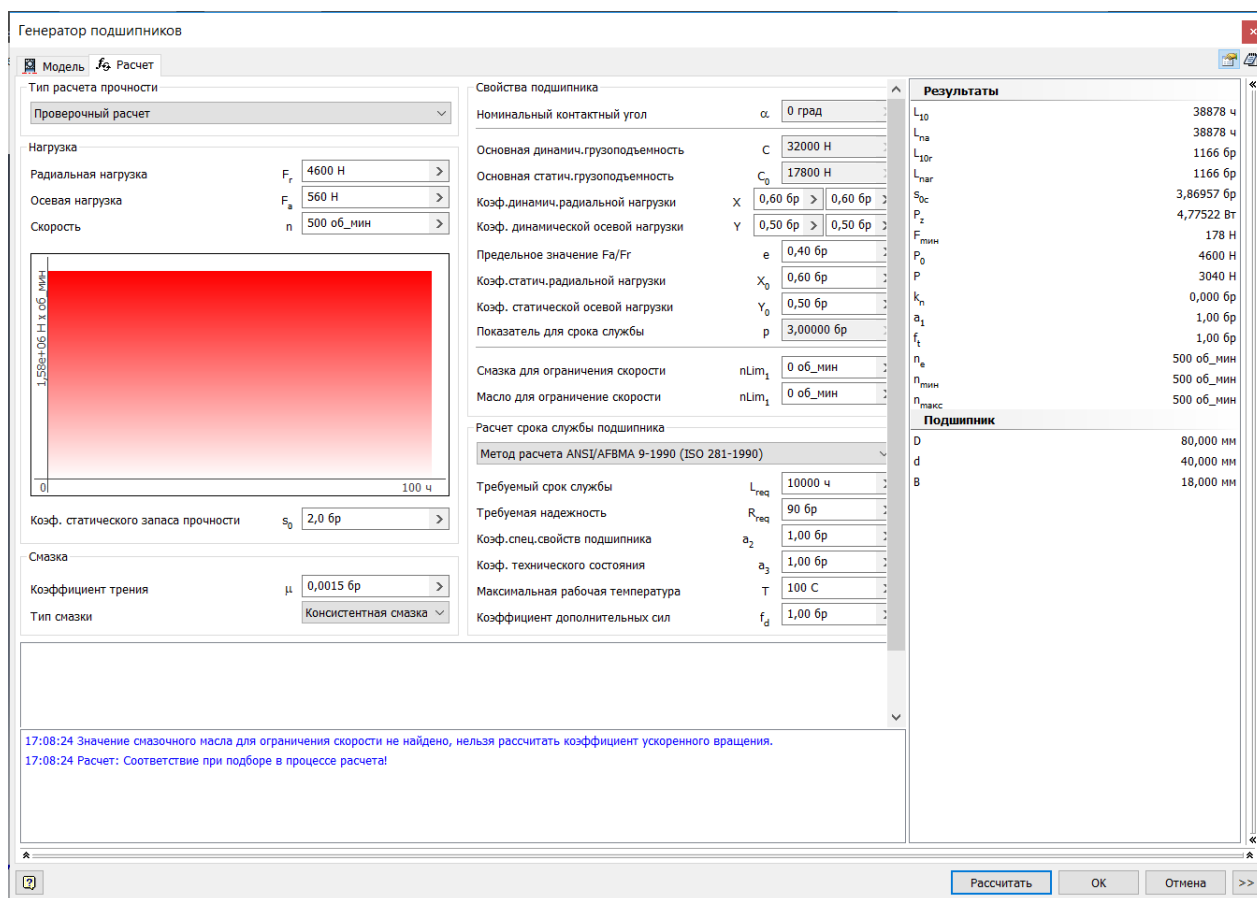


Рисунок 2.23 – Скриншот расчета переднего подшипника

Таблица 2.8 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	38878 ч.
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	38878 ч.
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	3,86957 бр



Продолжение таблицы 2.8

Потеря мощности при трении	$P_z$	4,77522 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	178 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	4600 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	3040 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0.000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	500 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	500 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	500 об/мин
Проверка мощности		Положительная

Исходные данные для расчета заднего подшипника:

- радиальная нагрузка 658 Н;
- осевая нагрузка 560 Н;
- скорость 500 об/мин.

На рисунке 2.24 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.9.

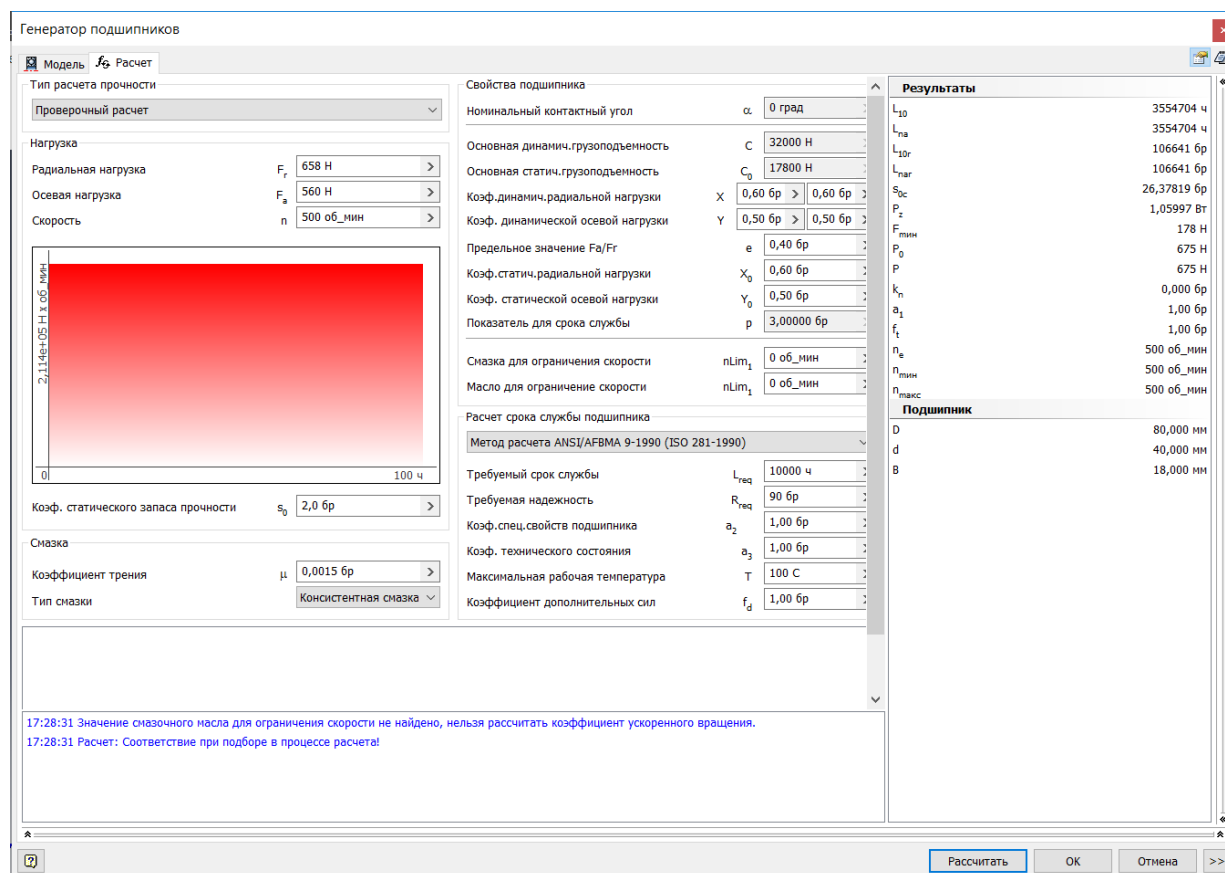


Рисунок 2.24 – Скриншот расчета заднего подшипника

Таблица 2.9 – Результаты расчета заднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	3554704 ч.
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	3554704 ч.
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	26,3781 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	1,05997 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	178 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	675 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	675 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	500 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	500 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	500 об/мин
Проверка мощности		Положительная

#### 2.4.4.2 Расчет и подбор подшипников выходного вала

Исходные данные для расчета переднего подшипника:

- радиальная нагрузка 5600 Н;
- осевая нагрузка 580 Н;
- скорость 125 об/мин.

На рисунке 2.25 приставлен расчет подшипников выходного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.10.

Исходные данные для расчета заднего подшипника:

- радиальная нагрузка 4600 Н;
- осевая нагрузка 580 Н;
- скорость: 125 об/мин.

На рисунке 2.26 приставлен расчет подшипников выходного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.11.

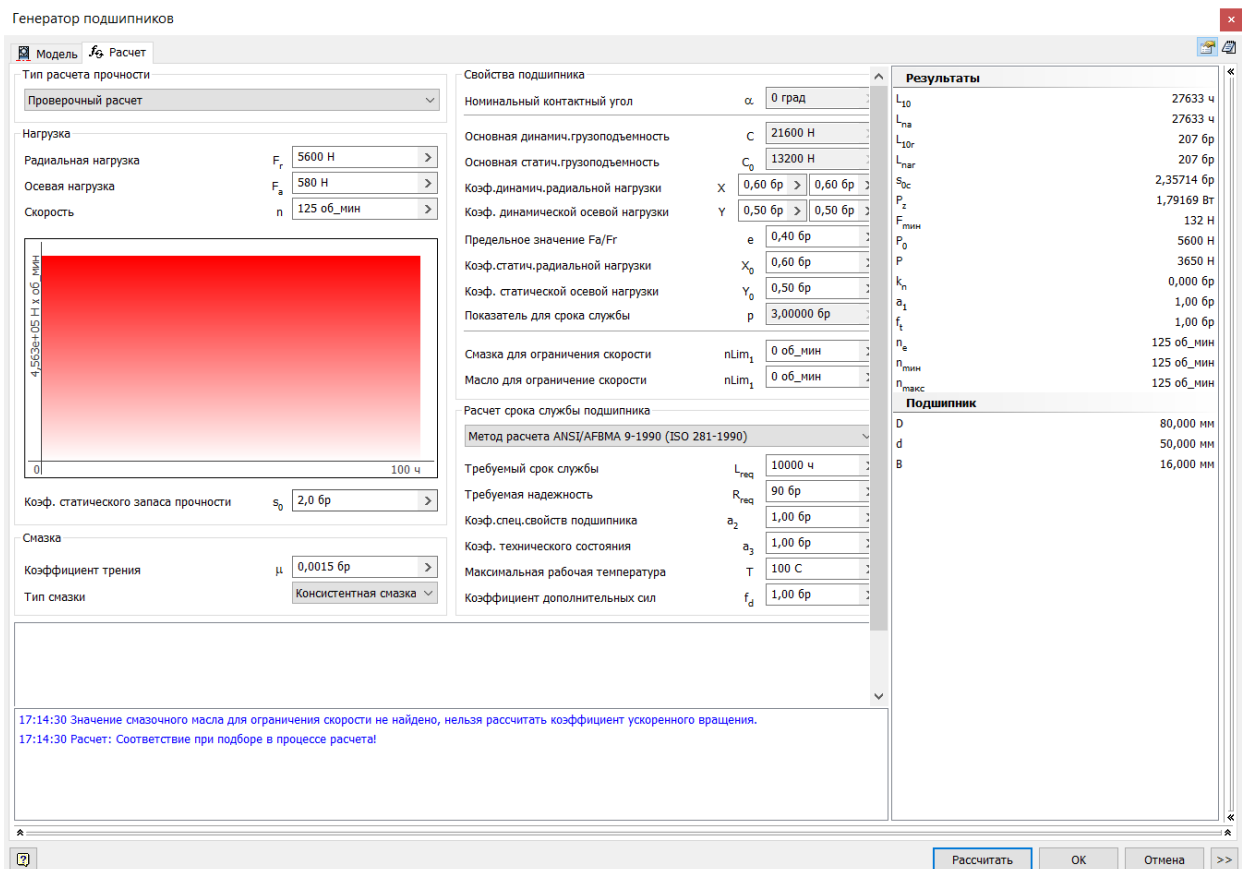


Рисунок 2.25 – Скриншот расчета переднего подшипника

Таблица 2.10 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	27633 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	27633 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	2,35714 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	1,79169 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	132 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	5600 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	3650 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	125 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	125 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	125 об/мин
Проверка мощности		Положительная

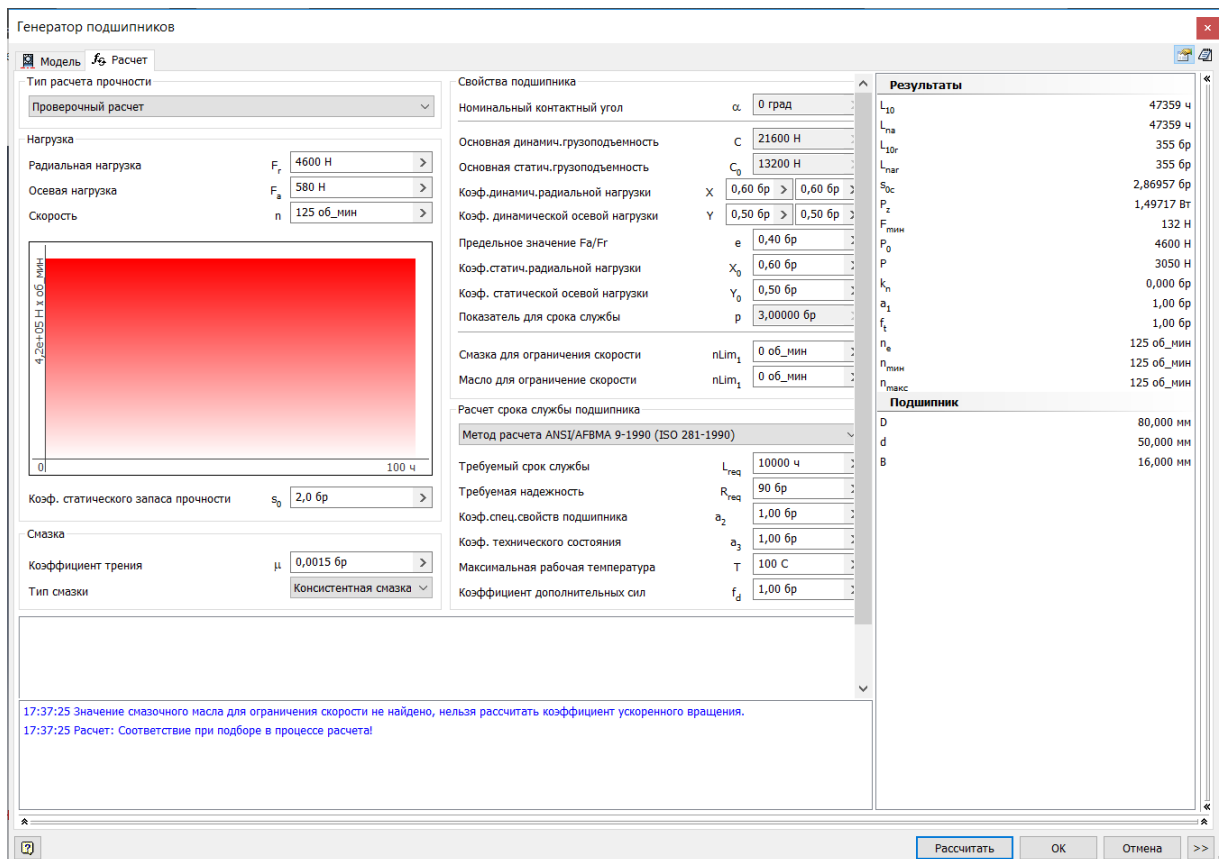


Рисунок 2.26 – Скриншот расчета заднего подшипника

Таблица 2.11 – Результаты расчета заднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	47359 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	47359 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	2,86957 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	1,49717 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	132 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	4600 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	3050 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	125 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	125 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	125 об/мин
Проверка мощности		Положительная

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

## 2.4.5 Расчет шлицевых соединений коробки скоростей

Шлицевое соединение представляет собой конструктивное развитие шпоночного соединения. Такое соединение можно рассматривать как многошпоночное, в котором шпонки выполнены за одно целое с валом. Боковые поверхности шлицевых соединений являются рабочими.

Как правило, это подвижные соединения, в которых втулка может перемещаться в осевом направлении, а шлицевые поверхности используют как направляющие для продольного перемещения деталей. Однако возможно и применение неподвижных шлицевых соединений. Технологически шлицевые соединения сложнее шпоночных, но обеспечивают хорошее центрирование втулки на валу и позволяют передавать значительные вращающие моменты, поскольку большое число шлиц обеспечивает меньшую концентрацию напряжений.

С помощью программы «Autodesk Inventor» рассчитаем шлицы на воспринимаемые нагрузки и минимальную возможную длину.

### 2.4.5.1 Расчёт шлицевых соединений входного вала

Исходные данные:

- мощность 9,98 кВт;
- скорость 500 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал: сталь конструкционная.

На рисунке 2.27 представлены расчеты шлицевого соединения входного вала. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шлица меньше расчетных и это значит, что шлицевое соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.12.

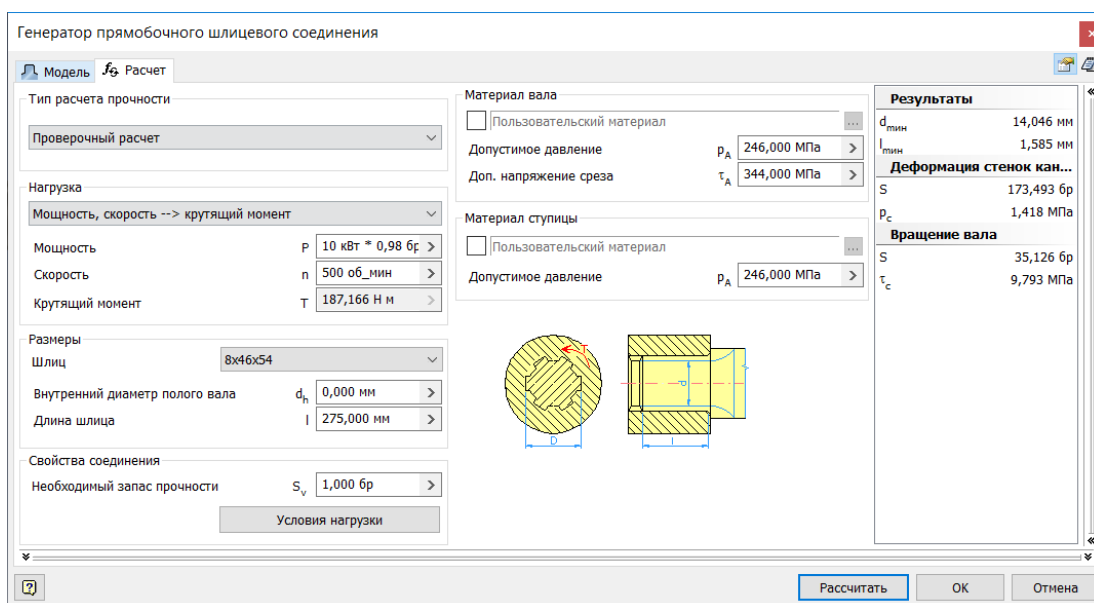


Рисунок 2.27 – Скриншот расчета шлицов входного вала

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 2.12 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	14,046 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	1,585 мм
Проверка прочности	Положительная	

#### 2.4.5.2 Расчет шлицов выходного вала

Исходные данные:

- мощность 9,8 кВт;
- скорость 125 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал: сталь конструкционная.

На рисунке 2.28 представлены расчеты шлицевого соединения выходного вала. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шлица меньше расчетных и это значит, что шлицевое соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.13.

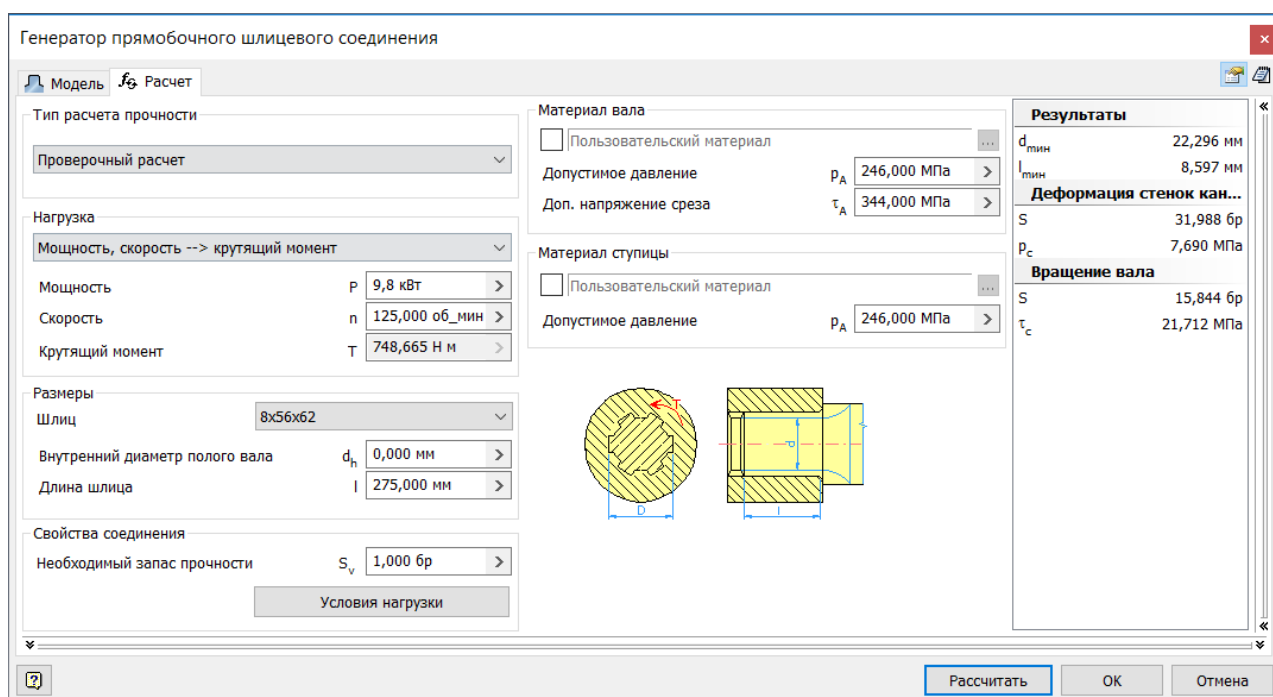


Рисунок 2.28 – Скриншот расчета шлицов выходного вала

Таблица 2.13 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	22,296 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	8,597 мм
Проверка прочности	Положительная	

## 2.4.6 Расчет шпонок коробки скоростей

Для передачи крутящего момента между валом и деталями, установленными на нем, используют шпоночные соединения. Основным конструктивным элементом этого типа соединения является шпонка. С помощью программы “Autodesk Inventor” рассчитаем шпонки на и воспринимаемые нагрузки и минимальную возможную длину.

### 2.4.6.1 Расчёт шпонки входного вала

Исходные данные:

- мощность 9.98 кВт;
- скорость 500 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал: сталь конструкционная.

На рисунке 2.29 представлены расчеты шпоночного соединения входного вала. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шпонки меньше расчетных и это значит, что шпоночное соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.14.

Рисунок 2.29 – Скриншот расчета шпонок входного вала

Таблица 2.14 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	14,046 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	10,604 мм
Проверка прочности	Положительная	

Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 10.6 мм. Принимаем шпонку длиной 40 мм.

#### 2.4.6.2 Расчёт шпонки выходного вала

Исходные данные:

- мощность 9,98 кВт;
- скорость 500 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал: сталь конструкционная.

На рисунке 2.30 представлены расчеты шпоночного соединения выходного вала. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шпонки меньше расчетных и это значит, что шпоночное соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.15.

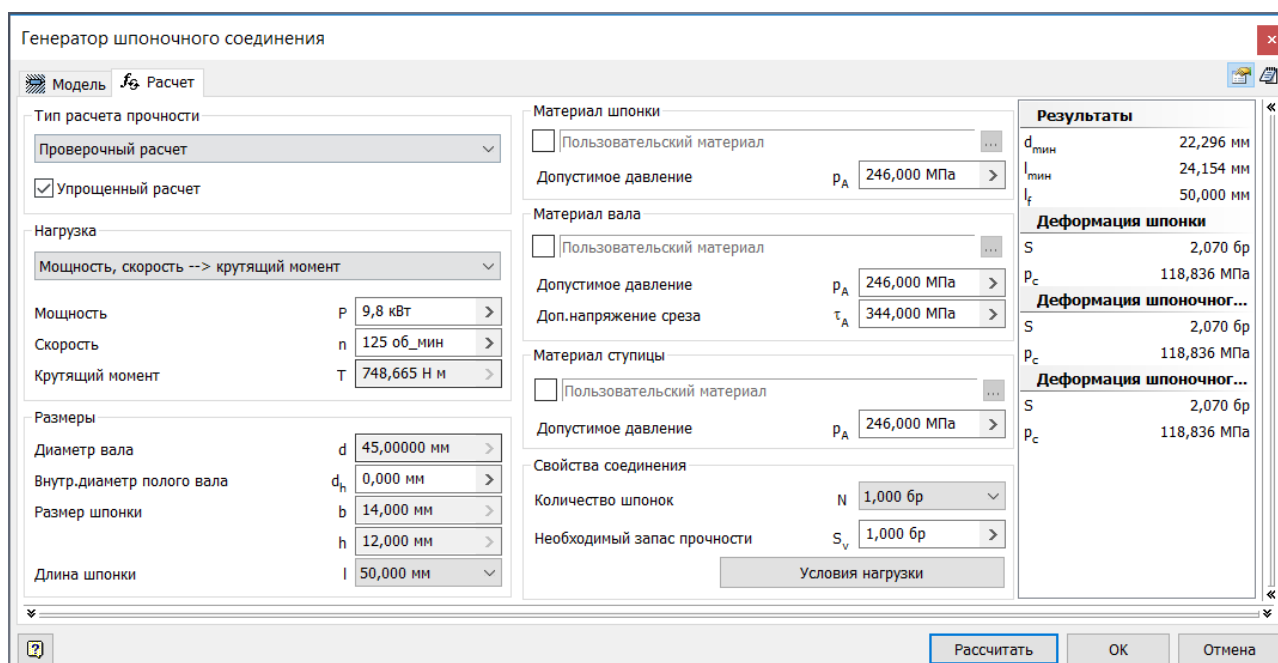


Рисунок 2.30 – Скриншот расчета шпонок выходного вала

Таблица 2.15 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	22,2966 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	24,134 мм
Проверка прочности	Положительная	

Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 24,1 мм. Принимаем шпонку длиной 45 мм.



## 2.4.7 Расчет шпиндельного узла

Одним из важнейших узлов токарного станка является, шпиндельный узел он служит для точного вращения заготовки и всегда реализуют одно из движений формообразования. От точности его вращения во много зависит точность обработки детали.

В качестве материала для изготовления шпинделя часто применяют легированную сталь 40X или 20X с последующей химико-термической обработкой.

3D-модель шпиндельного узла представлена на рисунке 2.31, чертеж – на рисунке А.3 (Приложение А).



Рисунок 2.31 – Изображение шпинделя (спроектировано автором)

### 2.4.7.1 Расчёт шпинделя

Расчет производился по программе «Autodesk Inventor».

Исходные данные:

- длины ступеней и их диаметры: 75 мм и 79 мм, 85 мм и 24 мм, 90 мм и 39 мм, 90 мм и 100 мм, 100 мм и 78 мм, 110 мм и 137 мм, 168 мм и 25 мм, 116 мм и 7 мм;

- радиальная сила ремённой передачи шпиндельного узла 4563Н;

- радиальная сила резания: 3600 Н;

- осевая сила резания: 1800 Н.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.32 и 2.33, в таблице 2.16.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

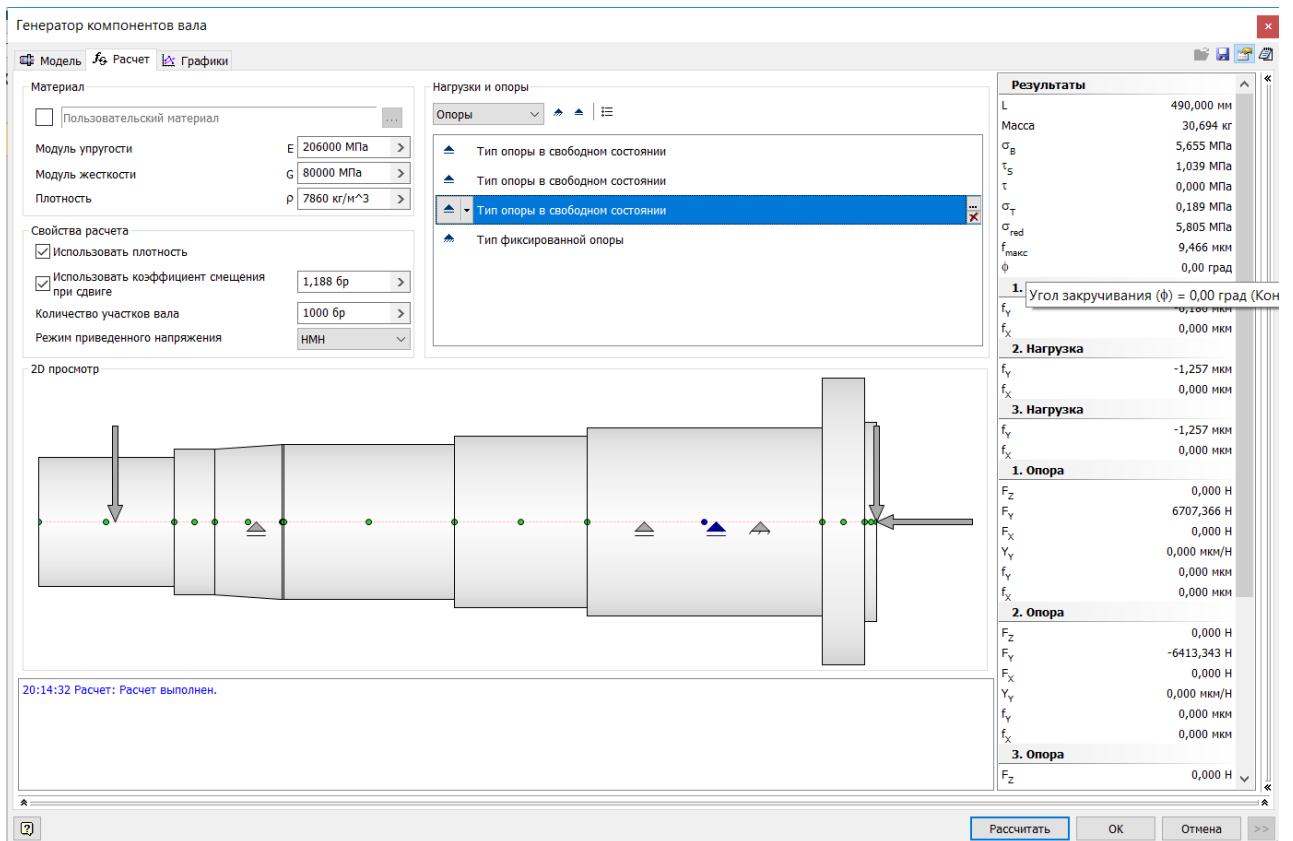


Рисунок 2.32 – Скриншот расчета шпинделя

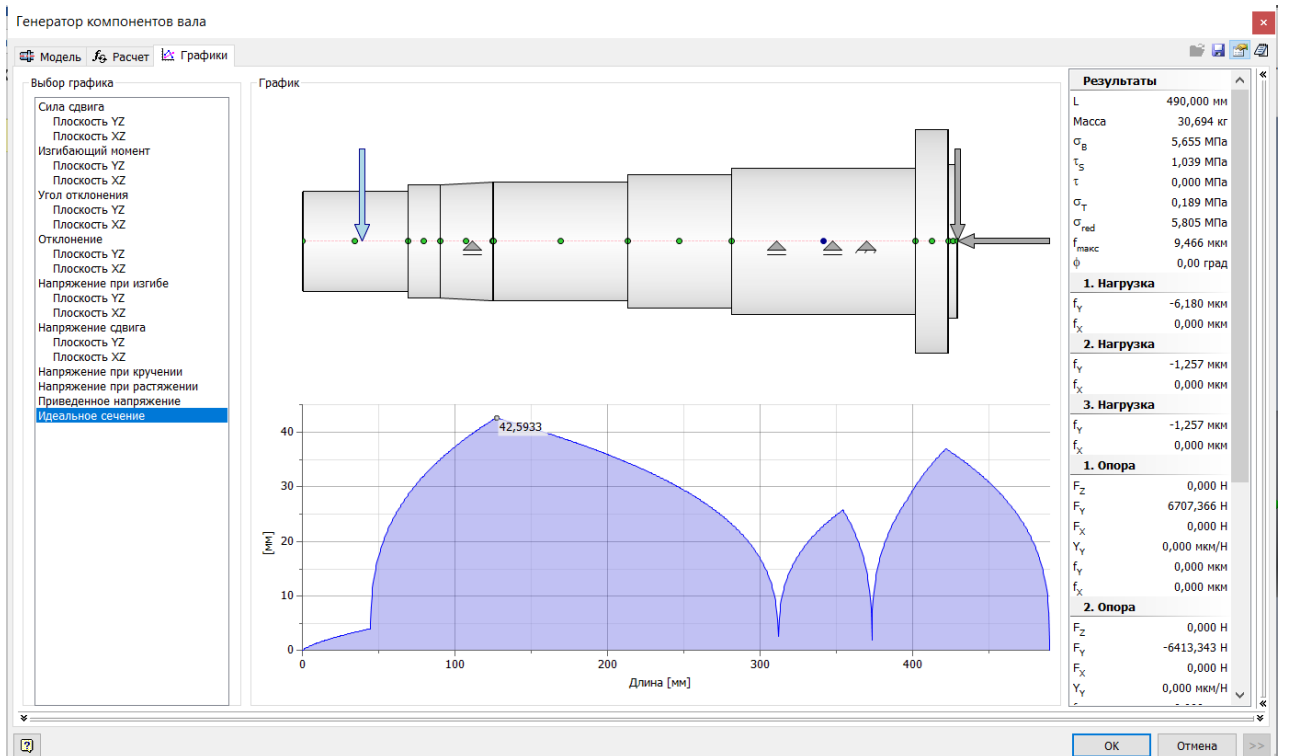


Рисунок 2.33 – Идеальное сечение шпинделя

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Таблица 2.16 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Длина	L	490,000 мм
Масса	m	30,694 кг
Максимальное напряжение при изгибе	$\sigma_B$	5,655 МПа
Максимальное напряжение при сдвиге	$\tau_S$	1,039 МПа
Максимальное напряжение при кручении	$\tau$	0,000 МПа
Максимальное напряжение при растяжении	$\sigma_T$	0,189 МПа
Максимальное приведенное напряжение	$\sigma_{red}$	5,805 МПа
Максимальное отклонение	$f_{max}$	9,466 мкм
Угол закручивания	$\varphi$	0,00 град

Исходя из полученных результатов можно судить, что вал выдерживает приложенные к нему нагрузки, также относительное перемещение 9,5 мкм позволяет вести силовую обработку по седьмому качеству.

#### 2.4.7.2 Расчёт подшипников шпинделя

Передняя опора шпинделя воспринимает большие радиальные и осевые нагрузки, поэтому на передней опоре ставится радиально-упорный шариковый подшипник.

Этот подшипник имеет дорожки качения на внутреннем и наружном кольцах, смещенные относительно друг друга вдоль оси подшипника. Эта конструкция позволяет подшипнику воспринимать комбинированные нагрузки, т.е. нагрузки, действующие в радиальном и осевом направлении.

Осевая грузоподъемность радиально-упорного шарикоподшипника возрастает с увеличением угла контакта, в то время как радиальная – уменьшается. И наоборот. Однорядный радиально-упорный шарикоподшипник может воспринимать осевую нагрузку, действующую только в одном направлении. Радиальная нагрузка создает осевую силу, действующую на подшипник в другом направлении. Поэтому радиально-упорный подшипник устанавливается в паре с другим подшипником. Подшипники передней опоры шпинделя установлены по O-образной схеме и схеме «тандем». Что позволяет выдерживать большие осевые нагрузки в двух направлениях, радиальная и осевая нагрузки плавно распределяются между подшипниками.

С помощью программы «Autodesk Inventor» рассчитаем подшипники на долговечность и воспринимаемые нагрузки.

Исходные данные для расчета переднего подшипника:

- радиальная нагрузка 9730 Н;
- осевая нагрузка 1800 Н;
- скорость 125 об/мин.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.34 и в таблице 2.17.

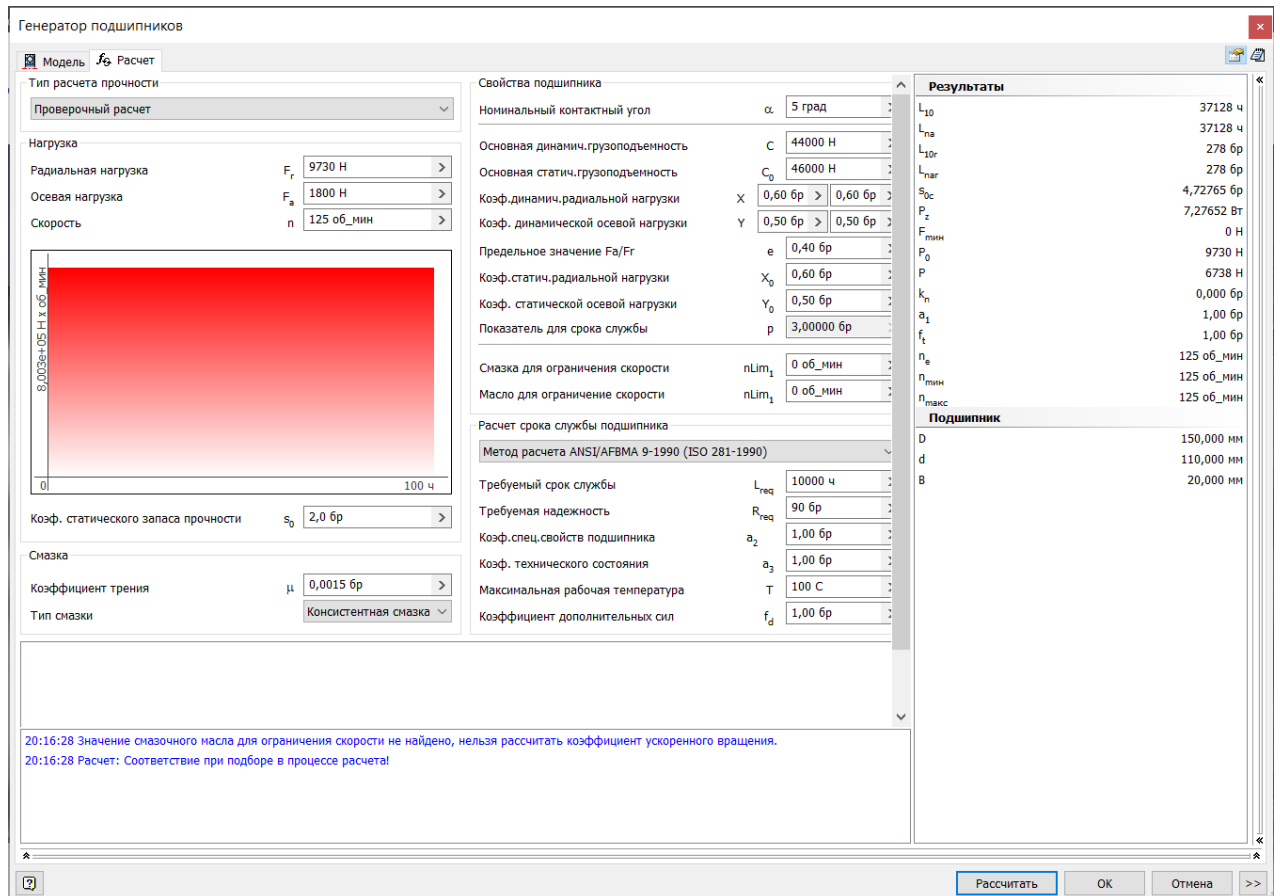


Рисунок 2.34 – Скриншот расчёта переднего подшипника

Таблица 2.17 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	37128 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	37128 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	4,72 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	7,27 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	9730 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	6738 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	125 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	125 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	125 об/мин
Проверка мощности		Положительная

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Задняя опора воспринимает большие радиальные нагрузки, поэтому на неё устанавливаются роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами, которые предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок, и только некоторые модификации дополнительно воспринимают кратковременные небольшие осевые нагрузки.

Исходные данные для расчета заднего подшипника:

- радиальная нагрузка 6707 Н;
- осевая нагрузка 1100 Н;
- скорость 125 об/мин.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.35 и в таблице 2.18.

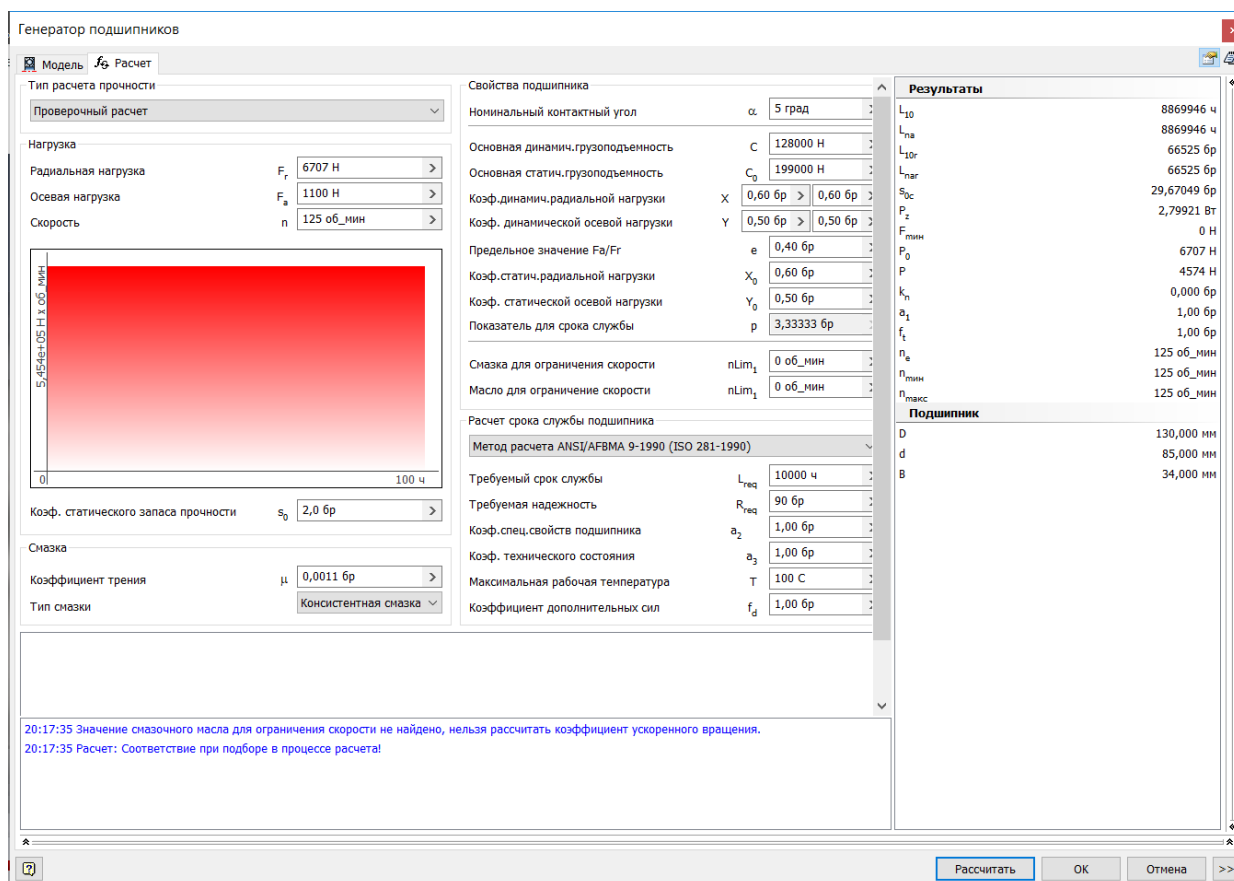


Рисунок 2.35 – Скриншот расчёта заднего подшипника

Таблица 2.18 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	8869946 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	8869946 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	29 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	2,7 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	6707 Н

## Продолжение таблицы 2.18

Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	4574 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	125 об/мин
Минимальная скорость	$n_{\text{мин}}$	125 об/мин
Максимальная скорость	$n_{\text{макс}}$	125 об/мин
Проверка мощности		Положительная

### 2.4.7.3 Расчёт шпоночных соединений шпинделя

Для передачи крутящего момента между валом и деталями, установленными на нем, используют шпоночные соединения. Основным конструктивным элементом этого типа соединения является шпонка. С помощью программы «Autodesk Inventor» рассчитаем шпонки на и воспринимаемые нагрузки и минимальную возможную длину

Исходные данные для расчёта шпоночного соединения для шкива:

- мощность 9,78 кВт;
- скорость 125 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал сталь конструкционная.

На рисунке 2.36 представлены расчеты шпоночного соединения. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шпонки меньше расчетных и это значит, что шпоночное соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.19.

Таблица 2.19 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	22,073 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	14,06 мм
Проверка прочности		Положительная

Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 14,06 мм. Принимаем шпонку длиной 45 мм.

Исходные данные для расчёта шпоночного соединения для тормоза:

- мощность 9,78 кВт;
- скорость 125 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал сталь конструкционная.

На рисунке 2.27 представлены расчеты шпоночного соединения. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шпонки меньше расчетных и это значит, что шпоночное соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.20.

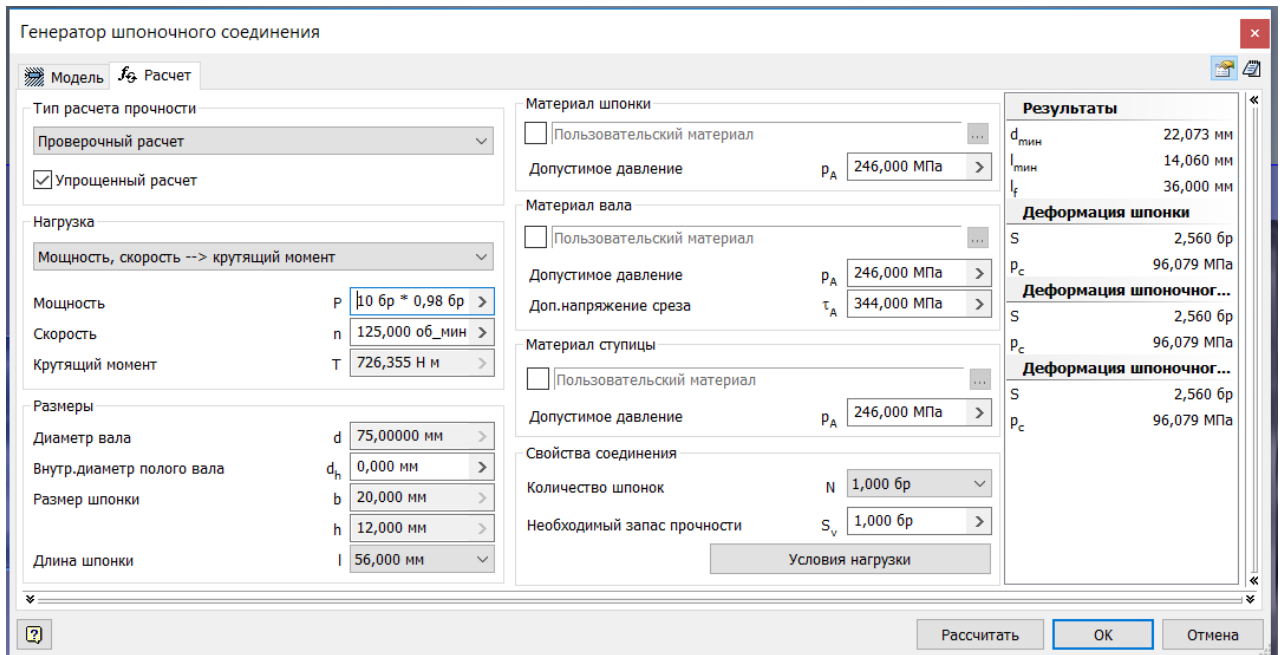


Рисунок 2.36 – Скриншот расчёта шпоночного соединения для шкива

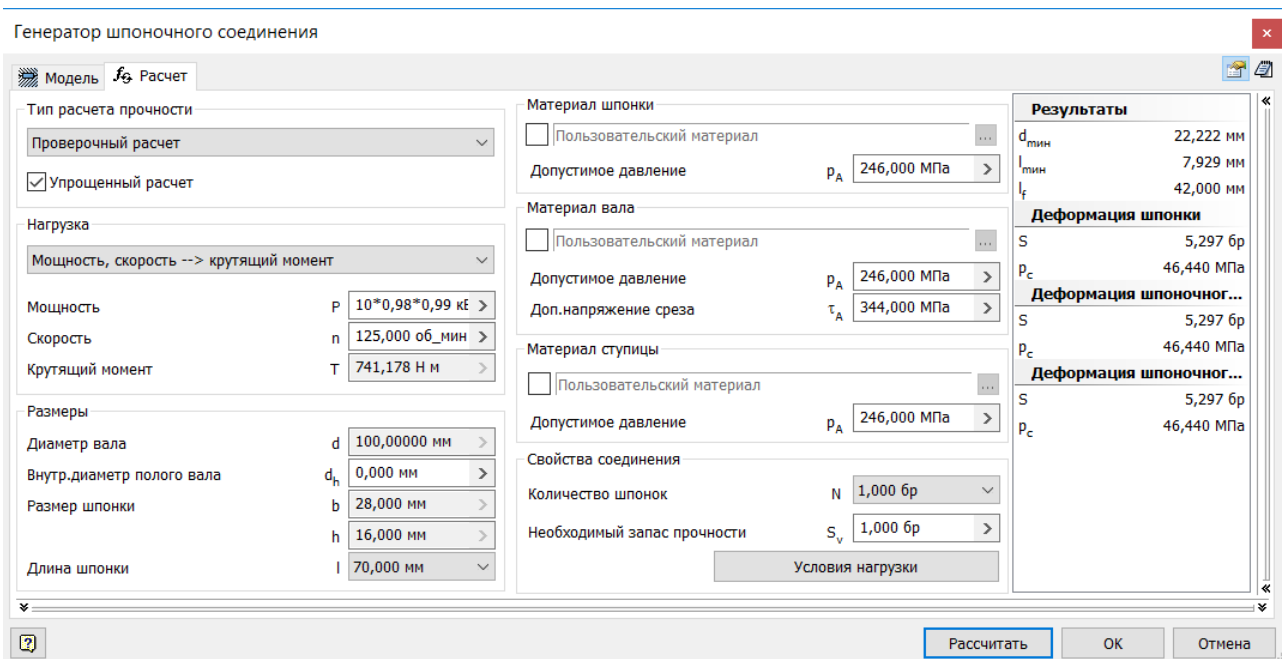


Рисунок 2.37 – Скриншот расчёта шпоночного соединения для тормоза

Таблица 2.20 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	22,222 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	7,929 мм
Проверка прочности	Положительная	

Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 7.929 мм. Принимаем шпонку длиной 60 мм.

Исходные данные для расчёта шпоночного соединения для датчика

- мощность 9,78 кВт;
- скорость 125 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал сталь конструкционная.

На рисунке 2.38 представлены расчеты шпоночного соединения. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шпонки меньше расчетных и это значит, что шпоночное соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.21.

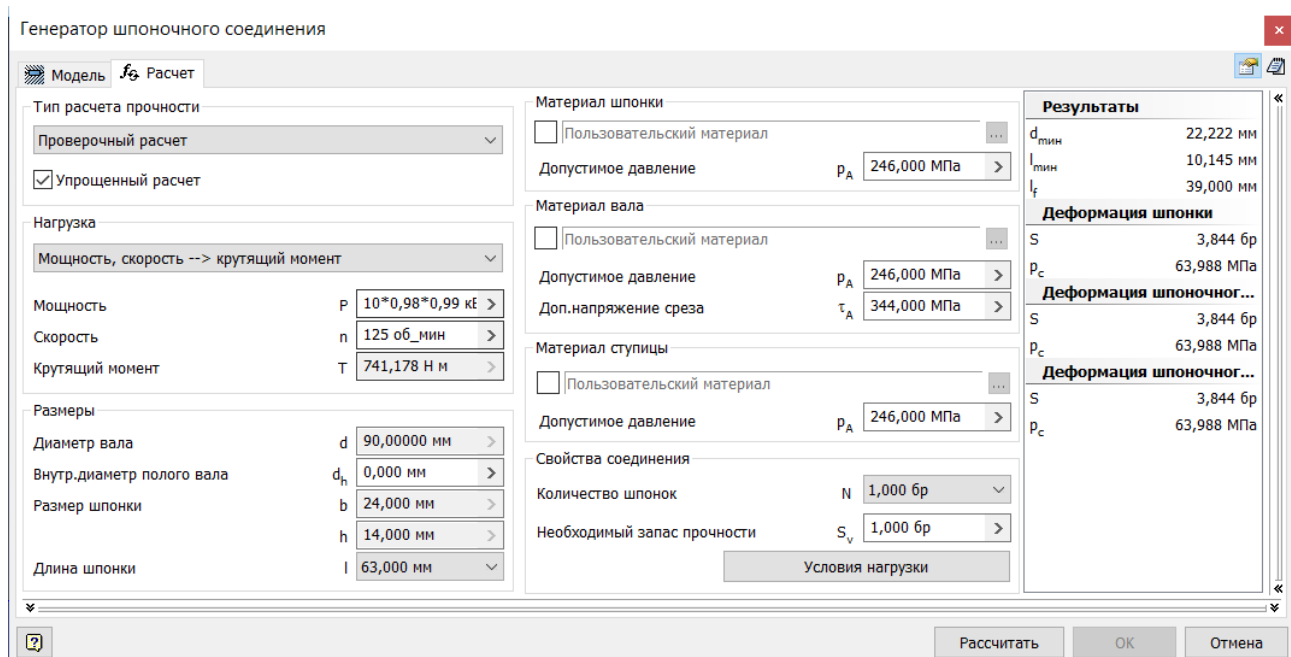


Рисунок 2.38 – Скриншот расчёта шпоночного соединения для датчика

Таблица 2.21 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	22,222 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	10,145 мм
Проверка прочности	Положительная	

Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 10,145 мм. Принимаем шпонку длиной 30 мм.

#### 2.4.8 Подбор уплотнений

Для защиты подшипников качения от грязи, пыли, проникновению влаги, а также препятствию вытеканию смазки из подшипников используют уплотнения. Конструкции уплотнений учитывают пространственное положения





хорошее центрирование, не требуя значительных усилий для сборки и разборки. Применяется чаще других переходных посадок: для посадки шкивов, зубчатых колес, муфт, маховиков (на шпонках), для втулок подшипников и вращающихся на валах зубчатых колес и др. Соединение зубчатого колеса с валом представлено на рисунке 2.40.

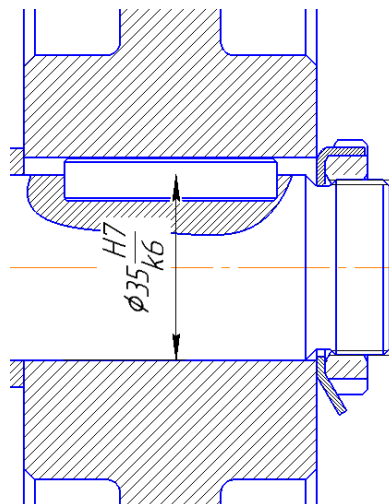


Рисунок 2.40 – Соединение зубчатого колеса с валом (спроектировано автором)

#### 2.4.9.2 Посадка шлицевого соединения

На шлицевое соединение блока зубчатых колес со шлицевым участком вала назначается посадка  $d-8x46H7/f7x54H12/a11x9F10/f9$  центрированием по внутреннему диаметру. На шлицевое соединение блока зубчатых колес со шлицевым участком вала представлено на рисунке 2.41.

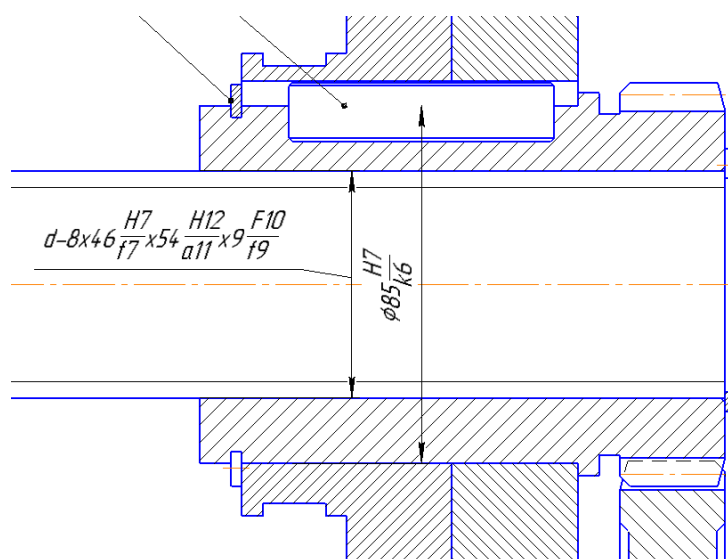


Рисунок 2.41 – Шлицевое соединение блока зубчатых колес со шлицевым участком вала (спроектировано автором)

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

На шлицевое соединение зубчатых колес с валом в постоянном зацеплении назначается посадка  $D-8x56x62H7/f7 \times 10F8/f8$  центрированием по внешнему диаметру. Шлицевое соединение зубчатых колес со шлицевым участком вала представлено на рисунке 2.42.

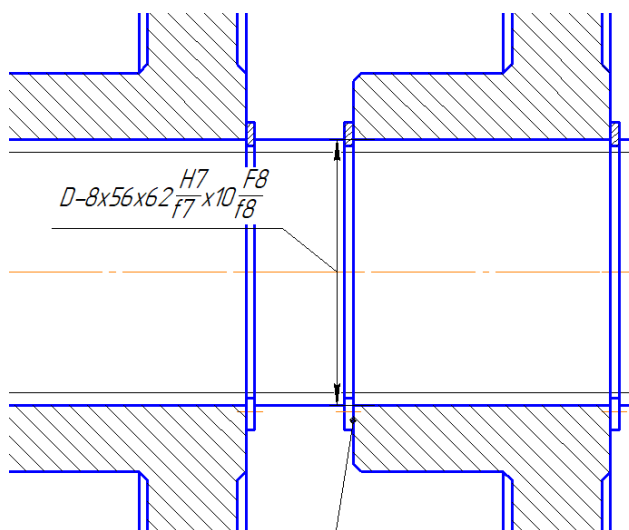
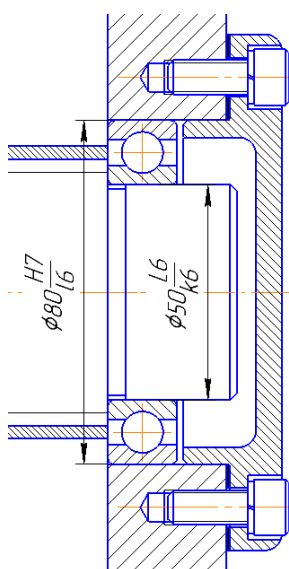


Рисунок 2.42 – Шлицевое соединение зубчатых колес со шлицевым участком вала (спроектировано автором)

#### 2.4.9.3 Посадки подшипников качения

2.4.9.3.1 Посадки на коробку скоростей. На валы устанавливаются прецизионные подшипники, что означает высокий квалитет точности. На внутренне кольцо подшипника назначается посадка  $L6/k6$ , а на внешнее кольцо  $H7/l6$ . Пример приведен на рисунке 2.43.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Рисунок 2.43 – Соединение вала и подшипника (спроектировано автором)

2.4.9.3.2 Посадки на шпиндельный узел. Шпиндельный узел, является самым ответственным узлом всего станка, он должен обеспечивать высокую точность и производительность.

Точность вращения и жесткость шпиндельного узла определяются не только высокой точностью подшипников качения, но и в значительной степени качеством поверхности посадочных мест вала и. Точность всех этих элементов должна быть соизмерима с точностью подшипников. Поэтому на шпиндельный узел устанавливается более высокий квалитет точности. На внутреннее кольцо подшипника L4/k5, а на внешнее кольцо H6/l4. Пример приведен на рисунке 2.44.

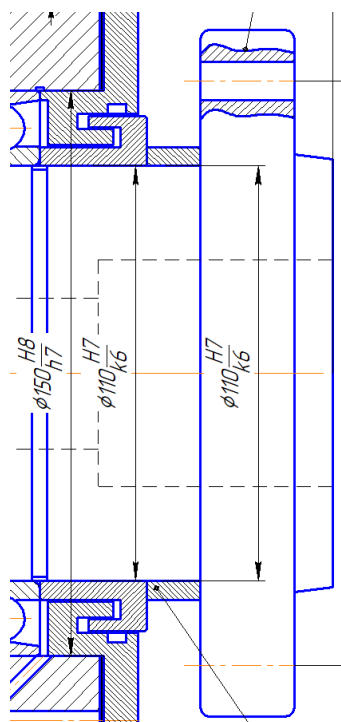


Рисунок 2.44 – Соединение шпиндельного вала и подшипника (спроектировано автором)

#### 2.4.9.4 Посадки шпоночных соединений

Посадки шпоночных соединений разделяют на свободные, нормальные и плотные.

Свободное соединение используют для обеспечения неответственных конструкций, а также для подвижных соединений со шпоночными соединениями, работающими как направляющие продольного перемещения.

Нормальные шпоночные соединения применяют в большинстве изделий, если к ним не предъявляются особые функциональные требования.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Плотное соединение назначают для предотвращения больших динамических нагрузок при выборе зазоров в соединениях по ширине шпонки с ударами. Такие условия работы встречаются в изделиях со старт-стопными режимами или с частым реверсированием направления вращения валов.

Выбирается нормальное шпоночное соединение и назначается:

- посадка на соединение шпонки со ступицей колеса – Js9/h9;
- посадка на соединение шпонки с валом – N9/h9.

Пример шпоночного соединения представлен на рисунке 2.45.

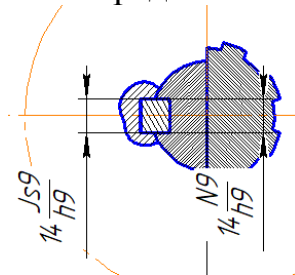


Рисунок 2.45 – Пример шпоночного соединения с валом (спроектировано автором)

#### 2.4.10 Устройство перемещения блока колёс

В качестве устройства перемещения блока колёс используется следящий пневмопривод на рисунке 2.46. Это устройство всё больше используется в современной технике, так как оно отвечает всем требованиям, которые предъявляет пользователь.

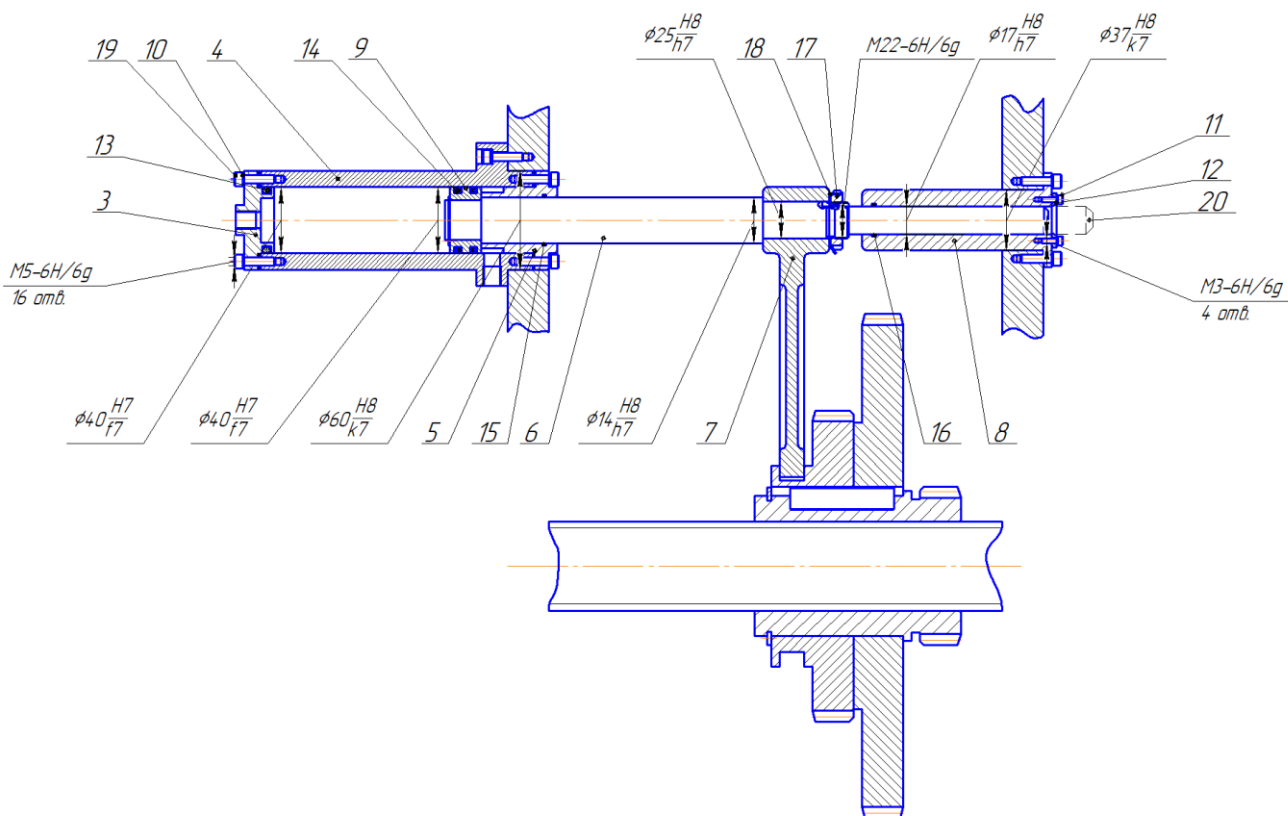


Рисунок 2.46 – Устройство перемещения блока колёс (спроектировано автором)

Обычный пневмопривод обладает рядом преимуществ, такими как быстрота действия, компактность, надёжность, долговечность возможность работать в экстремальных условиях. Поэтому на его основе был создан следящий пневмопривод. Следящий пневмопривод отличается от обычного, тем что он имеет как правило датчик, который показывает перемещение штока, и микроконтроллер, благодаря расчётам которого обеспечивается обратная связь.

Принцип работы которого показано на рисунке 2.47.

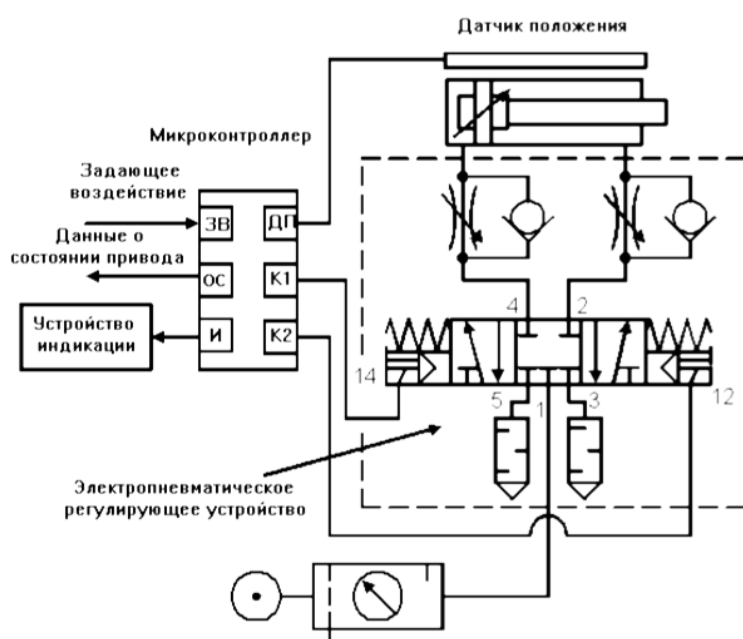


Рисунок 2.47 – Схема устройства перемещения блока колёс

На микроконтроллер отправляется требуемое положение, это есть задающие воздействие, через датчик на МК приходит информация о текущем положении штока, вычисляется разница между положениями, и формируется сигнал о перемещении.

Следовательно, у пневмопривода появляется новые возможности управления, такие как установка штока в определённом положении с высокой точностью, плавное перемещение в требуемое положение, а также установка адаптивного управления.

Такой привод при давлении питания 6 бар (0,63 МПа) способен перемещать объекты управления со скоростью до 20 мм/с с силой 200 Н и имеют погрешность позиционирования, не превышающую 1 мм.

В качестве датчика применяется лазерный датчик перемещения. Благодаря которому информацию можно снимать со штока, следовательно датчик будет

находится вне коробки скоростей, это защитит его от возможных отрицательных воздействий. Принцип работы датчика показан на рисунке 2.48 и 2.49, измерение происходит с помощью треугольника, так называемый триангуляционный принцип.

Датчик излучает лазерный луч, который попадает на поверхность и отражается от нее, так как большинство поверхностей неровные и имеют множество бугорков, под определенным углом в зависимости от расстояния до объекта.

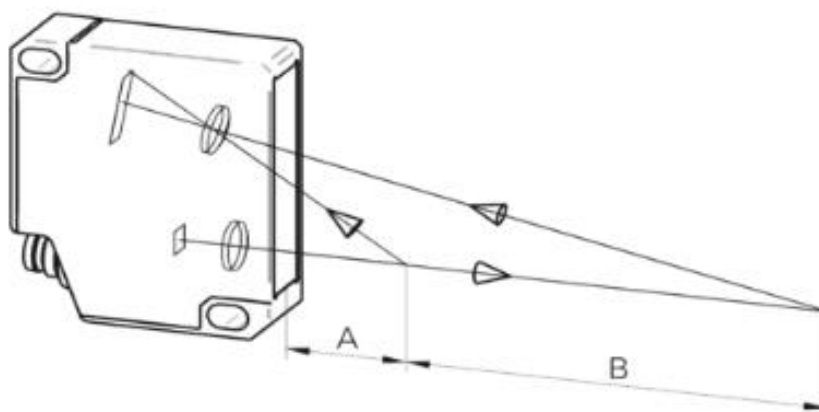


Рисунок 2.48 – Лазерный датчик перемещения

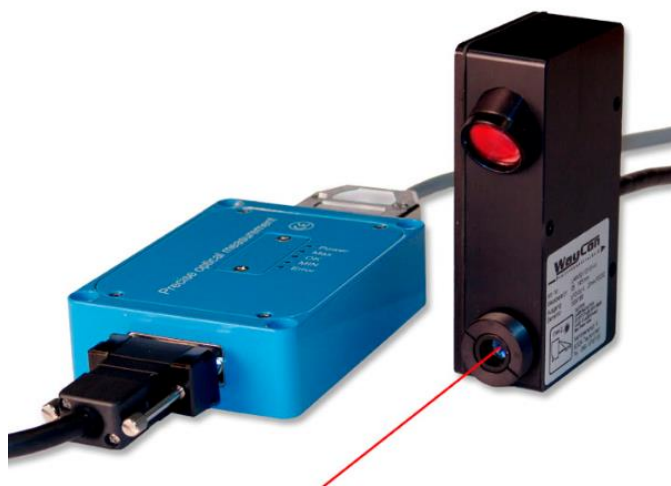


Рисунок 2.49 – Лазерный датчик перемещения

Отраженный луч от штока попадает на обратно на чувствительный элемент датчика. И датчик преобразует его в выходное значение тока определенного значения, которое передаётся на микроконтроллер следящего привода.

Датчик используемый в проекте имеет параметры такие как:

- диапазон измерения от 5 до 120 мм;
- разрешение 0,09 до 1,15 мм;

- нелинейность  $\pm 0,3 \dots \pm 1,2$ ;
- тип луча линия.

#### 2.4.11 Датчик шпинделя

Положение шпинделя контролируется абсолютным датчиком обратной связи с параметрами:

- максимальная частота 6500 об/мин;
- разрешение 6144 имп/ об.

CNC системы может быть использован всеми системами.

Принцип работы энкодера (рисунок 2.50 и 2.51). Диск абсолютного энкодера разбит на некоторое количество секторов, каждый сектор несёт в себе 1 бит информации (чаще всего, но не всегда, это количество является степенью двойки).

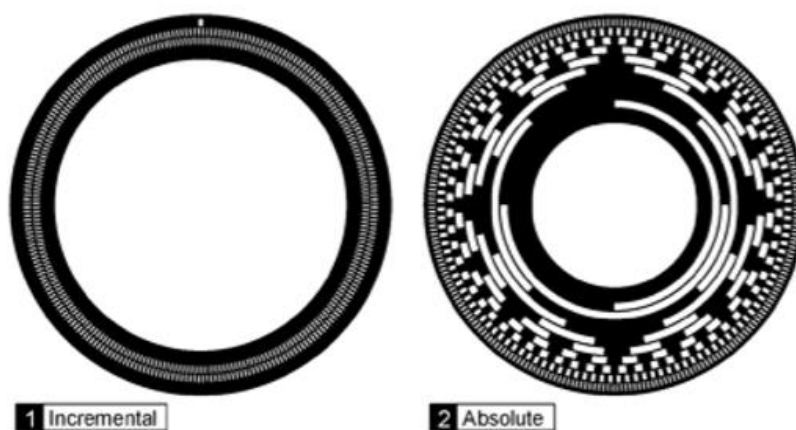


Рисунок 2.50 – Виды энкодеров

Абсолютный энкодер, в отличие от инкрементального, несёт информации о своём положении всегда, т.е. его можно опрашивать, когда это потребуется микроконтроллеру. Это даёт возможность узнать о направлении вращения, без дополнительных опрашивающих элементов, к минусам данной конструкции относится сложность изготовления





Рисунок 2.51– Магнитный энкодер

На смену оптическим энкодерам, приходят магнитные энкодеры, работающие по тому же принципу, но вместо света используются магнитные поля. В своё очередь сигнал формируется датчиком Холла. Достоинство данного датчика является, то что можно запрограммировать количество импульсов в обороте, т.е. существует возможность использования данного датчика в системах с разным считывающим интервалом

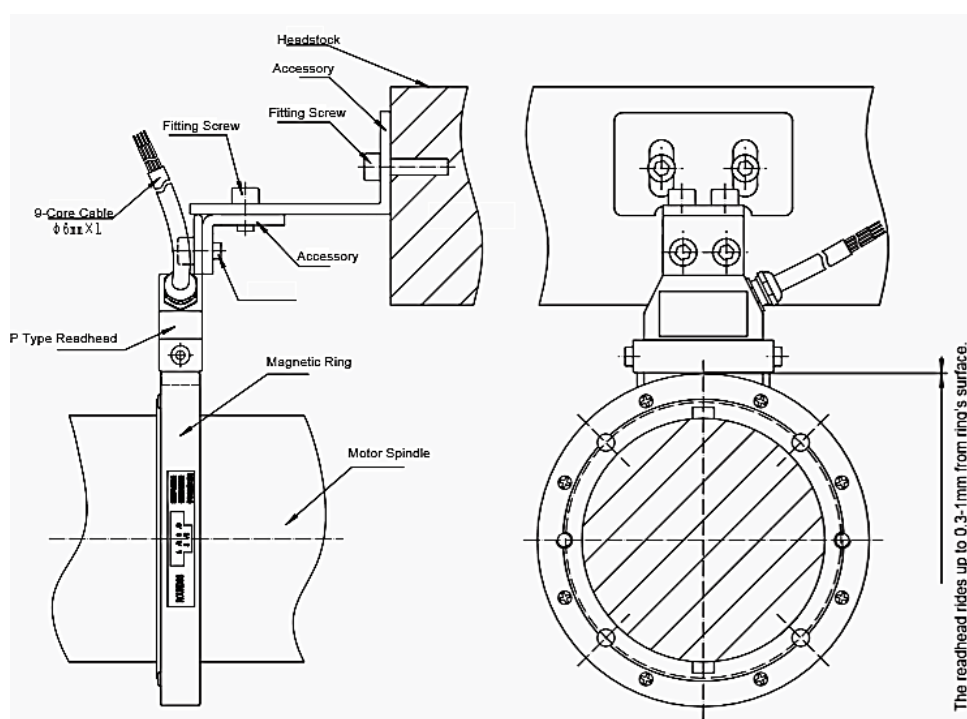


Рисунок 2.52 – Абсолютный энкодер

## 2.5 Проектирование задней бабки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

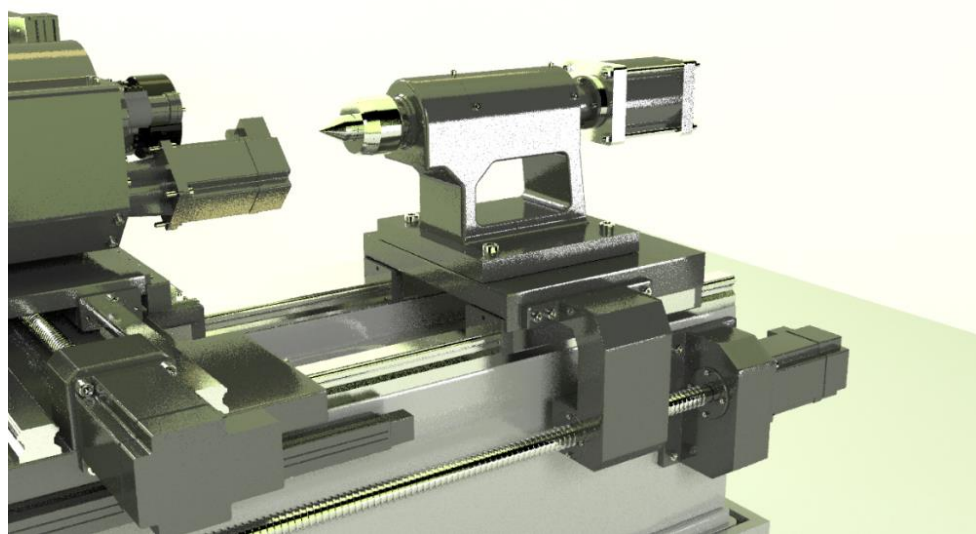
Задняя бабка служит для поддержания обрабатываемой заготовки при обработке в центрах и представляет собой вторую опору.

В борьбе за увеличение производительности, через сокращение вспомогательного времени, нужно уделять много внимания механизации трудоёмких и сравнительно мало механизированных видов работ, таких как перемещение задней бабки и поджима пиноли.

Поэтому в качестве модернизации, применяется механизация подвода задней бабки и поджима пиноли.

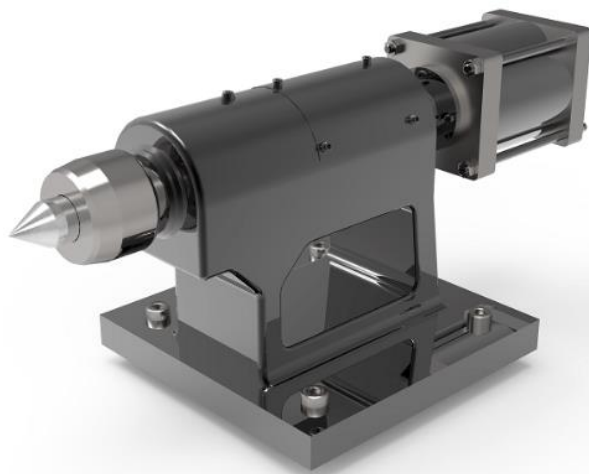
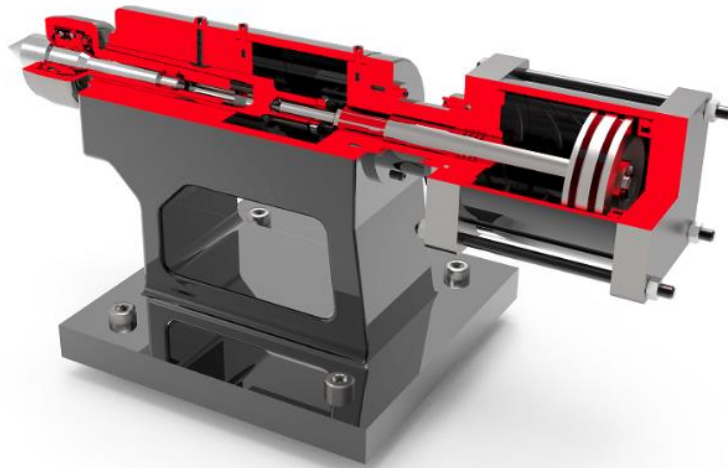
Подвод задней бабки осуществляется при помощи шарико-винтовой передачи (ШВП).

3D-модель задней бабки представлена на рисунке 2,53, чертеж – на рисунке А.7 (Приложение А).



а) с установкой на станке

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



б) общий вид

Рисунок 2.53 – Задняя бабка (спроектировано автором)

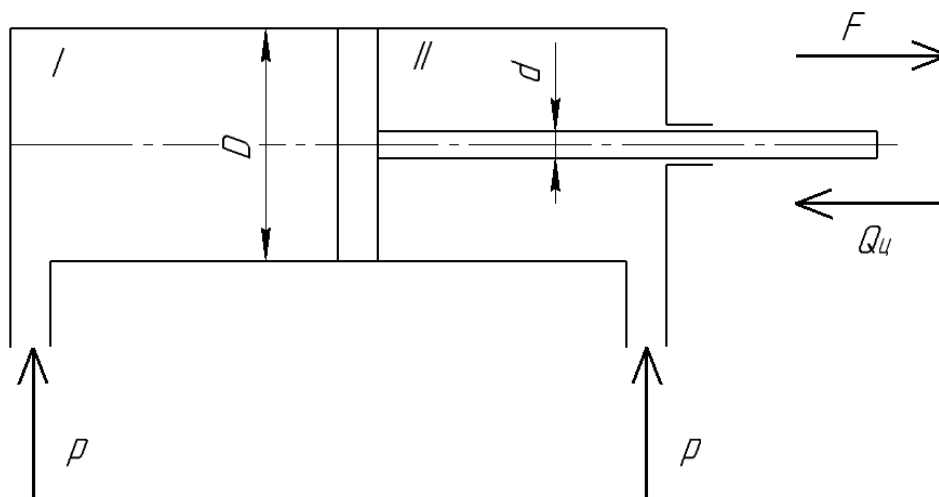
### 2.5.1 Расчёт пневмоцилиндра

Механизация поджима пиноли осуществляется с помощью силового узла. Который поджимает деталь с нужной силой, и с возможностью регулирование этой силы. Силовые узлы применяются в станочных приспособлениях для выработки исходной силы закрепления  $N$  и удержания заготовки без использования мускульной силы рабочего. Силовые узлы позволяют повысить производительность и облегчить условия труда рабочего по установке и закреплению заготовок в приспособлении.

Среди силовых узлов наибольшей популярностью пользуются пневмоцилиндры и гидроцилиндры. Эти силовые узлы приводятся в действие при подаче на них сжатого воздуха (для пневмоцилиндров) или масла (для гидроцилиндров) под постоянным давлением из пневмо- или гидросистемы.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Различают цилиндры одностороннего и двустороннего действия. В цилиндрах одностороннего действия давление подается только в одну полость цилиндра, обратный ход реализуется за счет пружины. В цилиндрах двустороннего действия прямой и обратный ход штока осуществляется подачей давления, как в поршневую, так и в штоковую полость соответственно как на рисунке 2.54.



D - диаметр цилиндра; d - диаметр штока; F - толкающая сила на штоке;  
 $Q_{ц}$  - тянущая сила на штоке; p - давление воздуха или масла подаваемых в цилиндры;  
 I - поршневая полость; II - штоковая полость

Рисунок 2.54 – Схема конструкции пневмо- и гидроцилиндров двустороннего действия

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



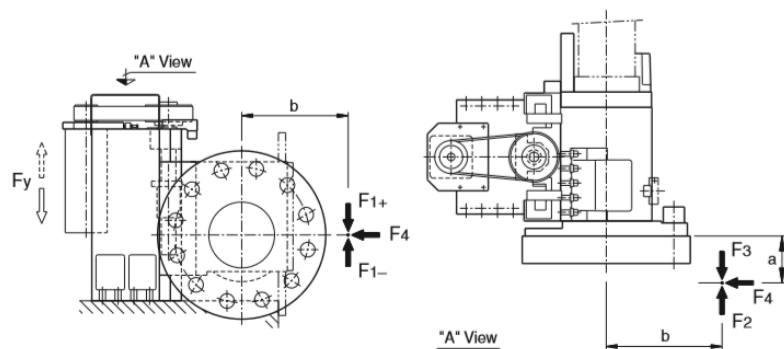


Рисунок 2.56 – Колонна фирмы Diplomatic Automatuon

3D-модель колонны представлена на рисунке 2.57, чертеж - на рисунке А.8 (Приложение А).

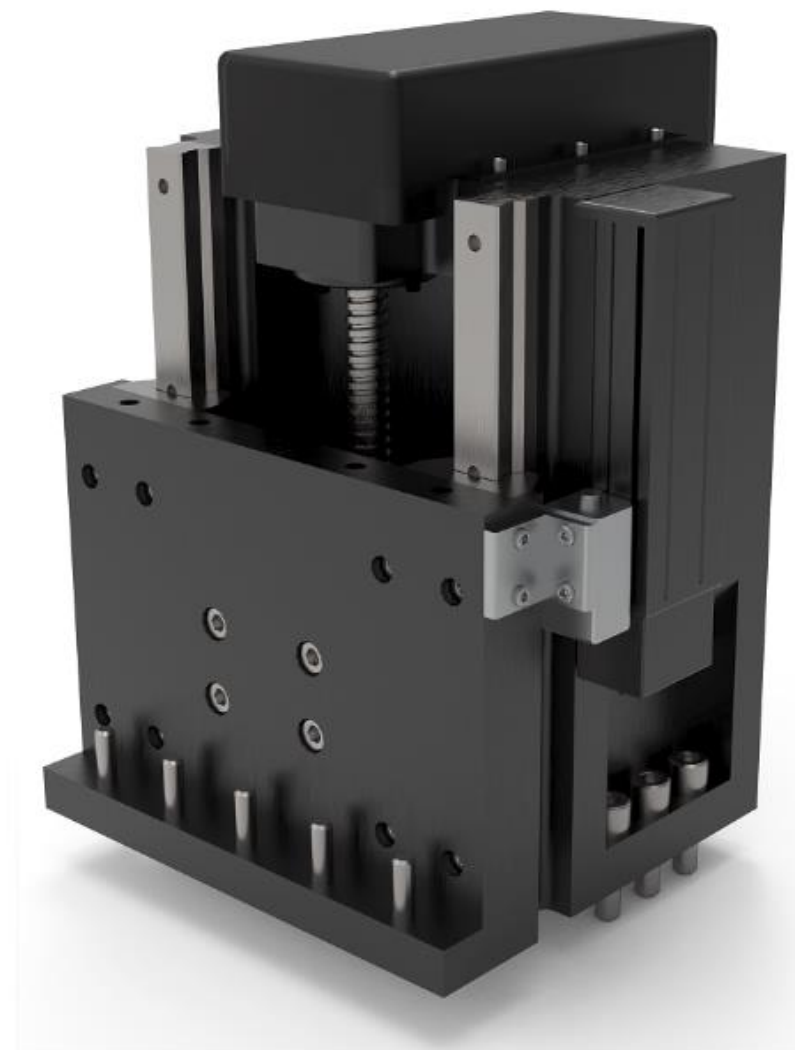


Рисунок 2.57 – Разработанная колонна (спроектировано автором)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Параметры колоны:  $Y \pm 50$  мм; скорость быстр. подач 0,4 м/сек.

ШВП: диаметр 16 мм; шаг резьбы 5 мм.

Электродвигатель:

- мощность 0,75 кВт;
- номинальная частота 3000 об/мин;
- максимальная частота 5000 об/мин.

Для обеспечения вертикального перемещения требуется подобрать ШВП и электродвигатель.

### 2.6.1 Расчёт параметров шарико–винтовой передачи

Исходные данные:

- масса переносимого груза – 50 кг;
- длина хода  $l_s = 100$  мм;
- максимальная скорость  $V_{\max} = 0,4$  м/с;
- время ускорения  $t_1 = 0,2$  с;
- время торможения  $t_3 = 0,2$  с;
- количество возвратно-поступательных движений в минуту  $n = 5$  мин<sup>-1</sup>;
- величина люфта – 0,01 мм;
- точность позиционирования -  $\pm 0,02$  мм / 1000 мм
- минимальная величина подачи – 0,001 мм / импульс;
- ожидаемый срок службы – 30000 часов;
- привод – серводвигатель переменного тока, номинальная частота вращения – 3000 мин<sup>-1</sup>; максимальная – 5000 мин<sup>-1</sup>
- инерционный момент электродвигателя  $J_m = 0,177 \times 10^{-3}$  кг·м<sup>2</sup>;
- прямое муфтовое соединение ( $A=1$ );
- коэффициент трения поверхности направляющей  $\mu = 0,003$  (качение);
- сопротивление трению поверхности направляющей  $f=20$  Н (без нагрузки).

#### 2.6.1.1 Выбор точности угла подъёма резьбы

Чтобы получить точность позиционирования  $\pm 0,02$  мм/1000 мм выполняем следующие вычисления  $\frac{\pm 0.02}{1000} = \frac{\pm 0.016}{800}$ .

В соответствии со справочной литературой выбираем класс точности ШВП. Выбираем класс точности С1 (погрешность длины хода  $\pm 0.0045$  мм/ 100 мм).

Класс точности С3 доступен для катаных и прецизионных ШВП. Будем исходить из того, что здесь выбрана прецизионная ШВП с сепаратором из-за ее высокой точности.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

### 2.6.1.2 Выбор осевого зазора

Чтобы удовлетворять требованию по величине осевого зазора в 0,01 мм ШВП следует выбирать с осевым зазором 0,01 мм или менее.

Таким образом, указанным требованиям отвечает модель прецизионной ШВП с сепаратором, с диаметром ходового винта 16 мм, соответствующим осевому зазору 0,01 мм или менее.

Соответственно, выбрана модель ШВП с диаметром ходового винта 16 мм и с классом точности G1.

### 2.6.1.3 Выбор ходового винта

Будем исходить из того, что общая длина гайки составляет 60 мм и длина конца вала равняется 100 мм.

Тогда общая длина на основании принятой длины хода в 800 мм определяется следующим образом  $100 + 160 = 260$  мм

Длина ходового винта принимается равной 260 мм.

### 2.6.1.4 Выбор шага резьбы

Если частота вращения приводного электродвигателя составляет  $5\ 000\ \text{мин}^{-1}$  и максимальная скорость равна 0.4 м/с, то шаг ШВП рассчитывается следующим образом

$$P = \frac{V \cdot 1000 \cdot 60}{n}, \quad (2.37)$$

$$P = \frac{0,4 \cdot 1000 \cdot 60}{5000} = 5\ \text{мм}.$$

Следовательно, нужно выбрать тип с шагом резьбы 5 мм или больше.

Помимо прочего, ШВП и электродвигатель могут соединяться муфтой напрямую без использования редуктора. Минимальная разрешающая способность на один оборот серводвигателя переменного тока вычисляется по разрешающей способности кодового датчика - 1000 имп./об (без мультиплицирования)

### 2.6.1.5 Выбор диаметра ходового винта

Модели ШВП, отвечающие требованиям, которые указаны в разделах «выбор точности угла подъема резьбы» и «выбор осевого зазора» прецизионная ШВП с диаметром ходового винта 16 мм или менее, и

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79



требованиям, которые указаны в разделе «выбор ходового винта»: шаг резьбы 5, 6, 10, 16 мм.

Проанализировав каталог ШВП выбираем модель SBK1616-3,6, параметры которой представлены на рисунке 2.58.

### 2.6.1.6 Выбор конструкции опор ходового винта

Поскольку принятый тип имеет увеличенную длину хода 100 мм и работает на высокой скорости 0.4 м/с, для ходового винта следует выбрать либо конфигурацию «фиксированная опора – плавающая опора», либо «фиксированная опора – фиксированная опора».

Однако, для конфигурации «фиксированная опора – фиксированная опора» требуются сложная конструкция и высокая точность при монтаже.

Соответственно, в качестве способа устройства опоры ходового винта выбирается конфигурация «фиксированная опора – плавающая опора».

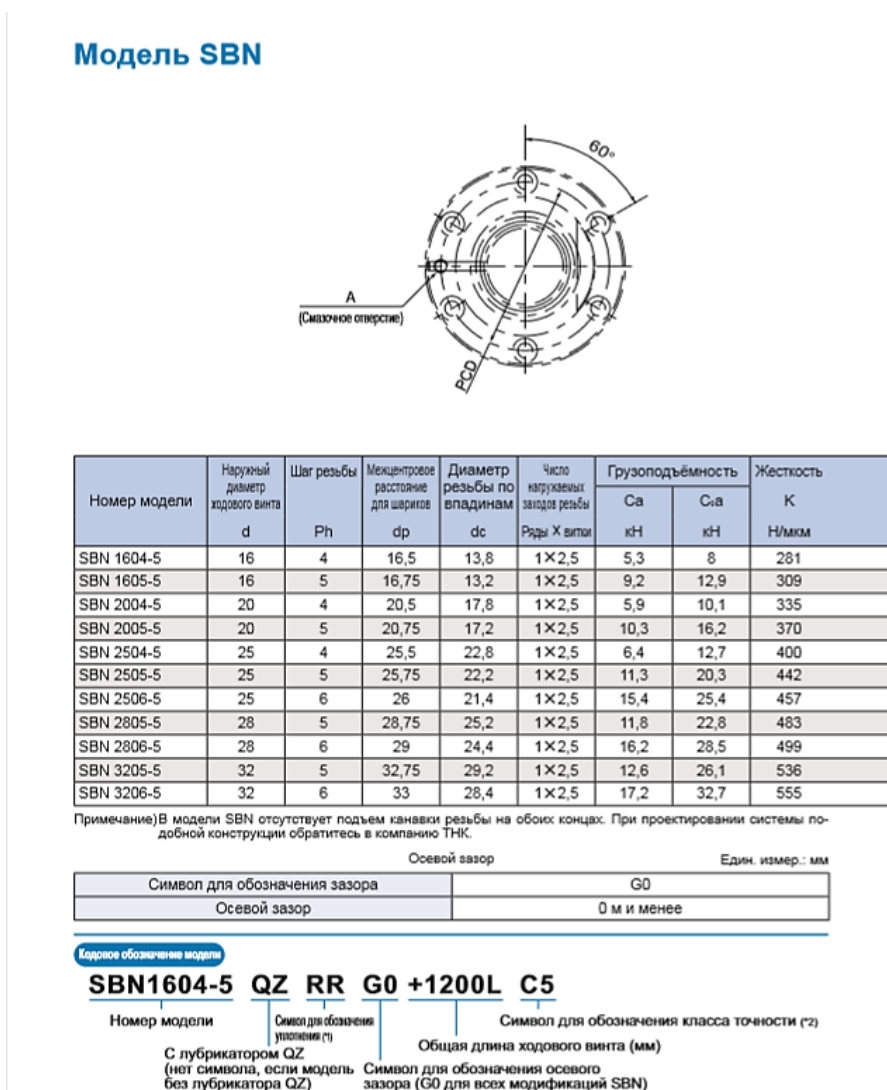


Рисунок 2.58 – Характеристики выбранной ШВП

## 2.6.1.7 Анализ допустимой осевой нагрузки

2.6.1.7.1 Расчёт максимальной осевой нагрузки. Требуемые значения рассчитываются следующим образом:

1 Ускорение

$$\alpha = \frac{V_{max}}{t_1}, \quad (2.38)$$

$$\alpha = \frac{0.4}{0.15} = 2,6 \frac{м}{с}.$$

2 При поступательном ускорении

$$F_{a1} = \mu \cdot m \cdot g + f + m \cdot \alpha, \quad (2.39)$$

$$F_{a1} = 50 \cdot 9,8 + 20 + 50 \cdot 2,6 = 640 \text{ Н.}$$

3 При равномерном движении вперед

$$F_{a2} = \mu \cdot m \cdot g + f, \quad (2.40)$$

$$F_{a2} = 50 \cdot 9,8 + 20 = 510 \text{ Н.}$$

4 При торможении (движение вперед)

$$F_{a3} = \mu \cdot m \cdot g + f - m \cdot \alpha, \quad (2.41)$$

$$F_{a3} = 50 \cdot 9,8 + 20 - 50 \cdot 2,6 = 380 \text{ Н.}$$

5 При ускорении (движение назад)

$$F_{a4} = -\mu \cdot m \cdot g - f - m \cdot \alpha, \quad (2.42)$$

$$F_{a4} = 340 \text{ Н.}$$

6 При равномерном движении назад

$$F_{a5} = -\mu \cdot m \cdot g - f, \quad (2.43)$$

$$F_{a5} = 470 \text{ Н.}$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

7 При торможении (движение назад)

$$F_{a6} = -\mu \cdot m \cdot g - f + m \cdot \alpha = 600 \text{ Н.}$$

Итак, максимальная осевая нагрузка, воздействующая на ШВП, составит

$$F_{amax} = F_{a1} = 640 \text{ Н.}$$

2.6.1.7.2 Расчёт критической нагрузки на ходовой винт. Коэффициент, учитывающий способ установки  $\eta_2 = 10$ . Поскольку на участке винта между гайкой и подшипником, где действует рассматриваемая критическая нагрузка, применяется способ установки «фиксированная опора – плавающая опора».

Расстояние между двумя монтажными поверхностями  $l_a = 220$  мм (расчетное)

Диаметр резьбы ходового винта по впадинам  $d_1 = 13,1$  мм

$$P_1 = \eta_2 \cdot \frac{d_1^4}{l_a^2} \cdot 10^4, \quad (2.44)$$

$$P_1 = 10 \cdot \frac{13,1^4}{220^2} \cdot 10^4 = 60847 \text{ Н.}$$

2.6.1.7.3 Допустимая нагрузка на растяжение-сжатие. Рассчитывается по следующей формуле

$$P_2 = 116 \cdot d_1^2, \quad (2.45)$$

$$P_2 = 116 \cdot 13,1^2 = 19906 \text{ Н.}$$

Критическая нагрузка и допустимая растягивающая и сжимающая нагрузка на ходовой винт имеют величину, не меньшую максимальной осевой нагрузки. Таким образом, эксплуатация ШВП, отвечающей этим требованиям, не должна вызывать каких-либо проблем.

2.6.1.8 Анализ допустимой частоты вращения

2.6.1.8.1 Максимальная частоты вращения. Диаметр ходового винта: 16 мм, шаг резьбы 5 мм, максимальная скорость  $V_{max} = 0,4$  м/с

$$n_{max} = \frac{V_{max} \cdot 60 \cdot 10^3}{P_h}, \quad (2.46)$$

$$n_{max} = \frac{0,4 \cdot 60 \cdot 10^3}{5} = 5000 \text{ мин}^{-1}.$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

2.6.1.8.2 Допустимая частота вращения, определяемая опасной скоростью винта. Коэффициент в соответствии с методом установки  $\lambda_2 = 15,1$ . Поскольку участок между гайкой и подшипником, на котором развивается рассматриваемая опасная скорость, установлен по схеме «фиксированная опора – плавающая опора».

Расстояние между двумя монтажными поверхностями  $l_b=220$  мм (расчетное)

$$n_1 = \lambda_2 \cdot \frac{d_1}{l_b^2} \cdot 10^7, \quad (2.47)$$

$$n_1 = 15,1 \cdot \frac{13,1}{220^2} \cdot 10^7 = 40869 \text{ мин}^{-1}.$$

2.6.1.8.3 Допустимая частота вращения, определяемая значением DN. Межцентровое расстояние для шариков  $D = 16,65$  мм. Определяется по формуле

$$n_2 = \frac{1300000}{D}, \quad (2.48)$$

$$n_2 = \frac{130000}{16,75} = 7761 \text{ мин}^{-1}.$$

Большой шаг резьбы	Модель SBK (SBK3636, SBK4040 и SBK5050)	$N_2 = \frac{210000}{D}$ ..... (8-1)
	Модель SBK (для моделей с номерами, отличными от указанных выше и малогабаритных моделей SBK)	$N_2 = \frac{160000}{D}$ ..... (8-2)
Стандартный шаг резьбы	Модели SBN, HBN и SBKN	$N_2 = \frac{130000}{D}$ ..... (9)

Рисунок 2.59 – Характеристики выбранной ШВП

Подобранный винт удовлетворяет требованиям по быстроходности.

### 2.6.1.9 Анализ допустимой осевой нагрузки

Исходя из того, что данная модель используется в станочном оборудовании следует взять за величину статического запаса прочности ( $f_s$ ) значение 2

$$\frac{C_0 a}{f_s}, \quad (2.49)$$

$$\frac{12,9}{2} = 6,45 \text{ кН.}$$

Полученное значение допустимой осевой нагрузки больше максимальной осевой нагрузки, следовательно, модель будет работать нормально.

#### 2.6.1.10 Расчет пройденного расстояния

Исходные данные: максимальная скорость  $V_{max} = 0,4$  м/с; время ускорения  $t_1 = 0,15$  с; время торможения  $t_3 = 0,15$  с.

Пройденное расстояние при ускорении

$$l_{1,4} = \frac{V_{max} \cdot t_1}{2} \cdot 10^3, \quad (2.50)$$

$$l_{1,4} = \frac{0,4 \cdot 0,15}{2} \cdot 10^3 = 30 \text{ мм.}$$

Пройденное расстояние при равномерном движении

$$l_{2,5} = l_s - \frac{V_{max} \cdot t_1 + V_{max} \cdot t_3}{2} \cdot 10^3, \quad (2.51)$$

$$l_{2,5} = 100 - \frac{0,4 \cdot 0,15 + 0,4 \cdot 0,15}{2} \cdot 10^3 = 40 \text{ мм.}$$

Пройденное расстояние при торможении

$$l_{3,6} = \frac{V_{max} \cdot t_3}{2} \cdot 10^3, \quad (2.52)$$

$$l_{3,6} = \frac{0,4 \cdot 0,15}{2} \cdot 10^3 = 30 \text{ мм.}$$

На основании указанных выше условий в таблице далее показана связь между приложенной осевой нагрузкой и пройденным расстоянием.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

Таблица 2.22 – Зависимость осевой нагрузки от расстояния

Движение	Приложенная осевая нагрузка, $F_{aN}$ (Н)	Пройденное расстояние, $l_N$ (мм)
№1 При поступательном ускорении	640	30
№2 При равномерном движении (прямое направление)	510	40
№3 При поступательном торможении	380	30
№4 При ускорении (обратное направление)	340	30
№5 При равномерном движении (обратное направление)	470	40
№6 При торможении (обратное направлении)	600	30

#### 2.6.1.11 Средняя осевая нагрузка

Средняя осевая нагрузка

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_S} \cdot |F_{a_1}|^3 \cdot l_1 + |F_{a_2}|^3 \cdot l_2 + |F_{a_3}|^3 \cdot l_3 + |F_{a_4}|^3 \cdot l_4 + |F_{a_5}|^3 \cdot l_5 + |F_{a_6}|^3 \cdot l_6} \quad (2.53)$$

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot 100} \cdot |640|^3 \cdot 30 + |510|^3 \cdot 40 + |380|^3 \cdot 30 + |340|^3 \cdot 30 + |470|^3 \cdot 40 + |600|^3 \cdot 30} = 510 \text{ Н}$$

#### 2.6.1.12 Номинальный ресурс

Исходные данные: коэффициент нагрузки  $f_w = 1,5$ ; средняя нагрузка  $F_m = 510 \text{ Н}$ ; номинальный ресурс  $L$  (об)

$$L = \left( \frac{C_a}{f_w \cdot F_m} \right)^3 \cdot 10^6, \quad (2.54)$$

$$L = \left( \frac{9,2 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 510} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,7 \cdot 10^9 \text{ об.}$$

#### 2.6.1.13 Среднее число оборотов в минуту

Исходные данные: количество возвратно-поступательных движений в минуту  $n=5 \text{ мин}^{-1}$ , длина хода  $l_s = 100 \text{ мм}$ , шаг резьбы  $P_h = 5 \text{ мм}$ .

Среднее число оборотов в минуту определяется по следующей формуле

$$N_m = \frac{2 \cdot n \cdot l_s}{P_h}, \quad (2.55)$$

$$N_m = \frac{2 \cdot 5 \cdot 100}{5} = 200 \text{ мин}^{-1}.$$

#### 2.6.1.14 Расчет срока службы на основе номинального ресурса

Исходные данные: номинальный ресурс  $L=1,7 \cdot 10^9 \text{ об.}$ ; среднее число оборотов в минуту  $N_m = 200 \text{ мин}^{-1}$ ; срок службы рассчитывается по следующей формуле

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot N_m}, \quad (2.56)$$

$$L_h = \frac{1,7 \cdot 10^9}{60 \cdot 200} = 140000 \text{ ч.}$$

#### 2.6.1.15 Анализ крутящего момента

2.6.1.15.1 Момент сил трения под воздействием внешней нагрузки. Момент сил трения рассчитывают следующим образом при равномерном движении вверх

$$T_1 = \frac{F_{a2} \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \cdot A, \quad (2.57)$$

$$T_1 = \frac{510 \cdot 5}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} \cdot 1 = 451 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Момент сил трения рассчитывают следующим образом равномерном движении вниз

$$T_2 = \frac{F_{a5} \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \cdot A, \quad (2.58)$$

$$T_2 = \frac{470 \cdot 5}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} \cdot 1 = 415 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2.6.1.15.2 Крутящий момент под воздействием предварительного натяга в ШВП. Предварительный натяг в ШВП не создается.

Крутящий момент, требуемый для создания ускорения. Инерционный момент. Поскольку инерционный момент на единицу длины ходового вала составляет  $5,05 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{см}^2 / \text{мм}$ , его величина при полной длине ходового винта 100 мм рассчитывается следующим образом

$$J_s = J_B \cdot L, \quad (2.59)$$

$$J_s = 5,05 \cdot 10^{-4} \cdot 260 = 0,13 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{см}^2,$$

$$J = m \left( \frac{P_h}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot A^2 \cdot 10^{-6} + J_s \cdot A^2, \quad (2.60)$$

$$J = 50 \left( \frac{5}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot 1^2 \cdot 10^{-6} + 0,13 \cdot 10^{-4} \cdot 1^2 = 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Угловое ускорение

$$\omega' = \frac{2\pi \cdot H_m}{60 \cdot t_1}, \quad (2.61)$$

$$\omega' = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5000}{60 \cdot 0,15} = 3488 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Основываясь на указанном выше крутящий момент для достижения ускорения рассчитывают следующим способом

$$T_3 = (J + J_m) \cdot \omega', \quad (2.62)$$

$$T_3 = (0,7 \cdot 10^{-4} + 0,2 \cdot 10^{-4}) \cdot 3488 = 0,31 \text{ Н/м}.$$

Таким образом, требуемый крутящий момент оказывается следующим:  
1 При ускорении (движение вверх)

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87



$$T_{k1} = T_1 + T_3 = 451 + 310 = 761 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

2 При равномерном движении вверх

$$T_{t1} = T_1 = 451 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3 При торможении (движение вверх)

$$T_{g1} = T_1 - T_3 = 451 - 310 = 141 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4 При ускорении (движение вниз)

$$T_{k2} = T_1 + T_3 = 415 - 310 = 105 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5 При равномерном движении вниз

$$T_{t2} = T_1 = 415 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

6 При торможении (движение вниз)

$$T_{g2} = T_1 - T_3 = 415 + 310 = 725 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

7 В неподвижном положении

$$T_s = 442 m_2 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Эффективное значение крутящего момента рассчитывается следующим образом

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_{k1}^2 \cdot t_1 + T_{t1}^2 \cdot t_2 + T_{g1}^2 \cdot t_3 + T_{k2}^2 \cdot t_4 + T_{t2}^2 \cdot t_5 + T_{g2}^2 \cdot t_6 + T_s^2 \cdot t_7}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7}} \quad (2.63)$$

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{761 \cdot 0,15 + 451 \cdot 0,2 + 141 \cdot 0,15 + 105 \cdot 0,15 + 415 \cdot 0,2 + 725 \cdot 0,15 + 442 \cdot 5}{0,15 + 0,2 + 0,2 + 5}} = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Инерционный момент, действующий на электродвигатель, равен величине, рассчитанной в разделе «Анализ крутящего момента» и равен  $J = 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

										Лист
										88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ					

Обычно электродвигатель должен обладать инерционным моментом, который равен не менее одной десятой от действующих на него инерционных сил, хотя конкретное значение различается в зависимости от производителя электродвигателя.

Таким образом, инерционный момент серводвигателя переменного тока должен составить  $0,7 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup> или больше. Под данные требования подходит сервопривод ASDA-B2 серии ECMA модели C20604 с мощностью 0,75 кВт и номинальной частотой вращения 3000 мин<sup>-1</sup>.

## 2.6.2 Расчёт ременной передачи с передаточным отношением 1

Исходные данные:

- количество зубьев 25/25;
- ширина ремня 10 мм;
- мощность с учетом КПД 0.75 кВт;
- характеристики ремня 10T5x355.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.60 и 2.61, в таблице 2.23.

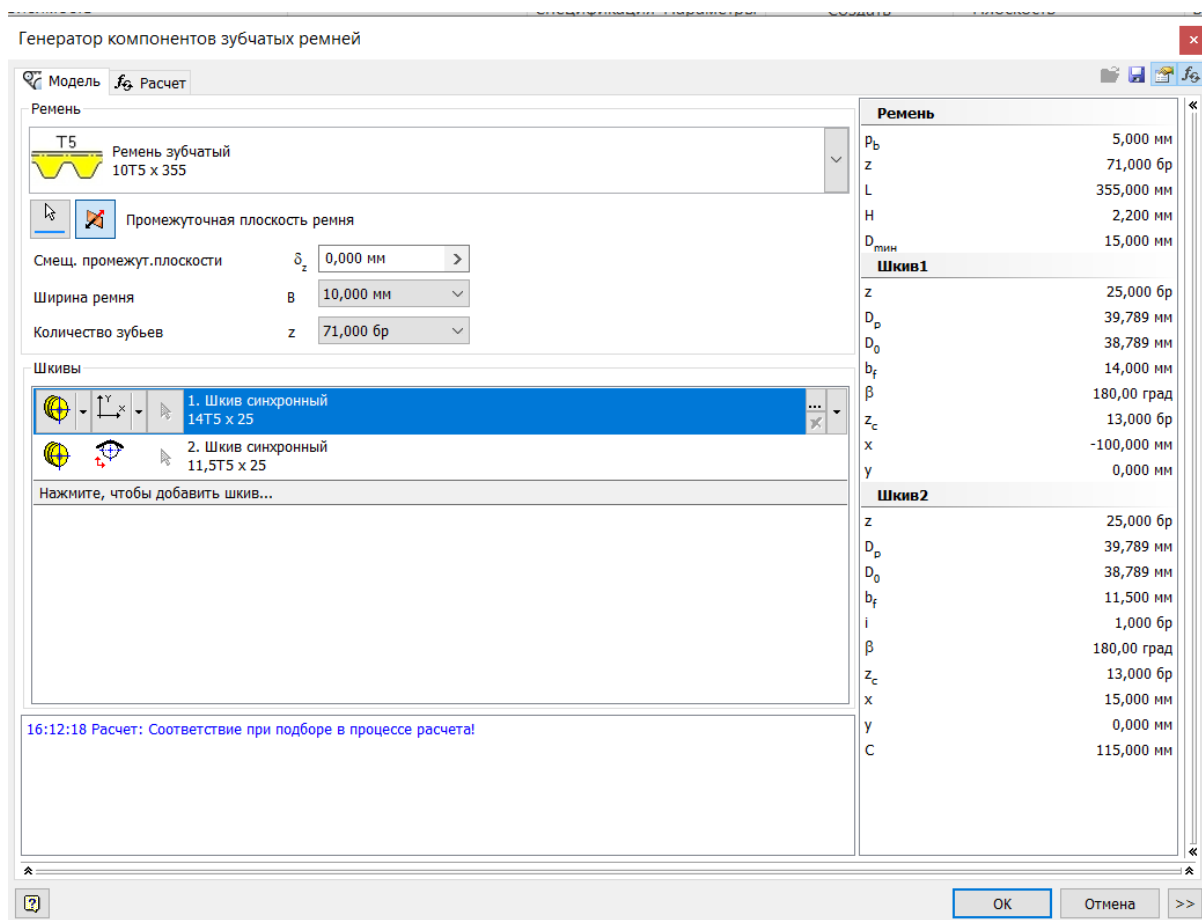


Рисунок 2.60 – Скриншот первой страницы расчета ременной передачи с передаточным отношением 1

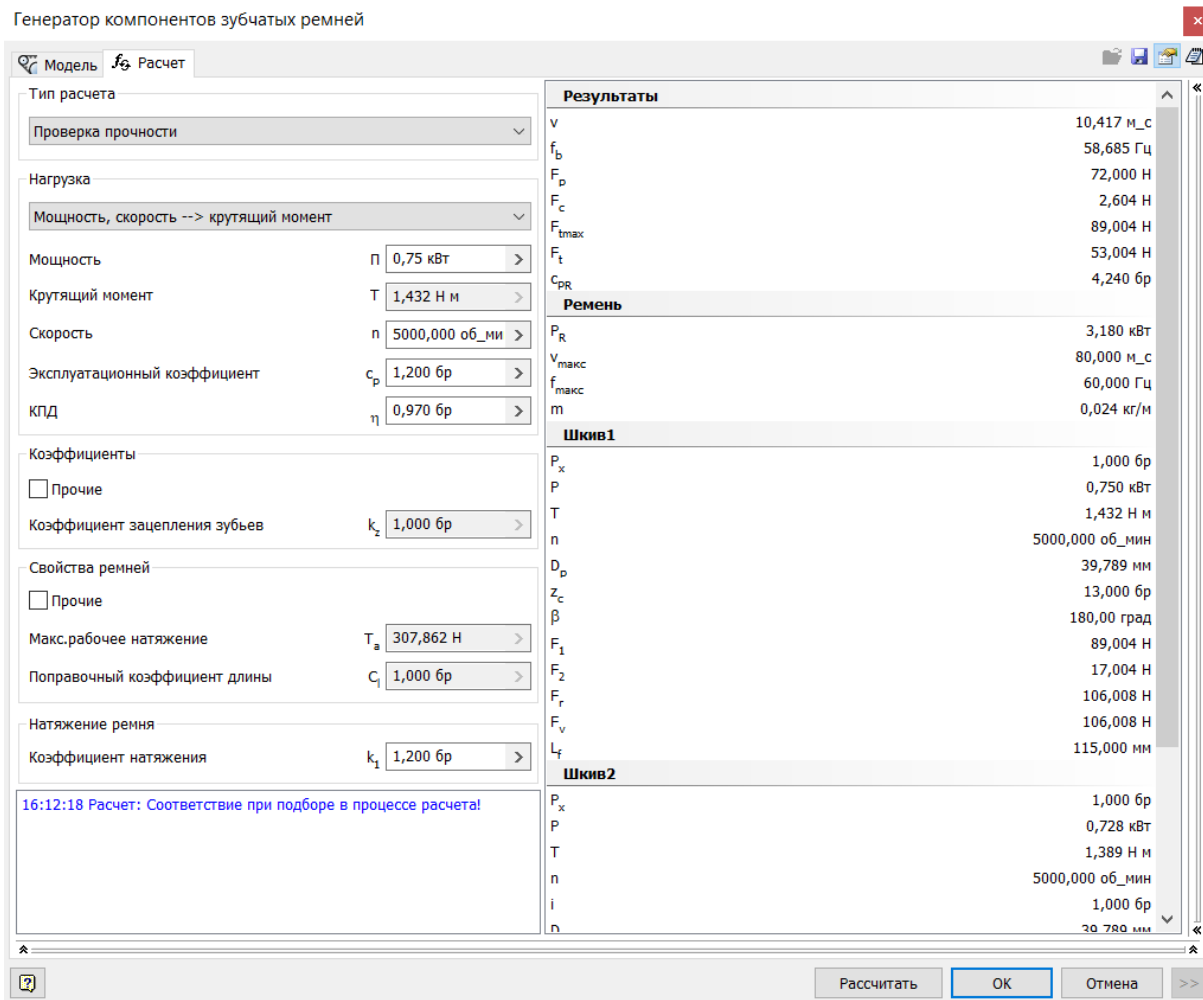


Рисунок 2.61 – Скриншот второй страницы расчета ремённой передачи с передаточным отношением 1

Таблица 2.23 – Результаты расчётов

Наименование параметра	Значение
Сила натяжения, $F_p$	106 Н
Проверочный расчёт	Положительный

## 2.7 Проектирование револьверной головки

Расширение функциональных возможностей токарных станков с ЧПУ связано с установкой на них дополнительных устройств, позволяющих выполнять круг операций, несвойственных универсальному оборудованию. Среди таких устройств распространены револьверные головки.

В качестве модернизации была выбрана 6-позиционная револьверная головка VDI поддерживает типовые для индустрии головки приводных инструментов (при комбинации с опцией приводного инструмента) и закреплённые державки с соединениями VDI30. Конструкция головки и осей подач позволяет обрабатывать деталь в осевом и радиальном направлении к оси заготовки. Различные инструменты, производя смену и перемещение по программе производят необходимые технологические операции.

Револьверная головка содержит в себе, электропривод, обеспечивающий как смену позиции, так и фиксацию диска. Устройство револьверной головки позволяет производить смену позиции инструмента по кратчайшему расстоянию. 3d-модель револьверной головки представлена на рисунках 2.62, 2.63, чертёж – на рисунке А.6 (Приложение А).

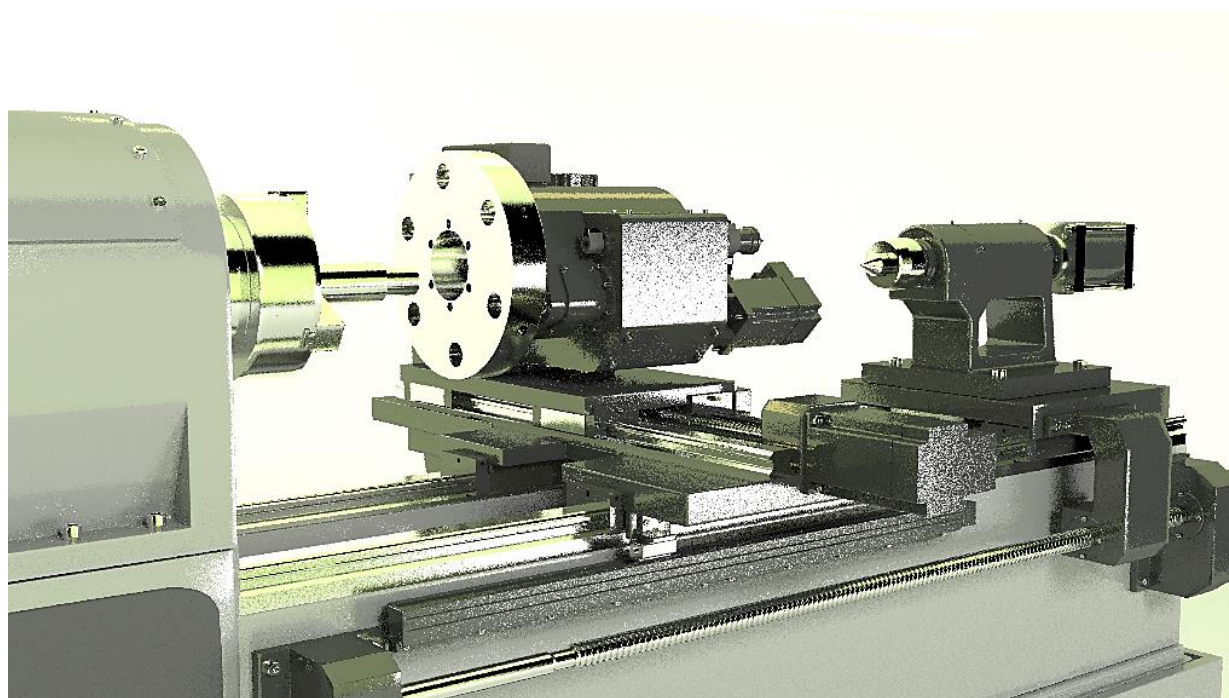


Рисунок 2.62 – Внешний вид револьверной головки с установкой на станке (спроектировано автором)

## 2.7.1 Расчёт зубчатых передач

### 2.7.1.1 Зубчатое зацепление 42/84

Передаточные отношения зубчатых передач в кинематических цепях приводов главного движения во избежание чрезмерно больших диаметров колес в коробках скоростей принимают из диапазона

$$\frac{1}{4} \leq u \leq 2. \quad (2.64)$$

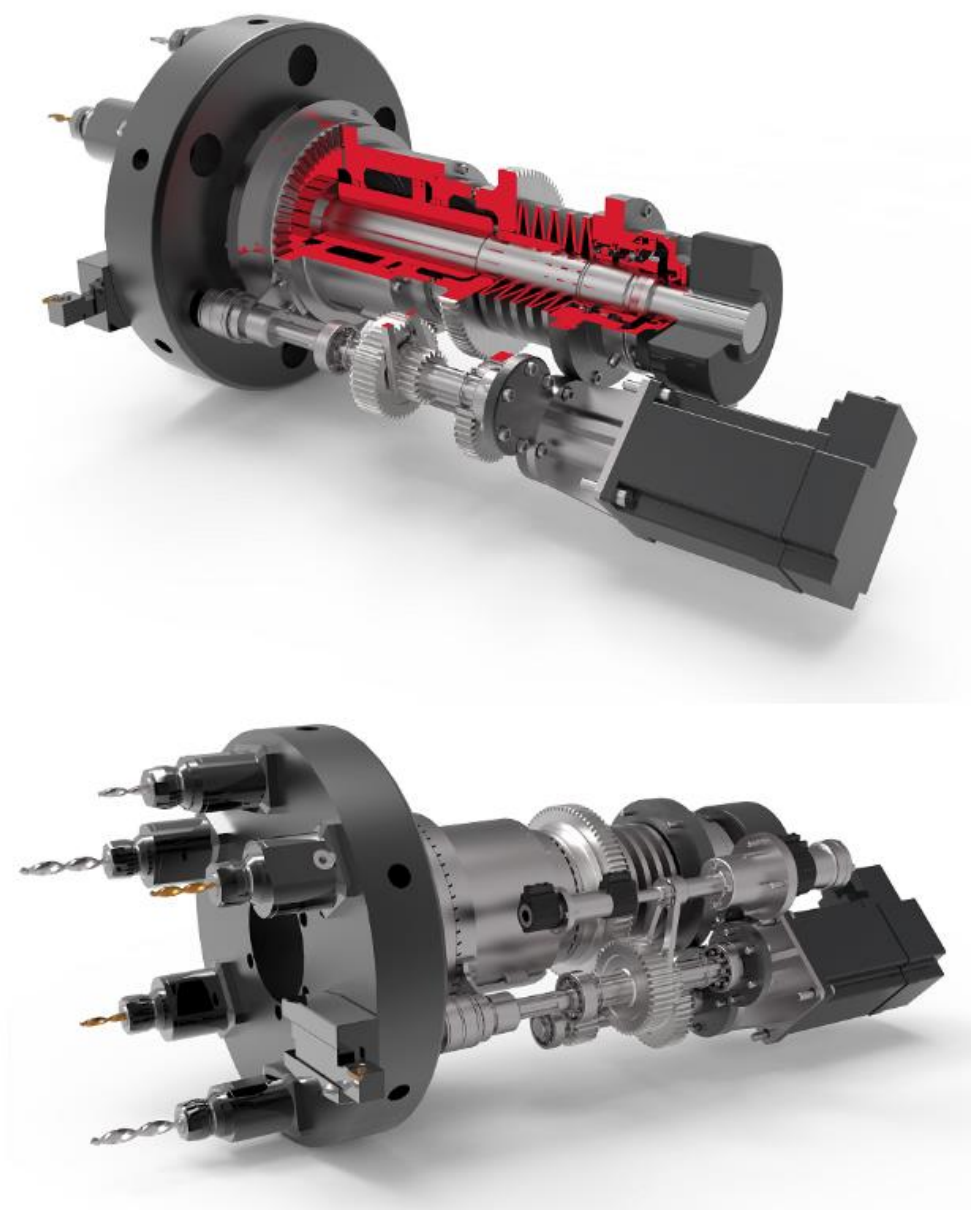


Рисунок 2.63 – Внешний вид револьверной головки (спроектировано автором)

Предельное значение передаточного отношения в понижающей передаче с зубчатыми колесами между двумя валами  $i_{min} = 0,25$ , что связано с увеличением радиальных габаритов зубчатых колес.

Предельное значение передаточного отношения в повышающей передаче с зубчатыми колесами между двумя валами  $i_{max} = 2$ , что связано с ростом предельных окружных скоростей и ухудшением динамических характеристик.



На рисунке 2.65 в правой части указаны результаты расчета, наиболее важным для последующих расчетов валов является значение силы  $F_n$ . В нижней части указывается наличие соответствия при подборе в процессе расчета.

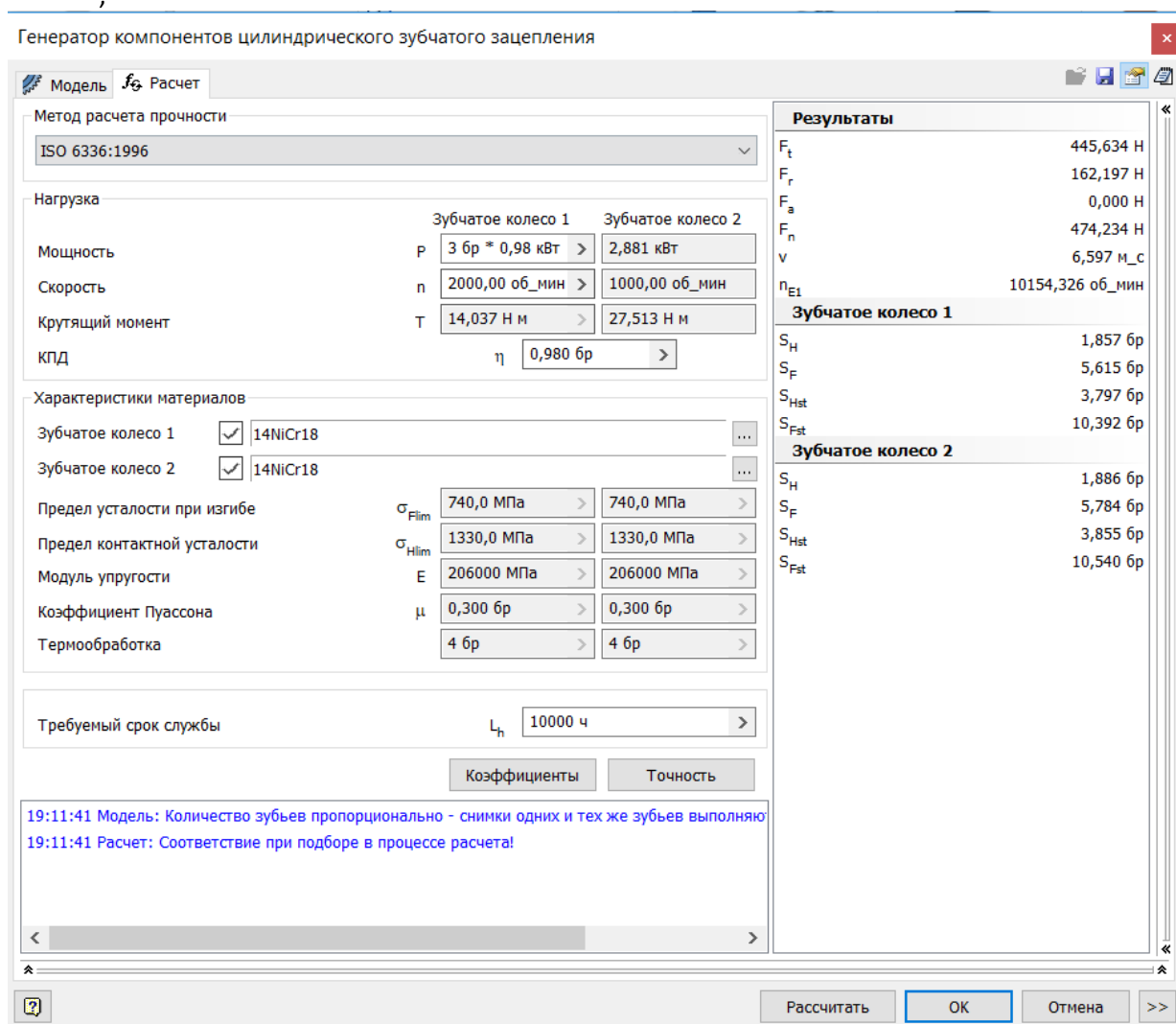


Рисунок 2.65 – Скриншот второй страницы расчета зубчатой передачи 42/84

Таблица 2.24 – Результаты расчётов

Наименование параметра	обозначение	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Запас прочности по коррозии	$S_H$	1,857 бр	1,866 бр
Запас прочности по ломке зубьев	$S_F$	5,615 бр	5,784 бр
Запас прочности при контакте	$S_{Hst}$	3,797 бр	3,855 бр
Запас прочности при изгибе	$S_{Fst}$	10,392 бр	10,540бр

Радиальная сила	$F_n$	474 Н
Проверочный расчёт		Положительный

### 2.7.1.2 Зубчатое зацепление 42/21

Исходные данные:

- количество зубьев 42/21;
- ширина грани 15 мм;
- модуль 1,5 мм;
- мощность с учетом КПД 4,322 кВт;
- характеристики материала 14NiCr18.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.66 и 2.67, в таблице 2.25

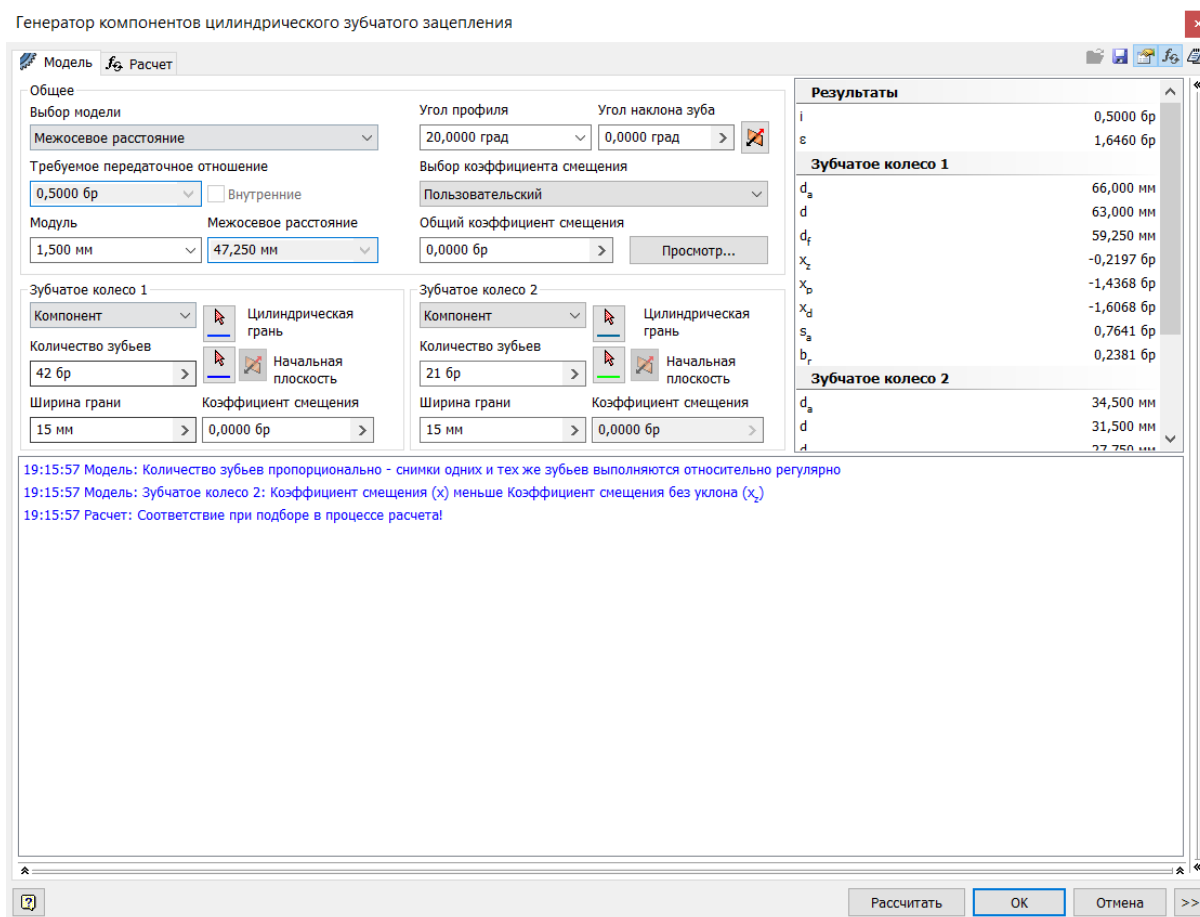


Рисунок 2.66 – Скриншот первой страницы расчета зубчатой передачи 42/21



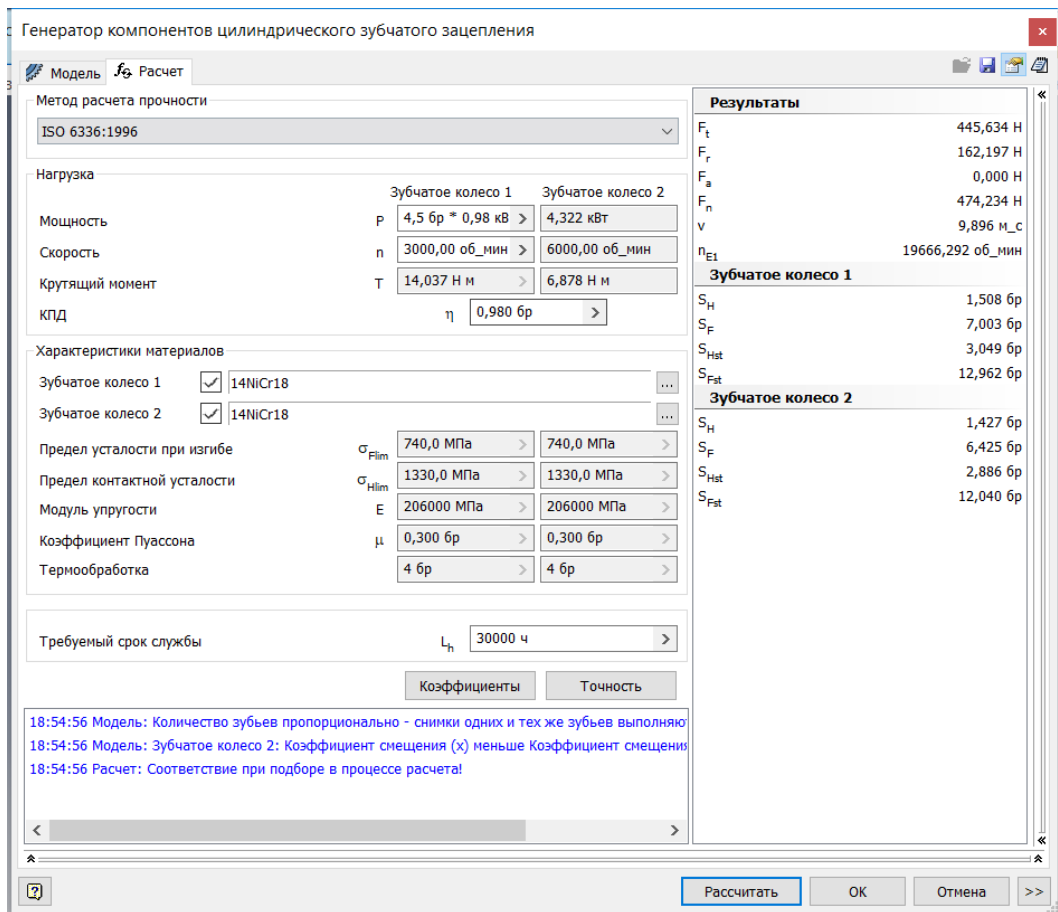


Рисунок 2.67 – Скриншот второй страницы расчета зубчатой передачи 42/21

Таблица 2.25 – Результаты расчётов

Наименование параметра	Обозначение	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Запас прочности по коррозии	$S_H$	1,508 бр	1,427 бр
Запас прочности по ломке зубьев	$S_F$	7,003 бр	6,425 бр
Запас прочности при контакте	$S_{Hst}$	3,049 бр	2,886 бр
Запас прочности при изгибе	$S_{Fst}$	12,962 бр	12,040 бр
Радиальная сила	$F_n$	474 Н	
Проверочный расчёт		Положительный	

### 2.7.1.3 Зубчатое зацепление 21/42

Исходные данные:

- количество зубьев 21/42;
- ширина грани 20 мм;
- модуль 1,5 мм;
- мощность с учетом КПД 4,2 кВт;

- характеристики материала 14NiCr18.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.68 и 2.69, в таблице 2.26

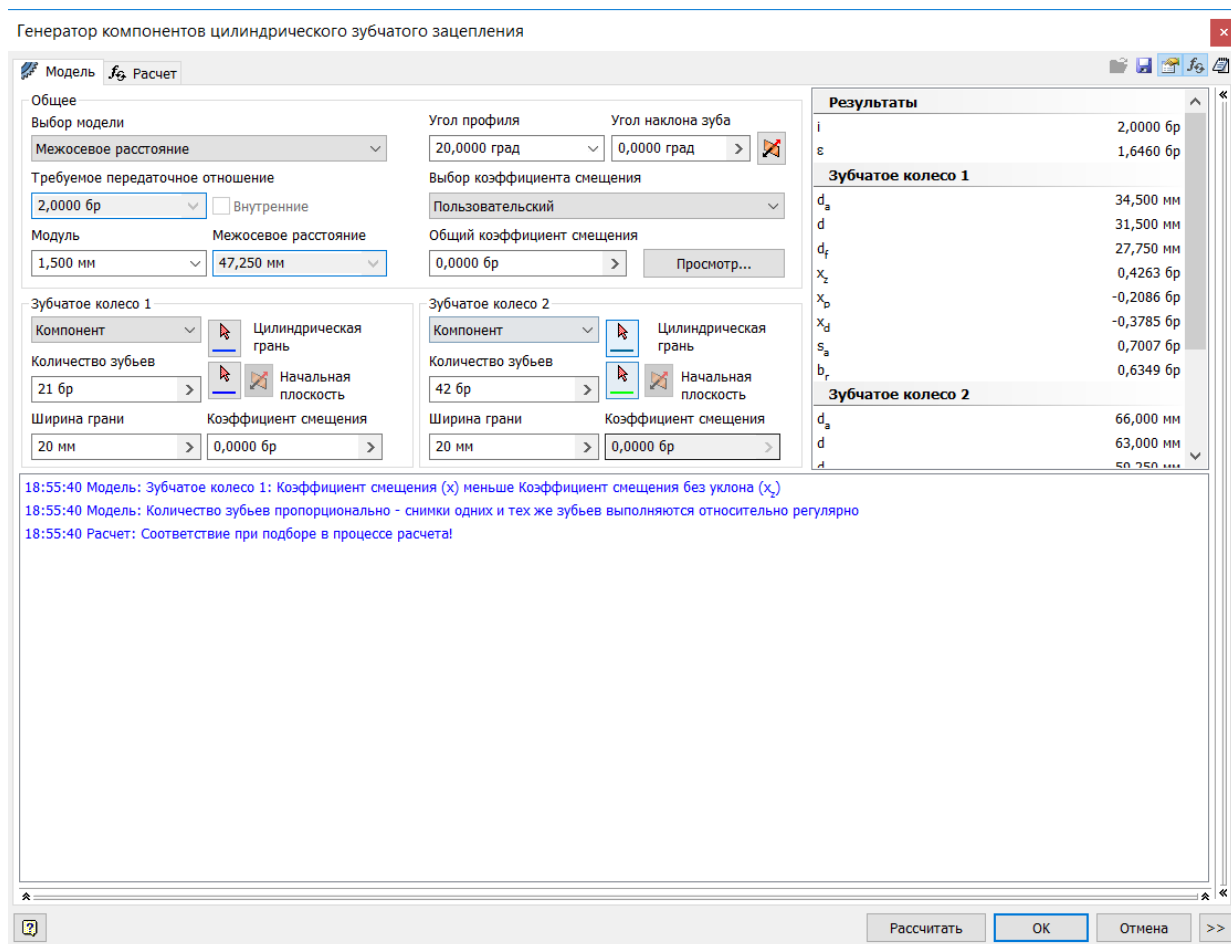


Рисунок 2.68 – скриншот первой страницы расчета зубчатой передачи 21/42

Таблица 2.26 – Результаты расчётов

Наименование параметра	Обозначение	Зубчатое колесо 1	Зубчатое колесо 2
Запас прочности по коррозии	$S_H$	1,253 бр	1,324 бр
Запас прочности по ломке зубьев	$S_F$	5,168 бр	5,633 бр
Запас прочности при контакте	$S_{Hst}$	2,003 бр	2,750 бр
Запас прочности при изгибе	$S_{Fst}$	9,683 бр	10,424 бр
Радиальная сила	$F_n$	948 Н	
Проверочный расчёт		Положительный	

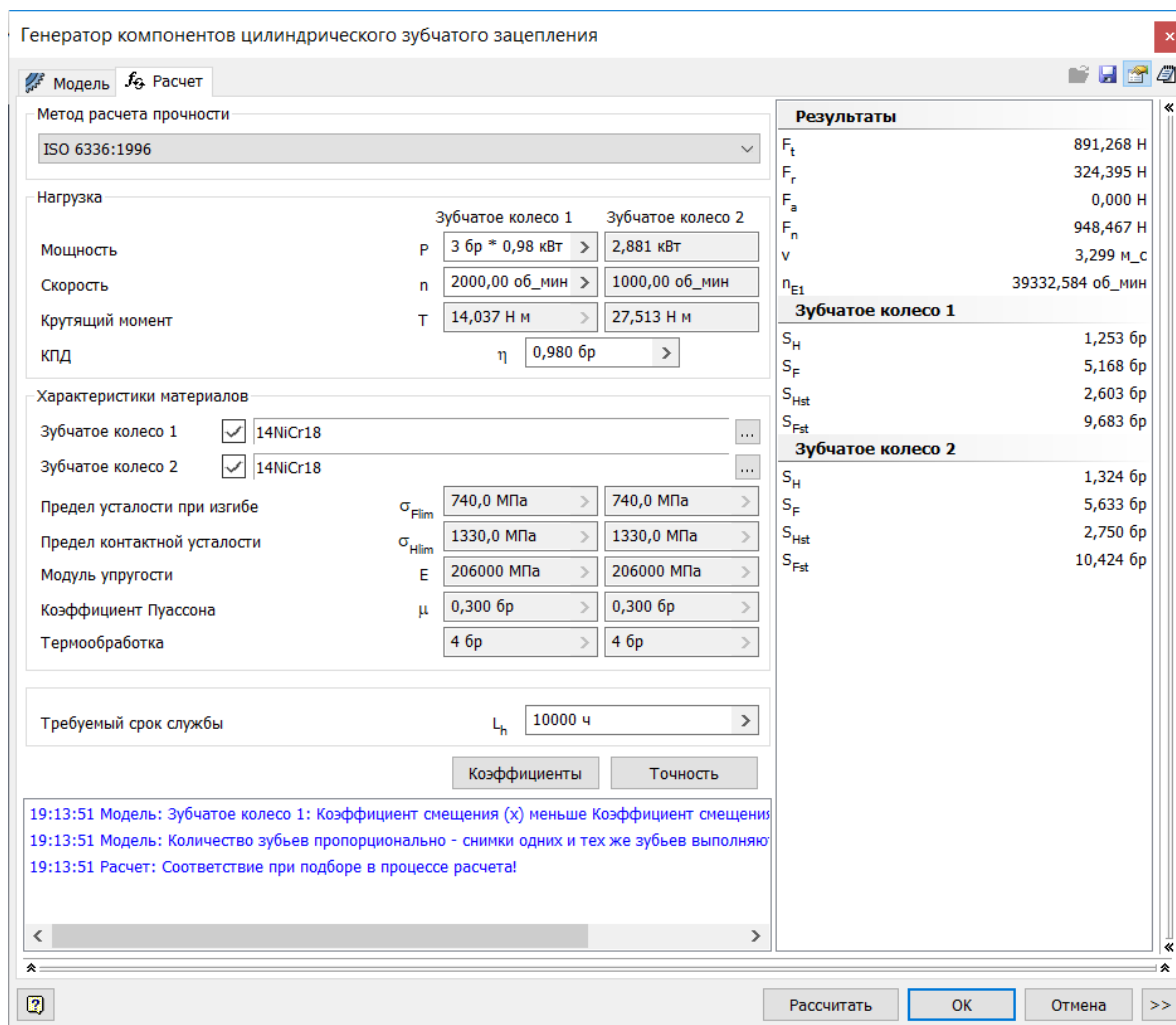


Рисунок 2.69 – Скриншот второй страницы расчета зубчатой передачи 21/42

## 2.7.2 Расчёт валов револьверной головки

Длины участков и диаметры выбираются из конструктивных соображений. С помощью программы «Autodesk Inventor» рассчитаем вал на прочность. Значения, действующих на валы, сил берутся из схемы свертки. Принцип построения был описан ранее.

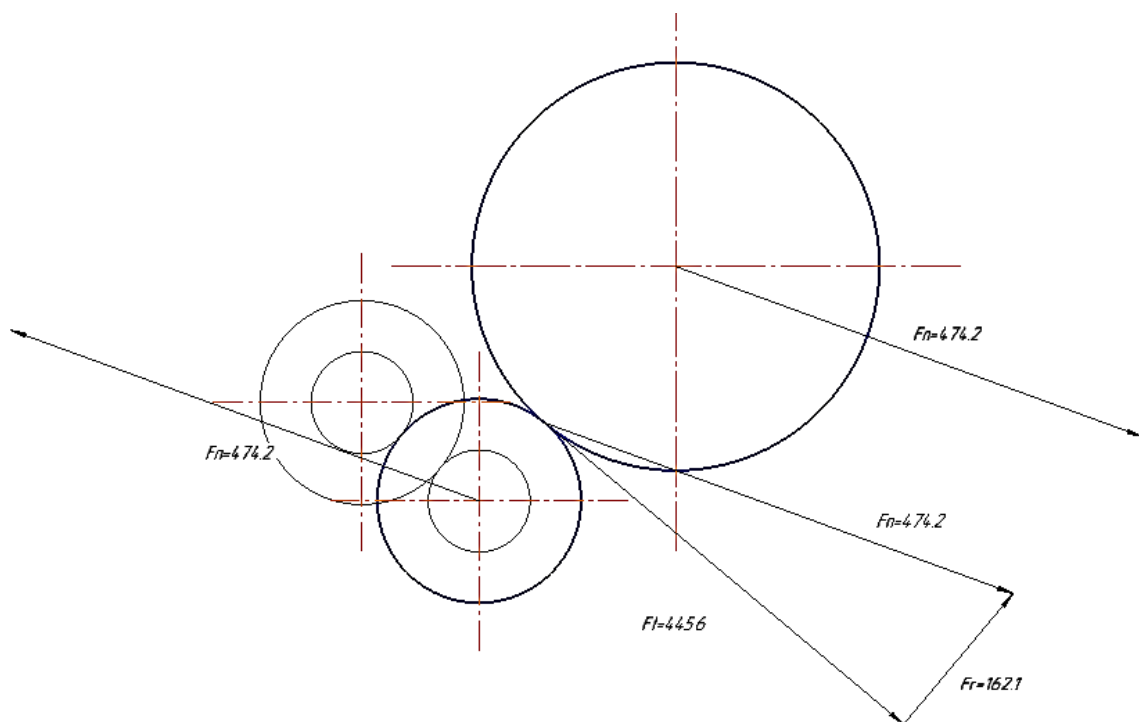


Рисунок 2.70 – Силы действующие на валы при передаче движения 42/84

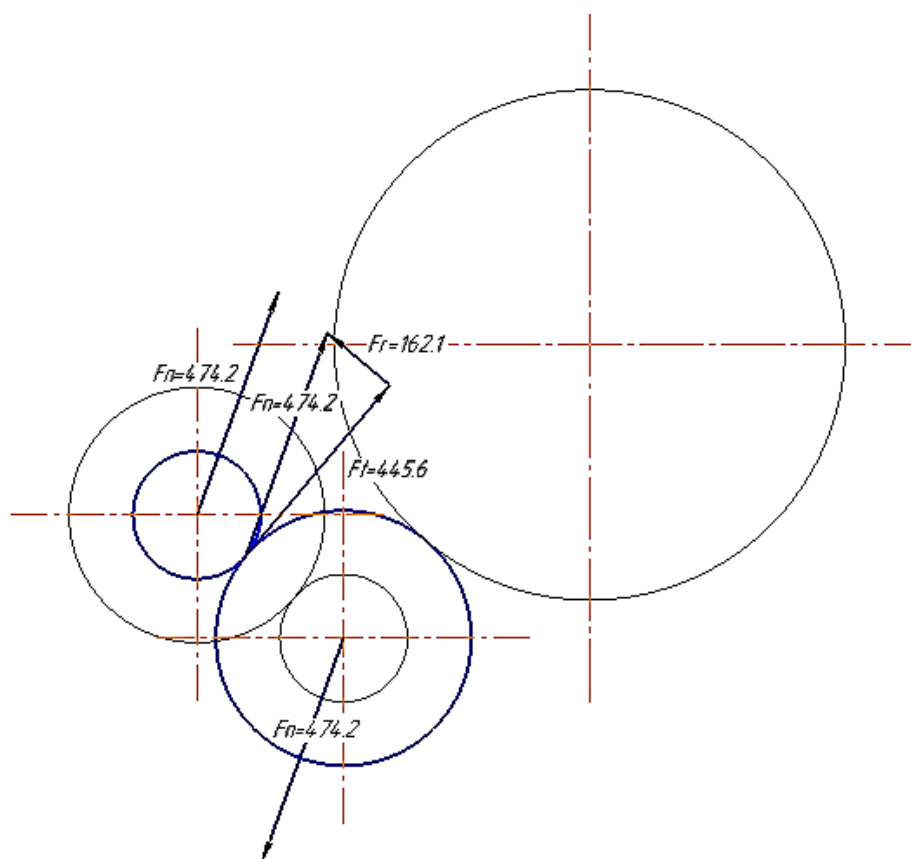


Рисунок 2.71 – Силы действующие на валы при передаче движения 42/21

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

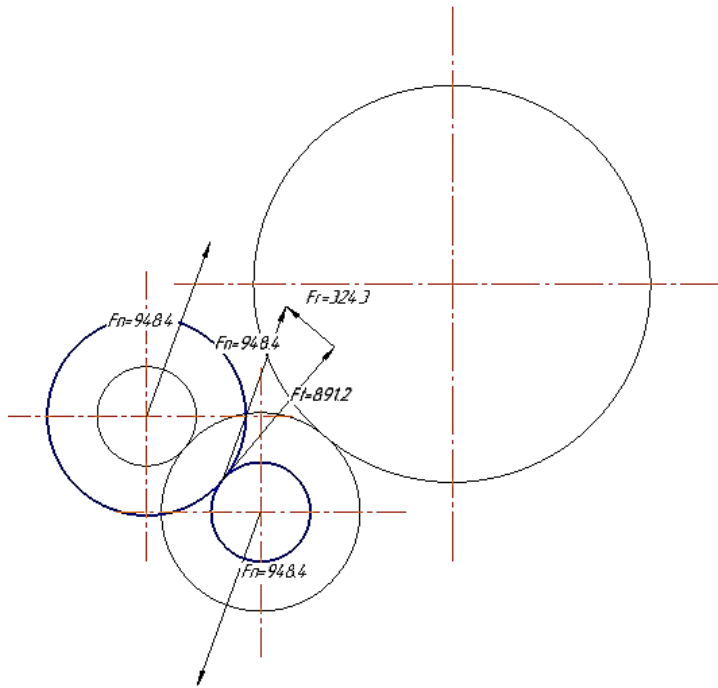


Рисунок 2.72 – Силы действующие на валы при передаче движения 21/42

Исходные данные для расчёта первого вала:

- длины ступеней и их диаметры: 15x16 мм, 20x102 мм, 15x16 мм;
- радиальная сила 474 Н.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.73 и 2.74, в таблице 2.27

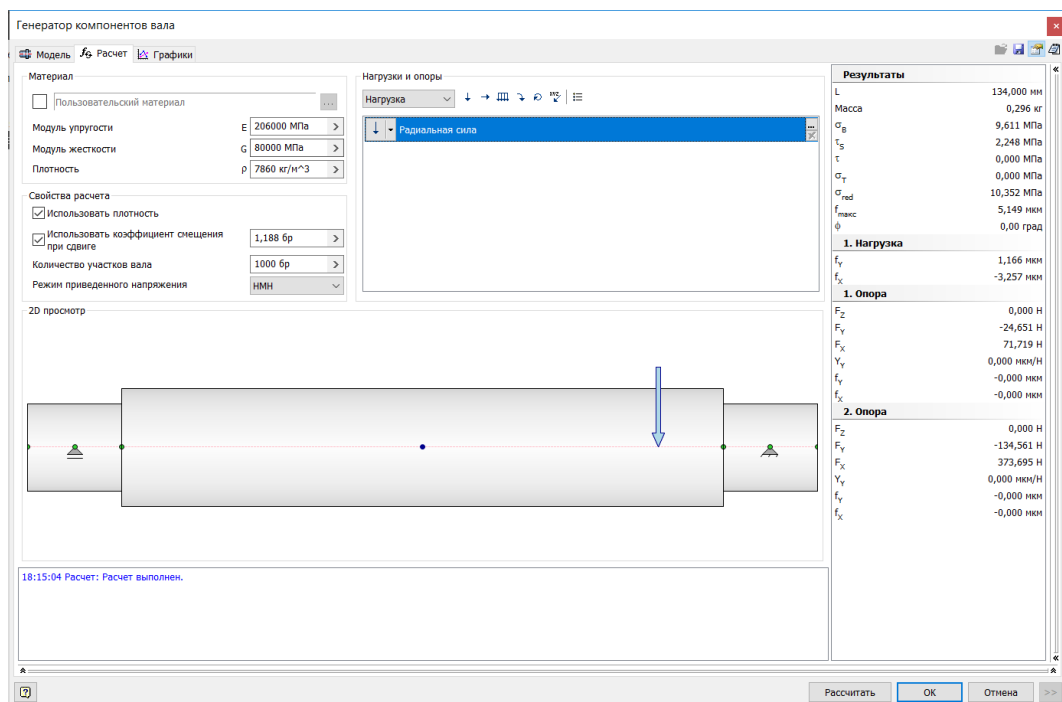


Рисунок 2.73 – Скриншот расчёта первого вала



Таблица 2.27 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Длина	L	390,000 мм
Масса	m	6,495 кг
Максимальное напряжение при изгибе	$\sigma_B$	10,8 МПа
Максимальное напряжение при сдвиге	$\tau_S$	1,058 МПа
Максимальное напряжение при кручении	$\tau$	0,000 МПа
Максимальное напряжение при растяжении	$\sigma_T$	0,325 МПа
Максимальное приведенное напряжение	$\sigma_{red}$	10,824 МПа
Максимальное отклонение	$f_{max}$	6,2 мкм
Угол закручивания	$\varphi$	0,00 град

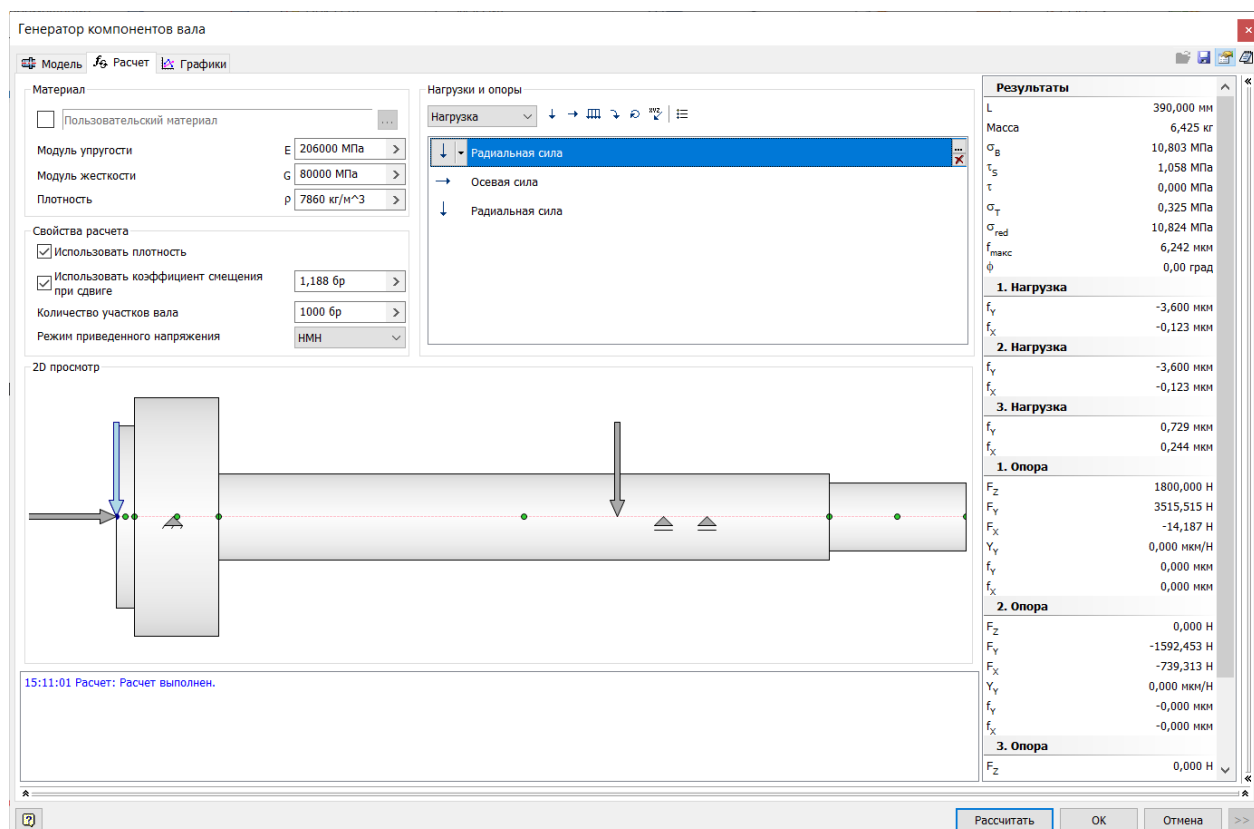


Рисунок 2.75 – Скриншот второго вала

Исходя из полученных результатов можно судить, что вал выдерживает приложенные к нему нагрузки, также относительное перемещение 6,2 мкм позволяет вести силовую обработку по седьмому качеству.

### 2.7.3 Расчёт подшипников

#### 2.7.3.1 Расчёт подшипников шпинделя

В шпинделе установлены 2 типа подшипников:

- 1 тип: радиальный игольчатый подшипник, который как видно из названия воспринимает радиальную нагрузку, этот подшипник расположен близко к инструментальному диску т.к. именно там возникают силы резания действующие на шпиндель, которые воспринимает подшипник.

- 2 тип: радиально-упорные подшипники установленные по схеме O, линии нагрузки в подшипниках, установленных по O-образной схеме («спина к спине»), расходятся по направлению к оси подшипников. При такой схеме установки подшипники способны воспринимать осевые нагрузки в обоих направлениях, однако каждый подшипник или комплект подшипников воспринимает их только в одном направлении.

Установка по O-образной схеме обеспечивает сравнительно высокую жёсткость подшипникового узла. Узел с такой схемой установки также хорошо подходит для восприятия моментных нагрузок.

Исходные данные для расчёта переднего подшипника:

- радиальная нагрузка 4800 Н;
- осевая нагрузка 1800 Н;
- скорость 1000 об/мин.

На рисунке 2.23 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.28.

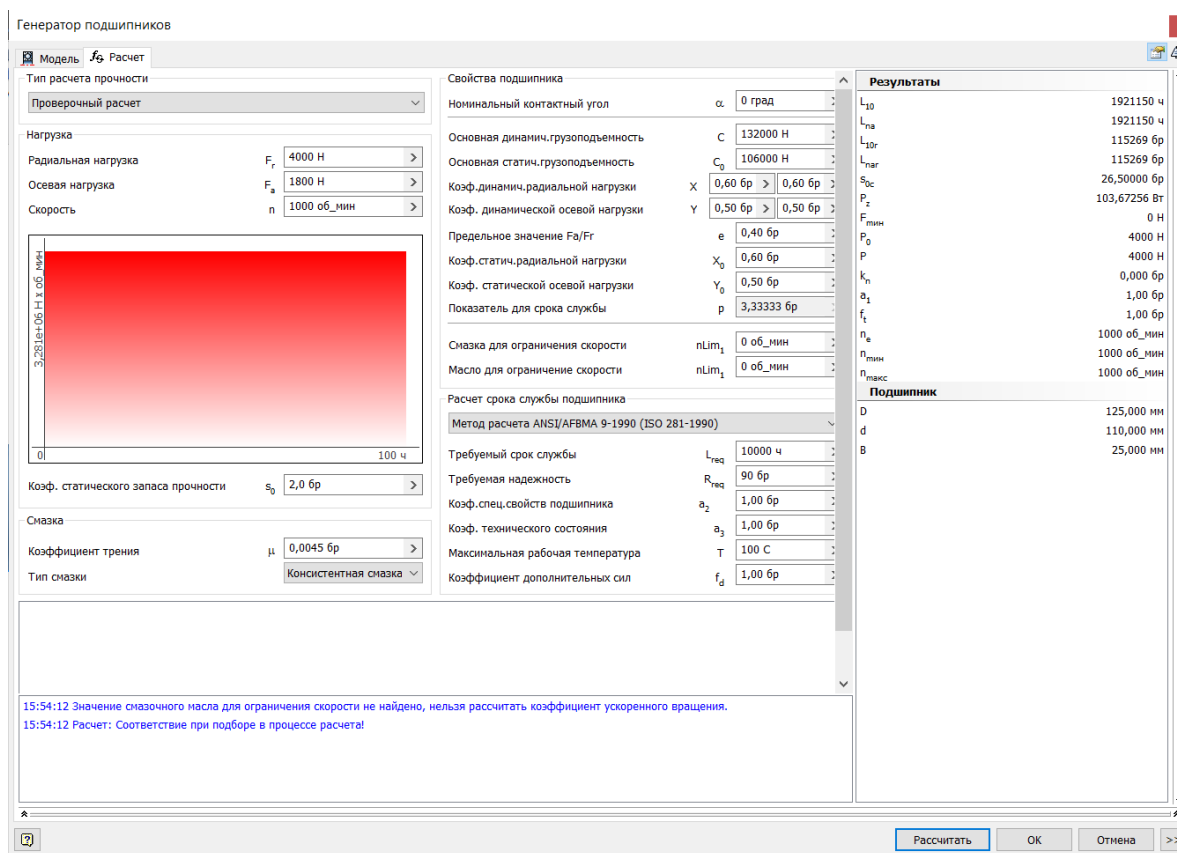


Рисунок 2.76 – Скриншот расчета переднего подшипника



Таблица 2.28 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	1921150 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	1921150 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	26,5 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	103 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	4000 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	4000 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	1000 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	1000 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	1000 об/мин
Проверка мощности		Положительная

Исходные данные для расчёта заднего подшипника:

- радиальная нагрузка 1500 Н;
- осевая нагрузка 1800 Н;
- скорость 1000 об/мин.

На рисунке 2.77 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.29.

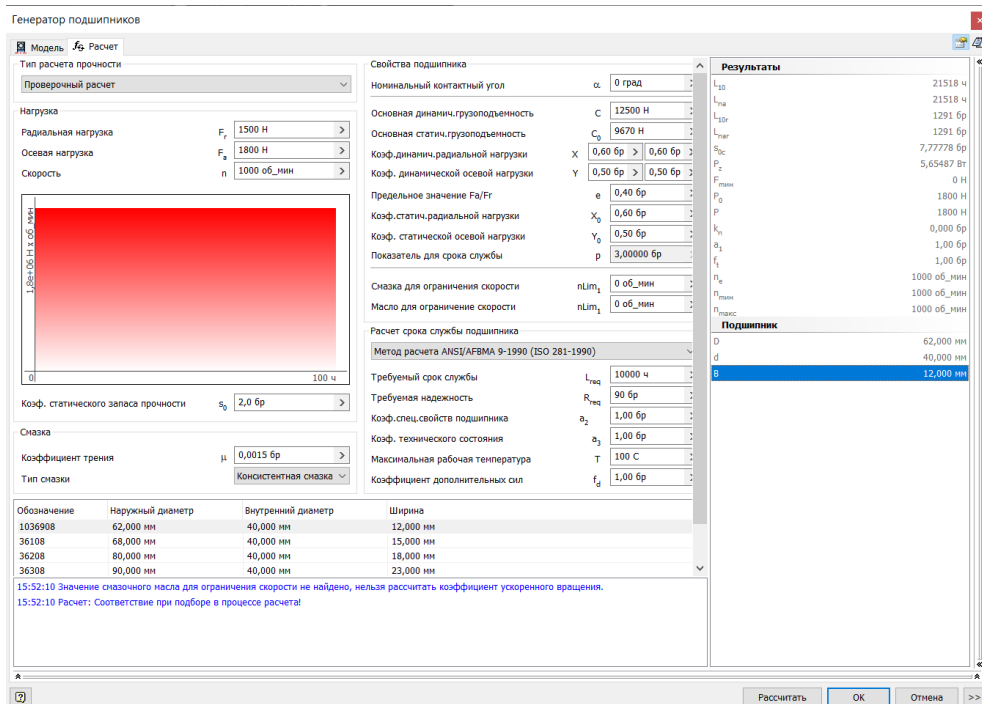


Рисунок 2.77 – Скриншот расчета переднего подшипника

Таблица 2.29 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	21518 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$s_{0c}$	7,7 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	5,6 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	0 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	1800 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	1800 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	1000 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	1000 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	1000 об/мин
Проверка мощности		Положительная

### 2.7.3.2 Расчёт и подбор подшипников входного вала

Радиальные шариковые подшипники (шарикоподшипники) – наиболее распространенный тип подшипников, так как они разносторонне применимы и представляют собой благоприятное соотношение цены и возможностей. Радиальные шарикоподшипники воспринимают радиальные и осевые силы; они пригодны также для высоких частот вращения. Радиальные шарикоподшипники – неразъемные.

Исходные данные для расчёта переднего подшипника:

- радиальная нагрузка 397 Н;
- осевая нагрузка 200 Н;
- скорость 3000 об/мин.

На рисунке 2.78 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.30.

Исходные данные для расчёта заднего подшипника:

- радиальная нагрузка 75 Н;
- осевая нагрузка 200 Н;
- скорость 3000 об/мин.

На рисунке 2.79 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.31.

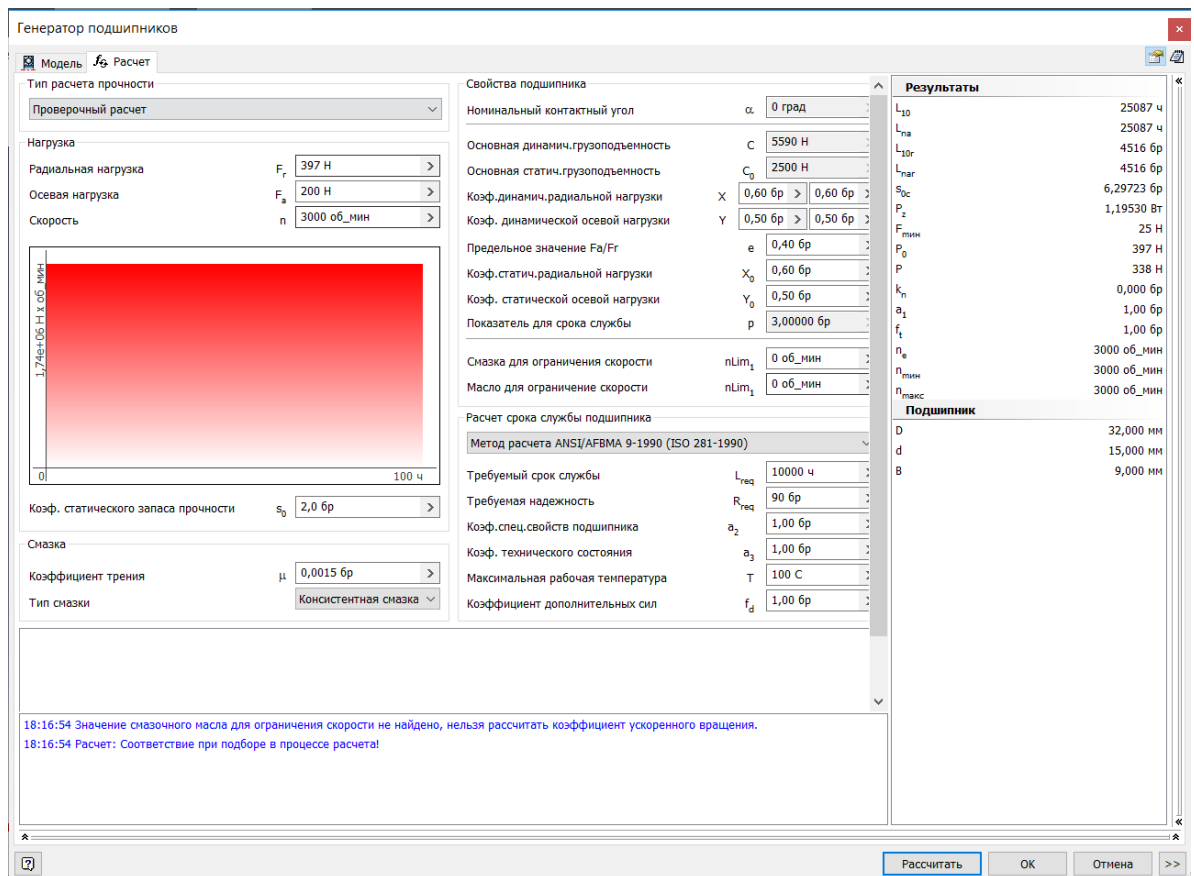


Рисунок 2.78 – Скриншот расчёта переднего подшипника

Таблица 2.30 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	25087 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	25087ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	62973 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	1,19 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	25 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	397 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	338 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	3000 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	3000 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	3000 об/мин
Проверка мощности		Положительная

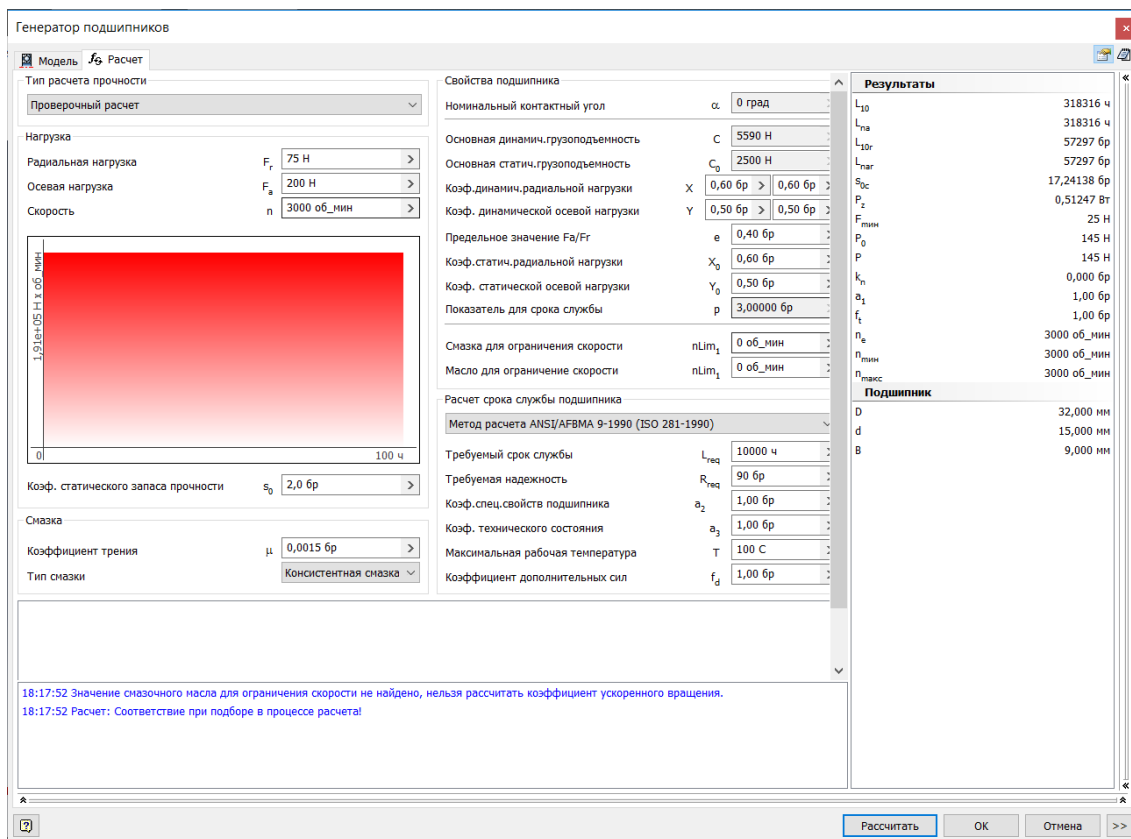


Рисунок 2.79 – Скриншот расчёта заднего подшипника

Таблица 2.31 – Результаты расчета заднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	318316 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	318316 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	17,24 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	0,57 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	25 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	145 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	145 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	3000 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	3000 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	3000 об/мин
Проверка мощности		Положительная

### 2.7.3.3 Расчёт и подбор подшипников выходного вала

Исходные данные для расчёта переднего подшипника

- радиальная нагрузка 857 Н;
- осевая нагрузка 200 Н;
- скорость 1500 об/мин.

На рисунке 2.80 приставлен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.32.

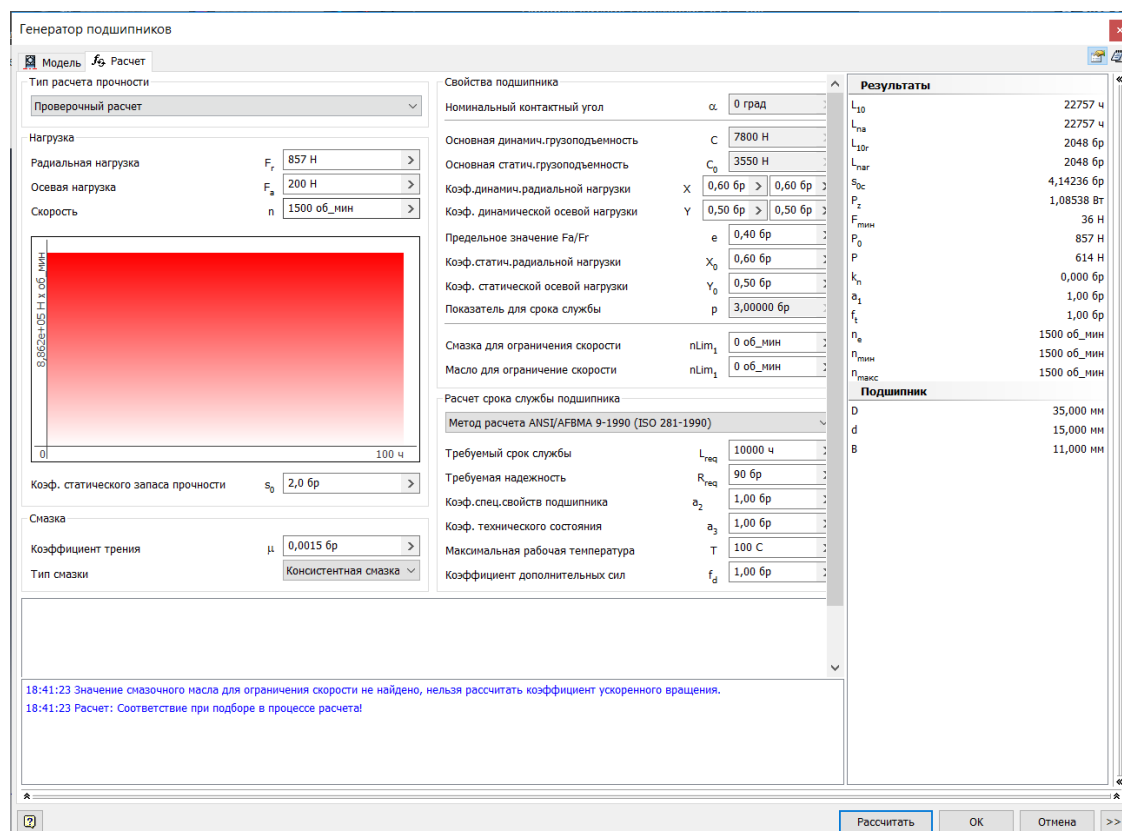


Рисунок 2.80 – Скриншот расчёта переднего подшипника

Таблица 2.32 – Результаты расчета переднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	22757 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	22757 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	4,1413 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	1,083 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	36 Н

Продолжение таблицы 2.32

Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	857 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	614 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	1500 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	1500 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	1500 об/мин
Проверка мощности		Положительная

Исходные данные для расчёта заднего подшипника:

- радиальная нагрузка 625 Н;
- осевая нагрузка 200 Н;
- скорость 1500 об/мин.

На рисунке 2.81 приложен расчет подшипников входного вала. В результате расчёта видно, что подшипник проходит по долговечности так как срок его службы больше 10000 ч. Результаты расчетов приведены в таблице 2.33.

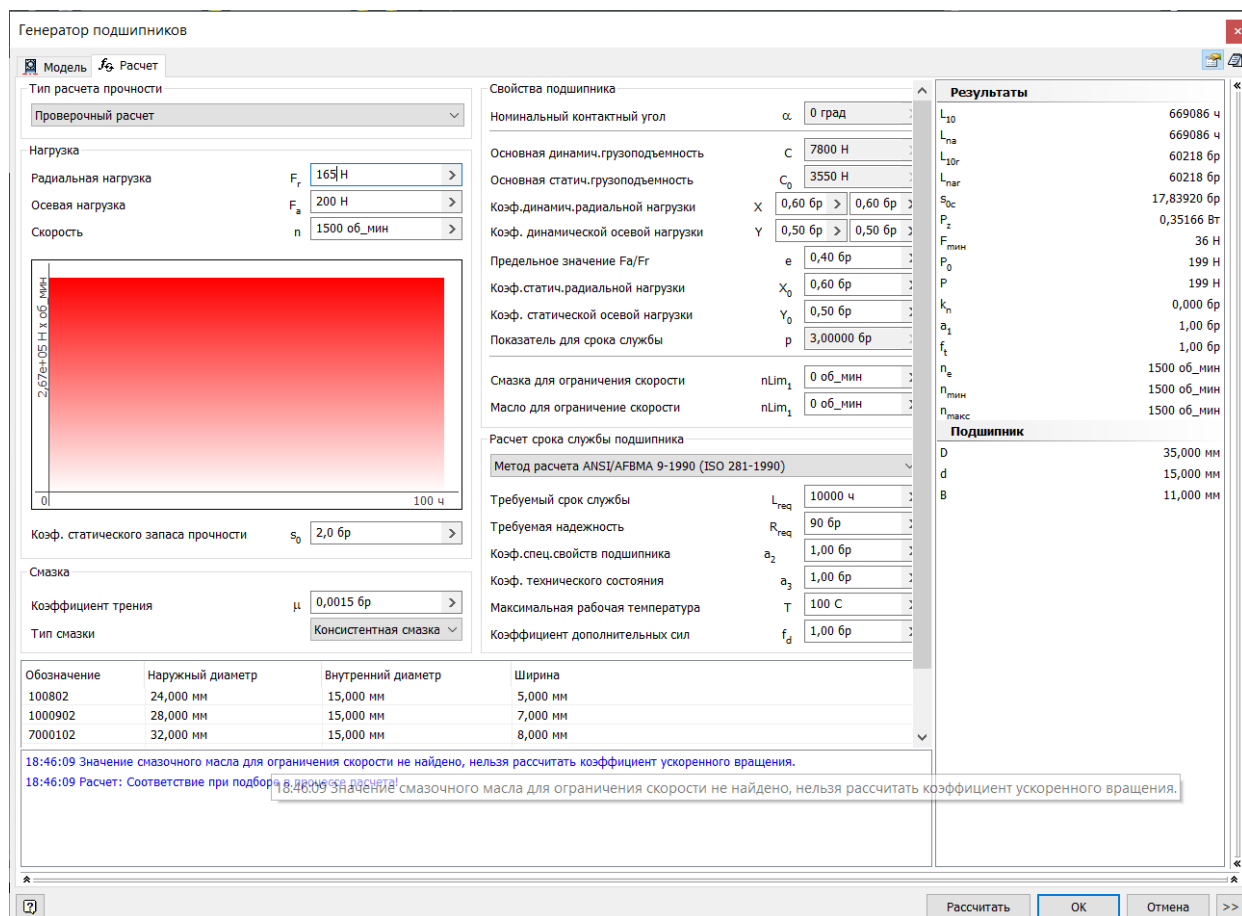


Рисунок 2.81 – Скриншот расчёта заднего подшипника

Таблица 2.33 – Результаты расчета заднего подшипника

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Основной срок службы	$L_{10}$	669086 ч
Настроенный номинальный срок службы	$L_{na}$	669086 ч
Расчетный коэффициент статического запаса прочности	$S_{0c}$	17,839 бр
Потеря мощности при трении	$P_z$	0,3516 Вт
Необходимая минимальная нагрузка	$F_{мин}$	36 Н
Статическая эквивалентная нагрузка	$P_0$	199 Н
Динамическая эквивалентная нагрузка	$P$	199 Н
Коэффициент ускоренного вращения	$k_n$	0,000 бр
Коэффициент настройки срока службы для надежности	$a_1$	1,00 бр
Температурный коэффициент	$f_t$	1,00 бр
Эквивалентная скорость	$n_e$	1500 об/мин
Минимальная скорость	$n_{мин}$	1500 об/мин
Максимальная скорость	$n_{макс}$	1500 об/мин
Проверка мощности		Положительная

## 2.7.4 Расчёт шлицов

### 2.7.4.1 Расчёт шлицов первого вала

С помощью программы «Autodesk Inventor» рассчитаем шлицы на воспринимаемые нагрузки и минимальную возможную длину.

Исходные данные: мощность 3 кВт; скорость 2000 об/мин<sup>-1</sup>; материал сталь конструкционная.

На рисунке 2.82 представлены расчеты шлицевого соединения входного вала. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шлица меньше расчетных и это значит, что шлицевое соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.34.

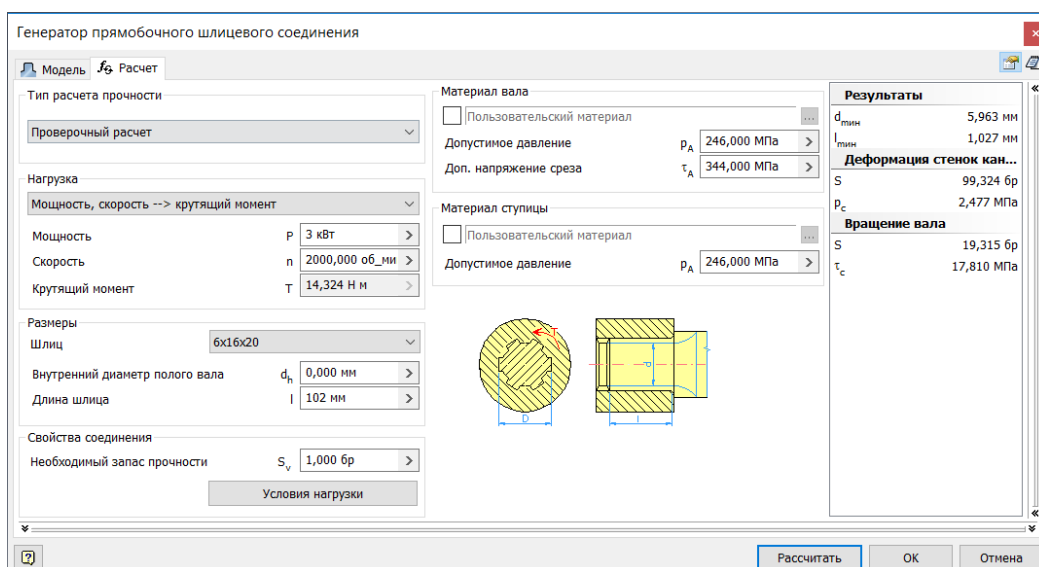


Рисунок 2.82 – Скриншот расчёта шлицов первого вала

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

Таблица 2.34 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	5,983 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	1,027 мм
Проверка прочности	Положительная	

### 2.7.4.2 Расчёт шлицов второго вала

Исходные данные:

- мощность 3 кВт;
- скорость 2000 об/мин<sup>-1</sup>;
- материал сталь конструкционная.

На рисунке 2.83 представлены расчеты шлицевого соединения входного вала. В результате расчёта видно минимальные диаметр вала и длина шлица меньше расчетных и это значит, что шлицевое соединение может выдержать приложенные на него нагрузки. Результаты расчетов приведены в таблице 2.35.

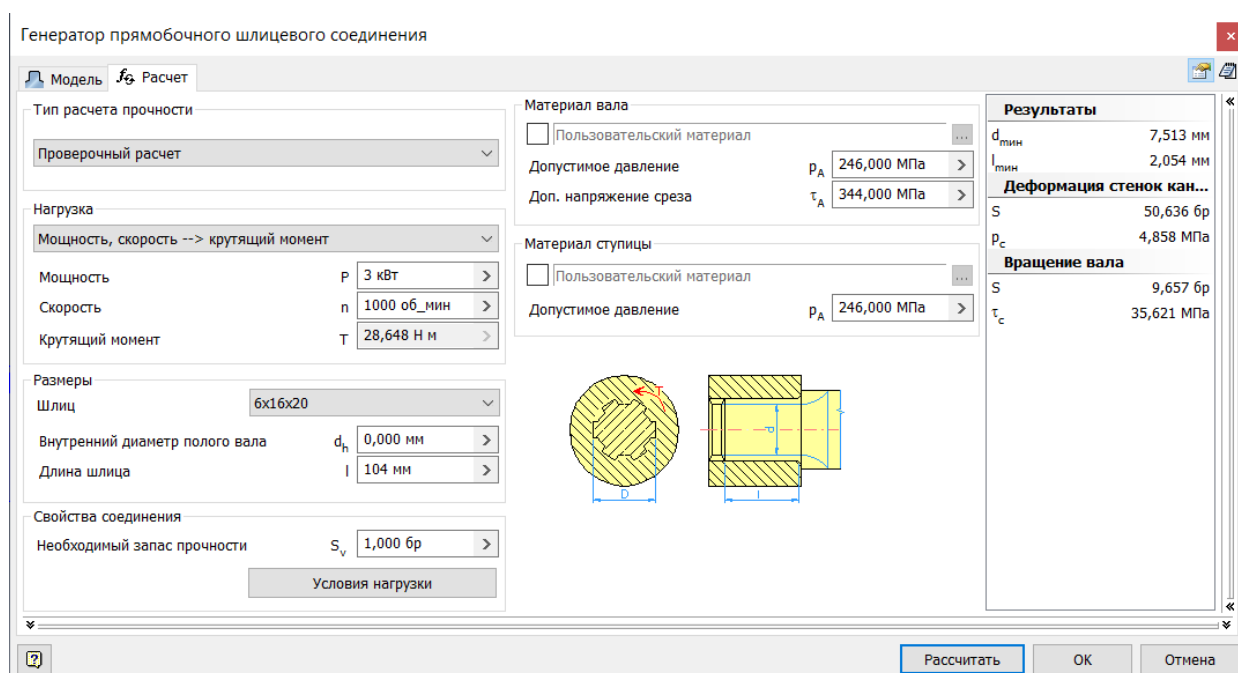


Рисунок 2.83 – скриншот расчёта шлицов второго вала

Таблица 2.35 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	7,5 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	2,8 мм
Проверка прочности	Положительная	



### 2.7.4.3 Расчёт шлицов для телескопической муфты

Для телескопической муфты используются эвольвентные шлицы, которые представляют собой зубья эвольвентного профиля, характеризующиеся модулем  $m$ , числом зубьев  $z$  и углом зацепления  $\alpha_0$ . Центрирование — обычно по боковым граням. Посадка может быть с натягом, зазором или переходная. Прочность эвольвентных шлицов выше прямобочных:

- на изгиб, благодаря утолщению профиля зуба у основания;
- на смятие, благодаря увеличенному числу зубьев по окружности.

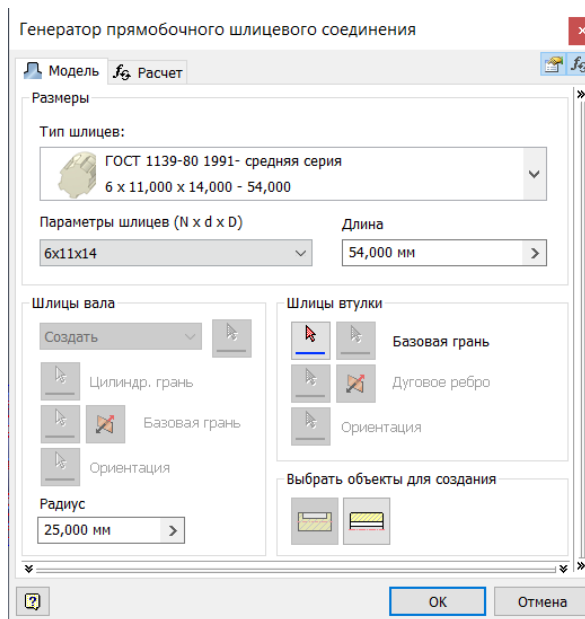


Рисунок 2.84 – Скриншот расчета шлицов первая страница

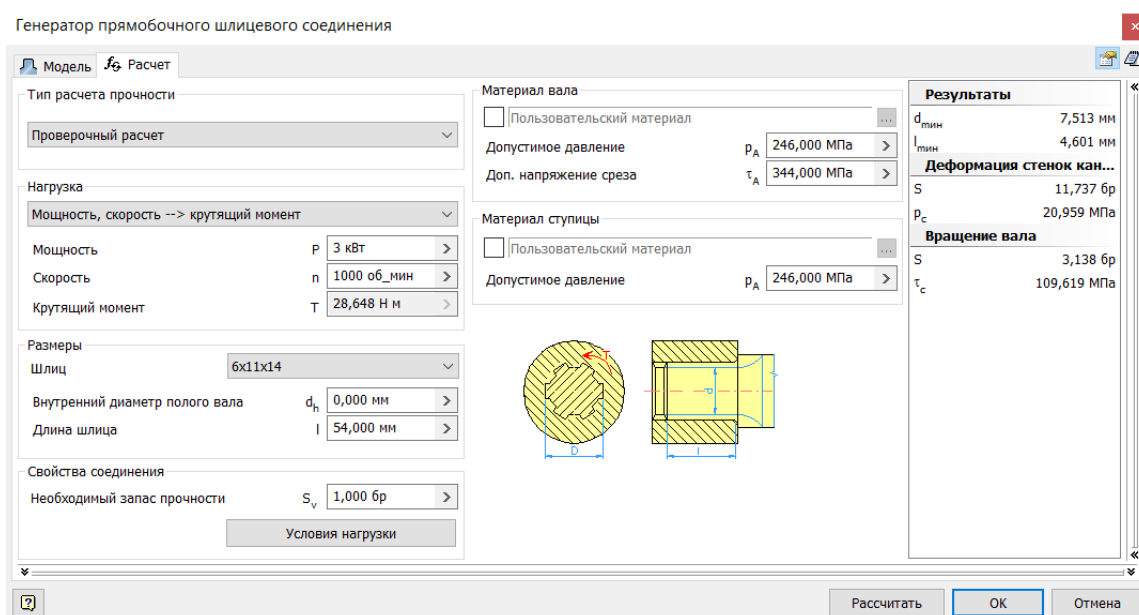


Рисунок 2.85 – Скриншот расчета шлицов вторая страница

Таблица 2.36 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	7,5 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	4,6 мм
Проверка прочности	Положительная	

### 2.7.5 Расчёт и подбор шпонок

Для передачи крутящего момента между валом и деталями, установленными на нем, используют шпоночные соединения. Основным конструктивным элементом этого типа соединения является шпонка. С помощью программы «Autodesk Inventor» рассчитаем шпонки на и воспринимаемые нагрузки и минимальную возможную длину.

#### 2.7.5.1 Расчёт шпонок для втулочной муфты

2.7.5.1.1 Шпонка на валу двигателя. Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 9 мм. Принимаем шпонку длиной 14 мм.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.86 и в таблице 2.37

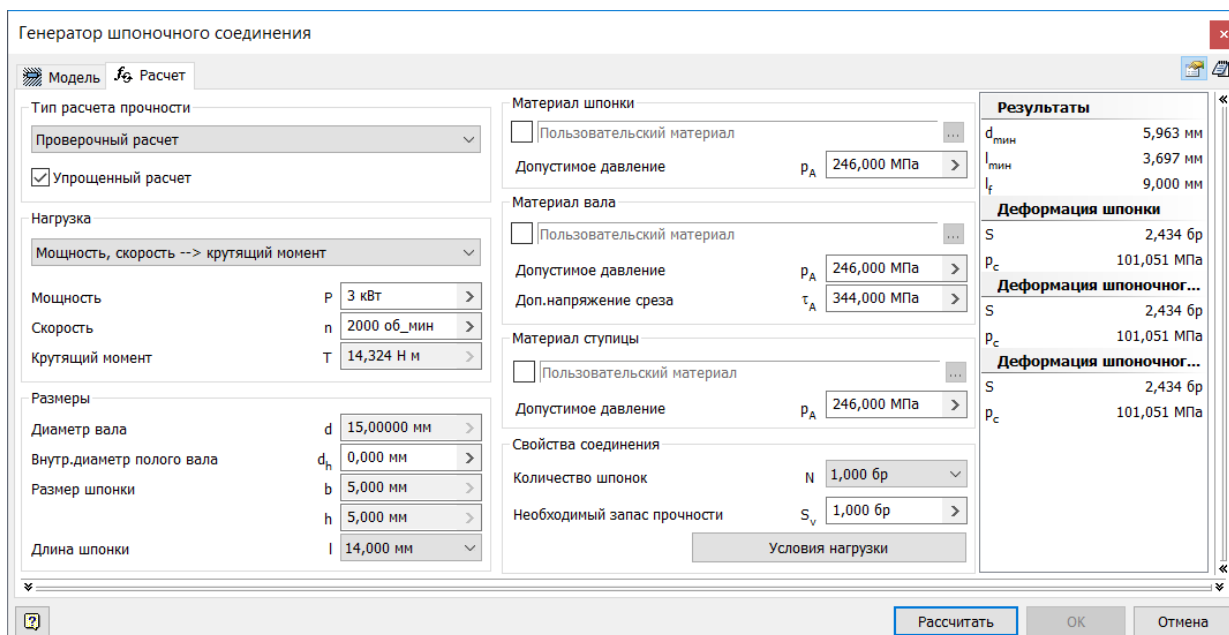


Рисунок 2.86 – Скриншот расчета шпонок выходного вала

Таблица 2.37 – Результат расчетов

Наименование параметров	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	5,96 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	9,897 мм
Проверка прочности	Положительная	

2.7.5.1.2 Шпонка на валу револьверной головки. Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 9 мм. Принимаем шпонку длиной 14 мм.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.87 и в таблице 2.38

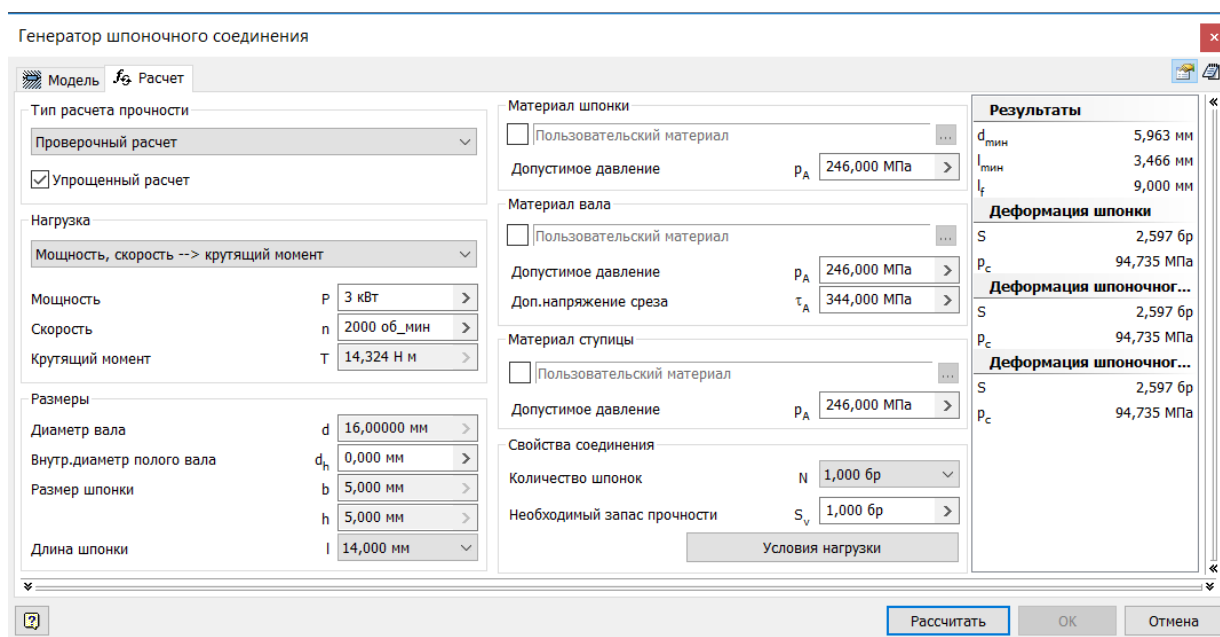


Рисунок 2.87 – Скриншот расчета шпонок выходного вала

Таблица 2.38 – Результат расчетов

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	5,963 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	9466 мм
Проверка прочности	Положительная	

2.7.5.2 Расчёт шпонки колеса передающего движение инструментальному диску

Минимальная длина шпонки при приложенных нагрузках равна 38 мм. Принимаем шпонку длиной 50 мм.

Результаты расчетов представлены на рисунках 2.88 и в таблице 2.39.

Таблица 2.39 – Результат расчетов

Наименование параметров	Обозначение	Значение
Мин. диаметр вала	$d_{\text{мин}}$	7,51 мм
Мин. Длина шлица	$l_{\text{мин}}$	1,617 мм
Проверка прочности	Положительная	

Генератор шпоночного соединения

Модель **Расчет**

Тип расчета прочности  
 Проверочный расчет  
 Упрощенный расчет

Нагрузка  
 Мощность, скорость --> крутящий момент  
 Мощность P 3 кВт  
 Скорость n 1000 об\_мин  
 Крутящий момент T 28,648 Н м

Размеры  
 Диаметр вала d 40,00000 мм  
 Внутр. диаметр полого вала d<sub>n</sub> 0,000 мм  
 Размер шпонки b 12,000 мм  
 h 8,000 мм  
 Длина шпонки l 50,000 мм

Материал шпонки  
 Пользовательский материал  
 Допустимое давление p<sub>A</sub> 246,000 МПа

Материал вала  
 Пользовательский материал  
 Допустимое давление p<sub>A</sub> 246,000 МПа  
 Доп. напряжение среза τ<sub>A</sub> 344,000 МПа

Материал ступицы  
 Пользовательский материал  
 Допустимое давление p<sub>A</sub> 246,000 МПа

Свойства соединения  
 Количество шпонок N 1,000 бр  
 Необходимый запас прочности S<sub>v</sub> 1,000 бр

Условия нагрузки

Результаты  
 d<sub>мин</sub> 7,513 мм  
 l<sub>мин</sub> 1,617 мм  
 l<sub>f</sub> 38,000 мм  
**Деформация шпонки**  
 S 23,494 бр  
 p<sub>c</sub> 10,471 МПа  
**Деформация шпоночног...**  
 S 23,494 бр  
 p<sub>c</sub> 10,471 МПа  
**Деформация шпоночног...**  
 S 23,494 бр  
 p<sub>c</sub> 10,471 МПа

Расчитать ОК Отмена

Рисунок 2.88 – Скриншот расчета шпонок выходного вала

### 2.7.6 Датчик

В качестве датчика обратной связи положения инструмента, применяется абсолютный энкодер, рисунок 2.89 (принцип работы был описан выше).

Параметры энкодера:

- посадочный диаметр 40 мм;
- диаметр энкодера 100 мм;
- тип измерения: оптический;
- разрешение 1024 имп/об;
- рабочая температура -25...+85 С;
- частота отклика 300 кГц;
- частота вращения 6000 об/мин.



Рисунок 2.89 – Абсолютный энкодер с полым валом

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

### 2.7.7 Герконовый датчик

Для отслеживания положения блока колёс используется герконовый датчик, рисунок 2.90 и 2.91. Герконовые датчики позволяют отследить положение поршня пневмоцилиндра.

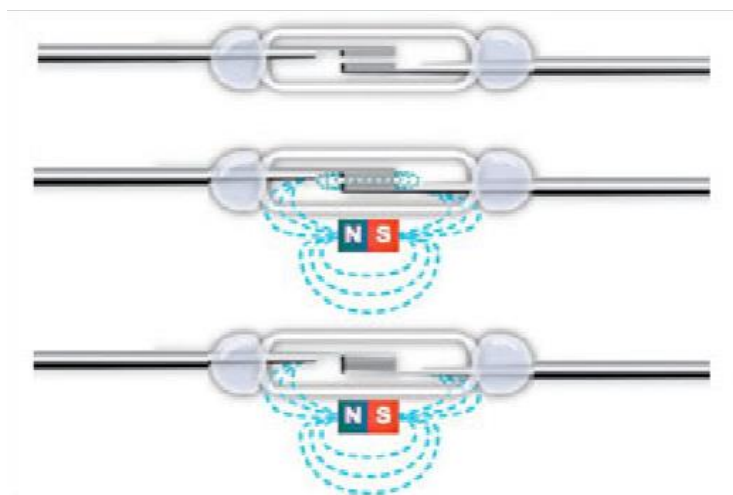


Рисунок 2.90 – Герконовый датчик. Принцип работы

Принцип работы: герконовый датчик устанавливается на корпус цилиндра, при это датчик состоит из двух, изолированных от внешней среды, контактов, при соприкосновении которых, сигнал передаётся на микроконтроллер и в дальнейшем может быть использован для различных манипуляций, в поршень пневмоцилиндра устанавливается магнит, когда поршень проходит, через датчик магнитное поле взаимодействуют с контактами, замыкаясь между собой.

Датчик крепятся к корпусу цилиндра специальными хомутами с регулированием положения.



Рисунок 2.91– Герконовый датчик

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

## 2.8 Линейные датчики

Для отслеживания перемещения рабочих органов по осям X, Y, Z, рисунок 2.92, используются датчики линейного перемещения, которые способны определять положения элементов без дополнительных кинематических связей, которые влияют на точность передачи сигнала.

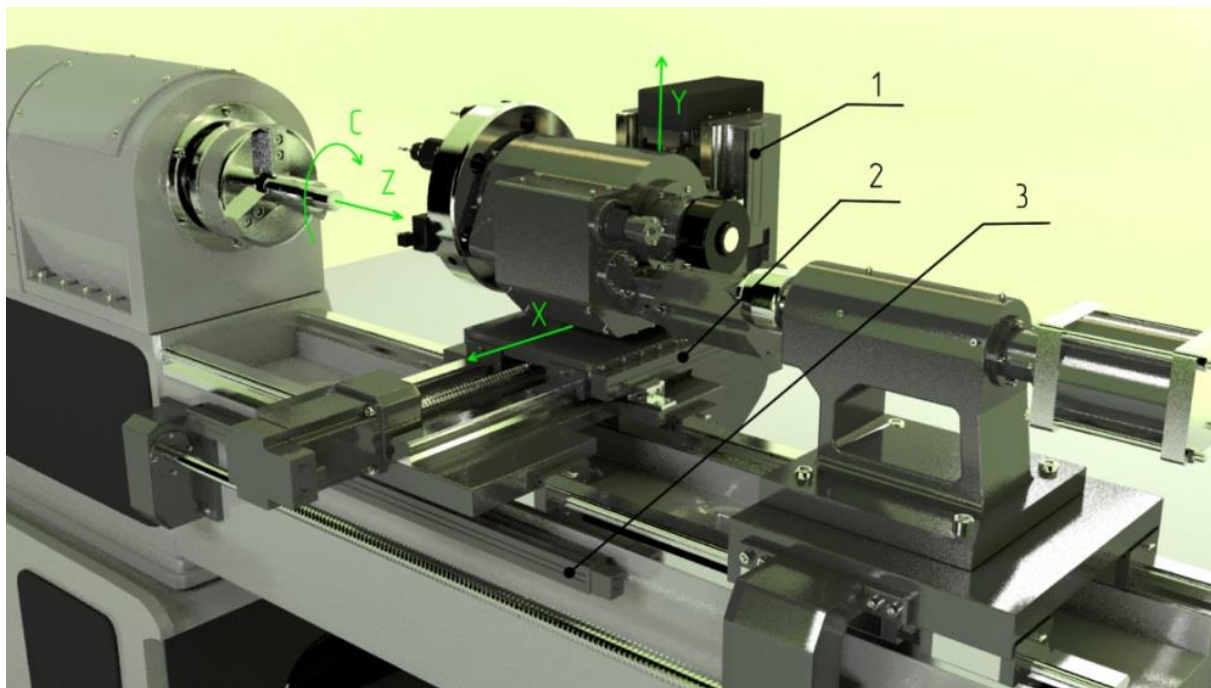


Рисунок 2.92 – Расположение датчиков (спроектировано автором)

Помимо того что датчик определяет положение, сам привод подач тоже определяет перемещение через шарико-винтовую передачу и датчик установленный в двигателе, что даёт дополнительную информацию для микроконтроллера, который может вычислить ошибку перемещения и внести поправки в двигатель, который установит требуемое положение рабочего органа, рисунок 2.93. Этот распространённый приём помогает исключить множество источников погрешностей такие как:

- ошибка позиционирования, вызванная нагревом шарико-винтовой пары;
- ошибка, вызванная наличием люфта в ШВП;
- кинематическая погрешность, вызванная ошибкой шага ШВП.

Для защиты от возмущающих воздействий со стороны станка, датчики линейного перемещение имеют закрытый корпус, при этом есть возможность подключения пневмозащиты, которая при помощи сжатого воздуха создаёт избыточное давление внутри датчика, что дополнительно защищает его от стружки, СОЖ, пыли и других воздействий.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Принцип работы такой же как и у абсолютных оптических энкодеров, считывающий элемент, внутри которого установлен источник света и считывающее устройство, движется вдоль шкалы, каждое положение которой кодируется определённым значением. Свет проходит через шкалу и передаёт значение на считывающее устройство, а от него на микроконтроллер.

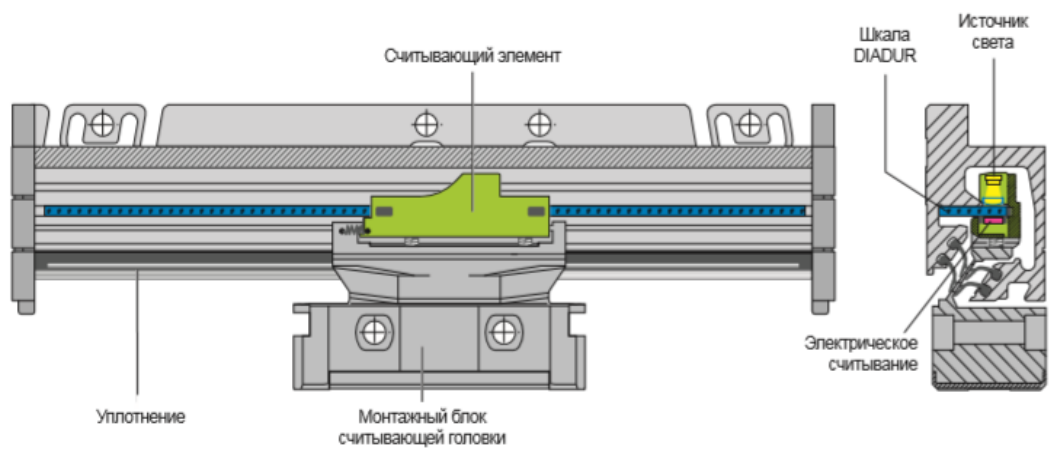


Рисунок 2.93 – Датчик (внутри)

В проекте используется серия LC-200:

- класс точности  $\pm 3$  мкм;
- длина измерения от 50 до 1300 мм.

Допускаются поперечные смещения и смещения по высоте между считывающей головкой и шкалой от  $\pm 0,2$  до  $\pm 0,3$  мм, в зависимости от типа датчика.

## 2.9 Направляющие, защита направляющих и ШВП

В качестве направляющих используются направляющие фирмы Rexroth, рисунок 2.94, для продольных и поперечных перемещений суппорта, а также задней бабки.



Рисунок 2.94 – Шариковая каретка с типоразмером R1653

									Лист
									118
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Параметры направляющих:

- шариковая каретка FLS;
- типоразмер 40;
- класс предварительного натяга C2;
- класс точности Н;
- с торцевым двойным уплотнением;
- допустимые динамические и статические нагрузки  $C$  111 000 Н  $C_0$  и 190 000 Н соответственно рисунок 2.93;
- допустимые крутящие моменты рисунок 2.94;
- допустимый динамический крутящий момент  $M_t = 3010$  Н·м;
- допустимый статический крутящий момент  $M_{t0} = 5120$  Н·м;
- допустимый динамический продольный момент  $M_L = 2730$  Н·м;
- допустимый статический продольный момент  $M_{L0} = 4660$  Н·м;
- масса 4.3 кг.

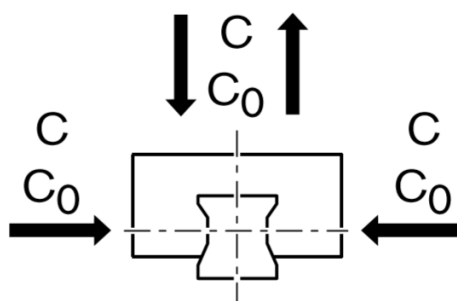


Рисунок 2.95 – Силы действующие в направляющих

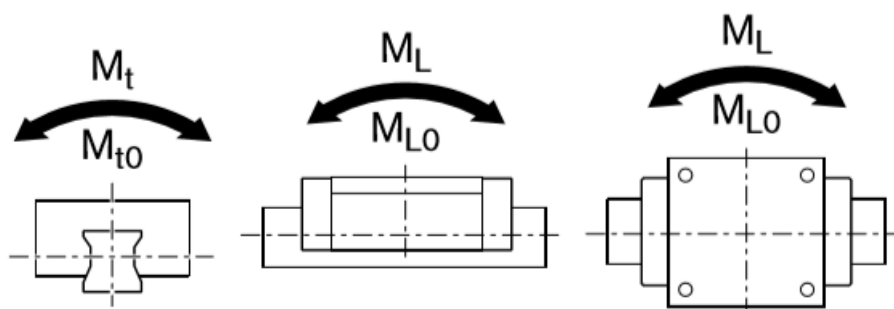


Рисунок 2.96 – Моменты действующие в направляющих

Жёсткость каретки можно повысить, увеличив предварительный натяг, при этом, чем он выше, тем меньше долговечность. Поэтому следует выбирать предварительный натяг в зависимости от того в какой сфере он будет применён.

В данном проекте для кареток применён средний натяг. Он подходит для точных направляющих систем, мгновенные нагрузки могут свободно поглощаться не оказывая влияние на систему.

Жесткость, для каждого типа натяга представлена на рисунке 2.95.



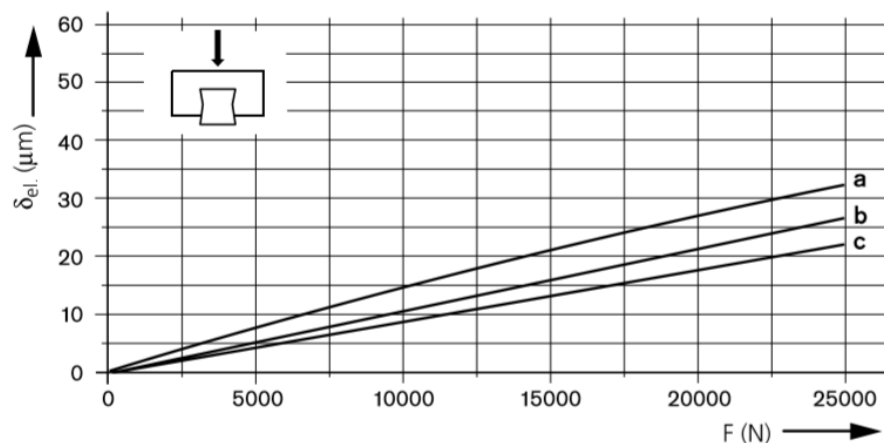


Рисунок 2.97 – Жесткость шариковых рельсовых направляющих при предварительном натяге

Типоразмер 40:

- а) шариковая каретка R1653 31.20 при предварительном натяге С1;
- б) шариковая каретка R1653 32.20 при предварительном натяге С2;
- с) шариковая каретка R1653 33.20 при предварительном натяге С3.

Для защиты каретки применяется уплотнение с двойной рабочей кромкой (DS). Оно защищает от воздействия стружки, СОЖ и пыли.

В качестве тормозного устройства используется пневматические зажимные тормозные устройства типа UBPS, на рисунке 2.98, которые характеризуются:

- высокими удерживающими силами за счет трех поршней, включенных последовательно, и пружинного энергоаккумулятора;
- повышение удерживающей силы за счет дополнительного подвода воздуха через вход PLUS;
- зажимает и удерживает без давления (энергия пружины);
- давление открывания мин. 5,5 бар;
- максимальное рабочее давление, пневматическое: 8 бар;
- температурный диапазон применения t: 0 – 70 °С;
- энергия пружины 7700 Н;
- подвод воздуха 0,554 дм<sup>3</sup>/ход;
- подвод воздуха через вход PLUS 0,483 дм<sup>3</sup>/ход.

В качестве транспортировки стружки используется стружкоуборочный конвейер шнекового типа, на рисунке 2.99, который обладает преимуществами такими как:

- сжимает стружку, сохраняя место в бункере для стружки угол подъема;
- минимизирует вынос СОЖ;
- предусмотрен автоматический реверс в случае затора стружки;
- активируется м-кодом.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



Рисунок 2.98 – Пневматическое зажимное тормозное устройство типа UBPS

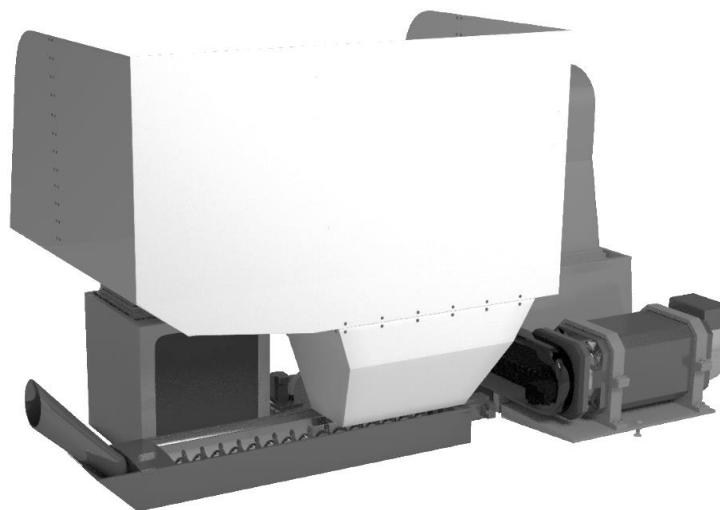
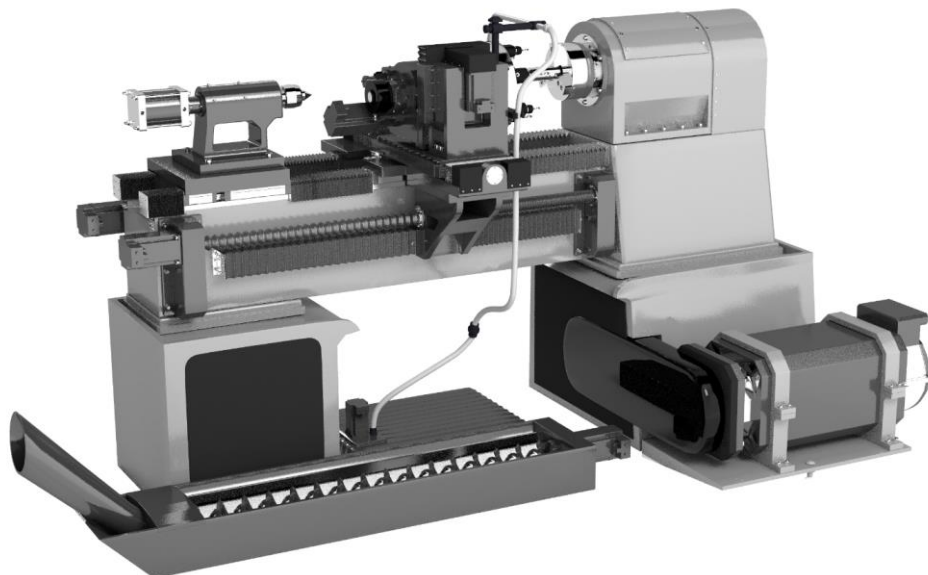


Рисунок 2.99 – Стружкоуборочный конвейер шнекового типа (спроектировано автором)

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		121

В качестве защиты направляющих и ШВП принимается гофрозащита. Она имеет несколько преимуществ по сравнению с другими способами защиты. Т.к. её просто монтировать, она обладает повышенной сжимаемостью. В зависимости от того, что требуется защитить гофра может иметь разную форму.

Цель гофрозащиты:

Защитить промышленное оборудование и станки от воздействия:

- металлической и абразивной стружки;
- охлаждающей жидкости (СОЖ);
- попадания масла;
- воздействия высокой температуры;
- защитить оператора станка от подвижных механизмов оборудования;
- обеспечить отличный внешний вид оборудования.

В данном станке применяется ткань на пара-арамидной основе с PU-покрытием делает гофрозащиту более прочной, выдерживает воздействие агрессивных сред (стружки, СОЖ, масла, искр), а также температуру в 200–250 °С, на рисунке 2.100.

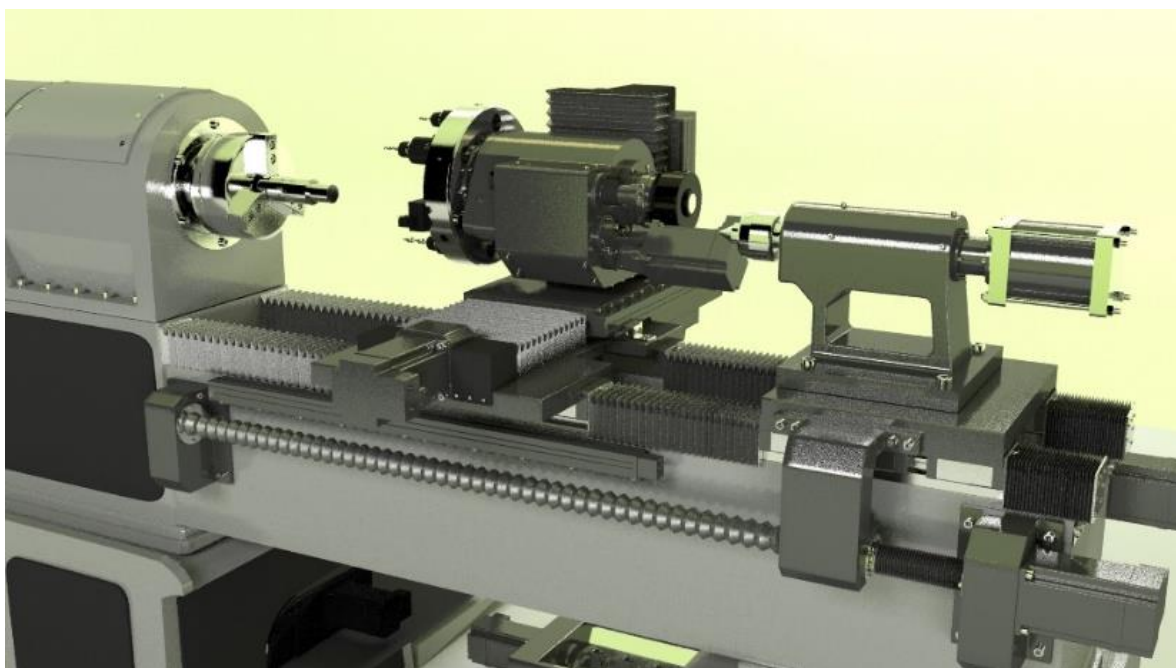


Рисунок 2.100 – Защита направляющих и ШВП (спроектировано автором)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

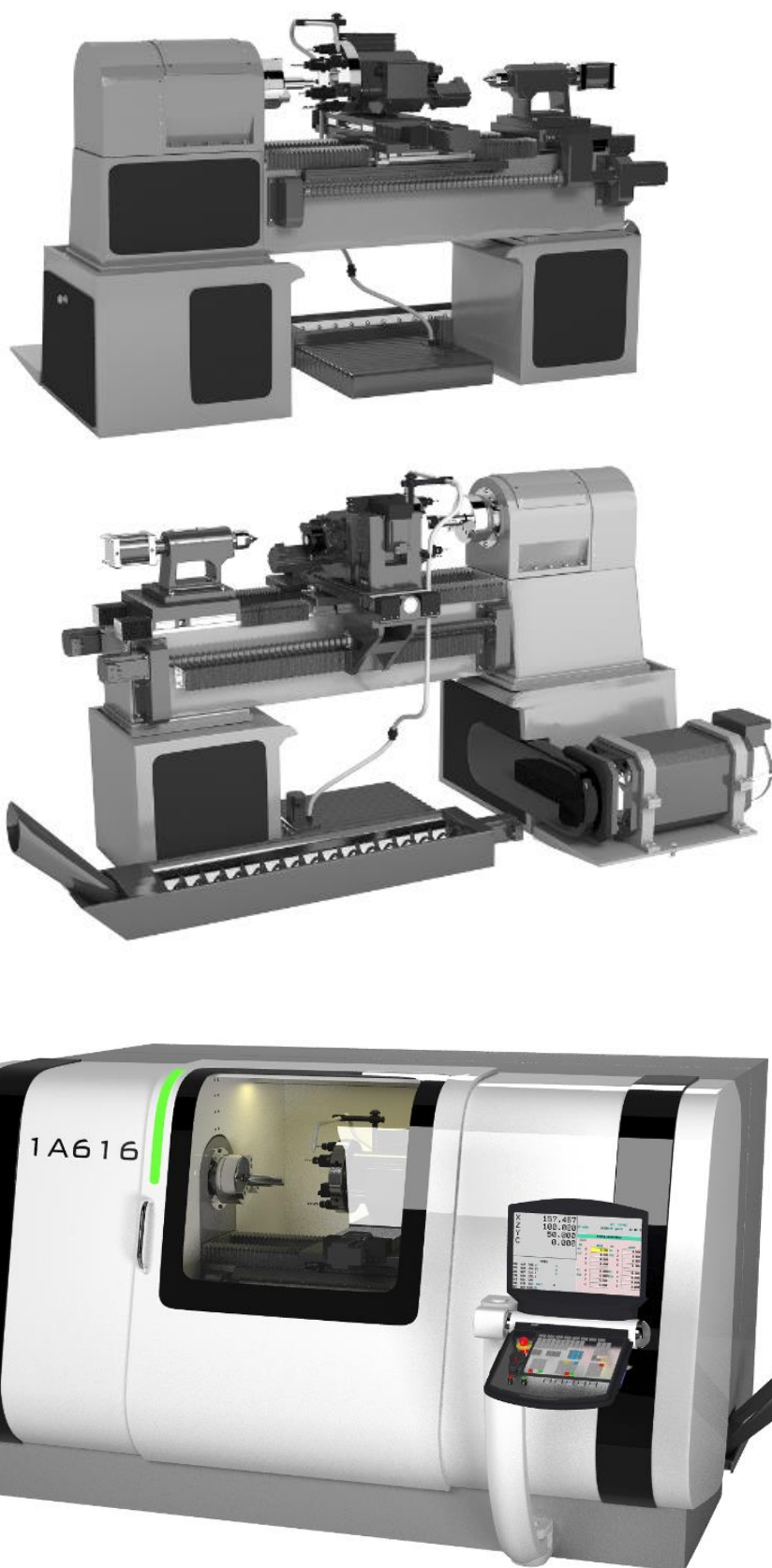


Рисунок 2.101 – Общий вид модернизированного станка (спроектировано автором)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

### 3 Исследовательская часть

Инженерный анализ несущей системы станка выполняется в программе Ansys, для этого требуется создать 3D-модель в CAD системе (рисунок 3.1) и экспортировать в одном из двух форматов .sat и .ijs. 3D-модель создается с упрощениями для правильной работы программы.

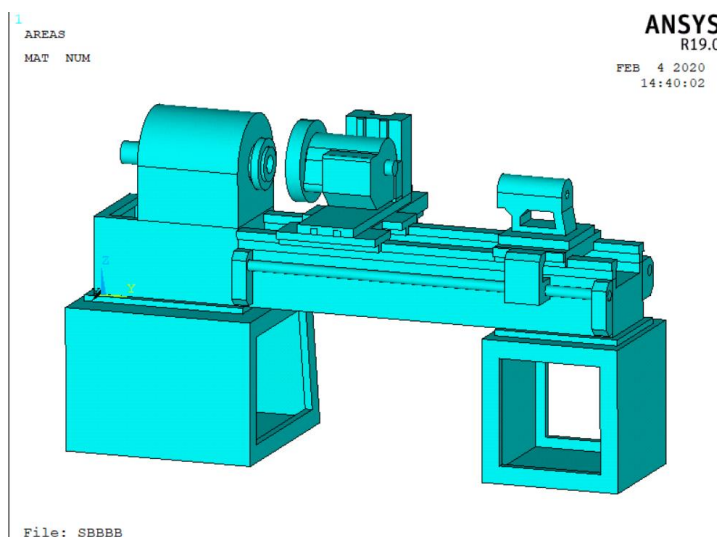


Рисунок 3.1 – Общий вид станка

В несущую систему станка входит станина, передняя и задняя бабка, передняя и задняя тумба, револьверная головка, направляющие, продольный и поперечный суппорты.

Инженерный анализ состоит из:

- статического расчёта;
- модального расчёта;
- динамического расчёта.

#### 3.1 Статический расчёт несущей системы станка

Статический расчет позволяет определить перемещения в любой точке геометрической модели НСС в зависимости от действующих сил резания.

В теории МКЭ по принципу геометрического представления различают типовые конечные элементы: прямолинейные стержни постоянного поперечного сечения, прямоугольные в плане оболочки, тонкие треугольные, четырехугольные и прямоугольные в плане пластины, круговые кольца треугольного, четырехугольного и прямоугольного поперечного сечения, четырех-, пяти- и шестигранные объемные элементы.

									Лист
									124
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

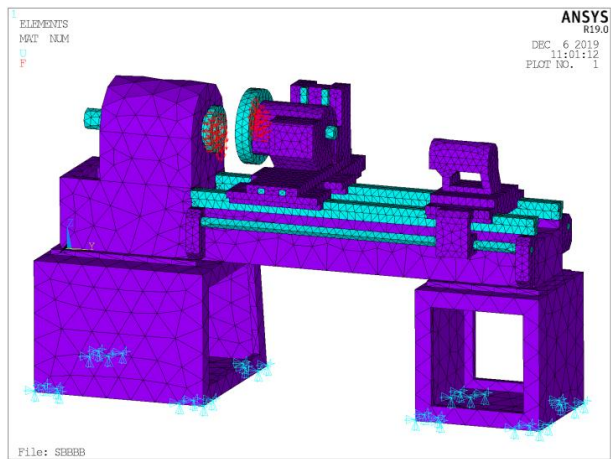


Рисунок 3.2 – Импортированная сеточная модель несущей системы станка

Были проведены расчеты НСС для спроектированного станка для силового резания.

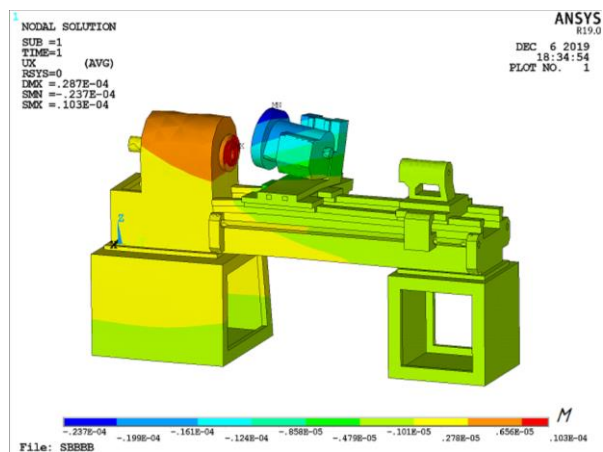


Рисунок 3.3 – Статическая нагрузка по оси X

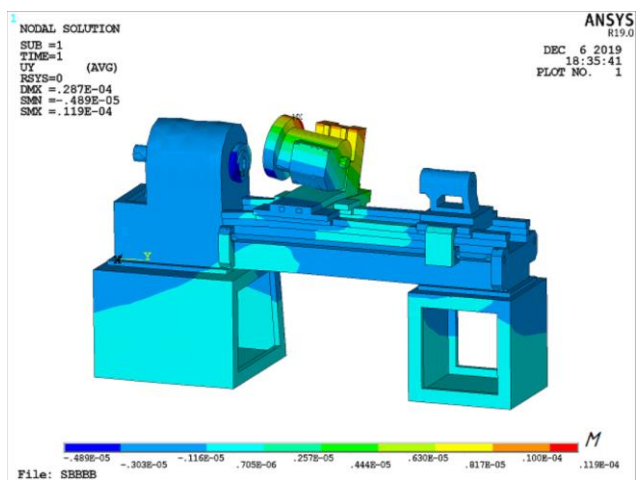


Рисунок 3.4 – Статическая нагрузка по оси Y

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата







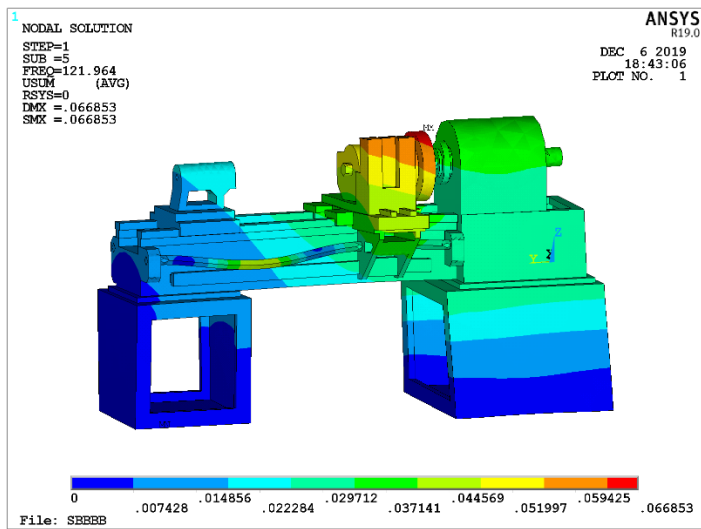


Рисунок 3.8– Первая форма колебаний станка на частоте 121 Гц

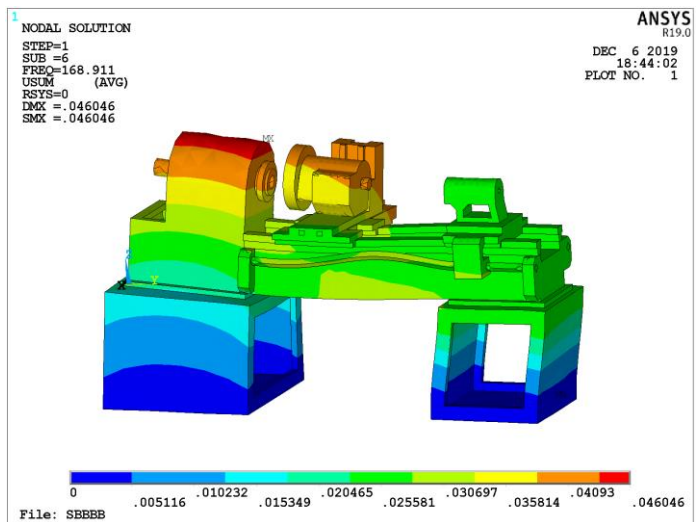


Рисунок 3.9– Вторая форма колебаний станка на частоте 168 Гц

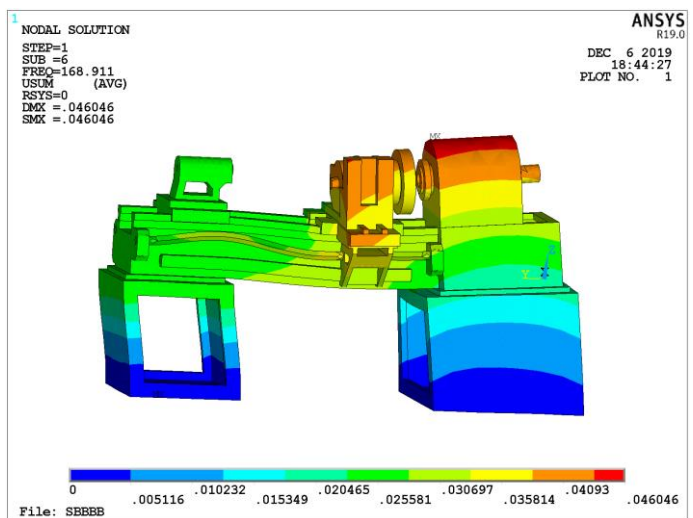


Рисунок 3.10– Вторая форма колебаний станка на частоте 168 Гц

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

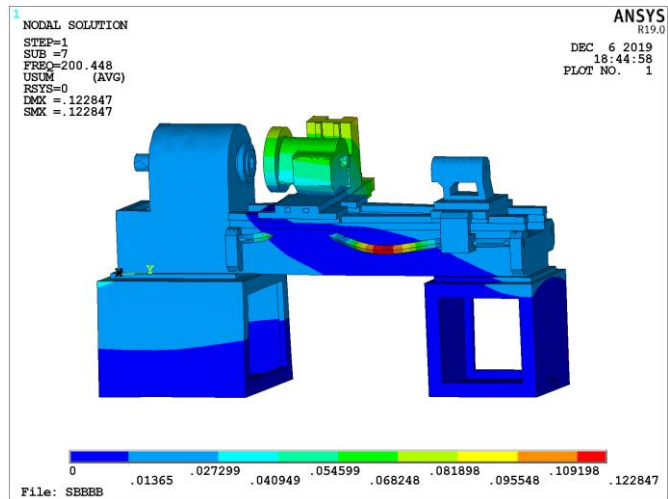


Рисунок 3.11– Третья форма колебаний станка на частоте 200 Гц

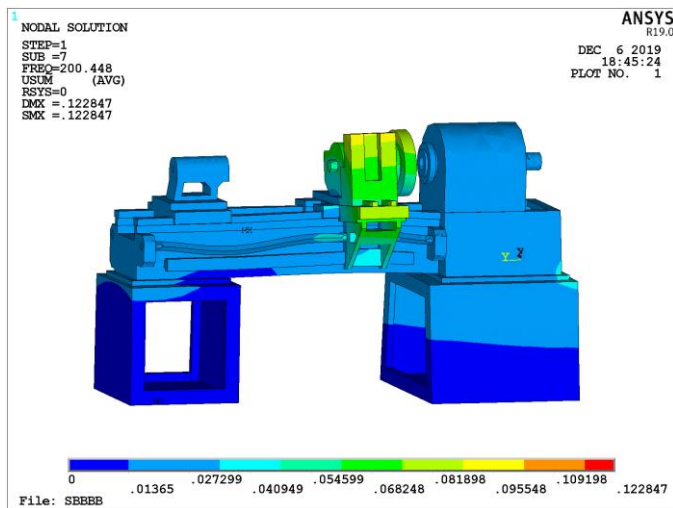


Рисунок 3.12– Третья форма колебаний станка на частоте 200 Гц

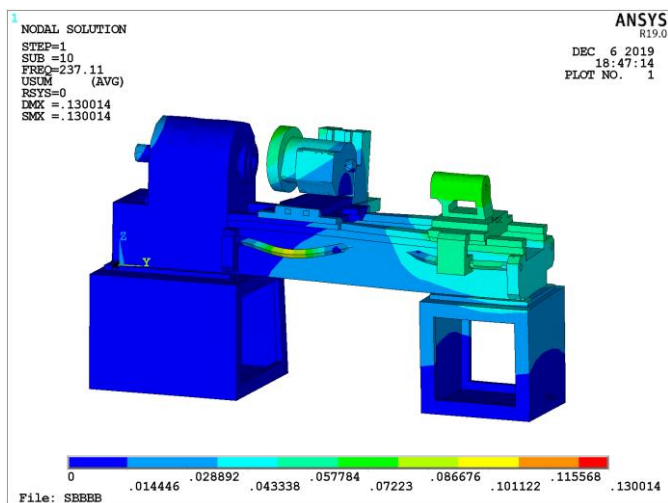


Рисунок 3.13– Четвёртая форма колебаний станка на частоте 237 Гц

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

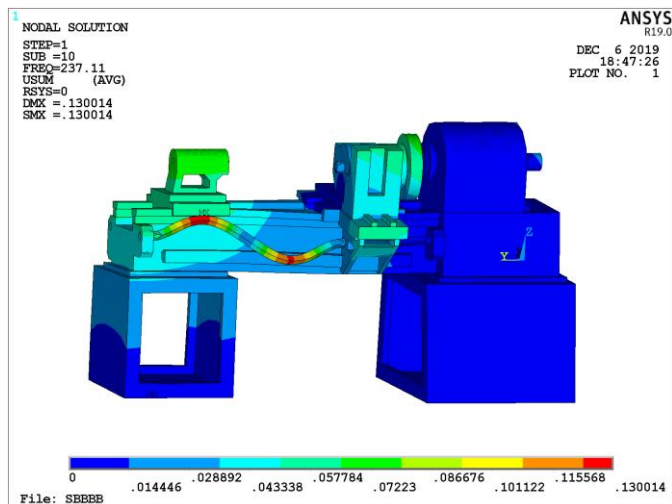


Рисунок 3.14– Четвёртая форма колебаний станка на частоте 237 Гц

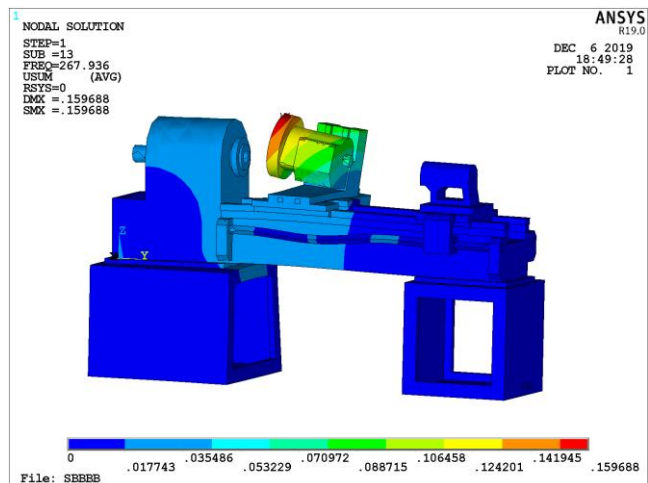


Рисунок 3.15– Пятая форма колебаний станка на частоте 267 Гц

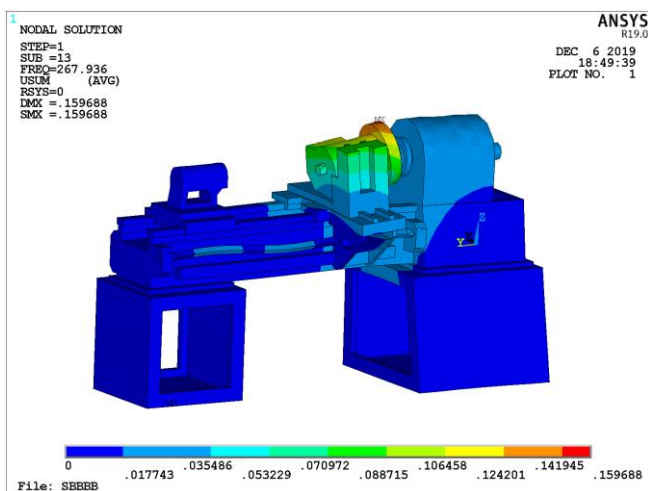


Рисунок 3.16– Пятая форма колебаний станка на частоте 267 Гц

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

### 3.3 Гармонический расчёт несущей системы станка

Если модальный расчет в современных САЕ-системах позволяет определить собственные частоты и выполнить анализ форм колебаний, то для построения других динамических характеристик: амплитудно-частотных и амплитудно-фазовых частотных характеристик, необходимо выполнить другой тип расчета - динамический («Harmonic»). В матричной форме динамический процесс может быть описан в виде уравнения

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{F\}, \quad (3.1)$$

где  $[m]$  - матрица масс;  
 $[c], [k]$  - матрицы демпфирования и жесткости, соответственно;  $\{x\}$  - вектор перемещений;  
 $\{F\}$  - вектор нагрузки.  
Решение находится в виде

$$\{u\} = \{u \max e^{i\phi}\} e^{i\Omega t}, \quad (3.2)$$

где  $\phi$  - сдвиг фазы;  
 $\Omega = 2\pi f$  - круговая частота;  
 $f$  - частота колебаний, Гц

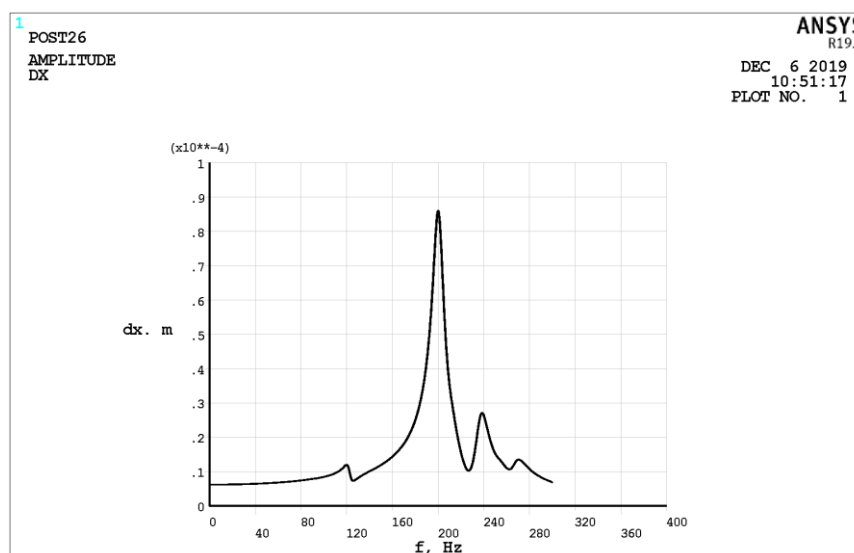


Рисунок 3.17 – АЧХ перемещений шпинделя относительно револьверной головки по оси X

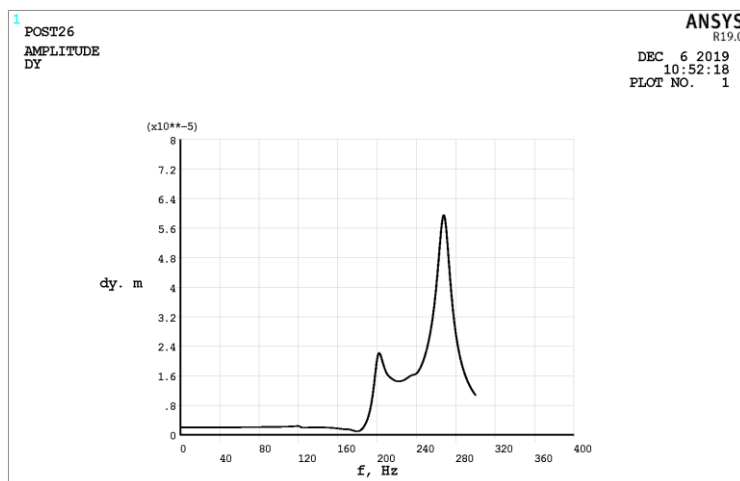


Рисунок 3.18 – АЧХ перемещений шпинделя относительно револьверной головки по оси Y

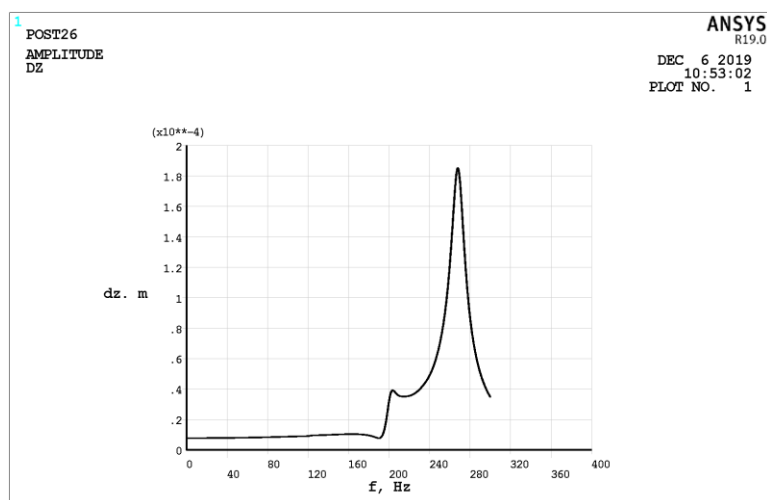


Рисунок 3.19 – АЧХ перемещений шпинделя относительно револьверной головки по оси Z

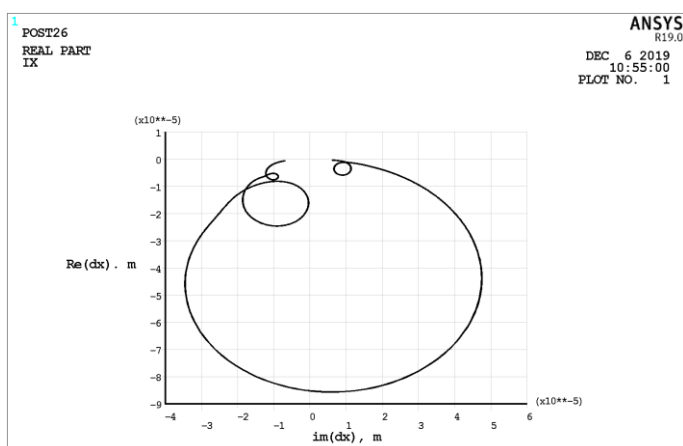


Рисунок 3.20 – АФЧХ перемещений шпинделя относительно револьверной головки по оси X

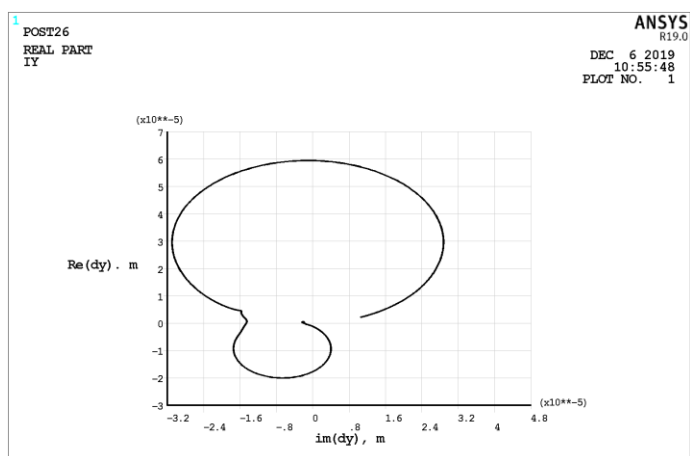


Рисунок 3.21 – АФЧХ перемещений шпинделя относительно револьверной головки по оси Y

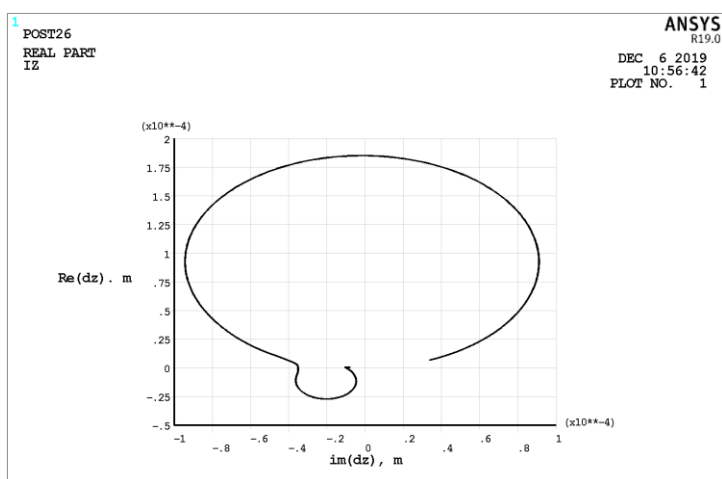


Рисунок 3.22 – АФЧХ перемещений шпинделя относительно револьверной головки по оси Z

### 3.4 Тепловой расчет несущей системы станка

#### 3.4.1 Тепловой расчет несущей системы станка (стационарный)

Инженерный анализ несущей системы станка выполняется в программе Ansys, для этого требуется создать 3D-модель в CAD системе (рисунок 3.23) и экспортировать в одном из двух форматов .sat и .ijs. 3D-модель создается с упрощениями для правильной работы программы.

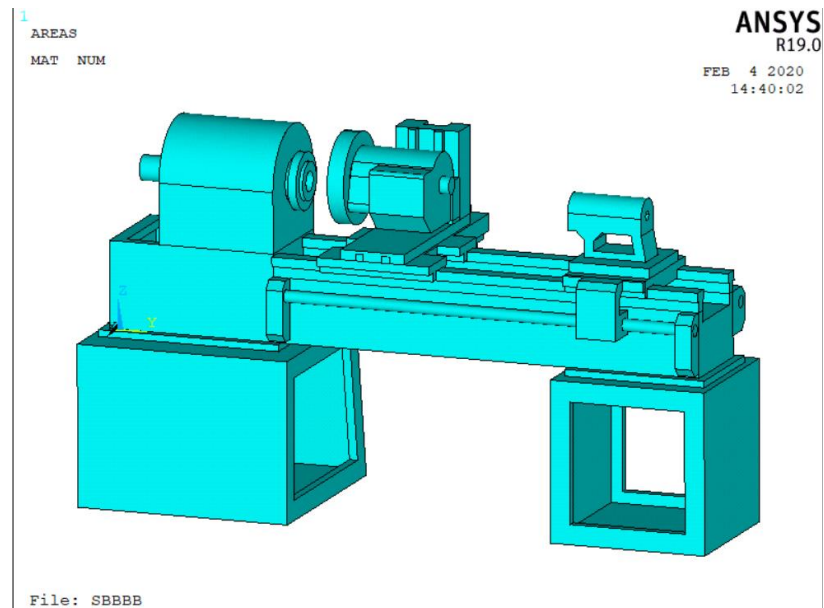


Рисунок 3.23 – Общий вид станка

В несущую систему станка входит станина, передняя и задняя бабка, передняя и задняя тумба, револьверная головка, направляющие, продольный и поперечный суппорты.

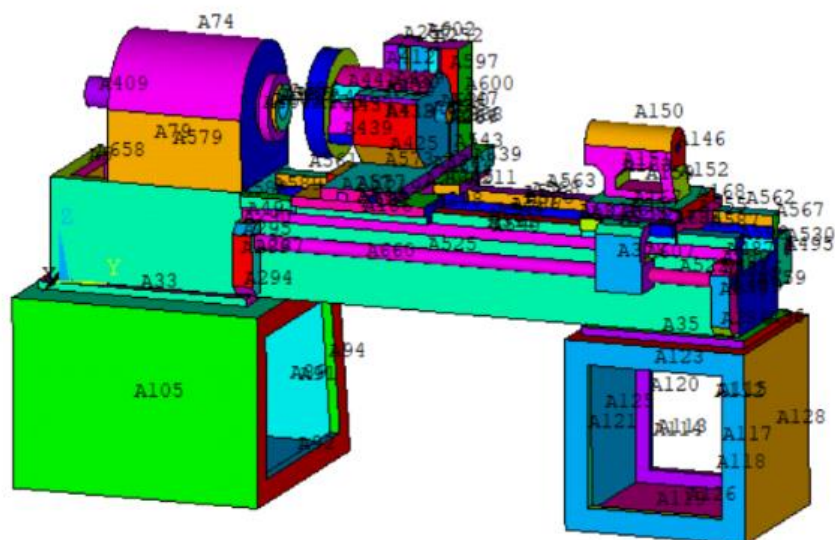


Рисунок 3.24 – Области станка

Были заданы начальные условия (температура окружающей среды (293 K) и температура технической среды (295 K)) и граничные условия (конвективный теплообмен, тепловой поток и температура). Подготовленная для расчетов модель станка представлена на рисунке 3.25

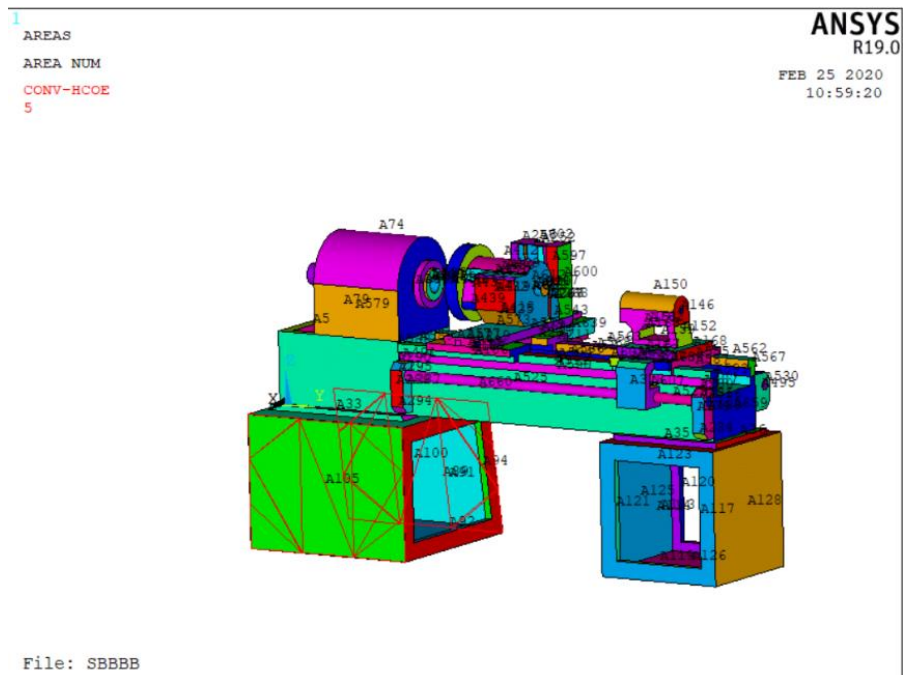


Рисунок 3.25 – Распределение температурных зон

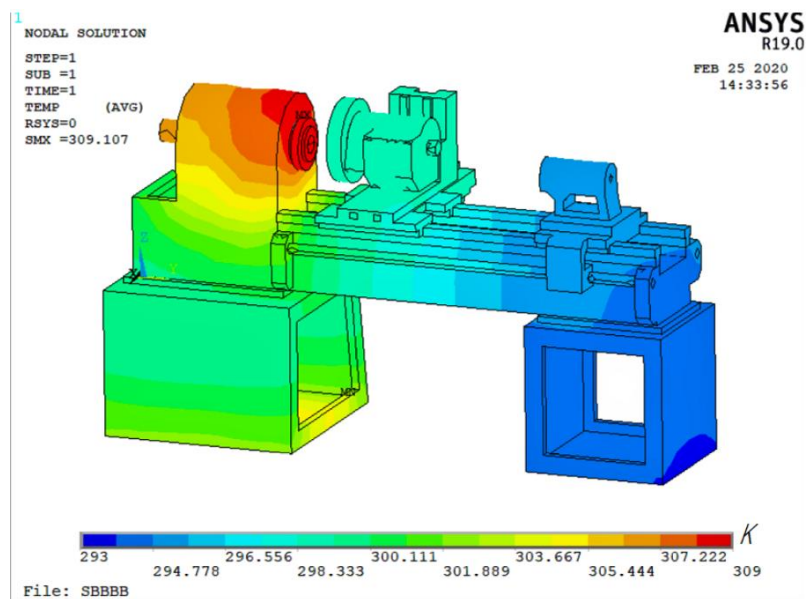


Рисунок 3.26 – Стационарное тепловое состояние несущей системы станка

### 3.4.2 Тепловой расчет несущей системы станка (нестационарный)

Для проведения нестационарного расчета необходимо использовать модель НСС, созданную для стационарного теплового расчета. Различие начинается при конкретизации типа анализа: «Main menu > Solution> Analysis





### 3.5 Термодеформационный расчет несущей системы станка

Термодеформационный расчет НСС – это расчет деформированного состояния НСС, вызванного сложившимся тепловым состоянием. Современные CAE - системы позволяют решать связанную и несвязанную задачи термоупругости. Связанная задача термоупругости решается при наличии взаимосвязи тепловых деформаций и температурного поля. При односторонней связи решается несвязанная задача термоупругости. Поэтому в Ansys термодеформационный расчет НСС может быть выполнен двумя способами - путем решения связанной и несвязанной задач термоупругости.

#### 3.5.1 Термодеформационный расчет

Для стационарной задачи (теплопроводности) – несвязанная задача термоупругости.

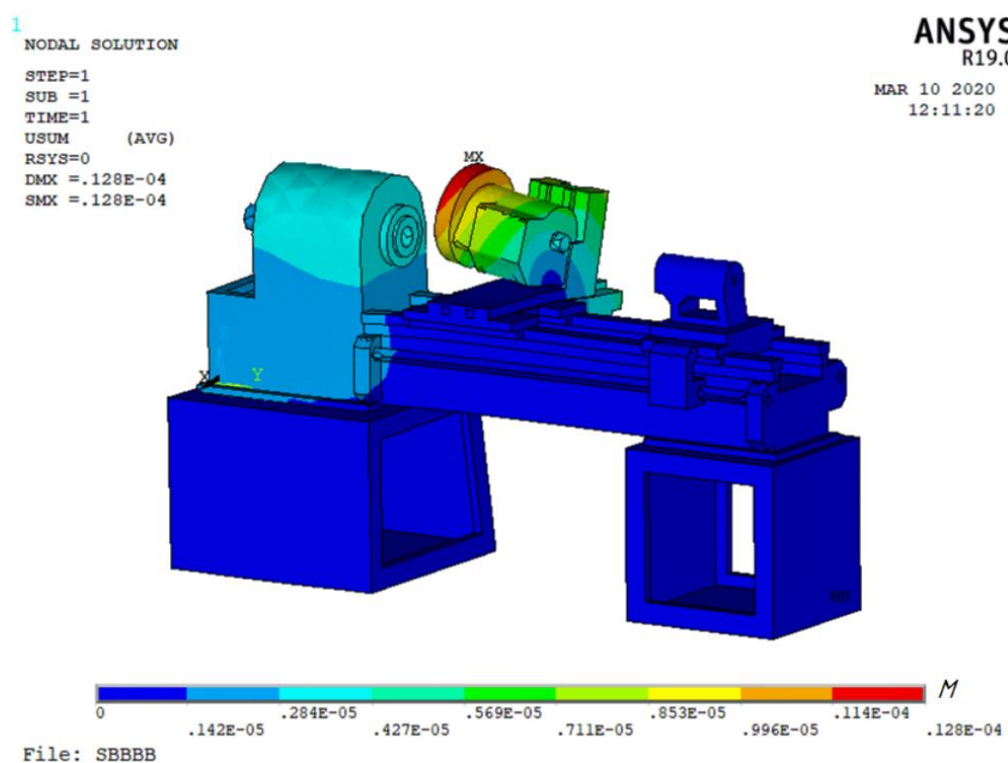


Рисунок 3.29 – Стационарное термодеформационное состояние

### 3.5.2 Термодеформационный расчет, связанная задача термоупругости.

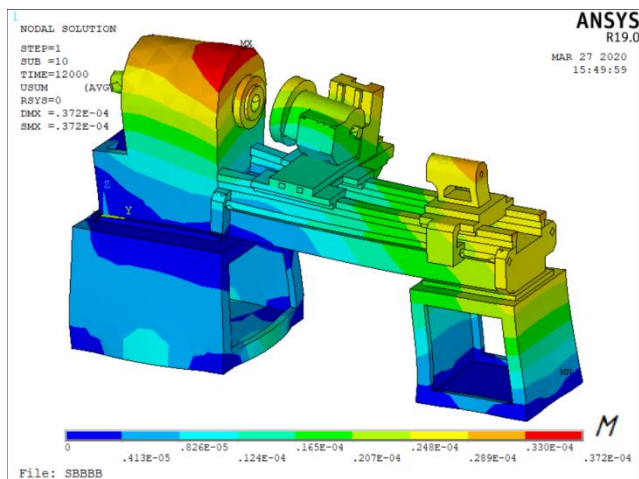


Рисунок 3.30 – Нестационарное термодеформационное состояние НСС в момент времени 12000 с

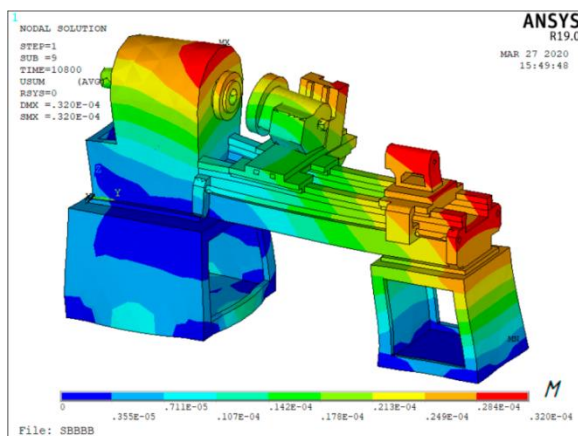


Рисунок 3.31 – Нестационарное термодеформационное состояние НСС в момент времени 10800 с

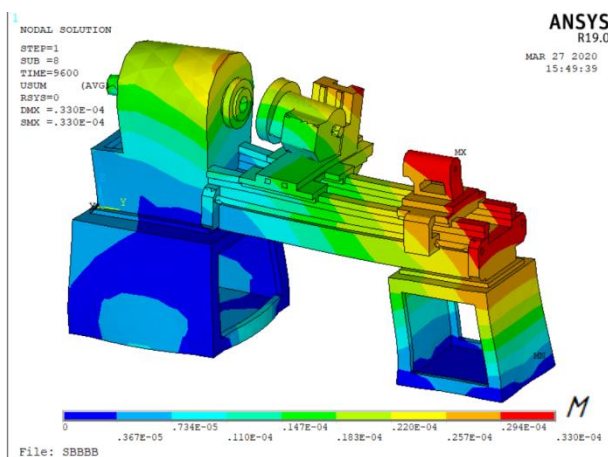


Рисунок 3.32 – Нестационарное термодеформационное состояние НСС в момент времени 9600 с

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

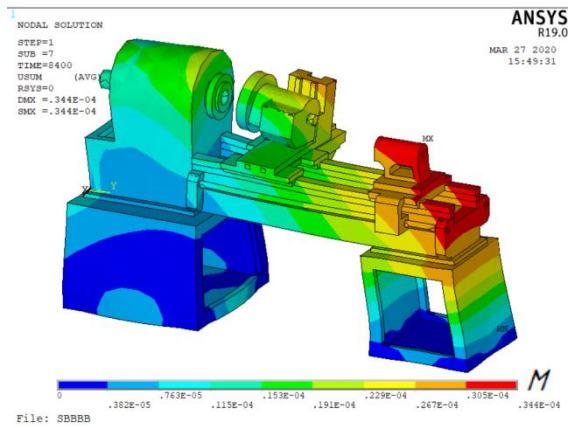


Рисунок 3.33 – Нестационарное термдеформационное состояние НСС в момент времени 8400 с

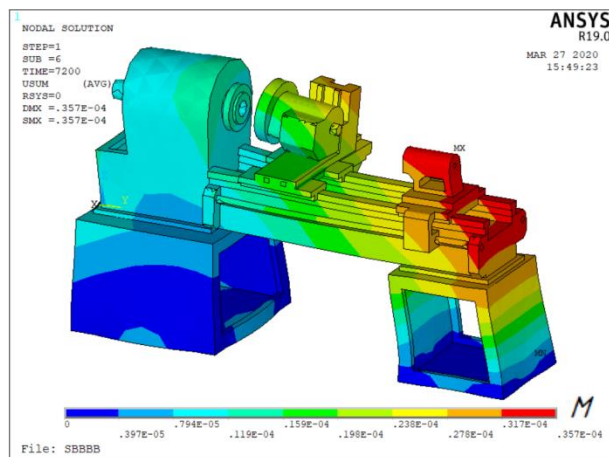


Рисунок 3.34 – Нестационарное термдеформационное состояние НСС в момент времени 7200 с

### 3.5.3 Термдеформационный расчет, несвязанная задача термоупругости

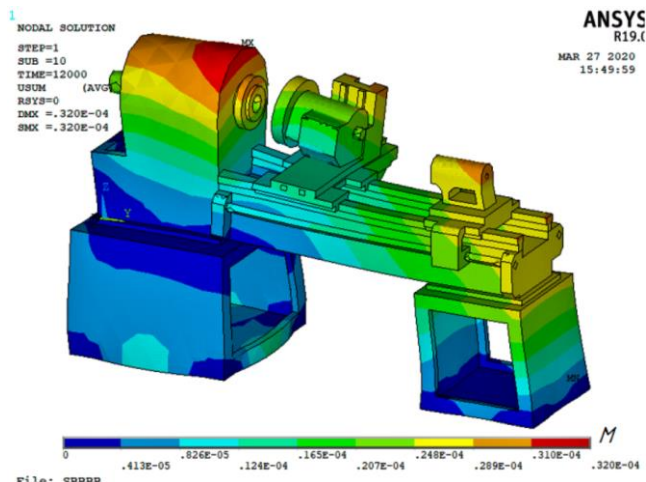


Рисунок 3.35 – Нестационарное термдеформационное состояние НСС в момент времени 12000 с



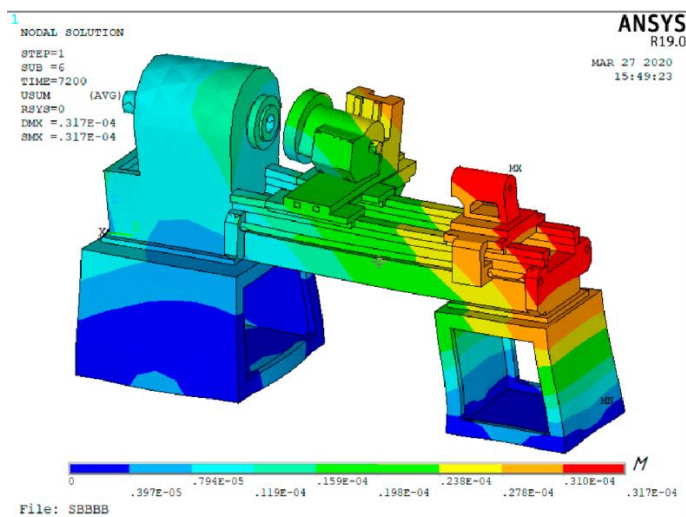


Рисунок 3.39 – Нестационарное термдеформационное состояние НСС в момент времени 7200 с

### 3.6 Тепловой расчёт шпиндельного узла

#### 3.6.1 Общие сведения

Шпиндельный узел является важнейшим элементов в станке от которого зависит точность обработки детали, он же является источником теплового излучение. Поэтому следует провести его расчёт отдельно.

#### 3.6.2 Стационарный расчет

Модель шпиндель строится с помощью панелей системы инженерного анализа «ANSYS». Сформированная модель с конечно – элементным разбиением представлена на рисунке 3.40.

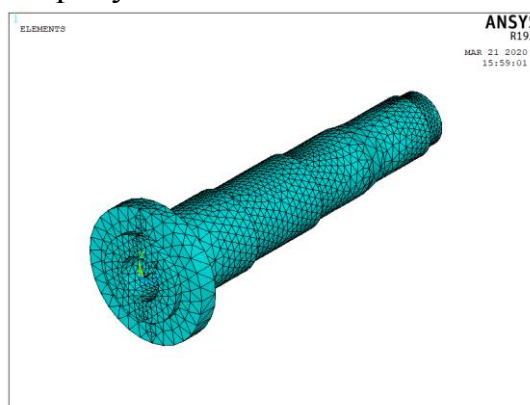
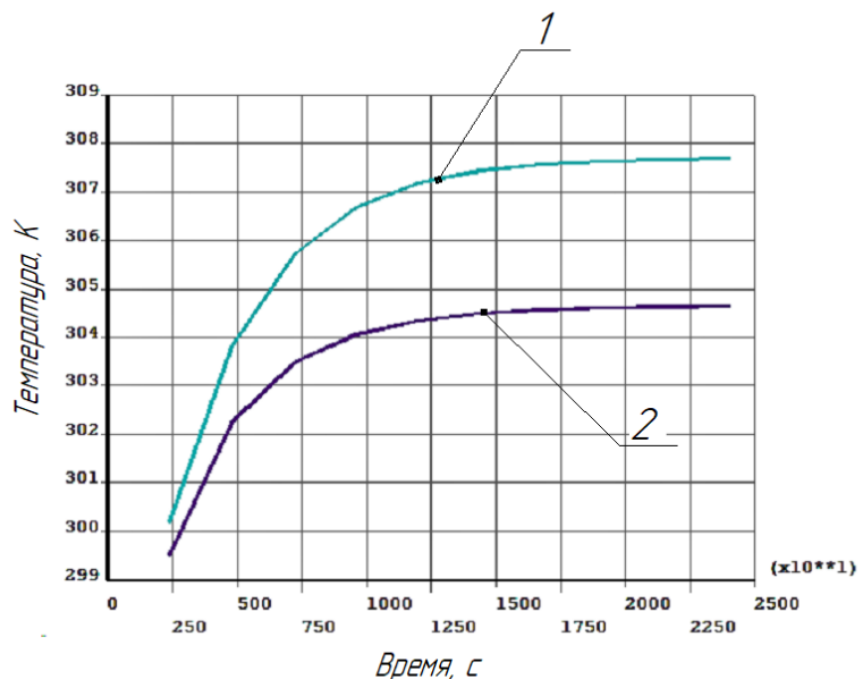


Рисунок 3.40 – Созданная модель шпинделя в Ansys

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата





1 - передняя опора шпинделя, 2 - задняя опора шпинделя

Рисунок 3.43 – Температурная характеристика шпинделя

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



## 4 Расчёта экономического эффекта от модернизации

### 4.1 Исходные данные

Модернизации токарно-винторезного станка модели 1А616 позволила повысить его производительность. Рассчитаем годовой экономический эффект от его модернизации.

В качестве детали – представителя для проведения расчётов выбрана «Втулка литниковая».

База для сравнения вариантов – действующий станок модели 1А616 до модернизации и вертикально-фрезерный станок с ЧПУ.

Исходные данные представлены в таблицах 1, 2, 3.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчёта затрат на модернизацию оборудования

Показатели	Усл. обозн.	Ед. изм.	Значение
1 Часовая тарифная ставка рабочих, участвующих в проведении модернизации	ЧТС <sub>М</sub>	р./ч.	180
2 Суммарная трудоёмкость работ по модернизации оборудования	T <sub>PM</sub>	ч.	300
3 Коэффициент, учитывающий дополнительную заработную плату	K <sub>ДЗ</sub>	-	1,2
4 Районный коэффициент (уральский)	K <sub>урал</sub>	-	1,15
5 Коэффициент отчислений на социальные нужды.	K <sub>СН</sub>	-	1,306
6 Коэффициент, учитывающий прочие (накладные) расходы на модернизацию оборудования	K <sub>ПРМ</sub>	-	2,5
7 Стоимость оборудования до проведения модернизации	Ц <sub>обнегод</sub>	р.	2 570 000
8 Общая стоимость комплектующих изделий, заменяемых в ходе проведения модернизации оборудования (передняя бабка, задняя бабка, суппорты, винты, коробка скоростей, коробка подачи); - фрезерный станок с ЧПУ Optima M4		р.	120 000 2 400 000



### Продолжение таблицы 4.3

12 Мощность оборудования, в т.ч. Токарный станок Фрезерный станок	$M_{об.}$	кВт	6 10	17
15 Норма годовых амортизационных отчислений для оборудования	$H_{аоб.}$	%	15,3	15,3
16 Норма годовых амортизационных отчислений для зданий	$H_{зд.}$	%	2,5	2,5
17 Норма годовых затрат на текущий ремонт оборудования	$H_{ремоб}$	%	3	3
18 Норма годовых затрат на текущий ремонт здания	$H_{ремзд.}$	%	1	1
19 Норма годовых затрат на содержание здания	$H_{содзд.}$	%	3	3
20 Цена инструмента	$C_{инстру}$	р./шт.	500	500
21 Срок службы инструмента	$T_{слинстру}$	мин.	250	250
22 Нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений	$E_n$	р./г./р.	0,05-0,6	0,05-0,06

## 4.2 Расчет затрат на проведение проектирование

4.2.1 Расчет заработной платы рабочих, участвующих в проведении проектирование, с отчислениями

Расчет заработной платы рабочих участвующих в проведении проектирования, с отчислениями ( $C_{зпм}$ , р.) ведется по формуле

$$C_{зпм} = ЧТС_{м} \cdot T_{рм} \cdot K_{дз} \cdot K_{урал} \cdot K_{сн} \quad (4.1)$$

где  $ЧТС_{м}$  – часовая тарифная ставка рабочих, участвующих в проведении проектирования, р./ч.;

$T_{рм}$  – суммарная трудоемкость работ по проектированию оборудования, час;

$K_{дз}$  – коэффициент, учитывающий дополнительную заработную плату;

$K_{урал}$  – районный коэффициент (уральский);

$K_{сн}$  – коэффициент отчислений на социальные нужды.

$$C_{зпм} = 180 \cdot 300 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,306 = 97\,323 \text{ р.}$$

										Лист
										146
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ					

#### 4.2.2 Расчет затрат на комплектующие изделия для спроектированного оборудования

Расчет затрат на комплектующие изделия для сборки спроектированного оборудования ( $C_{\text{компл.}}$ , р.) осуществляется по формуле

$$C_{\text{компл.}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{компл.}i} \cdot C_{\text{компл.}i}, \quad (4.2)$$

где  $n$  – число наименований комплектующих изделий, используемых для сборки спроектированного оборудования;

$Q_{\text{компл.}i}$  – количество  $i$ -х комплектующих изделий, используемых для сборки спроектированного оборудования, шт.;

$C_{\text{компл.}i}$  – цена  $i$ -х комплектующих изделий, р./шт.

$$\begin{aligned} C_{\text{компл.}} &= 150000 \cdot 1 + 120000 \cdot 1 + 30000 \cdot 1 + 22000 \cdot 6 + 35000 \cdot 4 + 300000 \cdot 1 + 250000 \cdot 1 + \\ &+ 270000 \cdot 1 + 505000 \cdot 1 + 40000 \cdot 1 + 200000 \cdot 1 + 60000 \cdot 1 + 30000 \cdot 4 + 500000 = \\ &= 2\,362\,000 \text{ р.} \end{aligned}$$

#### 4.2.3 Расчет прочих расходов на проектирование оборудования

Величина прочих расходов на проектирование оборудования ( $C_{\text{прм.}}$ , руб) определяется пропорционально расходам на оплату труда:

$$C_{\text{прм.}} = C_{\text{зпм.}} \cdot K_{\text{прм.}}, \quad (4.3)$$

где  $K_{\text{прм.}}$  – коэффициент, учитывающий прочие (накладные) расходы на проектирование оборудования

$$C_{\text{прм.}} = 101347 \cdot 2,5 = 243\,307,8 \text{ р.}$$

#### 4.2.4 Расчет суммарных затрат на проектирование оборудования

Расчет суммарных затрат на проектирование оборудования ( $C_{\text{пр.}}$ , р.) производится по формуле

$$C_{\text{мод}} = C_{\text{зпм.}} + C_{\text{компл.}} + C_{\text{прм.}}, \quad (4.4)$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
						147
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$C_{\text{мод}} = 97\,323 + 2\,362\,000 + 243\,307,8 = 2\,702\,630,8 \text{ р.}$$

Результаты расчета затрат на проектирование оборудования представлены в таблице 4.4

Таблица 4.4 – Затраты на модернизацию оборудования

Статьи затрат	Затраты, р.
1 Заработная плата рабочих с отчислениями	97 323
2 Затраты на комплектующие изделия	2 362 000
3 Прочие расходы	243 307,8
Итого	2 702 630,8

#### 4.2.5 Расчёт стоимости модернизированного оборудования

Расчёт стоимости модернизированного оборудования ( $C_{\text{обмод}}$ , р.) осуществляется по формуле

$$C_{\text{обмод}} = C_{\text{обнемод}} + C_{\text{мод}} - C_{\text{замкомпл.}} \quad (4.5)$$

где  $C_{\text{обнемод}}$  – стоимость оборудования до проведения модернизации, р.;

$C_{\text{замкомпл.}}$  – общая стоимость комплектующих изделий, заменяемых в ходе проведения модернизации оборудования, р.

$$C_{\text{обмод}} = (170\,000 + 2\,400\,000) + 2\,702\,630,8 - (120\,000 + 2\,400\,000) = 2\,752\,630,8 \text{ р.}$$

### 4.3 Расчет экономического эффекта от проектирования оборудования

#### 4.3.1 Расчёт изменения трудоемкости изготовления детали

Снижение трудоемкости рассчитывается по формуле

$$\text{изм}T_p = 100 - \frac{t_{\text{штпр}}}{t_{\text{штбаз}}} \cdot 100, \quad (4.6)$$

где  $t_{\text{штмод}}$  – штучное время на обработку детали с использованием проектируемого оборудования, мин./шт.;

$t_{штбаз}$  – штучное время на обработку детали с использованием базового оборудования, мин./шт.

$$\Delta T_p = 100 - \frac{10,3}{20,5} \cdot 100 = 49,75 \%$$

#### 4.3.2 Расчет необходимого количества оборудования и его загрузки

##### 4.3.2.1 Расчетное количество оборудования

Расчетное количество базового и проектируемого оборудования для обработки деталей ( $C_{расч}$ ) рассчитывается по формуле

$$C_{расч.} = \frac{t_{шт} \cdot N_{вып}}{60 \cdot F_{действ}}, \quad (4.7)$$

где  $N_{вып}$  – годовая программа выпуска деталей, шт./год;  
 $F_{действ}$  – действительный годовой фонд времени работы оборудования, ч./г.

$$F_{действ} = F_{ном} \cdot K_{рн}, \quad (4.8)$$

где  $K_{рн}$  – коэффициент потерь времени на ремонт и наладку оборудования;  
 $F_{ном}$  – номинальный фонд годового времени работы оборудования в часах, ч./г.;

$$F_{ном} = F_{номдн} \cdot h_{смен} \cdot F_{смен} - D_{предпраздн} \cdot h_{смен} \cdot 1, \quad (4.9)$$

где  $h_{смен}$  – количество смен в день, смен/день;  
 $F_{смен}$  – количество часов работы в смену, час/смен;  
 $1$  – сокращенная продолжительность смен в предпраздничные дни, час;  
 $F_{номдн}$  – номинальный фонд годового времени работы оборудования, в днях, д./г.;

$D_{предпраздн}$  – количество предпраздничных дней в году, д./г.

$$F_{номдн} = D_{календ} - D_{вых} - D_{праздн}, \quad (4.10)$$

где  $D_{календ}$  – количество календарных дней в году, д./г.;

$D_{вых}$  – количество выходных дней в году, д./г.;

$D_{праздн}$  – количество праздничных дней в году, д./г.

$$F_{номдн} = 366 - 119 = 247 \text{ д./г.},$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		149

$$F_{\text{ном}} = 247 \cdot 1 \cdot 8 - 5 \cdot 1 \cdot 1 = 1971 \text{ ч./Г.},$$

$$F_{\text{дейст}} = 1971 \cdot 0,97 = 1912 \text{ ч./Г.},$$

$$C_{\text{расчбазтокарный}} = \frac{8 \cdot 1000}{60 \cdot 1912} = 0,07 \text{ шт.},$$

$$C_{\text{расчбазфрезерный}} = \frac{12 \cdot 1000}{60 \cdot 1912} = 0,104 \text{ шт.},$$

$$C_{\text{расчпроект}} = \frac{11 \cdot 1000}{60 \cdot 1912} = 0,095 \text{ шт.}$$

#### 4.3.2.2 Принятое количество оборудования

Принятое количество и проектируемого оборудования ( $C_{\text{пр}}$ ) определяется, исходя из расчетного количества оборудования ( $C_{\text{расч}}$ ), с учетом допустимой перегрузки 1 – 2 %

$$C_{\text{прбазтокарный}} = 1 \text{ шт.};$$

$$C_{\text{прбазфрезерный}} = 1 \text{ шт.};$$

$$C_{\text{прпроект}} = 1 \text{ шт.}$$

#### 4.3.2.3 Загрузка оборудования

Загрузка базового и проектируемого оборудования при обработке деталей ( $K_{\text{загр}}$ , %) определяется по формуле

$$K_{\text{загр}} = \frac{C_{\text{расч}}}{C_{\text{прин}}} \cdot 100, \quad (4.11)$$

$$K_{\text{загрбазтокарный}} = \frac{0,07}{1} \cdot 100 = 7\%,$$

$$K_{\text{загрбазфрезерный}} = \frac{0,104}{1} \cdot 100 = 10,4\%,$$

$$K_{\text{загрбазпроект}} = \frac{0,095}{1} \cdot 100 = 9,5 \text{ \%}.$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		150

### 4.3.3 Расчет годовой производительности единицы оборудования и ее изменения

#### 4.3.3.1 Годовая производительность единицы оборудования

Годовая производительность базового и проектируемого оборудования ( $P_p$ , шт./г.) определяется по формуле

$$P_p = \frac{F_{\text{дейст}} \cdot 60}{t_{\text{шт}}}, \quad (4.12)$$

$$P_{\text{рбаз}} = \frac{1912 \cdot 60}{20,5} = 5596 \text{ шт./г.},$$

$$P_{\text{рпр}} = \frac{1912 \cdot 60}{10,3} = 11\,137 \text{ шт./г.}$$

#### 4.3.3.2 Коэффициент роста производительности оборудования

Коэффициент роста производительности оборудования ( $K_{\text{пр}}$ ) рассчитывается по формуле

$$K_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{рпр}}}{P_{\text{рбаз}}}, \quad (4.13)$$

$$K_{\text{пр}} = \frac{11\,148}{5736} = 2.$$

#### 4.3.4 Расчет капитальных вложений

Расчет капитальных вложений в технологические фонды включает в себя определение по базовому и проектируемому вариантам капитальных вложений в оборудование и здание.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		151



#### 4.3.4.1 Капитальные вложения в оборудование

Капитальные вложения в оборудование ( $K_{об}$ , р.) определяются по формуле

$$K_{об.} = Ц_{об} \cdot C_{пр}, \quad (4.14)$$

где  $Ц_{об}$  – стоимость оборудования, р.

$$K_{об.баз} = 2\,570\,000 \cdot 1 = 2\,570\,000 \text{ р.},$$

$$K_{об.пр} = 2\,752\,630,8 \cdot 1 = 2\,752\,630,8 \text{ р.}$$

#### 4.3.4.2 Капитальные вложения в здание

Капитальные вложения в здание ( $K_{зд}$ , р.) определяются по формуле

$$K_{зд} = Ц_{зд} \cdot S_{об} \cdot K_{доп} \cdot C_{пр}, \quad (4.15)$$

где  $Ц_{зд}$  – стоимость  $1\text{ м}^2$  здания, р./ $\text{м}^2$ ;

$S_{об}$  – площадь здания, занимаемая единицей оборудования,  $\text{м}^2$ ;

$K_{доп}$  – коэффициент, учитывающий дополнительную производственную площадь.

$$K_{здбаз} = 16000 \cdot 7 \cdot 1,2 \cdot 1 = 134\,400 \text{ р.},$$

$$K_{здпр} = 16000 \cdot 5 \cdot 1,2 \cdot 1 = 96\,000 \text{ р.}$$

#### 4.3.4.3 Капитальные вложения суммарные

Суммарные капитальные вложения в технологические фонды ( $K_{т}$ , р.) определяются по формуле

$$K_{т} = K_{об} + K_{зд}, \quad (4.16)$$

$$K_{тбаз} = 2\,570\,000 + 134\,400 = 2\,704\,400 \text{ р.},$$

$$K_{тпр} = 2\,752\,630,8 + 96\,000 = 2\,848\,630,8 \text{ р.}$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		152

#### 4.3.5 Расчет технологической себестоимости годового выпуска

Для определения годового экономического эффекта от проекта оборудования достаточно рассчитать по базовому и спроектированному вариантам лишь те статьи текущих затрат, величина которых меняется после внедрения конструкторской разработки.

##### 4.3.5.1 Заработная плата с отчислениями

Расчет годовой заработной платы с отчислениями ( $C_{зп}$ , р./г.) ведется по формуле

$$C_{зп} = \text{ЧПС} \cdot \frac{t_{шп}}{60} \cdot N_{\text{вып}} \cdot K_{дз} \cdot K_{\text{урал}} \cdot K_{\text{сн}}, \quad (4.17)$$

где ЧТС – часовая тарифная ставка, р./ч.

$$C_{зп\text{баз}} = 180 \cdot \frac{20,5}{60} \cdot 1000 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,306 = 110\,840 \text{ р./г.},$$

$$C_{зп\text{бпр}} = 180 \cdot \frac{10,3}{60} \cdot 1000 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1,306 = 55\,690 \text{ р./г.}$$

##### 4.3.5.2 Затраты на электроэнергию

Расчет годовых затрат на электроэнергию ( $C_{эл}$ , р./г.) производится по формуле

$$C_{эл} = \text{Ц}_{эл} \cdot M_{об} \cdot F_{\text{дейст}} \cdot C_{пр} \cdot \frac{K_{\text{загр}}}{100}, \quad (4.18)$$

где  $\text{Ц}_{эл}$  – стоимость 1 кВт-ч электроэнергии, р./кВт-ч;  
 $M_{об}$  – мощность оборудования, кВт.

$$C_{эл\text{баз}} = 10,57 \cdot 6 \cdot 1912 \cdot 1 \cdot \frac{7}{100} + 10,57 \cdot 10 \cdot 1912 \cdot 1 \cdot \frac{10,4}{100} = 29\,506 \text{ р./г.},$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		153

$$C_{\text{элпр}} = 10,57 \cdot 17 \cdot 1912 \cdot 1 \cdot \frac{9,5}{100} = 32\,638 \text{ р./г.}$$

#### 4.3.5.3 Амортизационные отчисления

##### а) Амортизационные отчисления для оборудования

Годовые амортизационные отчисления для оборудования ( $C_{\text{амоб}}$ , р./г.) рассчитываются по формуле

$$C_{\text{амоб}} = K_{\text{об}} \cdot \frac{N_{\text{аоб}}}{100}, \quad (4.19)$$

где  $N_{\text{аоб}}$  – норма годовых амортизационных отчислений для оборудования, %.

$$C_{\text{амоббаз}} = 170\,000 \cdot \frac{15,3}{100} + 2\,400\,000 \cdot \frac{15,3}{100} = 393\,210 \text{ р./г.,}$$

$$C_{\text{амобпр}} = 2\,752\,630,8 \cdot \frac{15,3}{100} = 421\,152 \text{ р./г.}$$

##### б) Амортизационные отчисления для здания

Годовые амортизационные отчисления для здания ( $C_{\text{амзд}}$ , р./г.) определяются по формуле

$$C_{\text{амзд}} = K_{\text{зд}} \cdot \frac{N_{\text{азд}}}{100}, \quad (4.20)$$

где  $N_{\text{азд}}$  – норма годовых амортизационных отчислений для здания, %.

$$C_{\text{амздебаз}} = 134\,400 \cdot \frac{2,5}{100} = 3\,360 \text{ р./г.,}$$

$$C_{\text{амздпр}} = 96\,000 \cdot \frac{2,5}{100} = 2\,400 \text{ р./г.}$$

##### в) Амортизационные отчисления суммарные

Годовые суммарные амортизационные отчисления ( $C_{\text{ам}}$ , р./г.) рассчитываются по формуле

$$C_{\text{ам}} = C_{\text{амоб}} + C_{\text{амзд}}, \quad (4.21)$$

$$C_{\text{амбаз}} = 393\,210 + 3\,360 = 396\,570 \text{ р./г.,}$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		154

$$C_{\text{ампр}} = 421\,152 + 2400 = 423\,552 \text{ р./г.}$$

#### 4.3.5.4 Затраты на текущий ремонт

а) Затраты на текущий ремонт оборудования Годовые затраты на текущий ремонт оборудования ( $C_{\text{ремоб}}$ , р./г.) определяются по формуле

$$C_{\text{ремоб}} = K_{\text{об}} \cdot \frac{N_{\text{ремоб}}}{100}, \quad (4.22)$$

где  $N_{\text{аоб}}$  – норма годовых амортизационных отчислений для оборудования, %.

$$C_{\text{ремоббаз}} = 170\,000 \cdot \frac{3}{100} + 2\,400\,000 \cdot \frac{3}{100} = 77\,100 \text{ р.},$$

$$C_{\text{ремобпр}} = 2\,752\,630,8 \cdot \frac{3}{100} = 82\,578 \text{ р.}$$

#### б) Затраты на текущий ремонт здания

Годовые затраты на текущий ремонт здания ( $C_{\text{ремзд}}$ , р./г.) рассчитываются по формуле

$$C_{\text{ремзд}} = K_{\text{об}} \cdot \frac{N_{\text{ремзд}}}{100}, \quad (4.23)$$

где  $N_{\text{ремзд}}$  – норма годовых затрат на текущий ремонт здания, %.

$$C_{\text{ремздбаз}} = 134\,400 \cdot \frac{1}{100} = 1344 \text{ р./г.},$$

$$C_{\text{ремздпр}} = 96\,000 \cdot \frac{1}{100} = 960 \text{ р./г.}$$

#### в) Затраты на текущий ремонт суммарные

Годовые суммарные затраты на текущий ремонт ( $C_{\text{рем}}$ , р./г.) определяются по формуле

$$C_{\text{рем}} = C_{\text{ремоб}} + C_{\text{ремзд}}, \quad (4.24)$$

$$C_{\text{рембаз}} = 77\,100 + 1344 = 78\,444 \text{ р./г.},$$

$$C_{\text{ремпр}} = 82\,578 + 960 = 83\,538 \text{ р./г.}$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
						155
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

#### 4.3.5.5 Затраты на содержание здания

Расчет годовых затрат на содержание здания ( $C_{\text{содзд}}$ , р./г.) ведется по формуле

$$C_{\text{содзд}} = K_{\text{об}} \cdot \frac{3}{100}, \quad (4.25)$$

где  $N_{\text{содзд}}$  – норма годовых затрат на содержание здания, %.

$$C_{\text{содздбаз}} = 134\,400 \cdot \frac{3}{100} = 4032 \text{ р./г.},$$

$$C_{\text{содздпр}} = 96\,000 \cdot \frac{3}{100} = 2\,880 \text{ р./г.}$$

#### 4.3.5.6 Затраты на инструмент

Расчет годовых затрат на инструмент ( $C_{\text{инстр}}$ , р./г.) осуществляется по формуле

$$C_{\text{инстр}} = C_{\text{инстр}} \cdot P_{\text{инстр}}, \quad (4.26)$$

где  $C_{\text{инстр}}$  – цена инструмента, р./шт.;

$P_{\text{инстр}}$  – годовой расход инструмента, шт./г.

Годовой расход инструмента ( $P_{\text{инстр}}$  шт./г.) определяется по формуле

$$P_{\text{инстр}} = t_{\text{шт}} \cdot \frac{N_{\text{вып}}}{T_{\text{слинстр}}}, \quad (4.27)$$

где  $T_{\text{слинстр}}$  – срок службы инструмента, мин.

$$P_{\text{инстрбаз}} = 20,5 \cdot \frac{1000}{250} = 82 \text{ шт./г.},$$

$$P_{\text{инстрпр}} = 10,3 \cdot \frac{1000}{250} = 41,2 \text{ шт./г.},$$

$$C_{\text{инстрбаз}} = 500 \cdot 82 = 41000 \text{ р.},$$

$$C_{\text{инстрпр}} = 500 \cdot 41,2 = 20600 \text{ р.}$$

#### 4.3.5.7 Технологическая себестоимость годового выпуска

Расчет технологической себестоимости годового выпуска деталей с использованием базового и спроектированного оборудования ( $C_{\text{техн}}$ , р./г.) ведется по формуле

$$C_{\text{техн}} = C_{\text{зп}} + C_{\text{эл}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{рем}} + C_{\text{созд}} + C_{\text{инстр}}, \quad (4.28)$$

$$C_{\text{технбаз}} = 110\,840 + 29\,506 + 396\,570 + 78\,444 + 4032 + 41000 = 660\,392 \text{ р.},$$

$$C_{\text{технпр}} = 55\,690 + 32\,638 + 423\,552 + 83\,538 + 2880 + 20600 = 618\,898 \text{ р.}$$

Результаты расчета себестоимости годового выпуска деталей с использованием базового и спроектированного оборудования сводятся в таблицу 4.5

#### 4.3.6 Расчет штучной технологической себестоимости

Штучная технологическая себестоимость деталей по базовому и спроектированному вариантам ( $C_{\text{шттехн}}$ , р./шт.) рассчитывается по формуле

Таблица 4.5 – Затраты на годовой выпуск деталей с использованием базового и спроектированного оборудования

Статьи затрат	Затраты, р./г.	
	Базовый вариант	Проектируемый вариант
1 Заработная плата с отчислениями	110 840	55 690
2 Затраты на электроэнергию	29 506	32 638
3 Амортизационные отчисления	396 570	423 552
4 Затраты на текущий ремонт	78 444	83 538
5 Затраты на содержание здания	4032	2880
6 Затраты на инструмент	41000	20600
Итого	660 392	618 898

$$C_{\text{шттехн}} = \frac{C_{\text{техн}}}{N_{\text{вып}}}, \quad (4.29)$$

$$C_{\text{шттехнбаз}} = \frac{660\,392}{1000} = 660,392 \text{ р./шт.},$$

$$C_{\text{шттехнпр}} = \frac{618\,898}{1000} = 618,898 \text{ р./шт.}$$

#### 4.3.7 Расчет годовой экономии от снижения себестоимости

Годовая экономия от снижения себестоимости при переходе с базового варианта на спроектированный ( $_{\text{изм}}C$ , р./г.) определяется по формуле.

$$_{\text{изм}}C = 660\,392 - 618\,898 = 41\,494 \text{ р./г.}$$

#### 4.3.8 Расчет приведенных затрат

##### 4.3.8.1 Годовые приведенные затраты

Годовые приведенные затраты по базовому и спроектированному вариантам ( $Z_{\text{привгод}}$ , р./г.) рассчитываются по формуле

$$Z_{\text{привгод}} = C_{\text{техн}} + E_n \cdot K_T, \quad (4.30)$$

где  $E_n$  – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, р./г./р.

$$Z_{\text{привгодбаз}} = 660\,392 + 0,05 \cdot 2\,704\,400 = 795\,612 \text{ р./г./р.},$$

$$Z_{\text{привгодпр}} = 618\,898 + 0,05 \cdot 2\,848\,630,8 = 761\,392,5 \text{ р./г./р.}$$

##### 4.3.8.2 Удельные приведенные затраты

Удельные приведенные затраты по базовому и спроектированному вариантам ( $Z_{\text{привуд}}$ , руб/шт) определяются по формуле

$$Z_{\text{привуд}} = \frac{Z_{\text{привгод}}}{N_{\text{вып}}} \quad (4.31)$$

$$Z_{\text{привудбаз}} = \frac{795\,612}{1000} = 795,612 \text{ р./шт.},$$

										Лист
										158
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ					

$$Z_{\text{привудпр}} = \frac{761\,392,5}{1000} = 761,3925 \text{ р./шт.}$$

#### 4.3.9 Расчет годового экономического эффекта

Годовой экономический эффект от проведения проектирования оборудования ( $\mathcal{E}_{\text{год}}$ , р./г.) рассчитывается по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = Z_{\text{привгодбаз}} - Z_{\text{привгодп}}, \quad (4.32)$$

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 795\,612 - 761\,392,5 = 34\,219,5 \text{ р./г.}$$

#### 4.3.10 Расчет срока окупаемости

Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений на модернизацию оборудования ( $T_{\text{окуп}}$ , лет) определяется по формуле

$$T_{\text{окуп}} = \frac{K_{\text{тпр}} - K_{\text{тбаз}}}{C_{\text{технбаз}} - C_{\text{технпр}}}, \quad (4.33)$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{2\,848\,630,8 - 2\,704\,400}{660\,392 - 618\,898} = 3,5 \text{ г.}$$

#### 4.3.11 Расчет фактического коэффициента экономической эффективности капитальных вложений

Фактический коэффициент экономической эффективности капитальных вложений на модернизацию оборудования ( $E_{\text{факт}}$ , р./г./р.) определяется по формуле

$$E_{\text{факт}} = \frac{1}{T_{\text{окуп}}}, \quad (4.34)$$

$$E_{\text{факт}} = \frac{1}{3,5} = 0,28 \text{ р./г./р.}$$

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		159





## Заключение

Проект использует современные методики компьютерного проектирования и моделирования сложных систем. Для решения сложных задач проектирования и моделирования использованы различные модули известных систем проектирования Autodesk Inventor, КОМПАС-3D, Autodesk Fusion 360. Для формирования исходных данных на проектирование был произведён выбор режимов резания, удовлетворяющих прогрессивным критериям обработки. Это позволило выбрать регулируемый электродвигатель и произвести кинематический расчёт привода главного движения, использующего автоматическую коробку скоростей. Для расширения токарных переходов и реализации фрезерных функций была спроектирована револьверная головка и новые базовые детали конструкции. Для станка спроектированы кабинетная система защиты и стружкоуборочный конвейер.

Несущая система станка, включая шпиндельный узел, спроектирована по результатам проведенного инженерного анализа в САЕ-системе Ansys.

Проект содержит большое количество конструкций в 2D и 3D-исполнении, результаты расчетов в Autodesk Inventor и Ansys.

В ходе выполнения работы были получены следующие технико-экономические показатели:

- затраты на проведение модернизации вертикально-фрезерного станка модели 1А616 составляют 2 848 630,8 р;
- вследствие модернизации оборудования, трудоемкость изготовления детали-представителя снизилась на 49,75 процентов;
- годовой экономический эффект составляет 34 219,5 р.;
- срок окупаемости 3,5 года;

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		161

## Список использованных источников

1 Поляков, А.Н. Расчет привода главного движения с бесступенчатым регулированием: методические указания / А. Н. Поляков, В. Н. Михайлов, К. С. Романенко; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2013. – 55 с.

2 Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков – М.: Машиностроение, т. 1 и 2, 1972.

3 Кучер И.М. Металлорежущие станки – Л.: Машиностроение, 1969. – 720 с.

4 Поляков, А. Н. Расчет базовых деталей станков в системе ANSYS [Электронный ресурс] : учеб. пособие / А. Н. Поляков, С. В. Каменев; М-во образования и науки Рос. Федерации, Федер. агентство по образованию, Гос. образоват. учреждение высш. проф. образования "Оренбург. гос. ун-т". - Оренбург : ГОУ ОГУ. - 2006. - ISBN 5-7410-0106-8. - 111 с.

5 Кучер А.М., Киватицкий М.М., Покровский А.А. Машиностроительные станки – Л.: Машиностроение, 1972. – 308 с.

6 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : Учеб. Пособие для техн. спец. Вузов. – 5-е издание перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1998. – 447 с., ил.

7 Перель Л.Я., Фролов А.А. Подшипники качения – М.: Машиностроение, 1992. – 543 с.

8 Поляков, А. Н. Расчет несущих систем станков в САЕ - системе Ansys [Электронный ресурс] : учебное пособие для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по направлению подготовки 151002.62 Металлообрабатывающие станки и комплексы, 151900 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств и 221000.62 Мехатроника и робототехника / А. Н. Поляков, С. В. Каменев, К. С. Романенко; М-во образования и науки Рос. Федерации, Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высш. проф. образования "Оренбург. гос. ун-т". - Оренбург : ОГУ. - 2013. - ISBN 978-5-4417-0335-2. - 190 с

9 Справочник технолога машиностроителя: в 2-х т. / под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Сулова. -5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2001. - Т.2 - 496 с.

10 База данных по режущему инструменту: свидетельство о регистрации программного средства / К. Н. Абрамов, Ю. В. Голубева, Н. М. Егорова, Р. Р. Каримова, Л. В. Спиридонова. - Оренбург: ГОУ ОГУ. - Рег № 158. – 1 с.

11 Металлорежущие станки: учебник для вузов в 2 т. / под ред. В. В. Бушуева . - М.: Машиностроение, 2011., Т. 1: . - , 2011. - 608 с.

12 Металлорежущие станки: в 2 т: учеб. для вузов / под ред. В. В. Бушуева . - М. : Машиностроение, 2011. , Т. 2: . - , 2011. - 584 с.

13 Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.1. / А.С. Проников, О.И. Аверьянов, Ю.С. Апполонов и др. Под общ. ред. А.С. Проникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машино-строение, 1994. - 444 с.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		162

14 Металлорежущие станки: учебник / В. Д. Ефремов [и др.]; под общ. ред. П. И. Ящерицына.- 5-е изд., перераб. и доп. - Старый Оскол : ТНТ, 2010. - 696 с.

15 Поляков А.Н. Компьютерные исследования тепловых деформаций металло-режущих станков. Методы, модели и алгоритмы: Учебное пособие.- Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. – 382 с.

16 Детали и механизмы металлорежущих станков./ Под ред.Д.Н. Решетова в 2-х кн., т.1, 1972, 663с.,т.2, 1974.- 519с.

17 Баскакова, О. В. Экономика организаций (предприятий) [Текст] : учеб. пособие для вузов / О. В. Баскакова.- 3-е изд., испр. - Москва : Дашков и К, 2008. - 272 с.

18 Белов, А.М. Экономика организации (предприятия) [Текст]: практикум / А.М. Белов, Г.Н. Добрин, А.Е. Карлик; под ред. А.Е. Карлика. - М. : ИНФРА-М, 2003. - 272 с.

19 Волков, О.И. Экономика предприятия [Текст] : курс лекций / О.И. Волков, В.К. Скляренко. - М. : ИНФРА-М, 2006. - 280 с.

20 Гореликова-Китаева, О.Г. Технико-экономическое обоснование модернизации технологического оборудования [Текст] : методические указания по выполнению экономического раздела дипломного проекта / О.Г. Гореликова-Китаева, М.Г. Бабин. - Оренбург: ПРЕССА, 2006. – 22 с.

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		163

# Приложение А (рекомендуемое)

## Чертежи

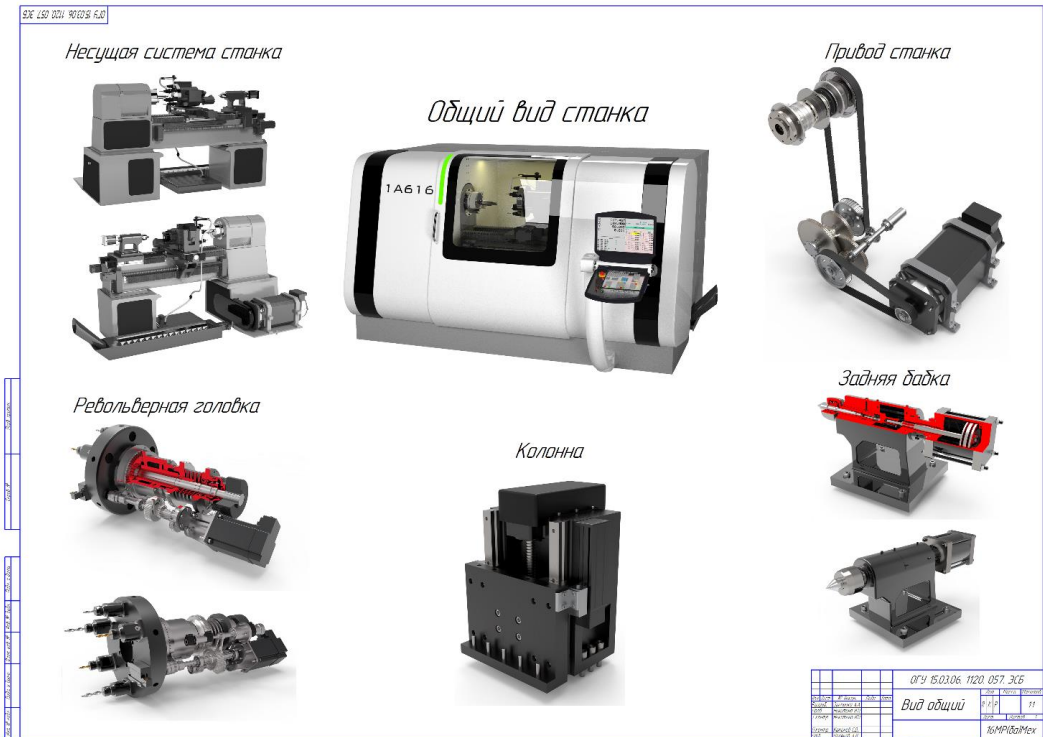


Рисунок А.1 – Вид общий

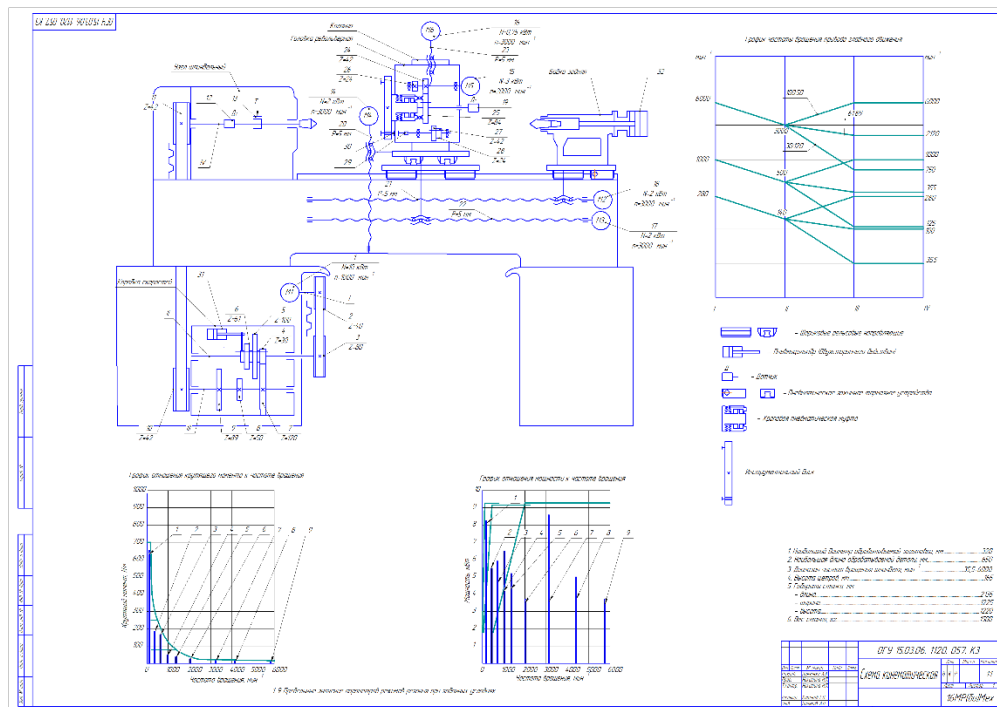


Рисунок А.2 – Схема кинематическая



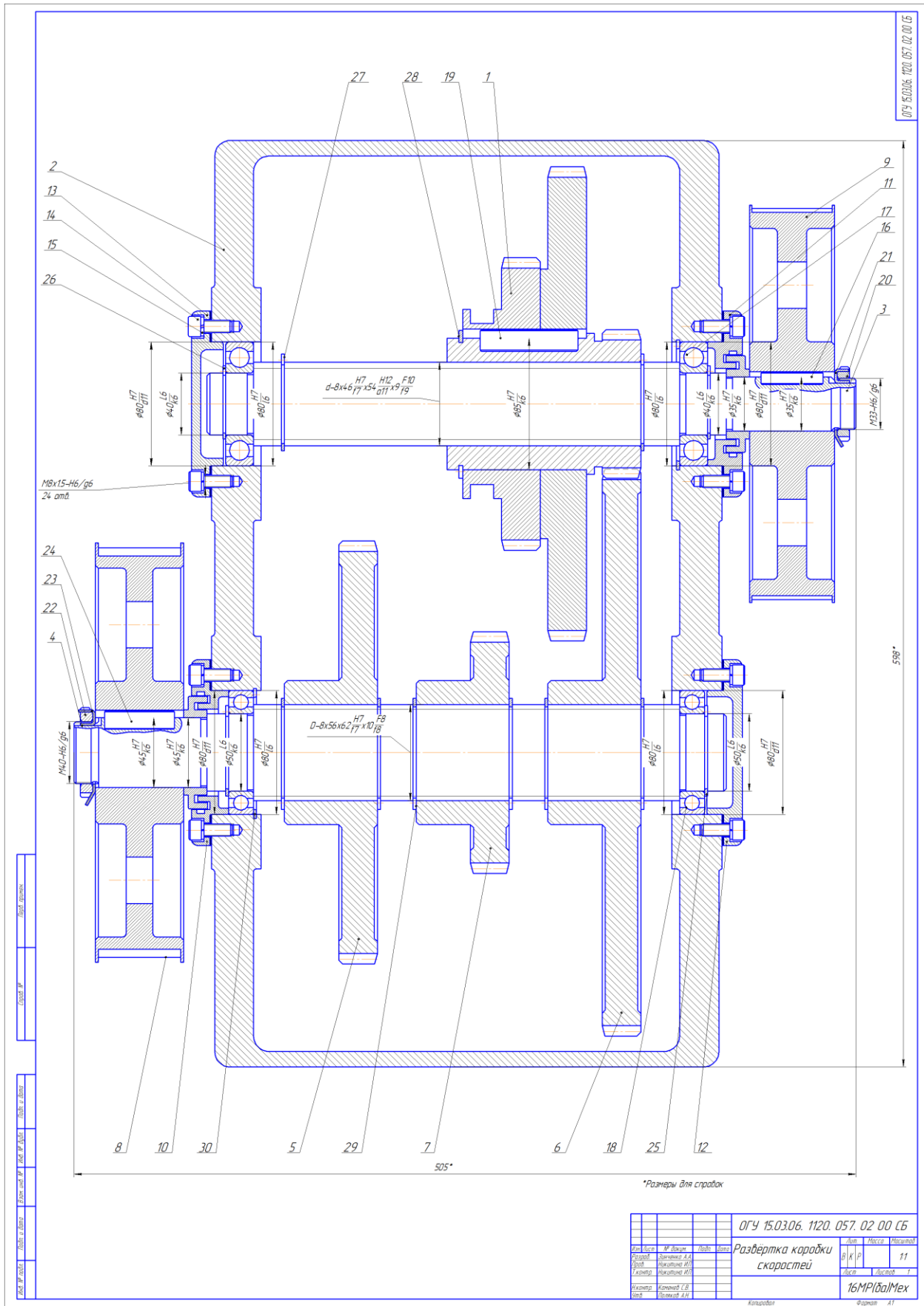


Рисунок А.5 – Развёртка коробки скоростей

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ

ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 00 СБ				
№	Лист	№ докум.	Лист	Всего
1	1	1120.057.02.00.СБ	1	1
2	2	1120.057.02.00.СБ	1	1
3	3	1120.057.02.00.СБ	1	1
4	4	1120.057.02.00.СБ	1	1
5	5	1120.057.02.00.СБ	1	1
6	6	1120.057.02.00.СБ	1	1
7	7	1120.057.02.00.СБ	1	1
8	8	1120.057.02.00.СБ	1	1
9	9	1120.057.02.00.СБ	1	1
10	10	1120.057.02.00.СБ	1	1
11	11	1120.057.02.00.СБ	1	1
12	12	1120.057.02.00.СБ	1	1
13	13	1120.057.02.00.СБ	1	1
14	14	1120.057.02.00.СБ	1	1
15	15	1120.057.02.00.СБ	1	1
16	16	1120.057.02.00.СБ	1	1
17	17	1120.057.02.00.СБ	1	1
18	18	1120.057.02.00.СБ	1	1
19	19	1120.057.02.00.СБ	1	1
20	20	1120.057.02.00.СБ	1	1
21	21	1120.057.02.00.СБ	1	1
22	22	1120.057.02.00.СБ	1	1
23	23	1120.057.02.00.СБ	1	1
24	24	1120.057.02.00.СБ	1	1
25	25	1120.057.02.00.СБ	1	1
26	26	1120.057.02.00.СБ	1	1
27	27	1120.057.02.00.СБ	1	1
28	28	1120.057.02.00.СБ	1	1
29	29	1120.057.02.00.СБ	1	1
30	30	1120.057.02.00.СБ	1	1
31	31	1120.057.02.00.СБ	1	1
32	32	1120.057.02.00.СБ	1	1
33	33	1120.057.02.00.СБ	1	1
34	34	1120.057.02.00.СБ	1	1
35	35	1120.057.02.00.СБ	1	1
36	36	1120.057.02.00.СБ	1	1
37	37	1120.057.02.00.СБ	1	1
38	38	1120.057.02.00.СБ	1	1
39	39	1120.057.02.00.СБ	1	1
40	40	1120.057.02.00.СБ	1	1
41	41	1120.057.02.00.СБ	1	1
42	42	1120.057.02.00.СБ	1	1
43	43	1120.057.02.00.СБ	1	1
44	44	1120.057.02.00.СБ	1	1
45	45	1120.057.02.00.СБ	1	1
46	46	1120.057.02.00.СБ	1	1
47	47	1120.057.02.00.СБ	1	1
48	48	1120.057.02.00.СБ	1	1
49	49	1120.057.02.00.СБ	1	1
50	50	1120.057.02.00.СБ	1	1
51	51	1120.057.02.00.СБ	1	1
52	52	1120.057.02.00.СБ	1	1
53	53	1120.057.02.00.СБ	1	1
54	54	1120.057.02.00.СБ	1	1
55	55	1120.057.02.00.СБ	1	1
56	56	1120.057.02.00.СБ	1	1
57	57	1120.057.02.00.СБ	1	1
58	58	1120.057.02.00.СБ	1	1
59	59	1120.057.02.00.СБ	1	1
60	60	1120.057.02.00.СБ	1	1
61	61	1120.057.02.00.СБ	1	1
62	62	1120.057.02.00.СБ	1	1
63	63	1120.057.02.00.СБ	1	1
64	64	1120.057.02.00.СБ	1	1
65	65	1120.057.02.00.СБ	1	1
66	66	1120.057.02.00.СБ	1	1
67	67	1120.057.02.00.СБ	1	1
68	68	1120.057.02.00.СБ	1	1
69	69	1120.057.02.00.СБ	1	1
70	70	1120.057.02.00.СБ	1	1
71	71	1120.057.02.00.СБ	1	1
72	72	1120.057.02.00.СБ	1	1
73	73	1120.057.02.00.СБ	1	1
74	74	1120.057.02.00.СБ	1	1
75	75	1120.057.02.00.СБ	1	1
76	76	1120.057.02.00.СБ	1	1
77	77	1120.057.02.00.СБ	1	1
78	78	1120.057.02.00.СБ	1	1
79	79	1120.057.02.00.СБ	1	1
80	80	1120.057.02.00.СБ	1	1
81	81	1120.057.02.00.СБ	1	1
82	82	1120.057.02.00.СБ	1	1
83	83	1120.057.02.00.СБ	1	1
84	84	1120.057.02.00.СБ	1	1
85	85	1120.057.02.00.СБ	1	1
86	86	1120.057.02.00.СБ	1	1
87	87	1120.057.02.00.СБ	1	1
88	88	1120.057.02.00.СБ	1	1
89	89	1120.057.02.00.СБ	1	1
90	90	1120.057.02.00.СБ	1	1
91	91	1120.057.02.00.СБ	1	1
92	92	1120.057.02.00.СБ	1	1
93	93	1120.057.02.00.СБ	1	1
94	94	1120.057.02.00.СБ	1	1
95	95	1120.057.02.00.СБ	1	1
96	96	1120.057.02.00.СБ	1	1
97	97	1120.057.02.00.СБ	1	1
98	98	1120.057.02.00.СБ	1	1
99	99	1120.057.02.00.СБ	1	1
100	100	1120.057.02.00.СБ	1	1

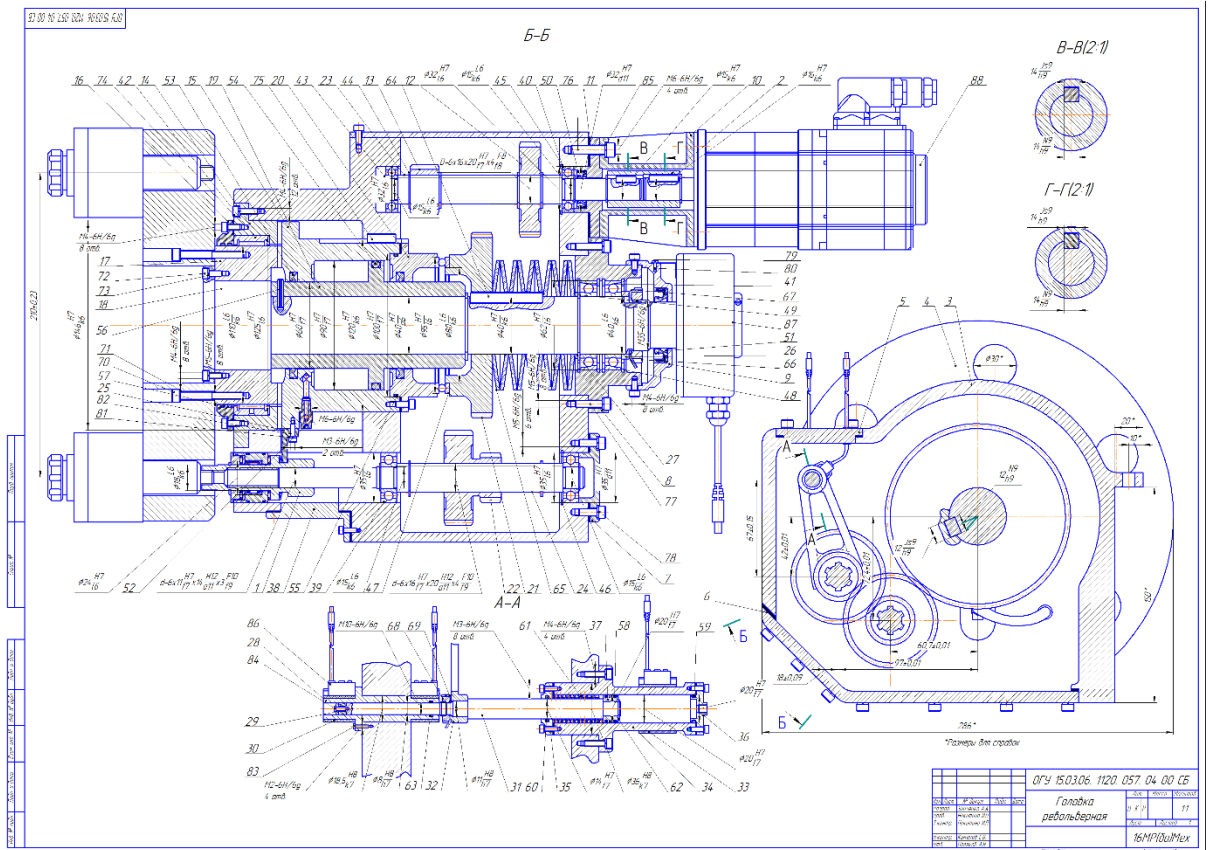


Рисунок А.6 – Головка револьверная

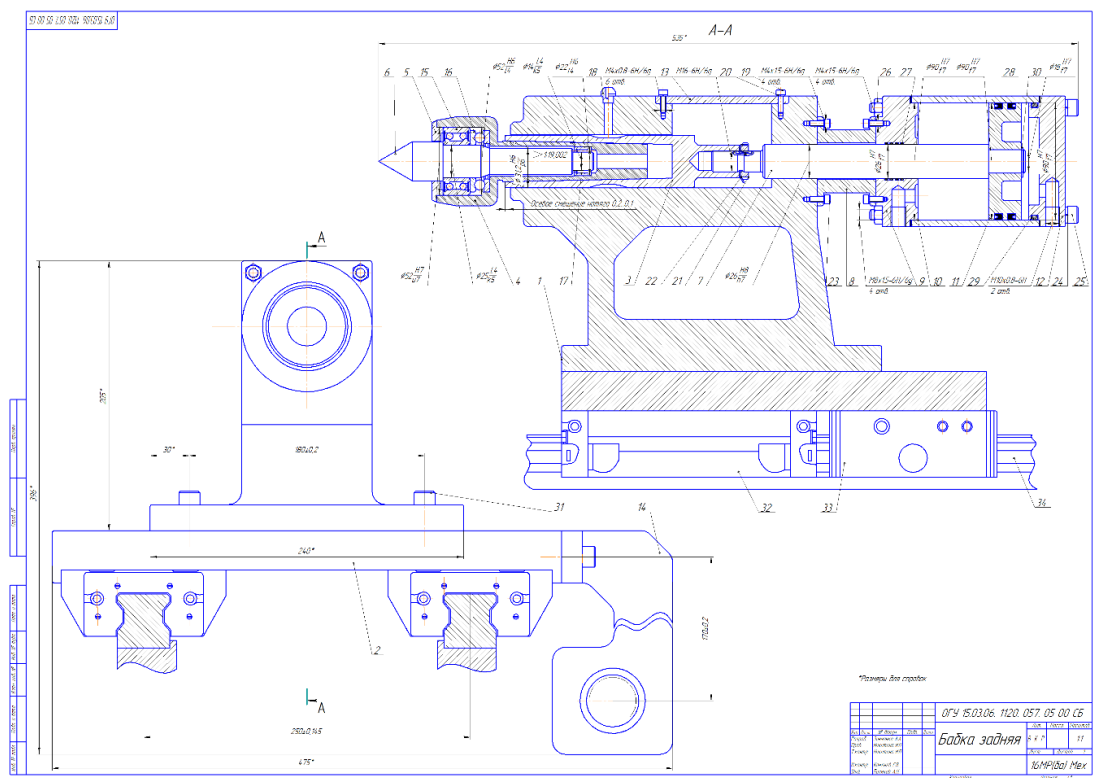


Рисунок А.7 – Бабка задняя

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



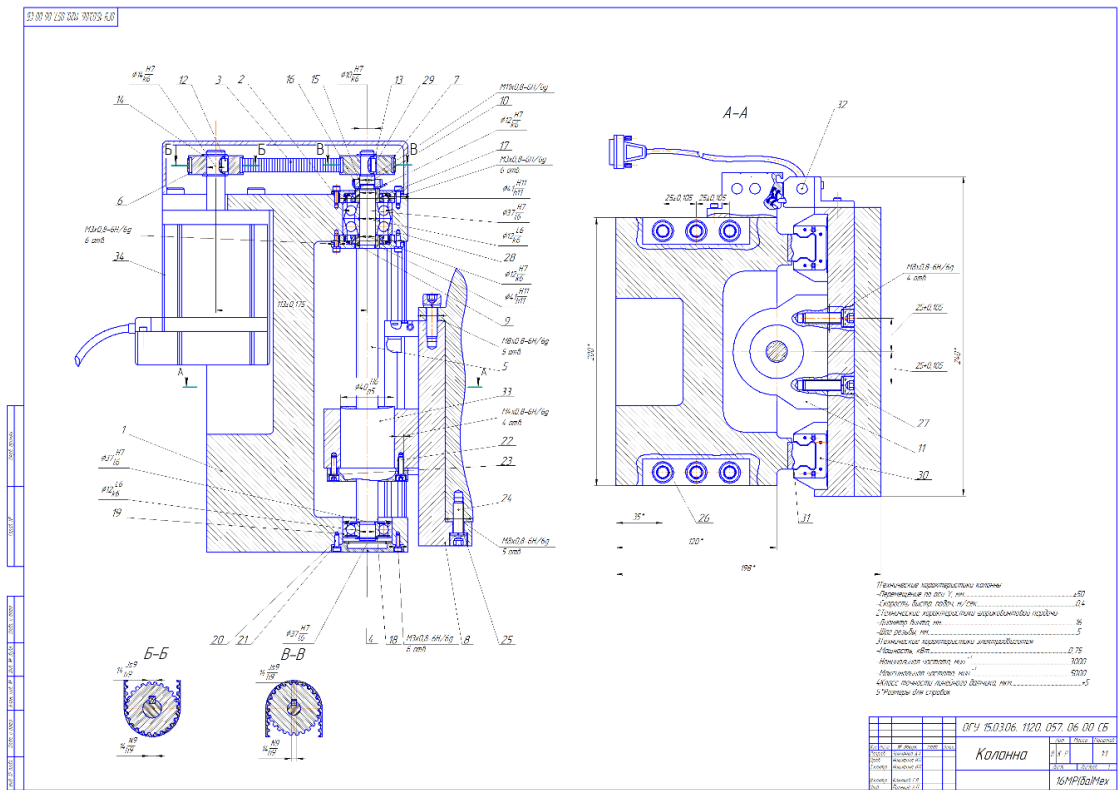


Рисунок А.8 – Колонна

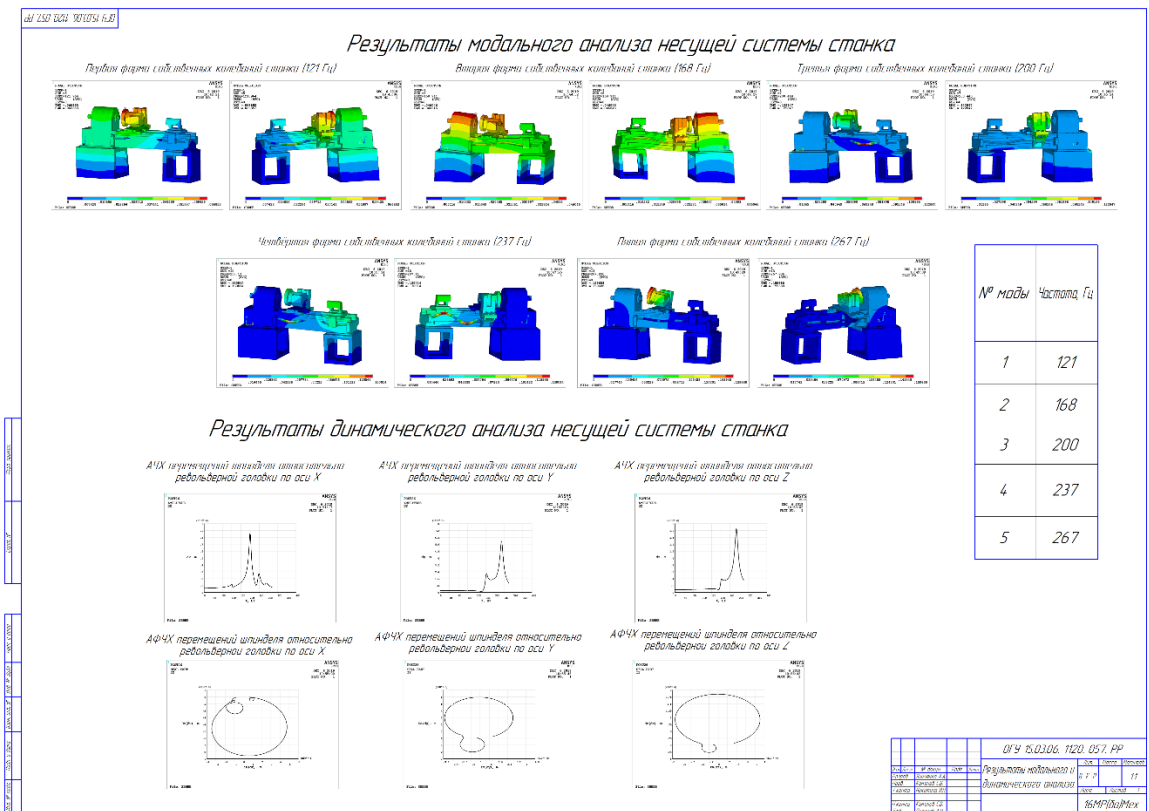


Рисунок А.9 – Результаты модального и динамического анализа

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

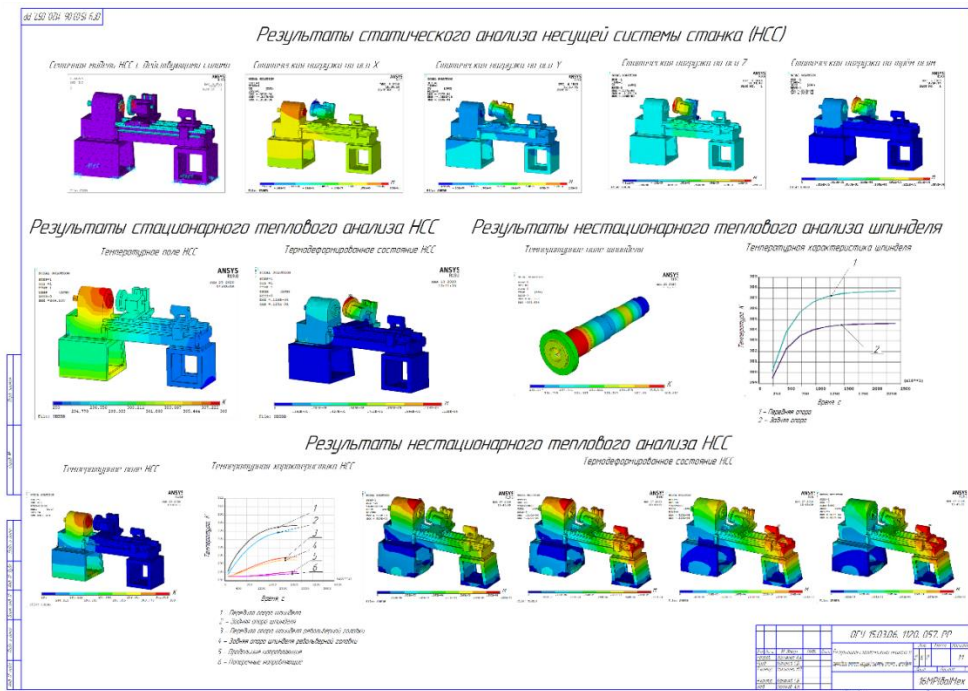


Рисунок А.10 – Результаты статического анализа и теплового анализа несущей системы и шпинделя

*Технико-экономические показатели проекта*

Показатели	Ед. изм.	Базовый вариант	Модерн. вариант
Годовая программа	шт./г.	1000	1000
Штучное время	мин./шт.	20,5	10,3
Снижение трудоемкости	%		49,75
Количество оборудования	ед.	2	1
Годовая производительность оборудования	шт./г.	5596	1137
Коэффициент роста производительности оборудования	-		2
Капитальные вложения в оборудование	р.	2704400	28486308
Технологическая себестоимость годового выпуска	р./г.	660392	618898
Экономия от снижения себестоимости	р./г.		41494
Годовые приведенные затраты	р./г.	795612	7613925
Годовой экономический эффект	р./г.		34219,5
Срок окупаемости	г.		3,5
Фактический коэффициент экономической эффективности капитальных вложений	р./г./р.		0,28

Рисунок А.11 – Показатели технико-экономические

**Приложение Б**  
*(обязательное)*

**Спецификации**

					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. ПЗ	Лист
						170
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Инв. № докл.			Взам. инв. №	Подп. и дата	Справ. №	Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
						В	К	Р					Лит.	Лист	Листов						
																	<u>Документация</u>				
	A1															ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 00 СБ	Узел шпиндельный				
																	<u>Сборочные единицы</u>				
															1	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 01	Тормоз		1		
															2	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 02	Датчик скорости		1		
																	<u>Детали</u>				
															3	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 03	Корпус		1		
															4	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 04	Шпиндель		1		
															5	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 05	Шкив		1		
															6	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 06	Лабиринтное уплотнение		1		
															7	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 07	Лабиринтное уплотнение		1		
															8	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 08	Щелевое уплотнение		1		
															9	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 09	Втулка		1		
															10	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 10	Втулка		1		
															11	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 11	Втулка		1		
															12	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 12	Щелевое уплотнение		1		
															13	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 13	Крышка		1		
						<b>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 01 00 СБ</b>															
		Изм.		Лист		№ докум.		Подп.		Дата											
		Разраб.		Зинченко А.А.																	
		Пров.		Никитина И.П.																	
		Н.контр.		Каменев С.В.																	
		Утв.		Поляков А.Н.																	
						<b>Узел шпиндельный</b>															
						<b>16MP(да)Мех</b>															
		Лит.		Лист		Листов															
		В		К		Р															
				1		2															



Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
										Разраб.	Зинченко А.А.	Лит.	Лист	Листов		
														<u>Документация</u>		
										A1			ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 00 СБ	Развёртка коробки скоростей		
														<u>Сборочные единицы</u>		
													1 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 01	Передвижной сборный блок колёс	1	
														<u>Детали</u>		
													2 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 02	Корпус	1	
													3 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 03	Вал	1	
													4 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 04	Вал	1	
													5 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 05	Цилиндрическое зубчатое колесо	1	
													6 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 06	Цилиндрическое зубчатое колесо	1	
													7 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 07	Цилиндрическое зубчатое колесо	1	
													8 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 08	Шкив	1	
													9 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 09	Шкив	1	
													10 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 10	Лабиринтное уплотнение	1	
													11 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 11	Лабиринтное уплотнение	1	
													12 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 12	Крышка глухая	1	
													13 ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 13	Крышка глухая	1	
													ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 02 00 СБ			
													Развёртка коробки скоростей			16MP(да)Мех
													В К Р		1	2
													Н.контр. Каменев С.В.			
													Утв. Поляков А.Н.			

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
		14		Винт М8-6дх20 ГОСТ 11738-84	24	
		15		Шайба 8/1 ГОСТ 6402-70	24	
		16		Шпонка 10x8x40 ГОСТ 23360-78	1	
		17		Подшипник 208 ГОСТ 8338-75	1	
		18		Подшипник 110 ГОСТ 8338-75	1	
		19		Шпонка 22x14x63 ГОСТ 23360-78	1	
		20		Гайка 2 М33x1,5-6Н ГОСТ 11871-88	1	
		21		Шайба 33 ГОСТ 11872-89	1	
		22		Гайка 2 М45x1,5-6Н ГОСТ 11871-88	1	
		23		Шайба 45 ГОСТ 11872-89	1	
		24		Шпонка 20x12x45 ГОСТ 23360-78	1	
		25		Кольцо С50.50 ХГА ГОСТ 13942-86	2	
		26		Кольцо С40.50 ХГА ГОСТ 13942-86	2	
		27		Кольцо С54.50 ХГА ГОСТ 13942-86	2	
		28		Кольцо С85.50 ХГА ГОСТ 13942-86	1	
		29		Кольцо С62.50 ХГА ГОСТ 13942-86	6	
		30		Кольцо А80.50 ХГА ГОСТ 13943-86	2	

Инв. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подп. и дата	

Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Справ. №	Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
													Разраб.	Проб.	Н.контр.	Утв.	Лит.	Лист	Листов			
																	<u>Документация</u>					
											A1					ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 00 СБ	Свёртка коробки скоростей					
																	<u>Детали</u>					
											1				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 01	Крышка	1					
											2				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 02	Корпус	1					
											3				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 03	Крышка	1					
											4				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 04	Цилиндр	1					
											5				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 05	Крышка	1					
											6				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 06	Шток	1					
											7				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 07	Вилка	1					
											8				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 08	Направляющая	1					
											9				ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 09	Поршень	1					
																	<u>Стандартные изделия</u>					
											10					Шайба 5Л ГОСТ 6402-70	16					
											11					Винт МЗ-6дх10 ГОСТ 11738-84	4					
											12					Шайба 3Л ГОСТ 6402-70	4					
											13					Кольцо 40-35-25-1-0 ГОСТ 9833-73	1					
											14					Манжета 1-40х35-0 ГОСТ 14896-84	2					
																ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 03 00 СБ						
																Свёртка коробки скоростей			Лит. В	Лист К	Листов Р	
																				1	2	
																				16МР(да)Мех		









Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		43		Кольцо А15.50 ХГА ГОСТ 13942-86	4	
		44		Кольцо С20.50 ХГА ГОСТ 13942-86	6	
		45		Кольцо А32.50 ХГА ГОСТ 13943-86	1	
		46		Кольцо А35.50 ХГА ГОСТ 13943-86	1	
		47		Подшипник 1008916 ГОСТ 7872-89	1	
		48		Кольцо А62.50 ХГА ГОСТ 13943-86	4	
		49		Кольцо С40.50 ХГА ГОСТ 13942-86	2	
		50		Манжета 11-15х26-1/4 ГОСТ 8752-79	1	
		51		Манжета 11-32х52-1 ГОСТ 8752-79	1	
		52		Штуцер 1-3-М6 ГОСТ 21858-78	1	
		53		Манжета 2-060-1 ГОСТ 6678-72	2	
		54		Кольцо 90-85-25-1-0 ГОСТ 9833-73	1	
		55		Кольцо 95-90-25-1-0 ГОСТ 9833-73	1	
		56		Штифт А.4х20 ГОСТ 14229-93	1	
		57		Кольцо 110-115-25-1-0 ГОСТ 9833-73	2	
		58		Манжета 1-20х15-0 ГОСТ 14896-84	2	
		59		Кольцо 20-15-25-1-0 ГОСТ 9833-73	1	
		60		Кольцо 20-14-25-1-0 ГОСТ 9833-73	1	
		61		Пружина 1086-0807 ГОСТ 18793-80	1	
		62		Кольцо С10.50 ХГА ГОСТ 13942-86	1	
		63		Кольцо 10-8-25-1-0 ГОСТ 9833-73	1	
		64		Шпонка 12х8х50 ГОСТ 23360-78	1	
		65		Пружина тарельчатая I-1-3-90Х40Х25Х3,5 ГОСТ 3057-90	10	
		66		Гайка 2 М35х1,5-6Н ГОСТ11871-88	1	
		67		Шайба 35 ГОСТ11872-89	1	
		68		Гайка 2 М10х1,5-6Н ГОСТ11871-88	1	
		69		Шайба 10 ГОСТ11872-89	1	
		70		Винт М5-6дх45 ГОСТ 11738-84	22	
		71		Шайба 5/1 ГОСТ 6402-70	36	
		72		Винт М4-6дх10 ГОСТ 11738-84	40	
		73		Шайба 4/1 ГОСТ 6402-70	66	
		74		Винт М4-6дх14 ГОСТ 11738-84	12	

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 04 00 СД				Лист
					Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A1			ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 00 СБ	Задняя бабка	1	
<u>Детали</u>						
		1	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 01	Корпус	1	
		2	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 02	Плита	1	
		3	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 03	Втулка	1	
		4	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 04	Корпус пиноли	1	
		5	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 05	Крышка пиноли	1	
		6	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 06	Пиноль	1	
		7	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 07	Шток	1	
		8	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 08	Кронштейн	1	
		9	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 09	Крышка	1	
		10	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 10	Цилиндр	1	
		11	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 11	Поршень	1	
		12	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 12	Крышка	1	
		13	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 13	Крышка	1	
		14	ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 05 14	Кронштейн	1	
<u>Стандартные изделия</u>						
		15		Подшипник 3056205 ГОСТ 4252-75	1	
ОГУ 15.03.06 1120. 057. 05 00 СБ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Зинченко А.А.			Лит.	Лист
Пров.		Никитина И.П.			В	К
Н.контр.		Каменев С.В.			Р	1
Утв.		Поляков А.Н.				2
<b>Бабка задняя</b>					<b>16MP(да)Мех</b>	



Инв. № подл.	Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Перв. примен.	Справ. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
							Разраб.	Зинченко А.А.			Лит.	Лист	Листов
	Пров.	Никитина И.П.											
	Н.контр.	Каменев С.В.											
	Утв.	Поляков А.Н.											
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 00 СБ</i>								
					<i>Колонна</i>								
					<i>Документация</i>								
					<i>А1</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 00 СБ</i>								
					<i>Колонна</i>								
					<i>Детали</i>								
					<i>1</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 01</i>								
					<i>Корпус</i>					1			
					<i>2</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 02</i>								
					<i>Крышка</i>					2			
					<i>3</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 03</i>								
					<i>Ремень</i>					1			
					<i>4</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 04</i>								
					<i>Крышка</i>					1			
					<i>5</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 05</i>								
					<i>Винт</i>					1			
					<i>6</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 06</i>								
					<i>Шкив</i>					1			
					<i>7</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 07</i>								
					<i>Шкив</i>					1			
					<i>8</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 08</i>								
					<i>Плита</i>					1			
					<i>9</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 09</i>								
					<i>Втулка</i>					1			
					<i>10</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 10</i>								
					<i>Втулка</i>					1			
					<i>11</i>								
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 11</i>								
					<i>Кронштейн</i>					1			
					<i>Стандартные изделия</i>								
					<i>12</i>								
					<i>Шпонка 5x5x10 ГОСТ 23360-78</i>					1			
					<i>13</i>								
					<i>Кольцо С10.50 ХГА ГОСТ 13942-86</i>					1			
					<i>14</i>								
					<i>Кольцо С14.50 ХГА ГОСТ 13942-86</i>					2			
					<i>15</i>								
					<i>Гайка 2 М11x0,8-6Н ГОСТ 11871-88</i>					1			
					<i>ОГУ 15.03.06. 1120. 057. 06 00 СБ</i>								
					<i>Колонна</i>								
					<i>16MP(да)Мех</i>								
					<i>Копировал</i>								
					<i>Формат А4</i>								



