



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ФАКУЛЬТЕТ «Специальное машиностроение»

КАФЕДРА «Колесные машины»

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
НА ТЕМУ
Исследование и разработка элементов
ходовой части городского электробуса
полной массой 18 тонн

Студент группы СМ10-41М


(Подпись, дата)

Шмелева М.А.

Руководитель курсового проекта


(Подпись, дата)

Карташов А.Б.

Нормоконтролер


(Подпись, дата)

Прохоров И.В.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой СМ-10

« » 20 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

Студент группы СМ10-41М

 Шмелева Мария Андреевна

(фамилия, имя, отчество)

Тема ВКР: «Исследование и разработка элементов ходовой части городского электробуса
полной массой 18 тонн»

Источник тематики (НИР кафедры, заказ организаций и т.п.)

 НИР кафедры

Тема работы утверждена распоряжением по факультету

№ 62/Ш от «10» ноября 2022 г.

Часть 1. Обзорно-аналитическая часть

Обзор и анализ конструкций тормозных механизмов и конструкций электропортальных
мостов городских электробусов

Часть 2. Проектно-конструкторская часть

Разработка конструкции редуктора электропортального моста электробуса с тормозным
механизмом

Часть 3. Научно-исследовательская

Оптимизация параметров зубчатой передачи колесного редуктора портального моста электробуса полной массой 18 тонн

Оформление квалификационной работы:

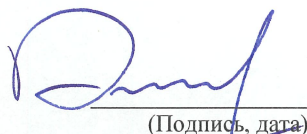
Расчетно-пояснительная записка на _____ листах формата А4.

Перечень графического (иллюстративного) материала (чертежи, плакаты, слайды и т.п.)

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

В соответствии с учебным планом ВКР выполнить в полном объеме в срок до « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель ВКР


(Подпись, дата)

А.Б. Карташов
(И.О.Фамилия)

Студент


(Подпись, дата)

М.А. Шмелева
(И.О.Фамилия)

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)**

ФАКУЛЬТЕТ «СПЕЦИАЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»

УТВЕРЖДАЮ

КАФЕДРА СМ10 «КОЛЕСНЫЕ МАШИНЫ»

Заведующий кафедрой СМ-10

ГРУППА СМ10-41М

 Г.О. Котиев

« » 2023 г.

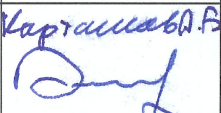
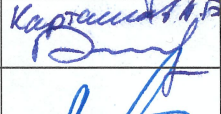
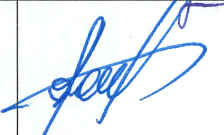
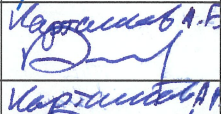
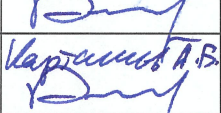
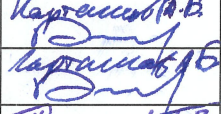

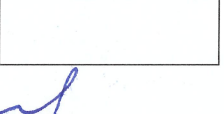

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

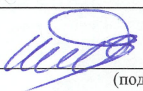
выполнения выпускной квалификационной работы

студента: Шмелева Мария Андреевна

(фамилия, имя, отчество)

Тема ВКР: «Исследование и разработка элементов ходовой части городского электробуса
полной массой 18 тонн»

№ п/п	Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Сроки выполнения этапов		Отметка о выполнении	
		план	факт	Должность	ФИО, подпись
1.	Задание на выполнение работы. Формулирование проблемы, цели и задач работы	20.02.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
2.	Обзорно-аналитическая часть	31.03.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
3.	Утверждение окончательных формулировок решаемой проблемы, цели работы и перечня задач	31.03.2023 <i>Планируемая дата</i>		Заведующий кафедрой	
4.	Проектно-конструкторская часть	26.05.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
5.	Научно-исследовательская часть	26.05.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
6.	1-я редакция работы	26.05.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
7.	Подготовка доклада и презентации	31.05.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
8.	Заключение руководителя	31.05.2023 <i>Планируемая дата</i>		Руководитель ВКР	
9.	Допуск работы к защите на ГЭК (нормоконтроль)	31.05.2023 <i>Планируемая дата</i>	14.06.23	Нормоконтролер	
10.	Внешняя рецензия	31.05.2023 <i>Планируемая дата</i>			
11.	Защита работы на ГЭК	22.06.2023 <i>Планируемая дата</i>			

Студент  (подпись, дата)

Руководитель работы  (подпись, дата)

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)**

**А К Т
проверки выпускной квалификационной работы**

Студент группы СМ10-41М Шмелева Мария Андреевна

Тема ВКР: Исследование и разработка элементов ходовой части городского электробуса полной массой 18 тонн

Выпускная квалификационная работа проверена, размещена в ЭБС «Банк ВКР» в полном объеме и соответствует требованиям, изложенным в Положении о порядке подготовки и защиты ВКР.

Объем заимствования составляет 15.0% текста, что с учетом корректного заимствования соответствует требованиям к ВКР магистра.

Нормоконтролер



(Подпись)

Прохоров И.В.

Согласен:

Студент



(Подпись)

Шмелева М.А.

Дата: 08.06.2023

РЕФЕРАТ

Расчетно-пояснительная записка 106с., 86 рис., 40 табл., 11 источников.

ЭЛЕКТРОПОРТАЛЬНЫЙ МОСТ, РЕДУКТОР, ТОРМОЗНОЙ МЕХАНИЗМ, ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, СПЕКТР НАГРУЖЕНИЯ

В выпускной квалификационной работе производится проектирование моста электропортального нагрузкой на ось до 13 тонн.

Данная работа содержит 6 листов графической части: 6 листов формата А1 и лист формата А4. Графическая часть дает полное представление о работе конструкции и взаимодействии узлов механизма.

Работа содержит текстовую часть, пояснительную записку, в которую входят основные сведения о рассматриваемом объекте проектирования.

Цель работы — разработать редуктор и тормозной механизм электропортального моста, удовлетворяющие техническим требованиям; провести необходимые расчеты, подтверждающие работоспособность системы.

В главе 1 выбран прототип автомобиля.

В главе 2 и 3 были изучены аналоги электропортальных мостов и тормозных механизмов, проанализированы технические решения, применяемые на аналогах, определена концепция проектируемого электропортального моста.

Глава 4 содержит тягово-динамические расчеты, результатом которых является подбор требуемых передаточных чисел редукторов электропортального моста.

Тормозной механизм и двухступенчатый редуктор были воссозданы в виде сборки из твердотельных моделей в главе 5, на основе которых были начерчены чертежи.

Формирование спектра нагружения и синтез кинематической схемы редукторов представлен в главе 6.

В главе 7 были проведены расчеты на прочность, долговечность узлов редукторов и тормозных механизмов, подтверждена их работоспособность.

Разработанная конструкция удовлетворяет всем заявленным требованиям и могут быть использованы в электробусах полной массой 18 т.

Calculation and explanatory note 106c., 86 fig., 40 tables., 11 sources.

ELECTRIC PORTAL AXLE, REDUCER, BRAKE MECHANISM, TRACTION-DYNAMIC CALCULATION, LOAD SPECTRUM

In the final qualifying work, the design of an electroportal bridge with an axle load of up to 13 tons is carried out.

This work contains 6 sheets of the graphic part: 6 sheets of A1 format and A4 sheet. The graphic part gives a complete picture of the work of the structure and the interaction of the nodes of the mechanism.

The work contains a text part, an explanatory note, which includes basic information about the design object under consideration.

The purpose of the work is to develop a gearbox and a brake mechanism of the electroportal bridge that meet the technical requirements; to carry out the necessary calculations confirming the operability of the system.

In Chapter 1, a prototype car is selected.

In chapters 2 and 3, analogues of electroportal bridges and braking mechanisms were studied, technical solutions used on analogues were analyzed, and the concept of the projected electroportal bridge was defined.

Chapter 4 contains traction-dynamic calculations, the result of which is the selection of the required gear ratios of electric bridge reducers.

The braking mechanism and the two-stage gearbox were recreated as an assembly from solid-state models in Chapter 5, on the basis of which drawings were drawn.

The formation of the loading spectrum and the synthesis of the kinematic scheme of gearboxes is presented in Chapter 6.

In chapter 7, calculations were carried out for the strength, durability of gear units and brake mechanisms, and their operability was confirmed.

The developed design meets all the stated requirements and can be used in electric buses with a gross weight of 18 tons.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Выбор прототипа автомобиля.....	6
2 Обзор конструкций электропортальных мостов.....	7
2.1 Анализ конструкций аналогов.....	7
2.1.1 Электропортальный мост Lohr.....	7
2.1.2 Электропортальный мост ZA.....	10
2.1.3 Электропортальный мост ZF AVE 130.....	12
3 Обзор и анализ конструкций дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом.....	14
3.1 Тормозной механизм Knorr Bremse.....	14
3.2 Тормозные механизмы BPW.....	18
3.3 Тормозные механизмы Haldex.....	22
4 Тягово-динамический расчет.....	28
5 Конструкторская часть.....	35
5.1 Описание проектируемого редуктора.....	35
5.2 Характеристики редуктора и сопряженных элементов.....	42
5.3 Описание проектируемого тормозного механизма.....	43
6 Научно – исследовательская часть.....	51
6.1 Традиционные подходы к определению нагрузочных режимов на долговечность зубчатых колес трансмиссионных агрегатов.....	51
6.2 Современные подходы к определению нагрузочных режимов на долговечность зубчатых колес трансмиссионных агрегатов.....	53
6.2.1 Цикл NEDC.....	54
6.2.2 Циклы WLTP и HWFET.....	56

6.2.3 Моделирование ездового цикла методом «микрорездов» с помощью алгоритма кластеризации k-means.....	59
6.2.4 Моделирование ездового цикла с использованием метода Монте-Карло	62
6.3 Математическая модель для формирования спектра нагрузок для трансмиссионного агрегата.....	67
6.4 Синтез кинематической схемы редуктора.....	74
6.4.1 Обоснование выбора кинематической схемы.....	74
7 Расчетная часть.....	77
7.1 Расчет тормозного момента	77
7.2 Расчет пружины толкателя.....	78
7.3 Расчет методом конечных элементов детали на прочность	80
7.4 Определение размеров зубчатых передач	84
7.4.1 Предварительное определение геометрии колесного редуктора.....	84
7.4.2 Точное определение геометрии колесного редуктора	85
7.5 Расчет на прочность зубчатой передачи.....	87
7.6 Влияние модификации зубьев на параметры передачи	89
7.7 Расчет подшипников.....	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	104
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	106
ПРИЛОЖЕНИЕ А Тягово-динамический расчет	107
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Расчет подшипников.....	111

ВВЕДЕНИЕ

В данной работе разработаны элементы электрического портального моста автомобиля полной массой 18 т. Рассмотрены аспекты работы данного механизма, проведены научно-исследовательская работа, необходимые расчеты, построены 3D модели данного механизма и выполнены чертежи общего вида.

Электропортальный мост предназначен для приведения в движение транспортного средства (ТС) путем преобразования электрической энергии в механическую и передачи крутящего момента на колеса ТС, а также для восприятия реакций от дороги, поддрессирования ТС, гашения колебаний. Разрабатываемый мост предназначен для использования в составе электробусов, эксплуатируемых в городских условиях на дорогах с асфальтобетонным покрытием.

Электробус имеет высокую производительность, большую пассажировместимость за счет использования э/д и размещения батарей на крыше, более низкий уровень шума и вибраций по сравнению с аналогами с ДВС, обеспечивается больше полезного пространства для пассажиров, поскольку отсутствует двигатель с коробкой передач, что обеспечивает низкий пол транспортного средства.

1 Выбор прототипа автомобиля

В качестве прототипа был выбран автомобиль КамАЗ-6282. Габаритные размеры представлены на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1 - Габаритные размеры

Технические характеристики данного автомобиля представлены в таблице 1.

Таблица 1.1 - Технические характеристики

Длина/ширина/высота, мм	12400/2540/3260
Полная масса, кг	18000
Максимальная мощность, кВт(л.с.)/об.мин	2x125
Максимальный крутящий момент, Нм/об.мин	2x640
Максимальная скорость, км/ч	70
Нагрузка на ведущую ось, т	13

2 Обзор конструкций электропортальных мостов

Существующие электропортальные мосты имеют схожие конструкции. Наиболее известные фирмы, разрабатывающие электропортальные мосты: ZF, BYD, LOHR, Hande Axle.

Сравнительная характеристика существующих порталных мостов аналогов представлена на рисунке 2.1.



Производитель*, модель	ZF AVE 130	BYD K9-2400010D	LOHR Boreal	Ziehl-Abegg SM530.60AL-30	Hande Axle HDZ13P	Hubei axles
Тип электропривода	Электропортальный мост 2015	Электропортальный мост	Балка с мотор-колесами	Балка с мотор-колесами 2013	Электропортальный мост	Электропортальный мост
SoP						
Применяемость	НефАЗ, Тролза, Solaris	BYD EBUS-12	Solaris	VDL Citea, AMZ, Volvo	Asiastar (KHP)	Yangtze River (KHP)
Колея, мм	1837	1537	2032			1910
Максимальная нагрузка на ось, кг	13000		12200	13000	13000	13000
Передаточное отношение редуктора	22.66	17.7	Редуктор отсутствует	Редуктор отсутствует	13.92	12.31
Крутящий момент на колесах ном./макс, Нм	2x?/11000	2x?/6200	2x?/6500	2x2700/6000	2x4872/9048	2x3164/6327
Шина	275/70 R22.5	275/70 R22.5	455/45 R22.5	455/45 R22.5		275/80 R22.5
Колесо	22.5"x8.25"	22.5"x8.25"	22.5"x15"	22.5"x15"		22.5"x8.25"
Компоновка тормозного механизма	Во внутреннем колесе	Во внутреннем колесе	В пространстве подрамника	В пространстве подрамника	Во внутреннем колесе	Во внутреннем колесе
Двигатель		ТУС-90А		SM530		
Тип электродвигателя	induction	PMSM	PMSM	PMSM	PMSM	PMSM
Мощность ном./макс., кВт	2x60/125	2x75/90	2x?/100	2x113/182	2x80/159	2x65/130
Момент ном./макс., Нм	2x?/485	2x?/350	2x?/6500	2x2700/6000	2x350/650	2x257/514
Максимальные обороты двигателя, об/мин	11000 (10300 длительно)	7500	485	485		6000
Напряжение ном., В	400	540		600	576	600

Рисунок 2.1 – Анализ конструкций

В качестве образца аналога для дальнейшей разработки принимается электропортальный мост ZF AVE 130, устанавливающийся на автобусы КамАЗ, получивший наиболее широкое распространение в странах ЕС и России.

2.1 Анализ конструкций аналогов

2.1.1 Электропортальный мост Lohr

Полная система состоит из электрической оси с 2 колесными двигателями и выделенной приводной цепи.

Главное отличие от аналогов – применение схемы балка с мотор-колесами. Данное решение позволяет уменьшить массу моста, но увеличивает уровень пола автобуса.

Характеристика данного моста:

- максимальная скорость вращения - 485 об/ мин;
- максимальный крутящий момент = 6500 Н·м;
- мощность двигателя - 100 кВт (200 кВт на ось);
- максимальная нагрузка на колесо - 6,1 т при шине 455/45 R 22,5.

Данный тип электропортального моста характеризует повышение эффективности электродвигателя:

- снижение энергопотребления примерно на 25% по сравнению с аналогами;
- снижение уровня шума.

На рисунках 2.2 – 2.4 представлены общий вид данного моста, его габариты и конструкция в разрезе.



Рисунок 2.2 – Электропортальный мост

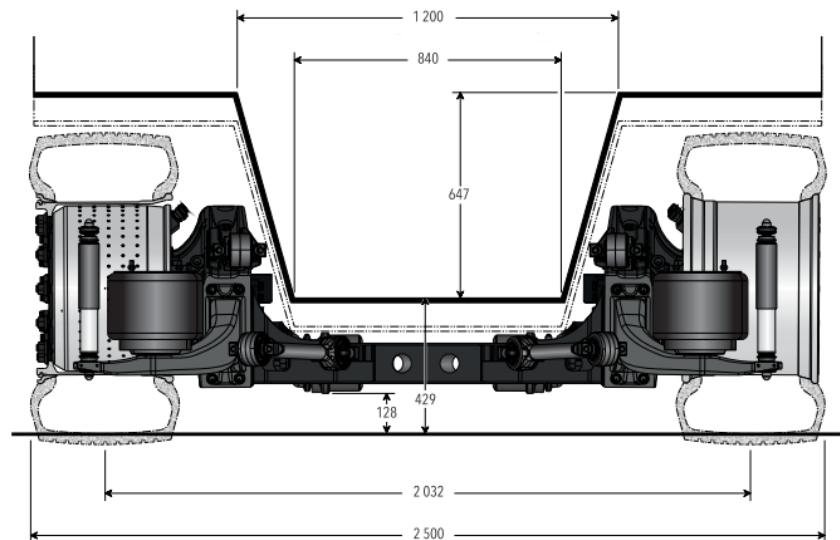


Рисунок 2.3 – Габариты электропортального моста



Рисунок 2.4- Конструкция в разрезе

Преимущества данного моста по сравнению с аналогами:

- более длительный срок службы (15 лет);
- не требует технического обслуживания.

2.1.2 Электропортальный мост ZA

Общий вид моста ZA представлен на рисунке 2.5.

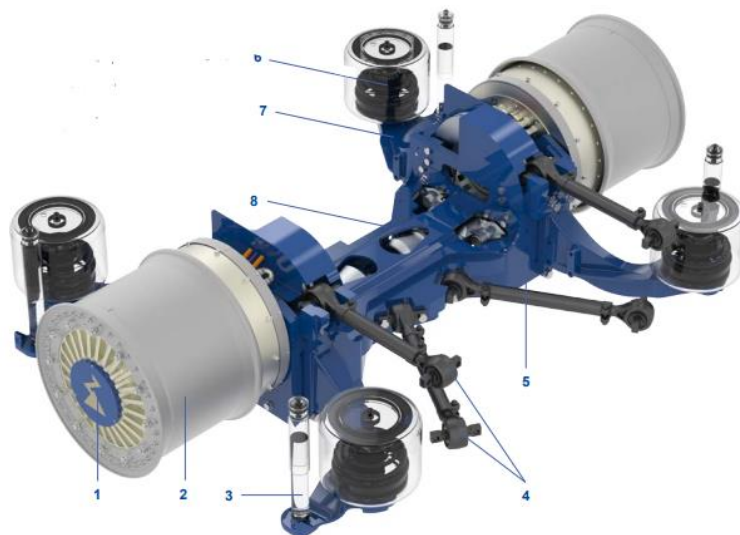


Рисунок 2.5 - Электропортальный мост ZA

1- приводное колесо со встроенной силовой электроникой, 2 – обод, 3 – амортизатор, 4 - балка шасси и поперечная балка, 5 - рама с низким полом и тормозные диски, 6 - пневматическая подвеска, 7- опорные рычаги для пневматической подвески, 8 - тормозной цилиндр.

Данный тип моста может применяться как на городских автобусах, так и автобусах, осуществляющих перевозку пассажиров внутри аэропортов.

Так же осуществлена возможность применения не только на одиночных автобусах, но и на сочленённых. Одним из главных преимуществ данного типа мостов является низкое расположения уровня пола.

Привод моста – независимый прямой. Подача момента на колеса осуществляется без применения редуктора.

Максимальная выдерживаемая нагрузка на ось – 13 тонн. Собственный вес оси составляет 384 кг, без учета навесного оборудования.

На данных мостах применяется четыре типа датчиков: ABS, тахометр, температуры электродвигателей и скорости вращения валов двигателей.

За счет применения безредукторной схемы осуществляется повышение КПД от батареи к колесу до 90%.

В таблице 2.1 представлены дополнительные характеристики моста.

Таблица 2.1 – Характеристики моста

Характеристика	Значение
Размер шин	455/45R22.5
Диапазон напряжений постоянного тока, В	400-700
Номинальное напряжение постоянного тока, В	600
Номинальная мощность, Вт	113
Номинальный крутящий момент, Н·м	2700
Диапазон оборотов, об/мин	0 ... 485

Преимущества:

- снижение первоначальных затрат за счет меньшего размера аккумуляторной батареи (приблизительно минус 30 кВт·ч);
- сокращение ежегодных эксплуатационных расходов благодаря низкому потреблению энергии (приблизительно минус 8 840 – 10 200 кВт·ч);
- минимальные требования к монтажному пространству;
- снижение веса;
- низкие эксплуатационные расходы;
- минимальные шумовые характеристики (< 70 дБА при скорости 80 км/ч).

2.1.3 Электропортальный мост ZF AVE 130

Общий вид моста ZF представлен на рисунке 2.6.

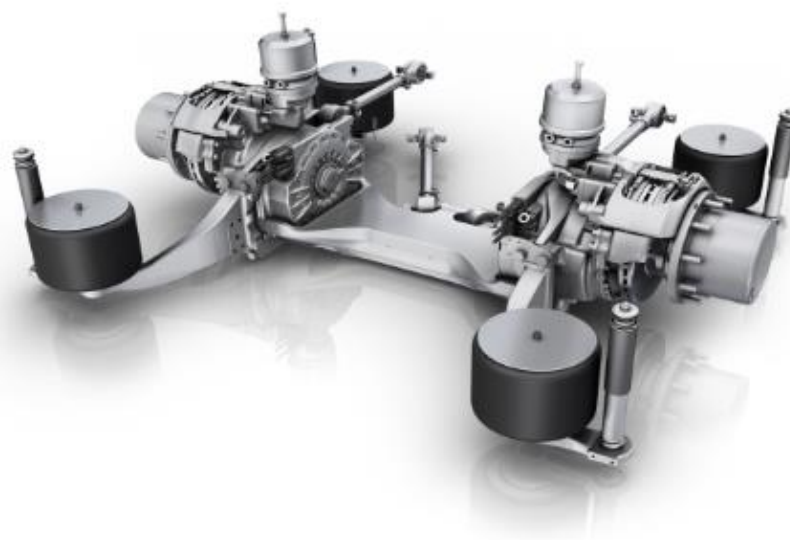


Рисунок 2.6 - Электропортальный мост ZF AVE 130

Данный тип моста характеризуется применением редуктора с передаточным отношением 22,63, что существенно снижает необходимую мощность электродвигателя для осуществления движения. Так же это способствует еще большему увеличению пространства внутри автобуса за счет снижения уровня пола.

Но из-за применения редуктора увеличивается собственная масса моста по сравнению с аналогами.

На данном мосте применяются два асинхронных трехфазных электродвигателя мощностью 120 кВт. Номинальное напряжение – 350-420 В, номинальный ток - 135 А.

Максимальная нагрузка на ось составляет 13 т. Охлаждение - жидкостное с применением воды и гликоля в отношении 50 на 50.

Характеристики данного моста представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Характеристики моста

Характеристика	Значение
Размер шин	275/70R22,5
Максимальный крутящий момент, Н·м	10500
Диапазон оборотов, об/мин	0 ... 485

Преимущества данного электропортального моста:

снижение веса

усиления конструкции в области зубчатых зацеплений и подшипников, а также дифференциала

выдерживает более высокий крутящий момент.

Данный тип моста является наиболее интересным за счет наибольшего увеличения пространства внутри автобуса.

После изучения и поиска мостов автомобилей-аналогов был сделан вывод, что ZF – основной поставщик мостов для низкопольного транспорта и в подавляющем большинстве случаев применяются мосты именно данной компании. Поэтому в качестве аналога для рассмотрения был выбран редуктор моста ZF AVE 130.

3 Обзор и анализ конструкций дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом

Тормозные механизмы транспортного средства отвечают за замедления автомобиля и удержания его неподвижным на уклоне без подвода энергии после приведения в действие стояночной тормозной системы.

Ранее наиболее распространённым типом тормозных механизмов являлись барабанный тормоза. На сегодняшний день дисковый тормозной механизм считается наиболее эффективной и совершенной конструктивной схемой. Основными преимуществами по сравнению с барабанными тормозами являются:

- стабильная эффективность торможения независимо от температуры тормоза;
- меньшие зазоры между дисками и колодками в незаторможенном состоянии, что позволяет повысить быстродействие и передаточное число тормозного привода;
- более равномерное изнашивание фрикционных материалов. +б

В качестве привода дисковых тормозных механизмов используется камера тормозная пневматическая.

Основными производителями дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом являются Knorr Bremse, Haldex, BPW.

3.1 Тормозной механизм Knorr Bremse

На рисунке 3.1 показан общий вид тормозного механизма Knorr Bremse SN7.



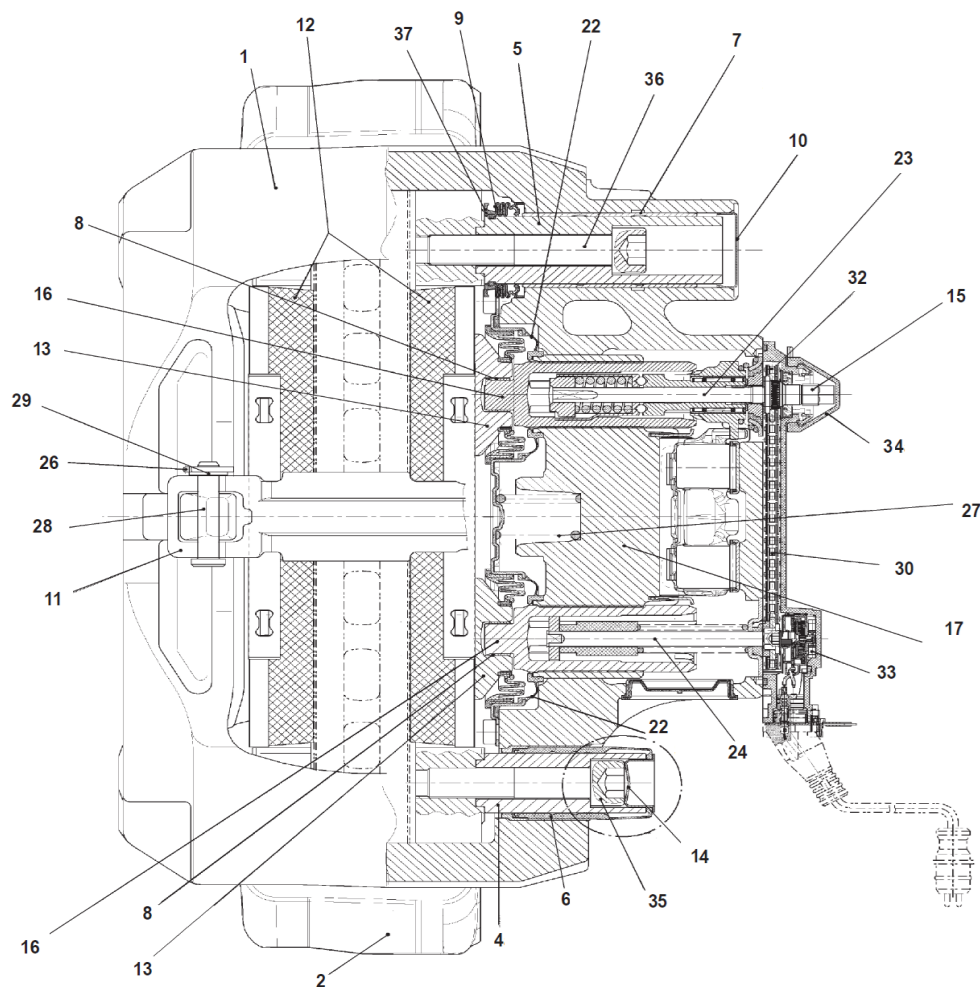
Рисунок 3.1 – Общий вид тормозного механизма Knorr Bremse с пневмокамерой

Характеристики тормозного механизма представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные характеристики тормозного механизма Knorr Bremse SN7

Параметр	Показатели параметров
Размерность тормозного механизма, дюйм	22,5
Диаметр совместно применяемого тормозного диска, мм	430
Толщина совместно применяемого тормозного диска (нового), мм	45
Толщина совместно применяемой тормозной колодки (новой), мм	30
Коэффициент полезного действия, %, не менее	95
Масса тормозного механизма включая колодки (без диска), кг	41,5
Масса подвижной скобы в сборе с приводом, кг	28,2
Внутреннее передаточное отношение тормозного механизма	15,6

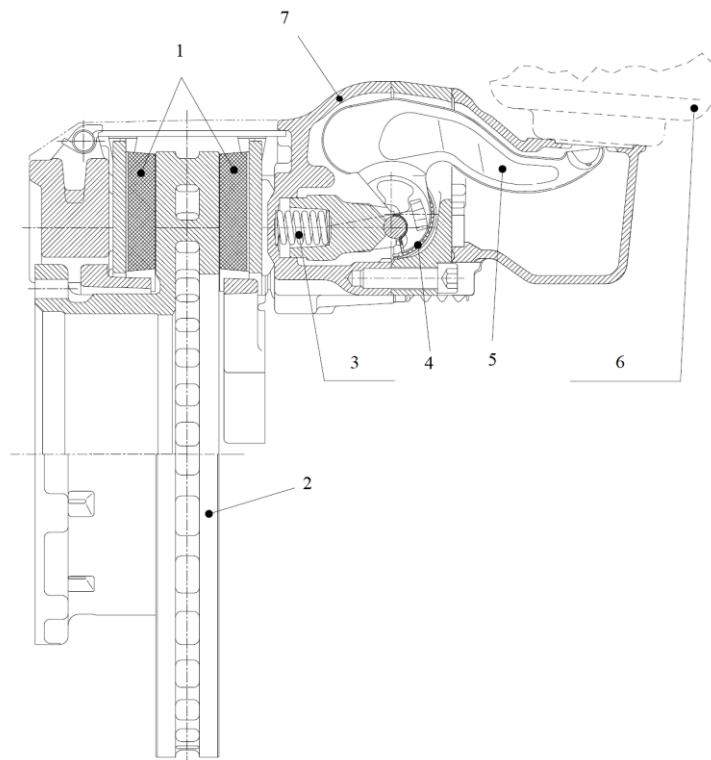
Подробное описание устройства конструкции тормозных механизмов Knorr Bremse представлено на рисунках 3.2 и 3.3.



1- скоба подвижная, 2- суппорт, 3- толкатель, 4 – втулка направляющая малая (пассивная), 5 – втулка направляющая большая (активная), 6 – Втулка резиновая, 7 – втулка латунная, 8 – втулка, работающая без смазки, 9 – пыльник направляющей, 10 – заглушка, 11 – упор колодки, 12 – колодка с фрикционным материалом, 13 - упор с гофрированным пыльником, 14 – заглушка, 15 - переходник, 16 – втулка резьбовая, 17 – толкатель, 19 – рычаг, 20 – эксцентриковый подшипник, 21 - тормозной диск, 22 – уплотнение, 23 – регулятор автоматического зазора между диском и колодкой, 24 – поводок, 25 - , 26 – шплинт пружинный, 27 – пружина возвратная, 28 – палец, 29 – шайба, 30 – цепь, 31 -, 32 – звездочка цепи, 33 – датчик износа, 34 - заглушка, 35 и 36 – винт с цилиндрической головкой, 37 – кольцо, 38 - крышка

Рисунок 3.2 – Устройство тормозного механизма Knorr Bremse

Внутренне устройство данного тормозного механизма показано на рисунке 3.3



1 – колодка с фрикционным материалом, 2 – тормозной диск, 3 – пружина возвратная, 4 – эксцентриковый подшипник, 5 – рычаг, 6 – камера тормозная, 12 – колодка с фрикционным материалом, 17 – толкатель, 19 – рычаг, 20 – эксцентриковый подшипник, 21 – тормозной диск, 27 – пружина возвратная, 38 – крышка

Рисунок 3.3 – Внутреннее устройство тормозного механизма Knorr Bremse

При торможении шток поршня тормозной камеры давит на рычаг (19). Рычаг поворачивается в эксцентриковом подшипнике (20) и усилие передается на толкатель (17). Усилие сжатия передается на две резьбовые втулки (16) и через упоры (13) передается на внутреннюю тормозную колодку (12). Благодаря подвижной скобе (1) сила сжатия передается на внешнюю тормозную колодку (12). Таким образом на тормозной диск (21) действуют две тормозные колодки, обеспечивающие достаточный момент торможения на колесе.

При снятии давления со штока тормозной камеры в исходное положение тормозной механизм возвращается за счет возвратной пружины (27). При этом тормозные колодки (12) отводятся за счет биения тормозного диска (21).

Для обеспечения моментального срабатывания тормозного механизма между тормозной колодкой (12) и тормозным диском (21) должен обеспечиваться минимальный зазор. Для данного тормозного механизма зазор

лежит в пределах от 0,6мм до 1,1мм. При износе тормозных колодок (12) и тормозного диска (21) необходимо регулировать зазор в автоматическом режиме (без участия человека). При каждом срабатывании тормозного механизма одновременно происходит срабатывание регулятора (23), механически связанного с рычагом (19). При увеличении зазора резьбовая втулка (16), посредством регулятора (23) и поводка (24), проворачивается на величину, соответствующую износу.

В данной конструкции применены две резьбовые втулки, которые передают усилия с толкателя на тормозную колодку, поэтому необходим механизм синхронизации в виде цепи. Так же конструкция тормозного механизма оборудована электрическим датчиком износа (33), который может показывать в реальном времени процесс остатка тормозной колодки. Основной проблемой данного датчика является отсутствие замера и учет износа тормозного диска (21), что может привести к раннему оповещению об износе тормозной колодки (12).

3.2 Тормозные механизмы BPW

На рисунке 3.4 показан общий вид тормозного механизма BPW TS2.

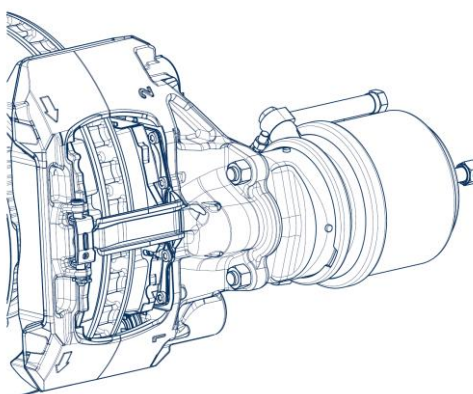


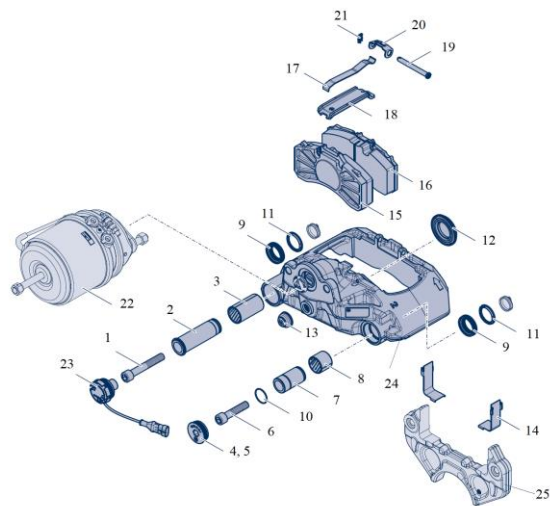
Рисунок 3.4 – Общий вид тормозного механизма BPW с пневмокамерой

Данный тормозной механизм выпускается в нескольких модификациях. Сравнительная характеристика тормозных механизмов представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Сравнительная характеристики тормозных механизмов BPW TS2

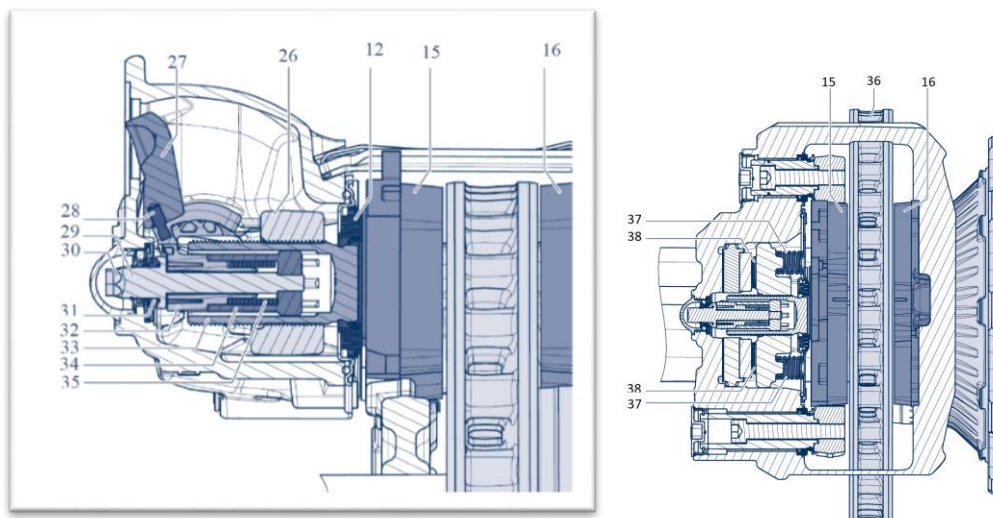
	TS2 3709	TS2 4309
Осевая нагрузка на ось, тонн	9	10
Размерность	19,5 или 22,5	22,5
Диаметр тормозного диска, мм	370	430
Толщина тормозного диска, мм	45	45

Внутреннее устройство механизма показано на рисунках 3.5 и 3.6.



1 – винт с цилиндрической головкой, 2 – опорная втулка, длинная (неподвижная опора), 3 – направляющая втулка (неподвижная опора), 4 – резьбовая заглушка, 5 – кольцо круглого сечения, 6 – винт с цилиндрической головкой, 7 – опорная втулка, короткая (подвижная опора), 8 – направляющая втулка (подвижная опора), 9 – гофрированный чехол, 10 – кольцо круглого сечения, 11 – кольцо, 12 – гофрированный чехол с прижимной пластиной, 13 – заглушка, 14 – защитная подкладка, 15 – тормозная колодка активная (несущая пластина с фрикционной накладкой), 16 – тормозная колодка пассивная (несущая пластина с фрикционной накладкой), 17 – натяжная пружина, 18 – поддерживающая скоба для тормозных колодок, 19 – палец, 20 – скоба, 21 – шплинт, 22 – тормозная камера, 23 – датчик износа, 24 – подвижная скоба, 25 – суппорт

Рисунок 3.5 – Внутренне устройство тормозного механизма BPW TS2. Часть 1



12 – гофрированный чехол с прижимной пластиной, 15 – внутренняя тормозная колодка, 16 – внешняя тормозная колодка, 26 – траверса, 27 – рычаг тормозного механизма, 28 – установочный штифт, 29 – возвратный вал, 30 – шестигранник, 31 – зубчатая шайба, 32 – регулировочная ступица, 33 – резьбовая втулка, 34 – включающая втулка, 35 – петлевая пружина, 36 – тормозной диск, 37 – возвратные пружины, 38 – игольчатые подшипники

Рисунок 3.6 – Внутренне устройство тормозного механизма BPW TS

При торможении шток тормозной камеры (22) давит тормозной рычаг (27). Благодаря эксцентрической опоре рычага тормозного механизма (27) усилие от тормозной камеры увеличивается и передается через игольчатый подшипник (38) на траверсу (26). Усилие передается через траверсу (26) и резьбовую втулку (33) действует на внутреннюю тормозную колодку (15). После выбирания зазора между внутренней тормозной колодкой и тормозным диском (36) сила реакции передается на внешнюю тормозную колодку (16) через подвижную скобу (24). Вследствие прижимной силы тормозных колодок на тормозном диске возникает тормозной момент, действующий на колесо.

При отпускании штока тормозной камеры (22) возвратные пружина (37) возвращают подвижную скобу в исходное положение.

Для обеспечения моментального срабатывания тормозного механизма между тормозной колодкой (15, 16) и тормозным диском (36) должен обеспечиваться минимальный зазор. Для данного тормозного механизма зазор лежит в пределах от 0,7 мм до 1,3 мм. Для поддержания постоянным зазора между тормозными колодками и тормозным диском тормозной механизм оснащен автоматическим регулировочным устройством. При каждом приведении в действие тормозного механизма установочный штифт (28) в рычаге тормозного механизма (27) одновременно приводит в действие регулировочную ступицу (32), которая соединена с включающей втулкой (34) и зажимным механизмом, связанным с возвратным валом (29) с зубчатой шайбой (31). Шагом зубьев задает зазор дискового тормозного механизма. При увеличении зазора вследствие износа тормозных колодок (15, 16) и тормозного диска (36) резьбовая втулка (33) путем дополнительного регулирования петлевой пружиной (13) проворачивается на величину износа. При правильно отрегулированном зазоре петлевая пружина проскальзывает, не проворачивая резьбовую втулку.

В данном тормозном механизме применяется датчик износа, который оценивает перемещение подвижной скобы и по нему определяется степень износа тормозных колодок. Основной особенностью данного тормозного

механизма является отсутствие суппорта, так как он устанавливается непосредственно на ось прицепа. Благодаря этому снижается масса на 4 кг на каждый механизм. При обслуживании тормозного механизма, а именно замена тормозного диска не требуется снятие самого механизма.

3.3 Тормозные механизмы Haldex

В настоящее время фирма Haldex производит несколько типов тормозных механизмов ModulX DB22, показанный на рисунке 3.7 для тяжелых грузовых, полноприводных автомобилей и ModulT Gen II, показанный на рисунке 3.8 для легких грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов [11].



Рисунок 3.7 – Тормозной механизм ModulX DB22 Gen2



Рисунок 3.8 – Тормозной механизм Haldex ModulT Gen II

Сравнительная характеристика тормозных механизмов Haldex представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Сравнительная характеристика тормозных механизмов Haldex

Параметр	ModulX DB22 Gen2	ModulT Gen II
Размерность тормозного механизма, дюйм	22,5	22,5
Максимальный тормозной момент, Н·м	30 000	20 000
Сила перемещения подвижной скобы, Н	50	-
Диаметр совместно применяемого тормозного диска, мм	430	430
Толщина совместно применяемого тормозного диска (нового), мм	45	45
Толщина совместно применяемой тормозной колодки (новой), мм	22	30
Масса тормозного механизма (без диска и тормозных колодок), кг	39,3	32
Масса каждой тормозной колодки, кг	2,7	-

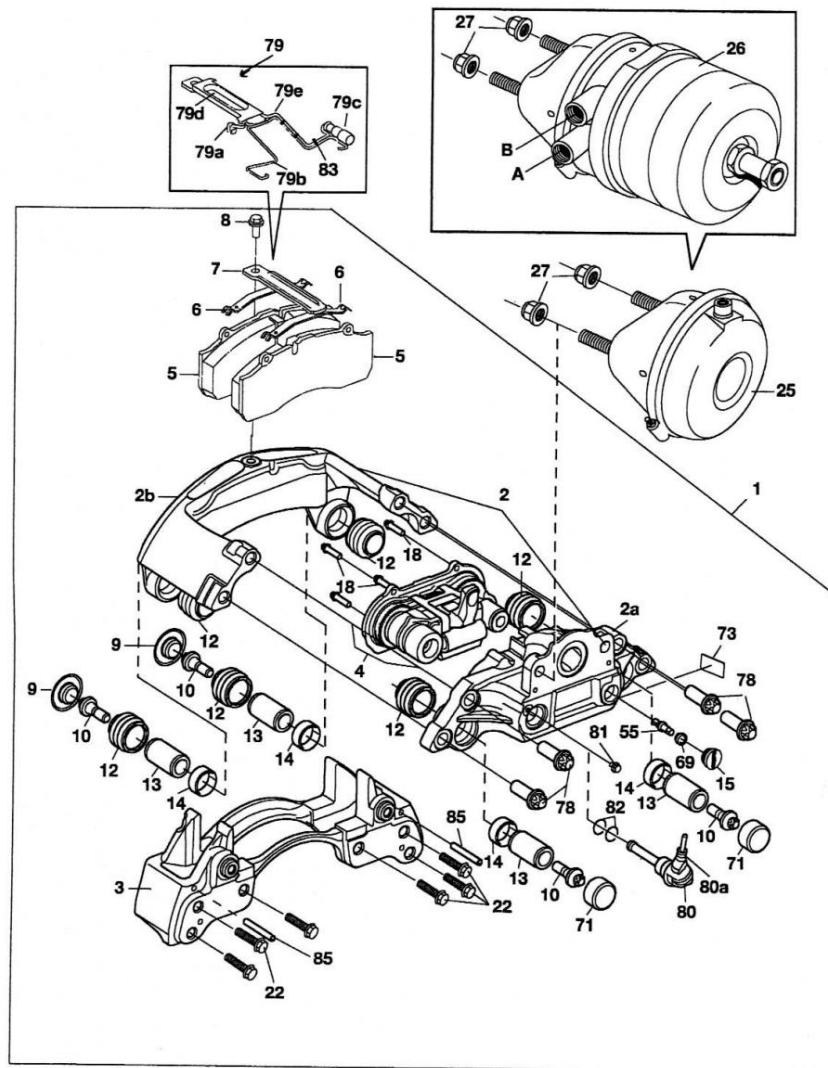
Продолжение таблицы 3.3

Внутреннее передаточное отношение тормозного механизма	-	15,4
Коэффициент полезного действия, %	93	93
Датчки износа тормозных колодок	Да	Да
Сенсор износа тормозных колодок	Да	нет
Визуальный датчик износа колодок	Да	Да

Внутреннее устройство тормозного механизма ModulX DB22 Gen2 показано на рисунке 3.9 и 3.10.

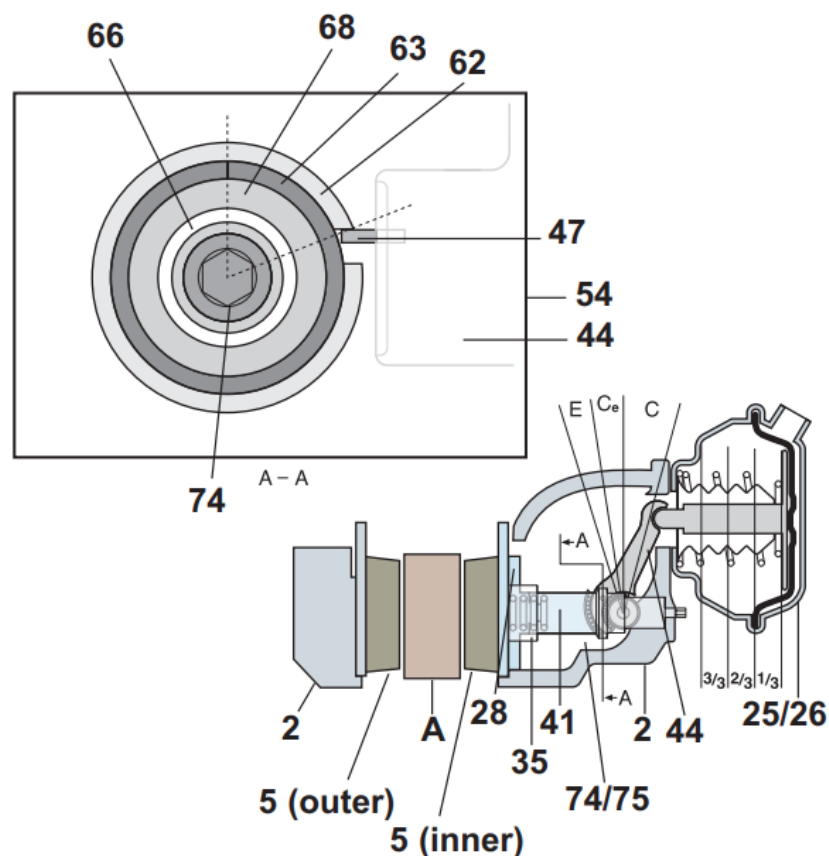
Далее опишем принцип работы тормозного механизма ModulX DB22 Gen2. Во время торможения рычаг (44) приводится в действие тормозной камерой (25/26). Внутренняя часть рычага (44) прижимает толкатель (41) в осевом направлении к тормозному диску (А). Усилие передается от толкателя (41) через резьбовые втулки (74/75), регулировочный винт (35) и упорную пластину (28) на внутреннюю тормозную колодку (5). Когда тормозная колодка (5) соприкасается с тормозным диском (А), подвижная скоба (2) перемещается в боковом направлении на направляющих втулках (13), позволяя внешней тормозной колодке (5) соприкоснуться с тормозным диском (А).

При снятии давления с тормозной камеры (25, 26), возвратная пружина (38) заставляет толкатель (41) вернуться в исходное положение, позволяя достичь расчетного зазора между тормозной колодкой (5) и тормозным диском (А).



1 – тормозной механизм в сборке, 2 – сборка подвижной скобы, 2а – корпус подвижной скобы, 2b – соединитель подвижной скобы, 3 – суппорт, 4 – механизм регулировки, 5 – тормозная колодка, 6 – пружина тормозной колодки, 7 – прижим тормозной колодки 8 – болт, 9 – защитная заглушка, 10 – болт подвижной втулки, 12 – защитный чехол, 13 – направляющая втулка, 14 – вкладыш направляющей втулки, 15 – заглушка, 18 – болты крышки, 22 – болт, 25 – камера тормозная, 26 – пружинный энергоаккумулятор, 27 – гайка, 55 – регулировочный вал, 69 – радиальное уплотнение, 71 – защитная крышка, 73 – паспортная табличка, 78 – болт 79 – датчик износа (контактный) 79а – провод датчика износа, 79b – зажим кабеля датчика износа 79с – соединитель провода датчика износа, 79d – пластина датчика износа, 79е – кабель датчика износа, 80 – сенсор износа колодок, 80а – разъем сенсора износа колодок 81 – болт 82 – кольцо круглого сечения, 85 – контрольный палец

Рисунок 3.9 – Внутреннее устройство тормозного механизма ModulX DB22 Gen2



А – тормозной диск, 2 – сборка подвижной скобы, 5 – тормозная колодка (внешняя и внутренняя), 25 – камера тормозная, 26 – пружинный энергоаккумулятор, 28 – упорная пластина, 35 – регулировочный винт, 41 – толкатель, 44 – рычаг, 47 – направляющий штифт, 54 – регулировочный блок, 62 – корпус(регулятора), 63 – регулировочная пружина, 66 – пружина трения (односторонняя), 68 – втулка, 74 – резьбовая втулка (приводная)

Рисунок 3.10– Внутреннее устройство тормозного механизма и механизма регулировки

Для обеспечения требуемого зазора, который составляет от 0,6 мм до 1,0 мм, необходим механизм регулировки зазора (4). Последовательность торможения разделена на три фазы: расчетный зазор «С», избыточный зазор «Се» (который необходимо отрегулировать) и фаза упругости «Е». Эти фазы происходят, когда тормозной механизм активируются и отпускаются. Рычаг (44) приводит в действие регулировочный блок (54) с помощью направляющего штифта (47). Зазор между направляющим штифтом (47) и пазом в корпусе (62) блока регулировки определяет зазор между тормозными колодками (5) и тормозным диском (А). Регулировочный узел (54), в свою очередь, вращает резьбовую втулку (74), которая навинчена на регулировочный винт (35).

Упорная пластина (28) удерживается в нужном положении на концевых штифтах регулировочных винтов (35) с помощью зажимов (29). Регулировочные винты (35) не могут вращаться за резьбовыми втулками (74/75) благодаря направляющим на упорной пластине. Вторая резьбовая втулка (75) синхронизирована и приводится в движение зубчатым механизмом, который состоит из трех зубчатых колес, две из которых прикреплены к резьбовым втулкам (74/75).

В данном тормозном механизме применяется два типа датчиков износа тормозных колодок. Индикатор износа колодок – контактный датчик износа, который устанавливается на подвижной скобе вместо прижимной пластины. Датчик износа колодок – это датчик непрерывного износа, который отслеживает износ колодок и непрерывно передает данные в систему автомобиля. Датчик индикатора износа колодок – это цифровой датчик (типа переключателя), который подает системе автомобиля сигнал, когда тормозные колодки достигают предела износа и нуждаются в замене. Механизм регулировки выполнен как отдельная сборка, что позволяет упростить процесс сборки и обслуживания. Синхронизация перемещения резьбовых втулок обеспечивается посредством зубчатого зацепления регулировочных втулок.

4 Тягово-динамический расчет

Тяговый расчет позволяет определить тягово-динамические параметры транспортного средства, а также построить динамическую характеристику: зависимость динамического фактора от скорости движения, учитывая характеристики выбранных узлов и агрегатов электромеханической трансмиссии.

В качестве исходных данных для проведения расчета приведены технические характеристики транспортного средства и электромеханической трансмиссии в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные для тягово-динамического расчёта

Параметр	Обозначение	Значение
Полная масса автомобиля, кг	$m_{\text{п}}$	18000
Количество тяговых ЭД	$n_{\text{ЭД}}$	2
Колея передних колес, м	B	2,150
Высота автомобиля, м	H	3,260
Радиус качения колеса, м	$r_{\text{к}}$	0,418
Количество шин	$n_{\text{ш}}$	4
Суммарное передаточное число редуктора	$u_{\text{р}}$	18,524
КПД редуктора	$\eta_{\text{р}}$	0,97
Коэффициент снимаемой мощности	$k_{\text{сн}}$	0,95
Коэффициент лобового сопротивления	$K_{\text{лоб}}$	1
Плотность воздуха, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	1,25
Ускорение свободного падения	g	9,81
Коэффициент сопротивления качению	f	0,015

В качестве тягового электродвигателя для электропортального моста выбран синхронный двигатель, разработанный в Инновационном центре

«КамАЗ-Сколково». Характеристики электродвигателя представлены в таблице 4.2. Мощностная характеристика электродвигателя представлена на рисунке 4.1.

Таблица 4.1 – Характеристики электродвигателя

Наименование параметра	Значение
Максимальная частота вращения вала ЭД, об/мин	9 000
Максимальная мощность, кВт (в режиме S1*)	143
Максимальная мощность, кВт (в режиме S2** 20 сек)	281
Номинальный крутящий момент, Нм (в режиме S1) при частоте 3400 об/мин	295
Максимальный крутящий момент, Нм (в режиме S2 20 сек) при частоте 0...3000 об/мин	640
Номинальный крутящий момент, Нм (в режиме S1) при частоте 9000 об/мин	130
Максимальный крутящий момент, Нм (в режиме S2 20 сек) при частоте 9000 об/мин	260

*Режим S1 – режим продолжительного движения без перегрузки

**Режим S2 - режим кратковременного движения с значительной перегрузкой

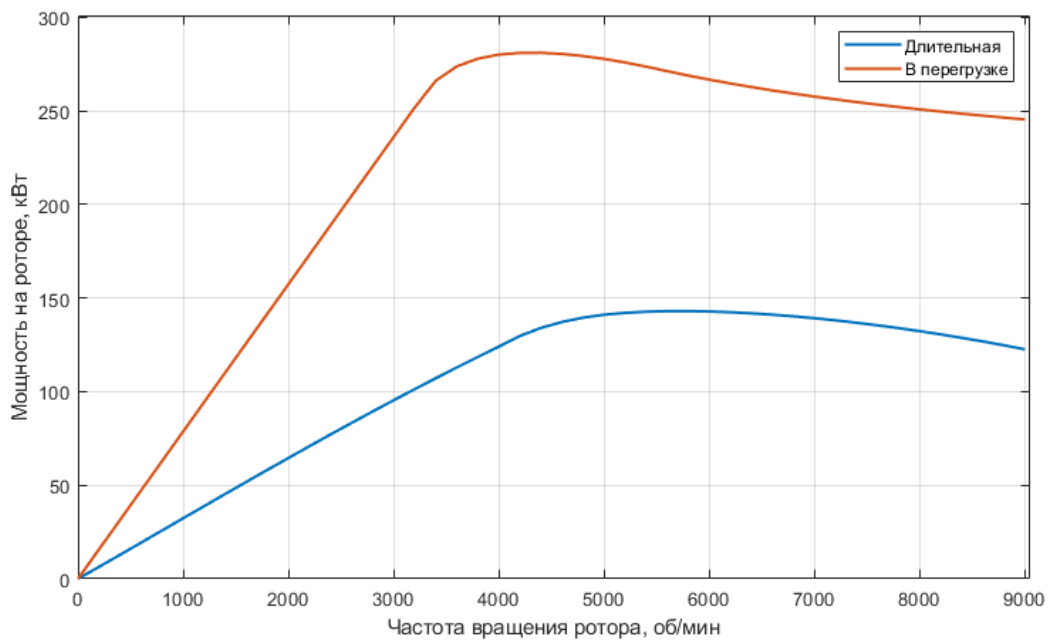


Рисунок 4.1 – Зависимость мощности от частоты вращения

В рамках расчета скорость электробуса определяется в соответствии с выражением (1) [4]:

$$v_x = \frac{\pi n_{\text{эд}} r_0}{30 u_{\text{тр}}}, \quad (1)$$

где $n_{\text{эд}}$ – частота вращения вала тягового электродвигателя (об/мин);

r_0 – радиус качения колеса без скольжения;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии.

Динамический фактора оценивается, как отношение свободной силы тяги на колесах, определяемой как разность полной окружной силы на колесах и силы воздушного сопротивления, к весу машины определяется по формуле (2):

$$D_{\phi} = \frac{P_{\text{св}}}{m g} = \frac{P_{\text{км}} - P_w}{m g}, \quad (5)$$

где $P_{\text{св}}$ – свободная сила тяги на колесах машины;

$P_{\text{км}}$ – полная окружная сила на колесах;

P_w – сила воздушного сопротивления;

m – масса машины;

g – ускорение свободного падения.

Полная окружная сила определяется в соответствии с выражением (3):

$$P_{\text{км}} = \frac{M_{\text{эд}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_0} \quad (3)$$

где $M_{\text{эд}}$ – момент на валу тягового электродвигателя;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{\text{тр}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Сила воздушного сопротивления определяется согласно зависимости (4):

$$P_w = 0,5 c_x \rho_w F_{\text{лоб}} v_x^2, \quad (3)$$

где c_x – коэффициент скоростных потерь;

ρ_w – плотность воздуха

$F_{\text{лоб}}$ – площадь лобовой проекции машины.

Целесообразно оценивать динамический фактор совместно с преодолеваемыми сопротивлениями, характеризуемыми углом преодолеваемого уклона и коэффициентом сопротивления качению колес, которые в осях динамической характеристики определяются согласно зависимости (5):

$$D_{\text{ф}} = f_{\text{ш}} \cos \alpha + \sin \alpha + k_1 v_x^2, \quad (4)$$

где α – угол преодолеваемого уклона;

$f_{\text{ш}}$ – коэффициент сопротивления качению колес;

k_1 – коэффициент учитывающий влияние скорости.

Исходя из анализа динамической характеристики возможно оценить диапазон изменения скоростей движения исходя из преодоления сопротивления качению колес без уклона, максимальный угол преодолеваемого уклона и другие режимы и таким образом оценить тяговые и скоростные свойства машины [2].

В результате проведенного тягового расчета была получена тяговая характеристика электробуса в виде зависимости динамического фактора от его скорости движения. Расчет был проведен для случая движения электробуса с полной массой. Результаты расчета представлены на рисунках 4.2 – 4.5.

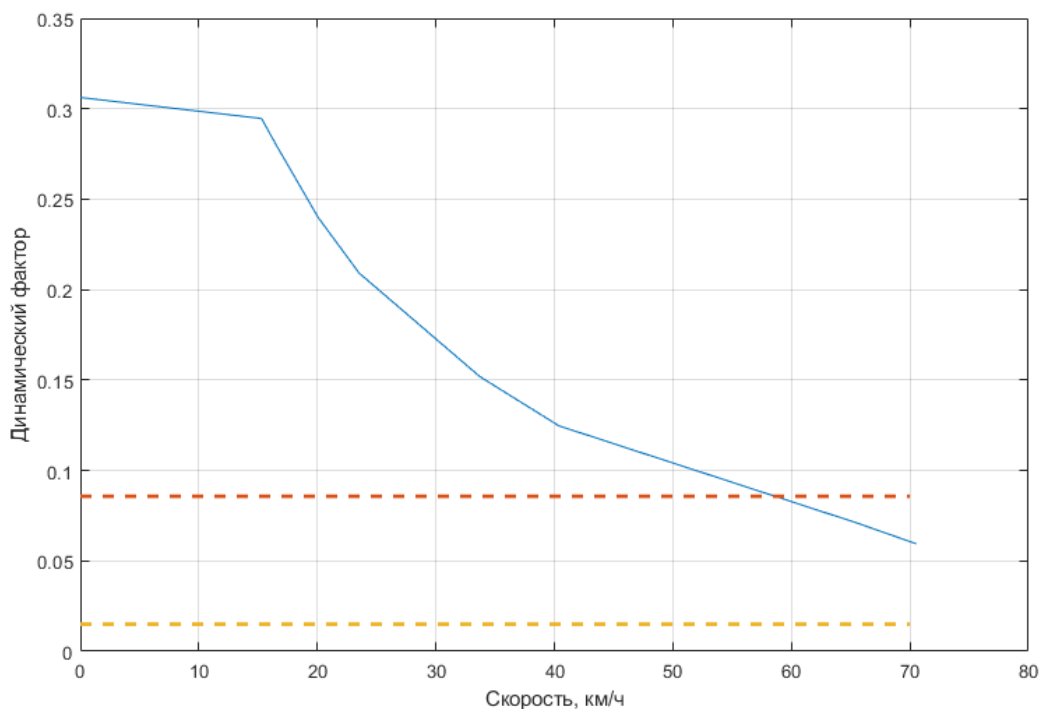


Рисунок 4.2– Динамический фактор

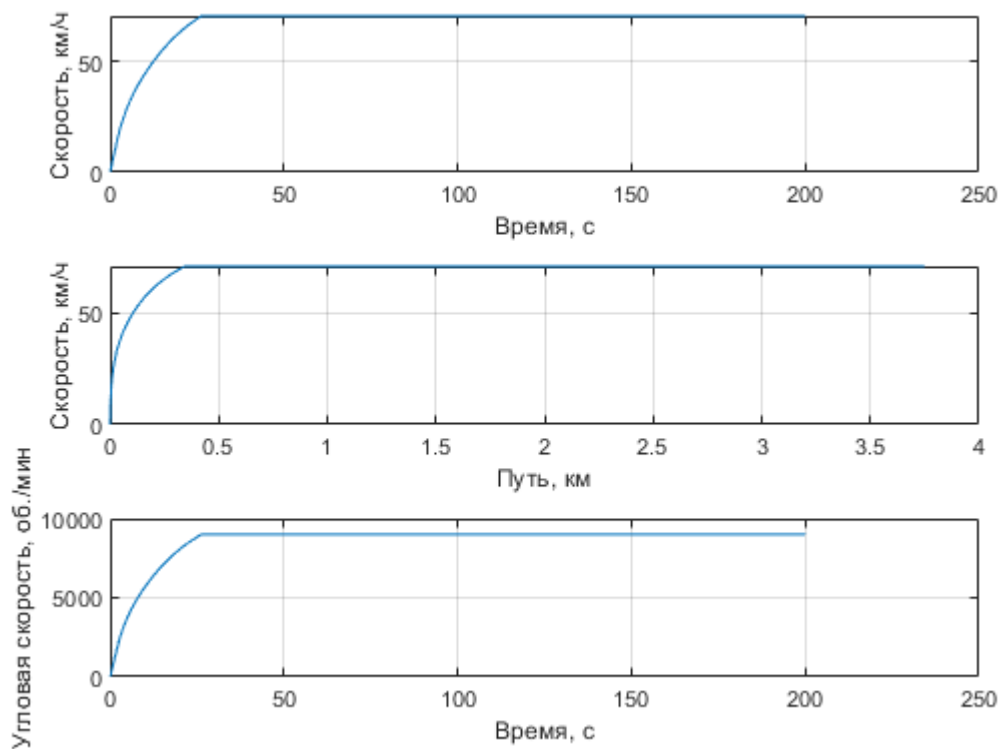


Рисунок 4.3 - Разгонная характеристика

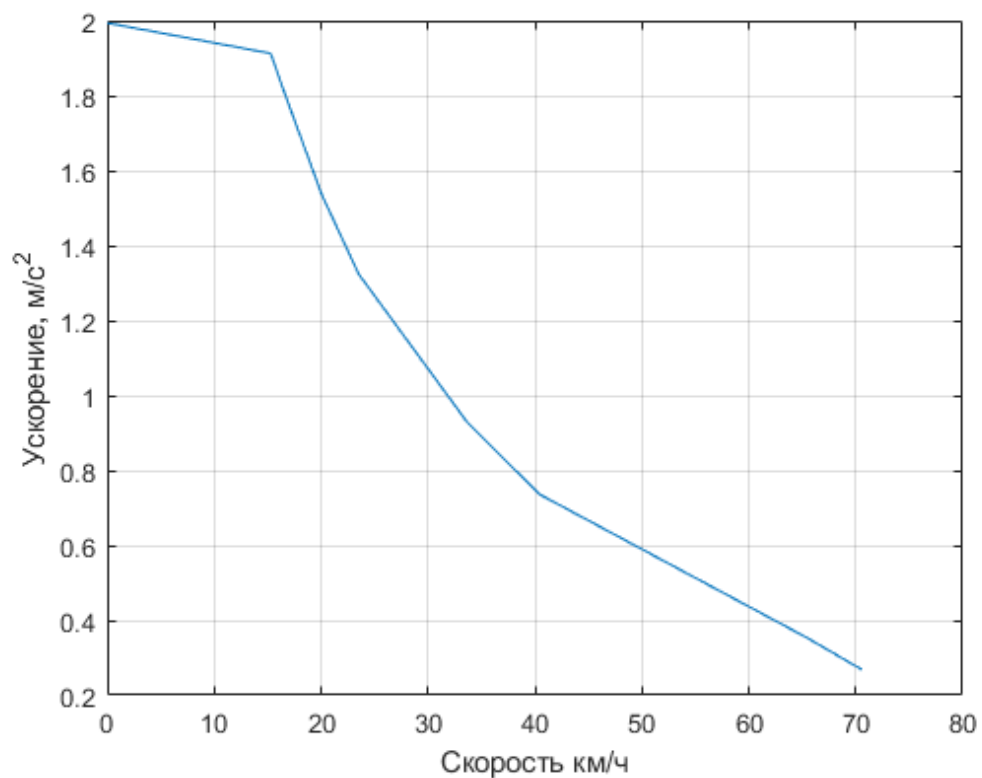


Рисунок 4.4 – Ускорение

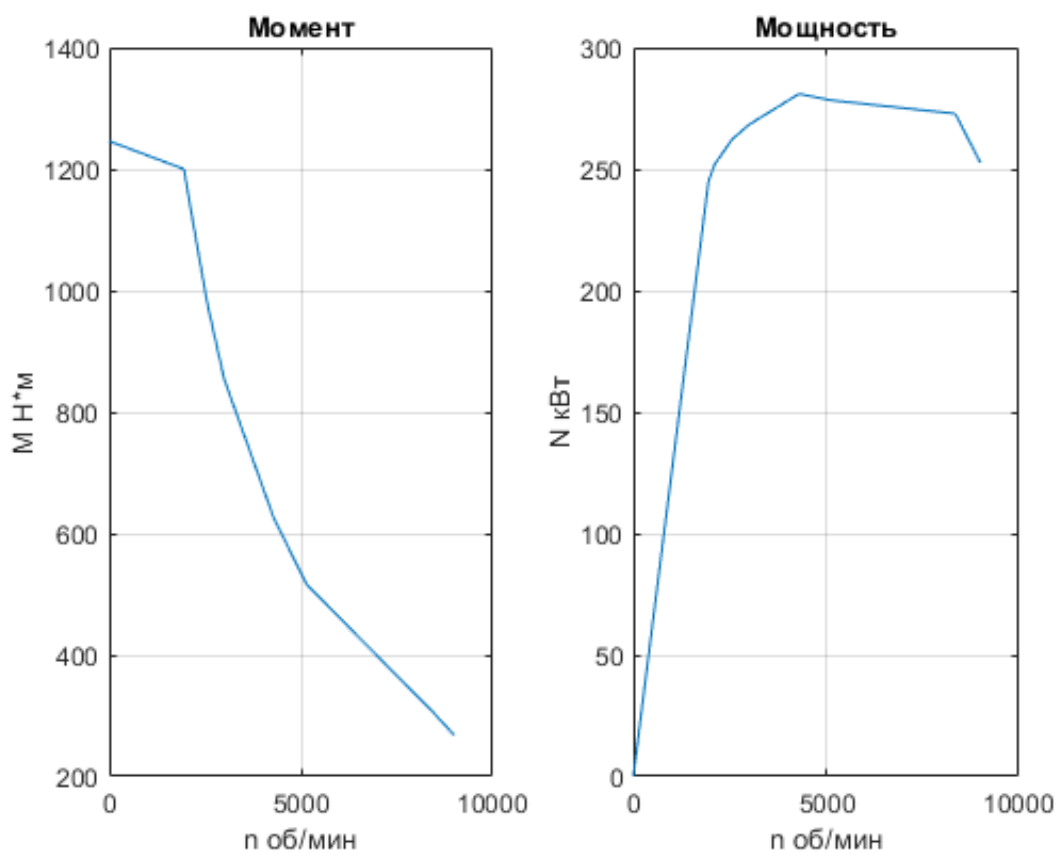


Рисунок 4.5 – Характеристика моста

В результате проведения тягово-динамического расчета было подобрано передаточное число редуктора $u = 18,524$, с применением которого удовлетворяются все предъявляемые требования.

Полный тягово-динамический расчет представлен в Приложении А.

5 Конструкторская часть

После изучения и поиска мостов автомобилей-аналогов был сделан вывод, что ZF – основной поставщик мостов для низкопольного транспорта и в подавляющем большинстве случаев применяются мосты именно данной компании. Поэтому в качестве аналога для рассмотрения был выбран электропортальный мост ZF AVE 130.

Модель разрабатываемого портального электрического моста показана на рисунке 5.1.

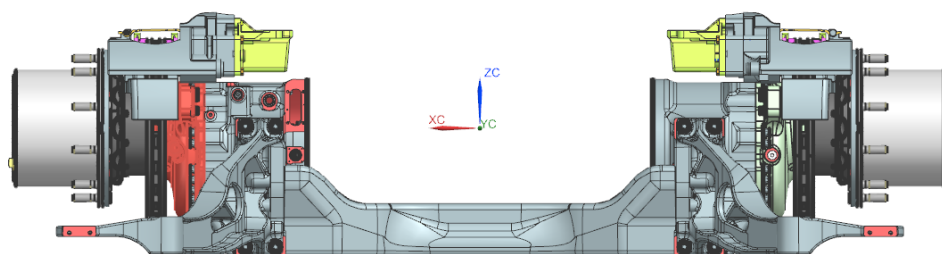


Рисунок 5.1 – Модель портального электрического моста

Модель включает в себя двухступенчатый редуктор, элементы корпуса электродвигателя, тормозной механизм, балка моста и рычаги подвески заимствованы.

5.1 Описание проектируемого редуктора

Для обеспечения требуемого передаточного отношения 18,524 необходимо применение двух ступеней зубчатых передач редуктора.

Ввиду малого пространства для редуктора в компоновке автобуса, а также необходимости обеспечения несоосности между электродвигателем и колесами электробуса, в качестве первой ступени была выбрана цилиндрическая передача с внутренним зацеплением и разветвлением потока мощности через паразитные шестерни. Данное решение применено на аналоге моста ZF AVE 130 и позволяет сделать зубчатую передачу наиболее компактной. [6]

В качестве второй ступени редуктора была выбрана планетарная передача как наиболее распространенное решение среди колесных редукторов автомобильного транспорта.

Подробное описание синтеза кинематической схемы приведено в главе 6.4 текущей пояснительной записки.

Кинематическая схема редуктора представлена на рисунке 5.2.

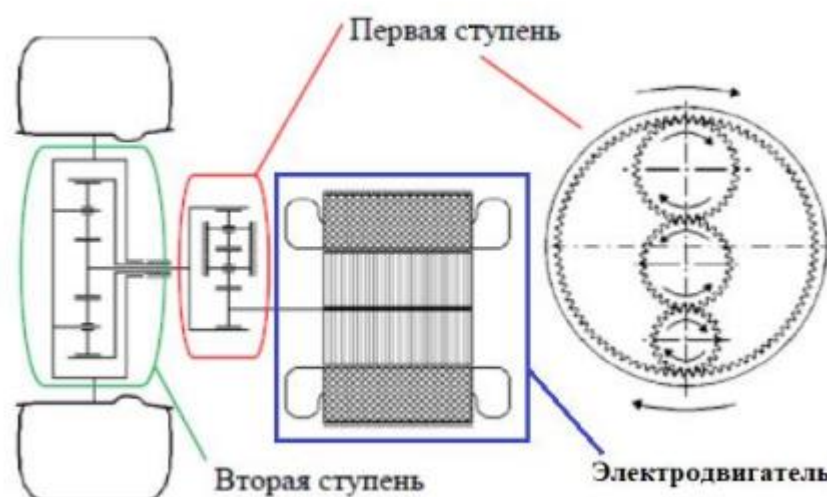


Рисунок 5.2– Кинематическая схема редуктора[3]

Для обеспечения требуемого ресурса и малых габаритов редуктора в конструкции редуктора были применены нестандартные технические решения и особенности:

- сателлиты и паразитные шестерни установлены на конических роликовых подшипниках без наружных колец
- дорожки качения выполнены в самих зубчатых колесах.
- оси сателлитов выполнены заодно с корпусом водила.
- конические подшипники сателлитов и паразитных шестерен установлены с зазором. Величина зазора в подшипниках паразитных шестерен обеспечивается размером оси паразитной шестерни.

Паразитная шестерня первой ступени показана на рисунке 5.3.

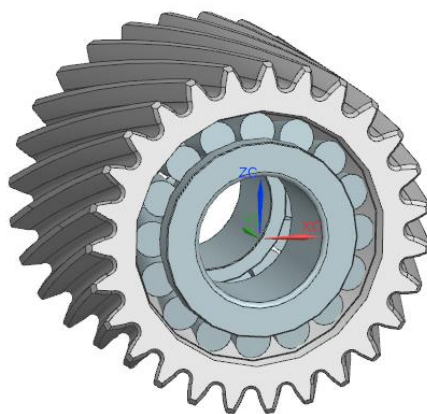


Рисунок 5.3 – Паразитная шестерня первой ступени

Коронная шестерня несоосного редуктора показана на рисунке 5.4.

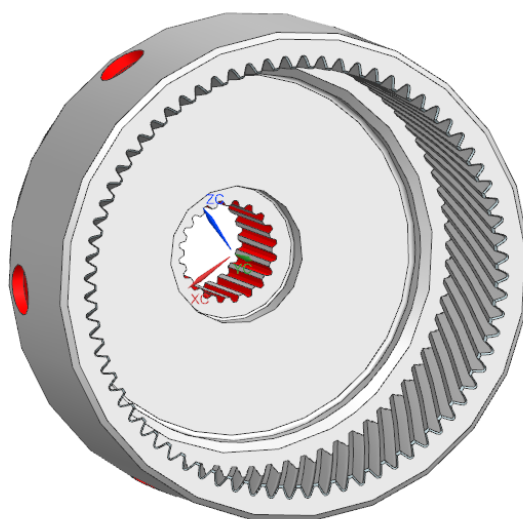


Рисунок 5.4 – Шестерня коронная первой ступени

Общий вид редуктора в разрезе показан на рисунке 5.5.

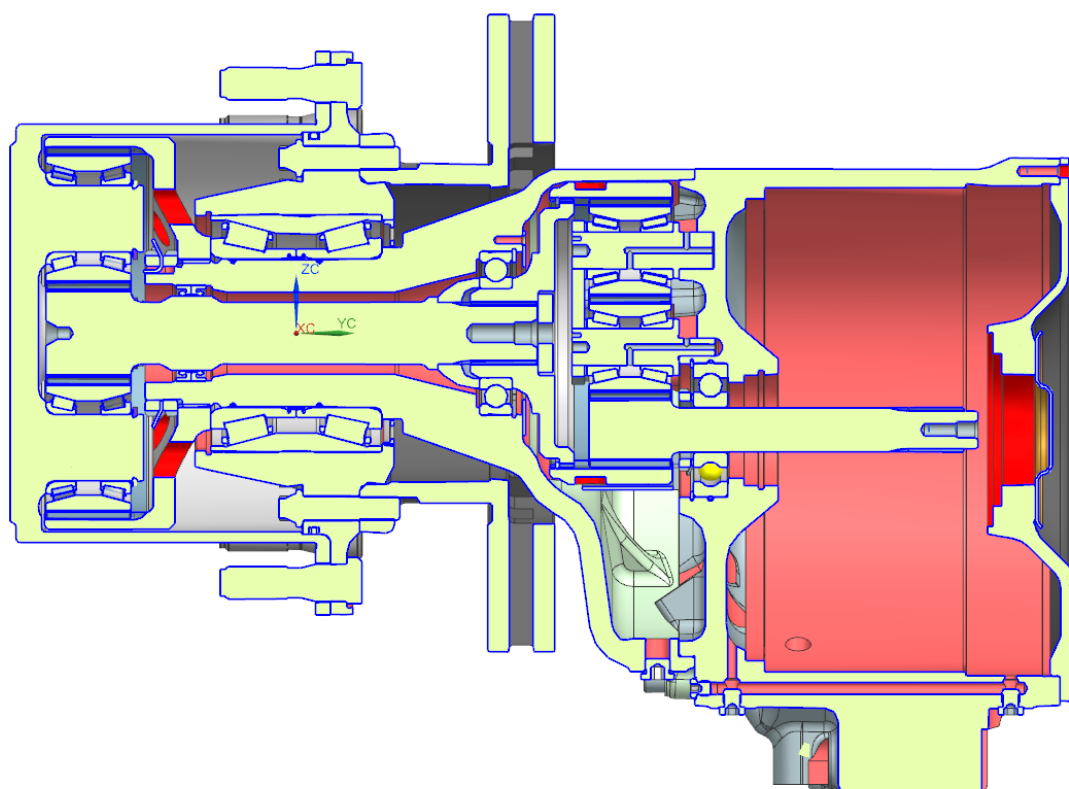


Рисунок 5.5- Редуктор в сборе

Несоосный редуктор является первой ступенью редуктора и предназначен для передачи момента от электродвигателя на вторичный вал, являющийся одновременно солнечным колесом планетарного редуктора. Несоосный редуктор, схема которого показана на 5.6 представляет собой зубчатую передачу с разделением потока мощности. Ведущая шестерня, соединенная с валом электродвигателя, входит в зацепление одновременно с ведомым колесом редуктора и паразитной шестерней. Момент с паразитной шестерни передается на вторую паразитную шестерню, которая, в свою очередь, входит в зацепление с ведомым колесом редуктора.

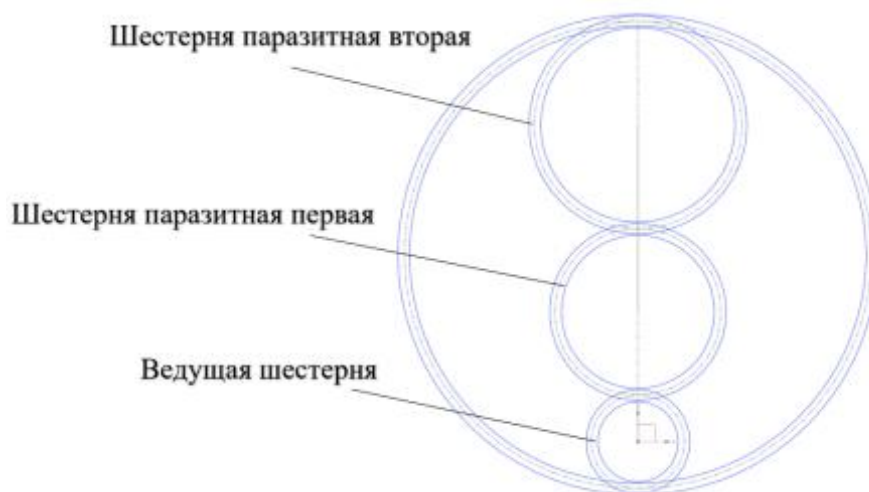


Рисунок 5.6 – Схема несоосного редуктора

Зубчатые колеса косозубые, паразитные шестерни устанавливаются на конических подшипниках без наружного кольца. Оси паразитных шестерен устанавливаются в корпус электродвигателя с помощью запрессовки. Внешний вид несоосного редуктора представлен на рисунке 5.7.

Сателлиты колесного редуктора установлены на осях на конических подшипниках без наружного кольца. В качестве наружного кольца для подшипников выступают сами сателлиты. Схема посадки подшипников – с гарантированным зазором.

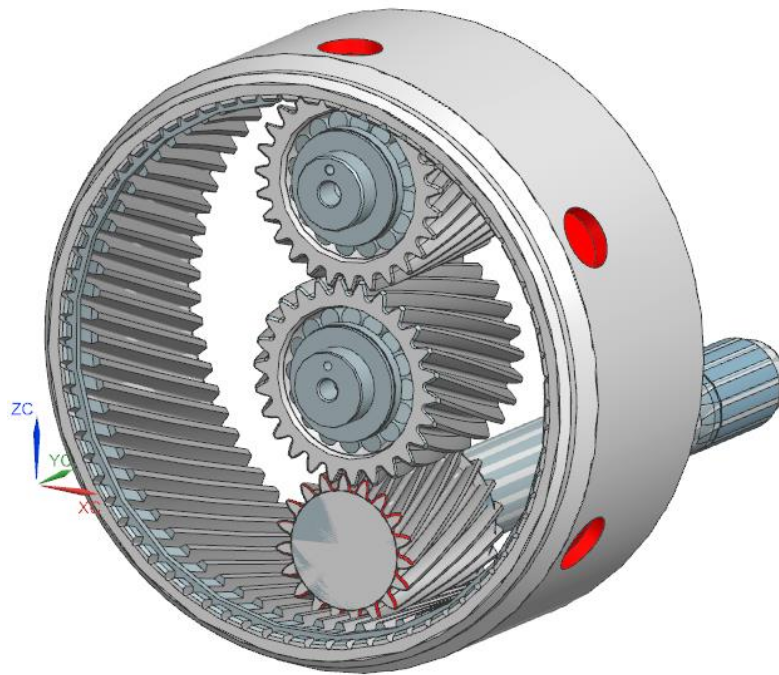


Рисунок 5.7 – Несоосный редуктор

Колесный редуктор является второй ступенью редуктора и предназначен для передачи момента с выходного звена несоосного редуктора на колеса электробуса, показан на рисунке 5.8.

Колесный редуктор представляет собой планетарную косозубую передачу с четырьмя сателлитами. Солнечное колесо соединено с выходным звеном несоосного редуктора, водило является выходным звеном колесного редуктора и имеет посадочную поверхность для колесного диска электробуса.

Конструкция крепления сателлитов на осях представлена на рисунке 5.9.

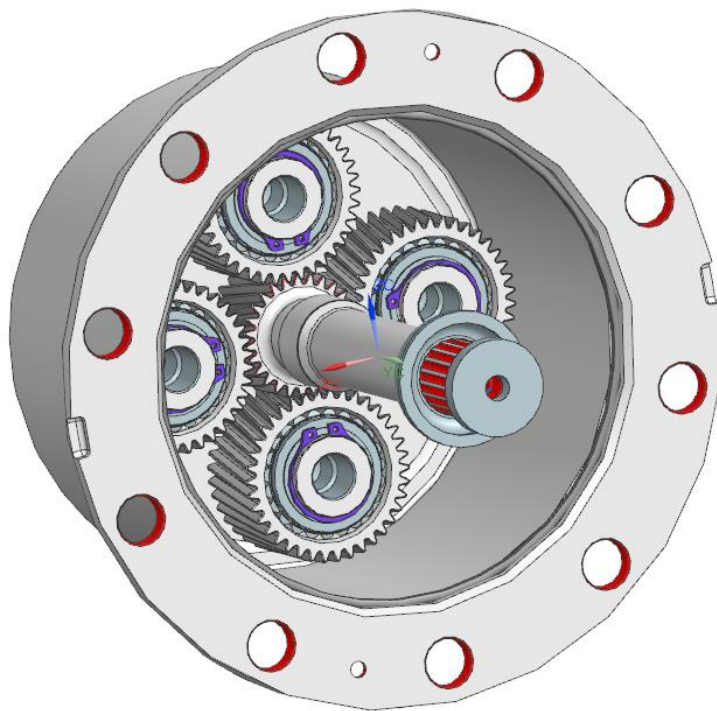


Рисунок 5.8 – Редуктор колесный

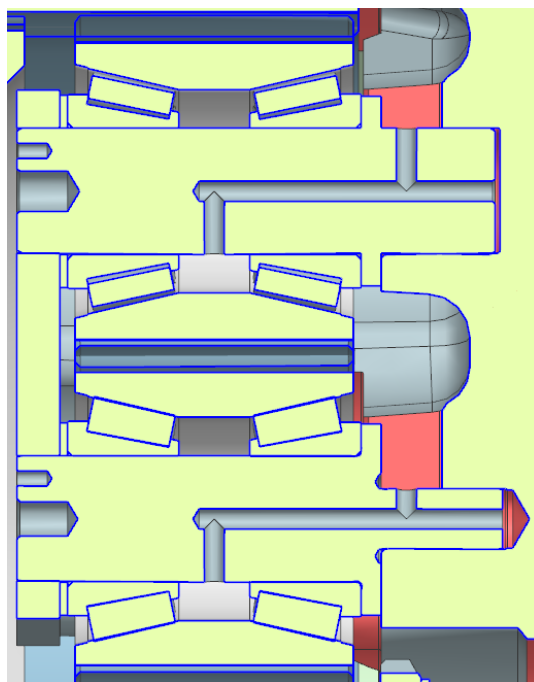


Рисунок 5.9 - Крепление сателлитов

Водило является цельной литой деталью, обработанной под посадку сателлитов и колеса электробуса. Сателлиты устанавливаются на конические подшипники, тело сателлита выполняет функцию наружного кольца. Осевое перемещение сателлитов ограничивается стопорными кольцами.

Конструкция крепления сателлитов на осях водила представлена на рисунке 5.10.

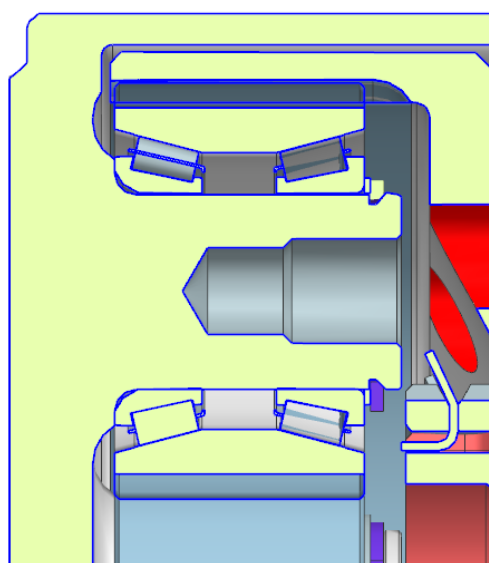


Рисунок 5.10 – Конструкция крепления сателлита на оси водила

5.2 Характеристики редуктора и сопряженных элементов

Основные параметры двух ступеней редуктора приведены в таблицах 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1 – Параметры несоосного редуктора

Наименование параметра	Значение
Тип передачи	Цилиндрическая косозубая двухпоточная внутреннего зацепления
Передаточное число	3,895

Таблица 5.2 – Параметры колесного редуктора

Наименование параметра	Значение
Тип передачи	Планетарная косозубая
Передаточное число	4,76
Число сателлитов	4

5.3 Описание проектируемого тормозного механизма

В качестве объекта исследования был выбран дисковый тормозной механизм Knorr Bremse SN7 с установленной аксиально пневмокамерой.

Была разработана твердотельная трехмерная модель тормозного механизма, пригодная для проведения прочностных расчетов МКЭ, создания кинематических связей и определения возникающих внутренних силовых факторов при работе механизма. Тормозной диск заимствован. Твердотельная модель тормозного механизма с тормозным диском показаны на рисунке 5.11.

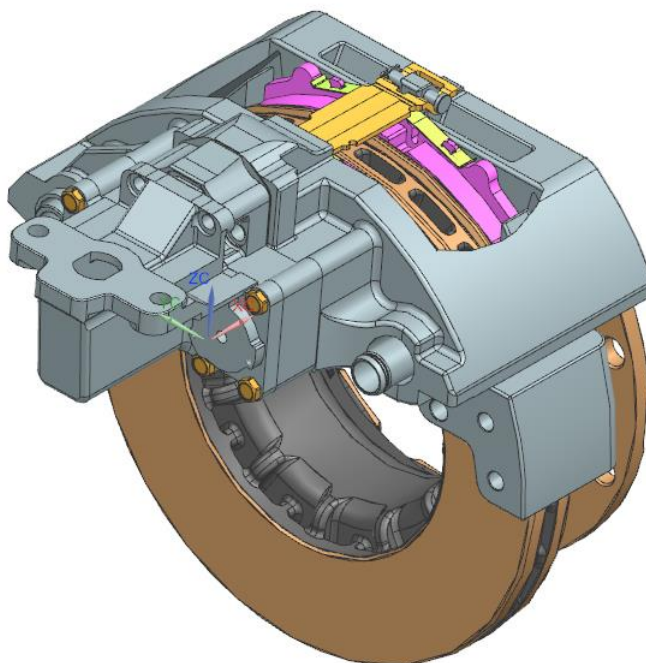


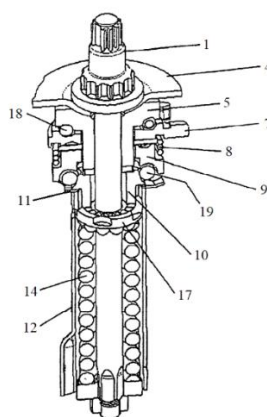
Рисунок 5.11 – Твердотельная трехмерная модель тормозного механизма Knorr Bremse SN7

Основные параметры тормозного механизма приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Параметры тормозного механизма

Наименование параметра	Значение
Диаметр тормозного диска, мм	430
Толщина тормозного диска, мм	45
Привод тормозного механизма	Пневматический
Максимальное тормозное усилие, Нм	27000
Масса, кг	41,5
КПД	95%

Механизм регулировки зазоров изображен на рисунках 5.12 и 5.13.



1 – вал, 2 – шайба, 3 – втулка опорная, 4 – кольцо упорное, 5 – втулка подшипника, 6 – подшипник упорный, 7 – кольцо приводное, 8 – пружина, 9 – рамповая муфта (регулятор прижимной силы), 10 – втулка коническая, 11 – блокирующий элемент, 12 – гильза, 13 – шайба, 14 – пружина цилиндрическая, 15 – шайба, 16 – шайба, 17 – диск, 18, 19 – шарик, 20 – звездочка

Рисунок 5.12, 5.13 – Общий вид механизма регулировки зазора тормозного механизма Knorr Bremse SN

Регулировочное устройство вставляется в резьбовую втулку толкателя и устанавливается на подвижной скобе тормозного механизма с помощью упорного кольца (4).

Механизм регулировки зазора состоит из деталей, установленных на валу (1). Упорное кольцо (4) упирается во фланец вала (1) через шайбу (1) и втулку (3). С другой стороны упорного кольца (4) установлена втулка подшипника (5). Через шарики (18) упорного подшипника втулка (5) взаимодействует с приводным кольцом (7). На обратной стороне приводного кольца (7) установлен подшипник (6). На него опирается рамповая муфта (9), которая через шарики (19) взаимодействует с конической втулкой (10). Детали (9) и (10) образуют муфту свободного хода. Коническая втулка (10) взаимодействует с диском (17), установленным в гильзе (12) без возможности проворота, через торцевые шлицы. Диск (17) прижимается к втулке (10) с помощью пружины (14). Второй конец пружины опирается на звездочку (20), которая жестко закреплена на валу (1) и в гильзе (12). Пружина (8) стягивает детали (7) и (9) в осевом направлении.

Принцип работы механизма регулировки. Толщина материала тормозных накладок в неизношенном и изношенном состоянии значительно отличается. Следовательно, при изношенных тормозных элементах ход до зажатия колодками диска во много раз больше. Поэтому существует необходимость осуществлять регулировку тормоза с помощью специального приспособления в соответствии с износом накладок. С помощью рассматриваемого устройства осуществляется автоматическая регулировка, при этом достигается, что зазор между тормозными накладками и тормозным диском в незадействованном состоянии, независимо от износа накладок остается постоянным.

На рисунке 5.14 представлена установка механизма регулировки зазора в толкателе. Также показан качающийся рычаг, который воспринимает усилие от тормозной камеры и передает его на механизм регулировки и на толкатель.

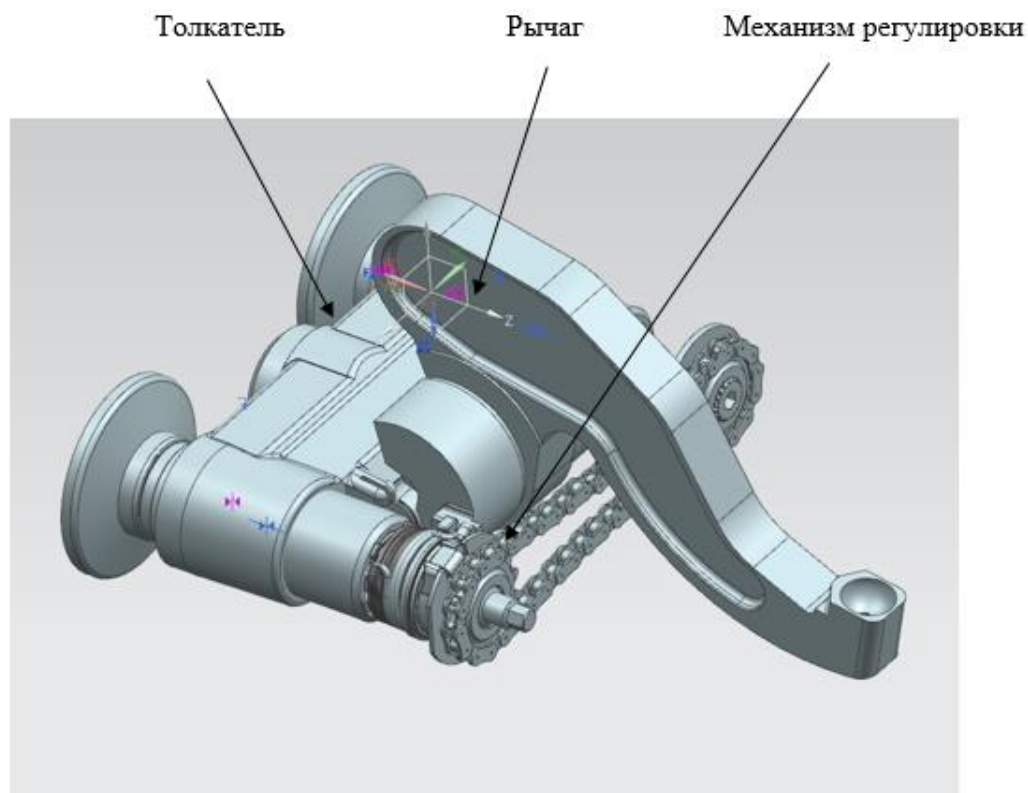


Рисунок 5.14– Установки механизма регулировки зазора в направляющей

На рисунке 5.15 изображен увеличенный вид зоны контакта механизма регулировки и качающегося рычага. Усилие передается на приводное кольцо (7) через специальные выступы на рычаге. При этом упорное кольцо (4) остается неподвижным, так как оно зафиксировано в скобе тормозного механизма.

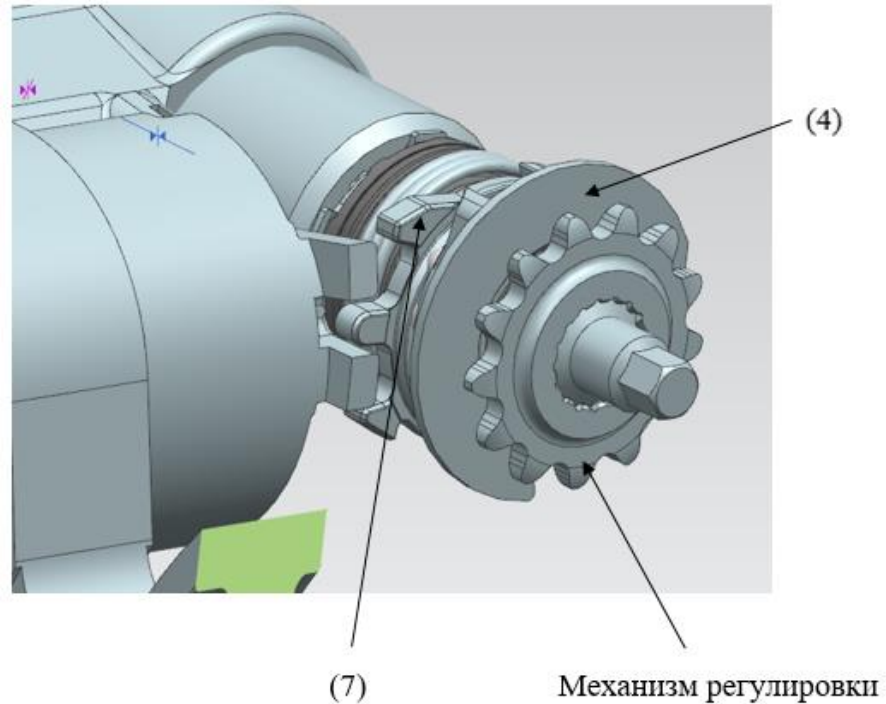


Рисунок 5.15 – Увеличенный вид контакта механизма регулировки и рычага

При торможении рычаг перемещает толкатель с установленными в ней резбовыми втулками. При этом рычаг поворачивает приводное кольцо (7) механизма регулировки зазора. Для правильной работы устройства должен быть пройден так называемый свободный ход, который обусловлен расстоянием между упорами на приводном кольце (7), рамповой муфте (9) и втулке (5). В этот момент происходит подвод тормозных колодок к диску.

На рисунке 4.6 показаны втулка (5), приводное кольцо (7) и рамповая муфта (9), а также подшипник (6). На рисунке видно расположение упоров указанных деталей друг относительно друга.

Область приводного кольца показана на рисунке 5.16.

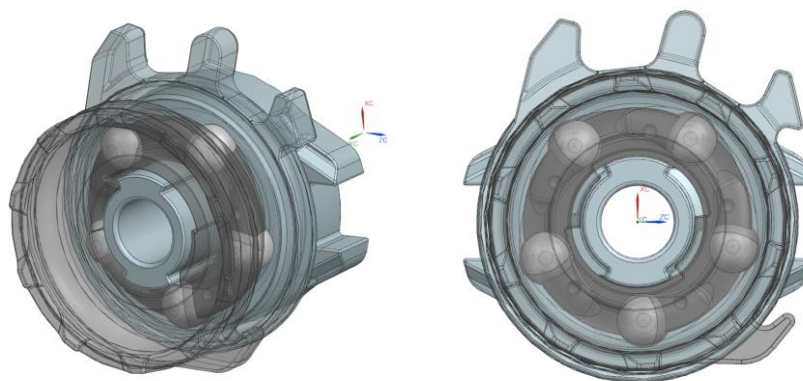


Рисунок 5.16 – Вид механизма в области приводного кольца

После прохождения свободного хода регулировочное приспособление поворачивается вместе с резьбовой втулкой, которая вкручивается в толкатель. Таким образом осуществляется процесс подстройки.

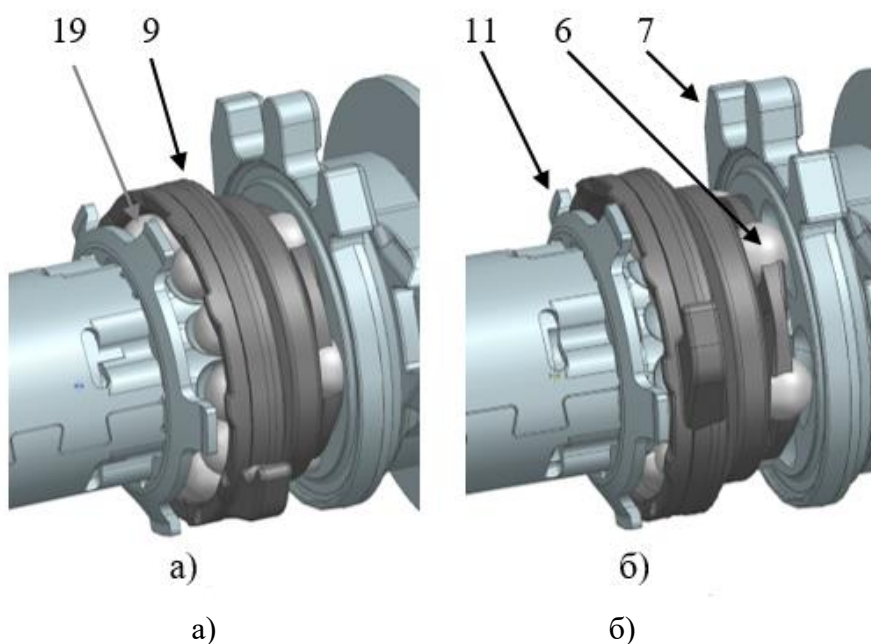
При повороте приводного кольца (7) между ним и муфтой (9) с шариковой рампой возникает осевая сила, которая прижимает муфту (9) к конической втулке (10), через шарики (19). Таким образом, крутящий момент от приводного кольца (7) передается на коническую втулку (10) через рамповую муфту (9), которая перемещаясь под действием осевой силы, зажимает шарики (19). Следовательно, детали (9) и (10) вращаются как единое целое. Втулка (10) в свою очередь прижимается к диску (20), жестко связанному с гильзой (12), которая начинает выкручивать резьбовую втулку из толкателя, тем самым регулируя зазор между колодками и диском.

Угол между упорами втулки подшипника (5) ограничивает максимальный ход регулировки механизма.

При прекращении торможения рычаг возвращается в исходное положение, перемещая за собой приводное кольцо (7). При этом подшипник (6) и муфта (9) возвращаются в исходное положение под действием пружины (8). Следовательно, осевая сила больше не воздействует на рамповую муфту (9) и шарики (19). Таким образом, муфта может свободно вращаться относительно конической втулки (10). Благодаря этому крутящий момент от поворота приводного кольца (7) не передается на гильзу (12) и резьбовую втулку.

Полученная при торможении регулировка зазора не уменьшается при обратном ходе.

На рисунке 5.17 показана трехмерная модель механизма регулировки в исходном положении и во включенном состоянии. Из рисунка можно видеть, что при повороте приводного кольца (7) подшипник (6) постепенно выходит из пазов кольца (7) и муфты (9). Таким образом, муфта (9) перемещается в осевом направлении, зажимая шарики (19).



а – механизм регулировки зазора в исходном положении; б – механизм регулировки зазора во включенном положении

б – подшипник; 7 – кольцо приводное; 9 – рамповая муфта; 11 – блокирующий элемент; 19 – шарик

Рисунок 5.17 – Трехмерная модель механизма регулировки зазора

Возврат механизма регулировки зазора в ИП. Ручной возврат механизма регулировки производится специальным инструментом. Для этого вал (1) поворачивают по ходу часовой стрелки. Вал (1) на конце содержит приводную цапфу, которая показана на рисунке 5.18.



Рисунок 5.18 – Трехмерная модель вала

При этом вращательное движение через вал (1) и гильзу (12) пружины (14) передается муфте сцепления, состоящей из рамповой муфты (9), конической втулки (10) и шариков (19). То есть, через коническую втулку (10) на зажимные шарики (19), и от них к рамповой муфте (9). Она в состоянии покоя, т.е. в положении, в котором не осуществляется какой-либо автоматической подстройки, прилегает к неподвижному упору втулки (5). Таким образом муфта (9) не может передавать какое-либо вращение приводному кольцу (7). Благодаря этому крутящий момент, приложенный к валу (1) инструментом, может дальше поворачивать гильзу (12) и передавать это вращательное движение резьбовой втулке.

6 Научно – исследовательская часть

6.1 Традиционные подходы к определению нагрузочных режимов на долговечность зубчатых колес трансмиссионных агрегатов

Проводя оценку нагруженности электрических трансмиссий, важно наиболее точно учесть условия движения автомобиля, что позволит повысить эффективность работы автомобиля, минимизировав массу и габариты электромеханической трансмиссии.

До появления современной аппаратуры для оценки нагруженности узлов и агрегатов трансмиссии применялись различные теоретические методы. Наибольшее распространение получил метод относительных пробегов, который основан на использовании результатов экспериментальных исследований нагрузочных режимов в деталях трансмиссии при различных условиях эксплуатации и нахождении общих закономерностей, присущих определенным классам колесных машин.

При определении параметров нагрузочных режимов оценивается движение колесной машины по дорогам различного профиля. Циклограмма нагрузок на детали трансмиссии носит случайный характер и может быть описана кривыми распределения полученных крутящих моментов по времени движения (пробегу). Количество таких кривых определяется числом режимов работы грузового автомобиля.

Методика расчета относительных пробегов предполагает, что скорости движения грузового автомобиля описываются нормальным законом распределения.

Относительные пробеги при включении пониженной γ_L и повышенной передач γ_H рассчитывают по следующим зависимостям, приведенным в формуле (6) [5]:

$$\begin{aligned}\gamma_{Li} &= n_{ti} \cdot F_i \cdot k_t; \\ \gamma_{Hi} &= 1 - \gamma_{Li},\end{aligned}\tag{6}$$

где n_{ti} – доля времени работы трансмиссии на пониженной передаче при различных дорожно-грунтовых условиях; F_i – разность двух смежных значений площадей кривой распределения, k_t – коэффициент, учитывающий влияние тяговых качеств колесной машины на характер кривой распределения скоростей и относительных пробегов на передачах.

Для определения параметров кривой распределения удельных сил тяги для каждого из режимов, количество которых определяются числом передач и дорожных покрытий, вычисляют предельные силы тяги, обусловленные сцеплением ведущих колес $p_{\phi i}$ и возможностями электродвигателя p_{di} . Таким образом по формулам (7) и (8):

$$p_{\phi i} = \frac{G_s \cdot \phi_i}{G}, \quad (7)$$

где $p_{\phi i}$ – предельная сила тяги, обусловленная сцеплением ведущих колес; G_s – сцепной вес или составляющая веса, приходящаяся на ведущие колеса; G – полный вес машины; ϕ – коэффициент сцепления.

$$p_{двi} = \frac{T_{e\max} \cdot u_{tri} \cdot \eta_{tri}}{G \cdot r_r}, \quad (8)$$

где p_{di} – предельная сила тяги, обусловленная возможностями электродвигателя; $T_{e\max}$ – максимальный крутящий момент электродвигателя; u_{tri} – передаточное число трансмиссии при включенной i -ой передачи; η_{tri} – коэффициент полезного действия трансмиссии при включенной i -ой передачи; r_r – радиус качения колеса.

Потребный момент вычисляют по расчетной силе тяги p_{ki} на ведущих колесах на i -ой передачи, определяется по формулам (9) и (10):

$$p_{ki} = \min(p_{\phi i}, p_{di}), \quad (9)$$

где: Θ - коэффициент, учитывающий увеличение крутящего момента вследствие возможной циркуляции паразитной мощности при заблокированном приводе; u_{di} – передаточное число от вала коробки передачи до вала ведущих колес автомобиля при включении i -ой передачи; η_{di} – коэффициент полезного действия от вала коробки передачи до вала ведущих колес автомобиля при включении i -ой передачи.

Проводить оценку долговечности трансмиссий грузовых автомобилей методом относительных пробегов (экспериментально-статистический способ) на сегодняшний день является не оптимальным решением в виду того, что такой способ предполагает распределение скоростей по нормальному закону и не рассматривает реальные режимы движения грузовых автомобилей, работающих в смешанном цикле движения. В результате применения данного метода конструкции трансмиссий получаются крупногабаритными и неоптимальными по массе.

6.2 Современные подходы к определению нагрузочных режимов на долговечность зубчатых колес трансмиссионных агрегатов

На этапе проектирования для оценки долговечности и износостойкости трансмиссий и отдельных ее элементов широко используется методика по спектру нагружения, для этого применяются ездые циклы грузовых автомобилей. Ездые циклы грузовых автомобилей представляют собой набор данных, описывающих поведение транспортных средств в городе или регионе, и служат для оценки нагруженности элементов трансмиссии и силового агрегата грузового автомобиля, а также оценки расхода топлива и, как следствие, измерения загрязнения окружающей среды. Существующие на данный момент ездые циклы, как правило, учитывают только определенные регионы и классы дорог.

Ездые циклы пользуются большой популярностью при проектировании транспортных средств, так как позволяют проводить анализ эксплуатационных

свойств и могут быть использованы в расчетах отдельных компонентов. Одним из достоинств также является то, что ездые циклы отображают определенные условия эксплуатации транспортных средств и позволяют проводить сравнительный анализ как для различных условий движения, например, городской и загородный цикл движения, так и для отдельных регионов внутри страны или в разных странах.

Среди подходов для моделирования ездых циклов выделяют четыре основные группы:

- моделирование на основе «микрорездов»;
- моделирование сегментным методом;
- моделирование модальным методом;
- моделирование с использованием методов машинного обучения.

Для оценки сходимости полученных ездых циклов с данными реального движения осуществляют сравнение их между собой по следующим критериям:

- средняя скорость движения (км/ч);
- максимальная скорость движения (км/ч);
- средняя величина положительного уклона (%);
- средняя величина отрицательного уклона (%);
- среднее ускорение (м/с^2);
- среднее замедление (м/с^2);
- относительное время ускорения к длительности цикла;
- относительное время замедления к длительности цикла.

Наиболее распространенные циклы NEDC, WLTP и HWFET.

6.2.1 Цикл NEDC

Стандартный цикл, состоящий из четырех повторяющихся городских ездых циклов ECE-15 (UDC) и одного внегородского цикла вождения (EUDC). Первоначально цикл вождения был разработан для дорожных транспортных

средств, работающих на бензине, в настоящее время он также используется для автомобилей с дизельным двигателем и для оценки потребления электроэнергии и запаса хода гибридных транспортных средств и электромобилей на батареях, работающих на электротяге.

обеспечивает показатели экономии, которые в реальности недостижимы

Пример ездового цикла NEDC представляет собой зависимость скорости от времени, представлен на рисунке 6.1. NEDC состоит из двух частей: ECE-15 (городской ездовой цикл), повторяющийся 4 раза, строится от 0 с до 780 с.

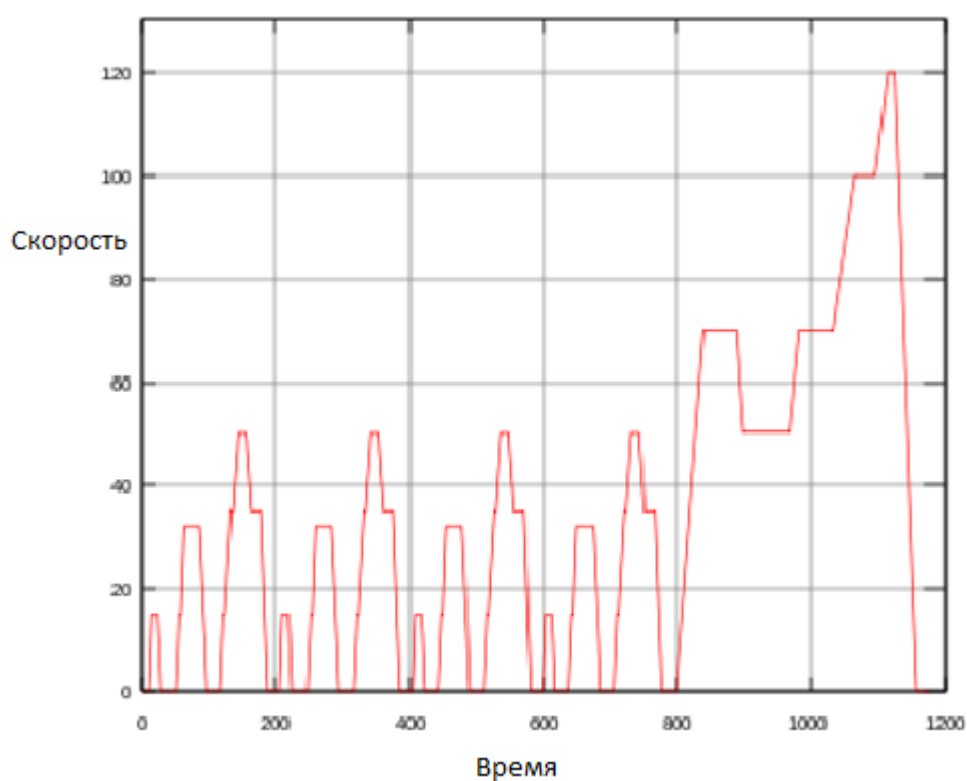


Рисунок 6.1 – Ездовой цикл NEDC

Были отмечены следующие недостатки:

- испытательный цикл не включает продолжительное вождение по автомагистралям;
- неспособность представить реальное вождение;

– испытательный цикл проводится с использованием вспомогательного оборудования, такого как кондиционер и выключенные окна с подогревом. [8]

6.2.2 Циклы WLTP и HWFET

Среди существующих стандартизованных ездовых циклов транспортных средств наибольшее распространение получили циклы WLTP– наиболее объективный цикл, учитывающий сведения о движении легковых автомобилей, собранные по всему миру, дает возможность получить данные с учетом реальных режимов вождения, предусматривает высокие скоростные показатели автомобилей категорий M1 и N1. Цикл HWFET описывает движение по магистралям, характеризующееся малым числом торможений, высокой средней скоростью движения.

Цикл WLTP, получивший наибольшее распространение в странах Евросоюза, применяется при испытаниях легковых автомобилей для определения экологической и топливной эффективности и описывает поездки как в городских, так и магистральных условиях с высокоскоростными показателями. Одной из основных целей WLTP является лучшее сопоставление лабораторных оценок расхода топлива и выбросов с показателями условий вождения на дороге. Процедура WLTP основана на новых ездовых циклах (WLTC) для измерения среднего расхода топлива, выбросов CO₂, а также выбросов загрязняющих веществ легковыми автомобилями и легковыми коммерческими автомобилями. WLTP, показанный на рисунке 6.2. разделен на 4 различные части, каждая из которых имеет разную максимальную скорость:

- низкий, до 56,5 км/ч;
- средний, до 76,6 км/ч;
- высокий, до 97,4 км/ч;
- сверхвысокий, до 131,3 км/ч.

Эти этапы движения имитируют городские, пригородные, сельские и автомобильные сценарии соответственно с равным разделением между городскими и негородскими путями (52% и 48%).

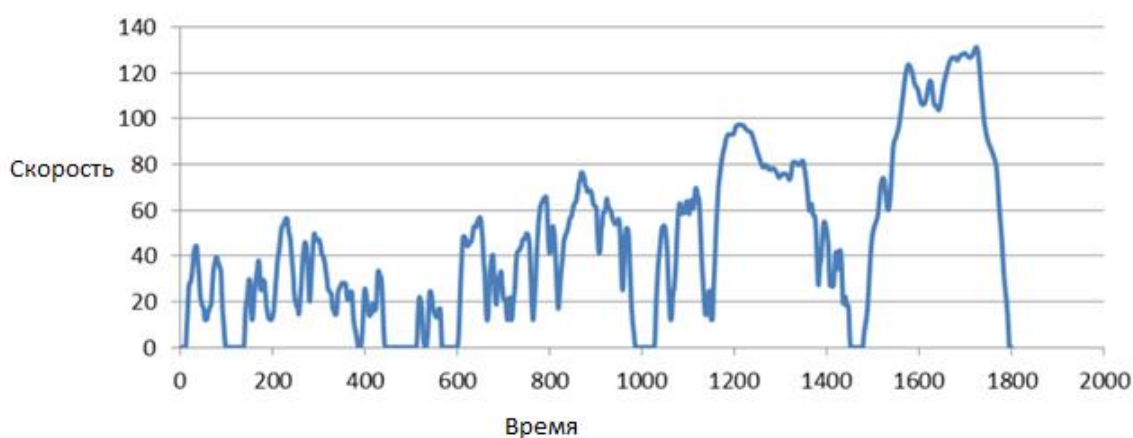


Рисунок 6.2 – Цикл WLTP

Цикл HWFET применяется при испытаниях грузовых автомобилей, двигающихся по магистралям, для определения топливной экономичности. Оба ездовых цикла транспортных средств не позволяют с высокой точностью оценить движение грузовых автомобилей с электромеханическими трансмиссиями, передвигающихся по смешанным маршрутам, охватывающим частое движение как в городских условиях, так и продолжительное движение по магистралям на территории Российской Федерации.

Ключевые различия между старым NEDC и новым тестом WLTP заключаются в том, что WLTP:

- имеет более высокие среднюю и максимальную скорости;
- включает в себя более широкий диапазон условий вождения (город, пригород, главная дорога, шоссе);
- имитирует большее расстояние;
- имеет более высокую среднюю и максимальную мощность привода;
- рассматривает более крутые ускорения и замедления;
- дополнительное оборудование тестируется отдельно.

Применение стандартизованного ездового цикла транспортных средств WLTP нецелесообразно для грузовых автомобилей с электромеханическими трансмиссиями, совершающих поездки как в городских условиях, так и по магистралям, ввиду наличия режимов движения на высоких скоростях, свойственных легковым автомобилям.

Для предварительных расчетов на прочность и долговечность в рамках эскизного проектирования электромеханических трансмиссий грузовых автомобилей возможно применение стандартизованного цикла HFWET, ввиду близости значений запасов прочности к реальным, полученным при обработке записей движения.[9]

Существует две методики по данным реального движения: модальный метод с использованием цепей Маркова и метод микропоездки с использованием кластеризации k -средних. Для формирования подобных ездовых циклов транспортных средств в рамках текущего исследования проводятся натурные испытания и сбор статистических данных параметров движения грузовых автомобилей с нагрузкой на ось 11 тонн. С помощью набора измерительных датчиков и инструментов фиксировались следующие параметры движения: время движения с учетом часового пояса, в котором находится автомобиль, координаты нахождения грузового автомобиля, согласно системам навигации: ширина, долгота и высота над уровнем моря грузового автомобиля, скорость движения грузового автомобиля в км/ч, текущий пробег грузового автомобиля в километрах, вертикальная нагрузка, приходящаяся на ведущую ось грузового автомобиля; частота вращения выходного вала двигателя; общий расход топлива. Обработка статистических данных проводилась с целью получения коротких ездовых циклов грузовых автомобилей, эквивалентных по нагрузкам и режимам движения полноценному маршруту, преодолеваемому грузовыми автомобилями в течение месяцев поездок. Ездовые циклы грузовых автомобилей были синтезированы с помощью наиболее распространенных методов обработки статистических данных.

6.2.3 Моделирование ездового цикла методом «микropоездов» с помощью алгоритма кластеризации k-means

Одним из наиболее распространенных методов является подход с использованием «микropоездов» - коротких участков записей реального движения транспортного средства. Рассматриваемый метод основывается на получении выборки «микropоездов» с определенными параметрами, такими как средняя скорость, среднее ускорение, среднее замедление и т.д., и последующего формирования из них репрезентативного цикла движения. Существуют различные способы выделения «микropоездов» из используемого набора данных, среди самых распространенных можно выделить шесть методов:

- деление на участки с началом движения и остановкой;
- деление на фиксированные временные промежутки;
- деление на участки с фиксированной длиной;
- деление на участки между двумя перекрестками;
- деление на участки с определенным скоростным интервалом;
- деление на участки по значениям ускорений.

Метод основан на формировании единого ездового цикла из некоторого количества «микropоездов» из полученных ранее на этапе деления реальной записи. Существует несколько способов выборки «микropоездов», такие как случайный, квази-случайный, инкрементный и т.д.

Метод, использующий кластеризацию для предварительной группировки «микropоездов» показывает лучшую сходимость с реальной записью, а также обладает большей воспроизводимостью.

Кластеризация данных относится к группе задач машинного обучения без учителя и одним из самых распространенных алгоритмов является метод k-средних. В основе данного метода лежит поиск выраженных скоплений данных, а также поиск их центров, так называемых центров кластеров. Для решения задачи кластеризации необходим набор критериев, на основе которых

будет осуществляться группировка и для записей реального движения использовались следующие критерии:

- средняя скорость (км/ч);
- среднее ускорение (м/с^2);
- среднее замедление (м/с^2);
- время поездки (сек);
- длина поездки (м);
- количество уклонов свыше 5%.

для использования алгоритма k-средних необходимо определить необходимое количество кластеров, на которые будут разделяться данные. Для данной задачи существуют методы подбора оптимального количества кластеров, основанные на расчете среднего расстояния от элементов до центра соответствующих им кластеров. Для расчета оптимального количества кластеров были использованы два самых распространенных метода – метод «локтя» и метод СН-индекса.

Для получения ездового цикла необходимо осуществить финальную выборку «микropоездок» из полученных кластеров. Для более достоверного отражения статистических параметров в ездовом цикле, из каждого кластера выбирались равные доли «микropоездок». «Микropоездки», расстояние от которых до центра кластера больше среднего значения, полностью исключаются из рассмотрения.

Пример сгенерированного цикла и его сходимость с реальной записью представлены на рисунках 6.3 и 6.4.

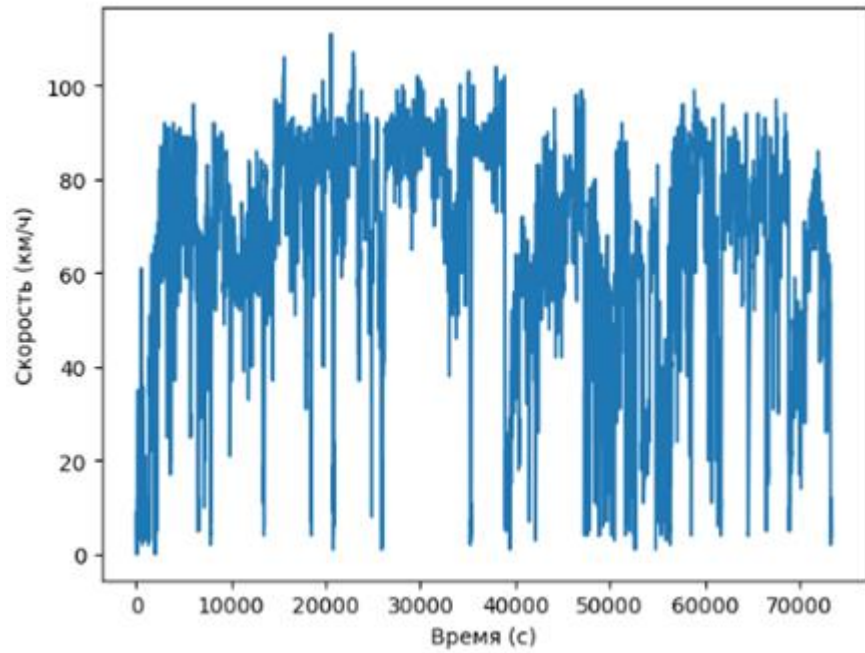


Рисунок 6.3 – График зависимости скорости от времени в отдельно взятой «микрорезке»

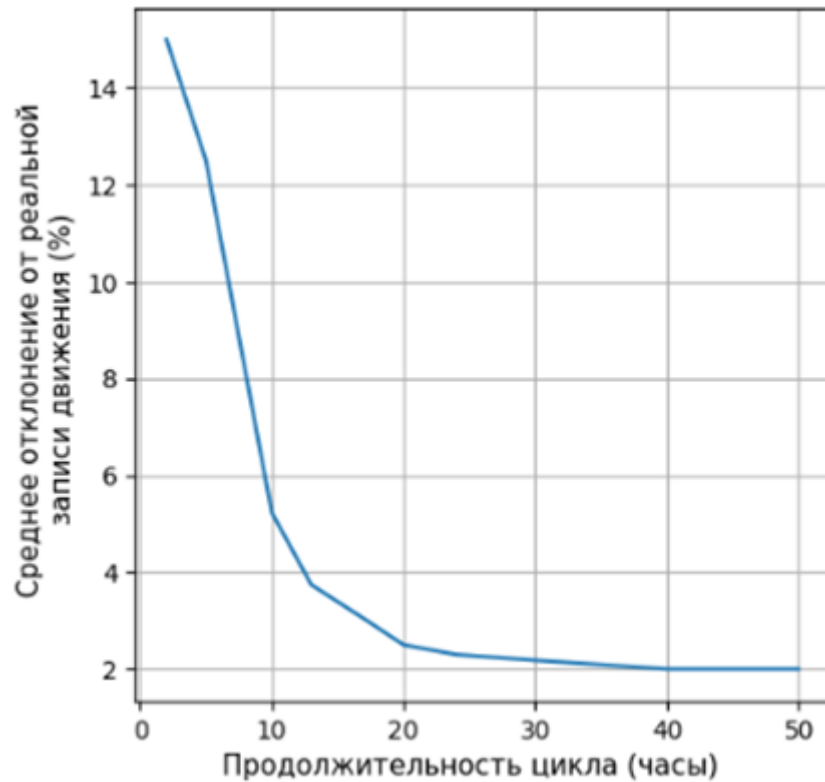


Рисунок 6.4 - Сравнение сходимости циклов разной продолжительности

Основным критерием оценки качества сгенерированного ездового цикла является его сходимость с полной записью движения машины по ряду критериев.

По оси ординат откладываем среднее отклонение от фактической записи в процентах, по оси абсцисс часы.

6.2.4 Моделирование ездового цикла с использованием метода Монте-Карло

Марковские цепи используются для моделирования ездового цикла и представляют из себя дискретную последовательность состояний, каждое из которых берется из дискретного пространства состояний, удовлетворяющее Марковскому свойству.

Марковское свойство представлено в формуле (11) и обозначает, что условное распределение вероятностей будущих состояний процесса зависит только от нынешнего состояния, а не от последовательности событий, которые предшествовали этому:

$$\begin{aligned} P(X_{n+1} = x | X_1 = x_1, X_2 = x_2, \dots, X_n = x_n) = \\ = P(X_{n+1} = x | X_n = x_n), \end{aligned} \quad (11)$$

где X_{n+1} – будущее состояние, X_n – нынешнее состояние, X_1, \dots, X_{n-1} – предшествующие состояния.

Так как скорость транспортного средства в следующий момент времени зависит только от скорости транспортного средства в данный момент времени, значит ее можно смоделировать с использованием Марковских цепей.

Алгоритм моделирования цикла по методу Монте Карло с применением Марковских цепей содержит следующие этапы:

- обработка данных реального цикла;
- формирование состояний по скорости транспортного средства;
- формирование матрицы переходов и подсчет вероятностей переходов;
- моделирование цикла по методу Монте Карло.

Для дальнейшего моделирования ездового цикла были введены состояния по скорости транспортного средства и углу дороги, по которым была составлена матрица перехода, каждый элемент которой определяет вероятность перехода из одного состояния в другое. Вероятности перехода были получены из данных реального цикла по формуле (12):

$$P_{ij} = P(X_{n+1} = x_j | X_n = x_i) = \frac{Q_{ij}}{\sum_{j=1}^{j=n} Q_{ij}}, \quad (12)$$

где Q_{ij} — количество переходов из состояния X_n в X_{n+1} .

После построения матрицы перехода для выбора моделируемых данных скорости транспортного средства и уклонов дороги из реальных используется метод Монте Карло.

Для формирования окончательного цикла движения были рассмотрены два подхода применения метода Монте Карло: метод Монте Карло, моделирующий вероятностную величину или характеристику (в нашем случае скорость транспортного средства) с использованием генератора случайных величин, на основе которых проводится дальнейший выбор случайного состояния, и упрощенный метод Монте Карло, основанный на генерации случайного состояния.

Алгоритм по методу Монте Карло:

1. Задается текущее состояние i .
2. Случайным образом выбирается число k в $[0, 1]$.
3. Принимается решение о записи при условии в формуле (13):

$$\sum_{j=0}^{j=n-1} P_{ij} < k < \sum_{j=0}^{j=n} P_{ij}, \quad (13)$$

- при положительном исходе производится запись данных скорости транспортного средства случайным образом из выборки данных для состояния j в конец моделируемого цикла;

- при отрицательном исходе алгоритм возвращается к п. 2.

4. При достижении требуемого времени цикла действие алгоритма завершается, иначе алгоритм возвращается к п. 1, а состояние j принимается как текущее состояние [10].

По результатам обзора были разработаны алгоритмы, генерирующие ездовые циклы произвольной продолжительности.

Пример сгенерированного цикла представлен на рисунке 6.5.

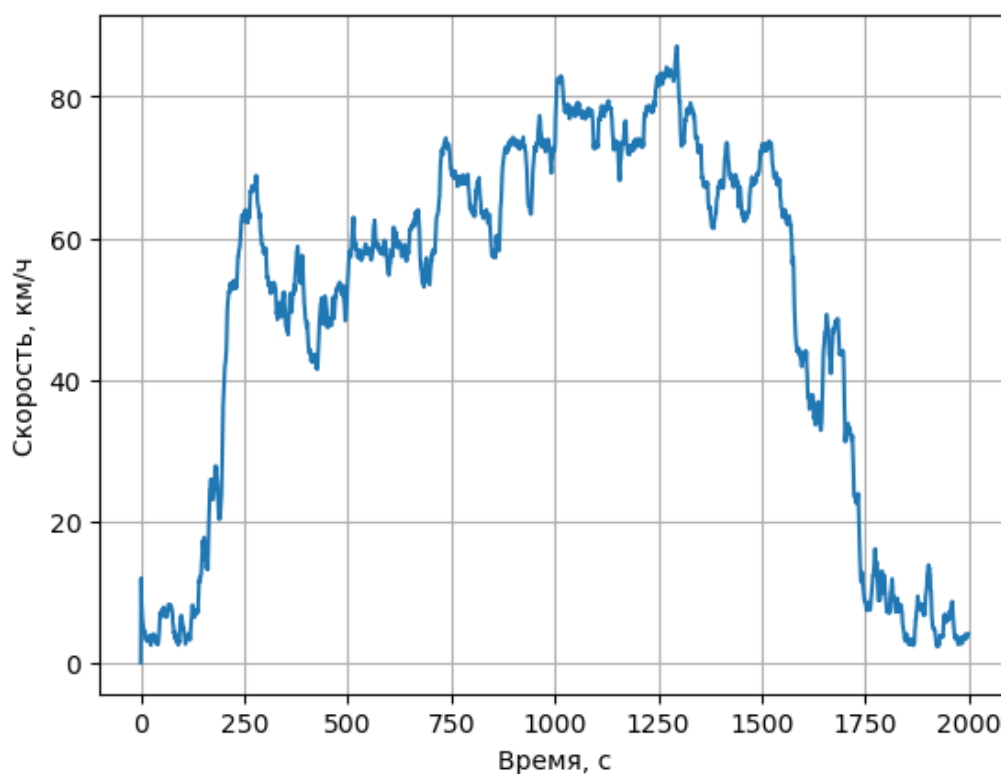


Рисунок 6.5 – График зависимости скорости от времени представлен на рисунке 6.6.

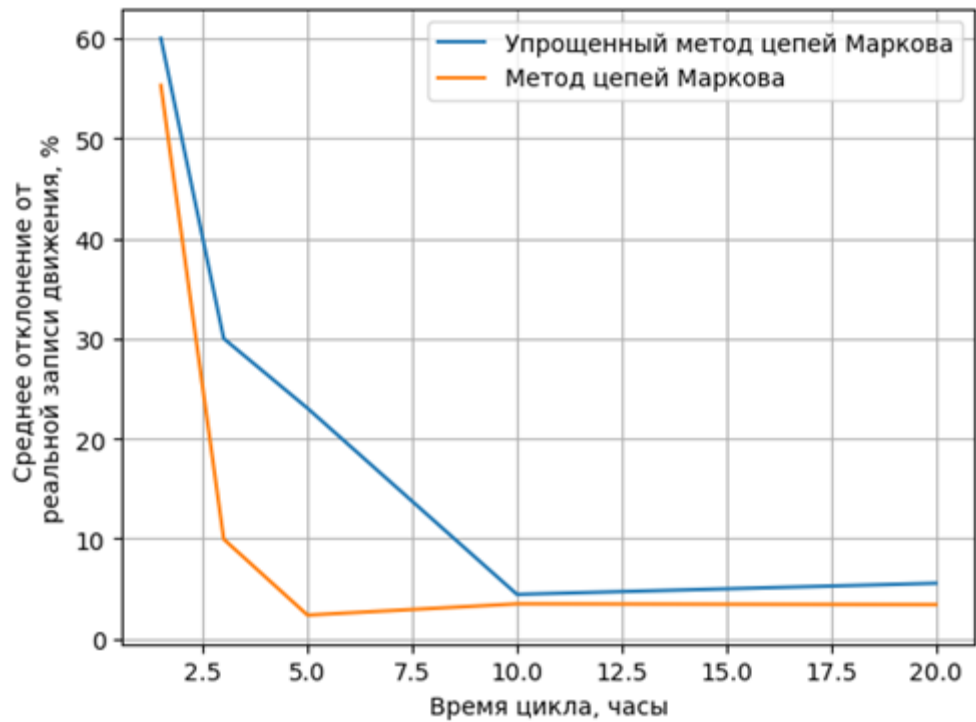


Рисунок 6.6 - Сходимость моделируемого цикла по методу Монте Карло с Марковскими цепями

Оба вышеописанных метода оказались эффективными, так как обладают неплохой сходимостью с реальной записью при относительно короткой продолжительности сгенерированных циклов.

Метод, использующий «микрорездки», обладает большей сходимостью с реальной записью благодаря модернизации классического метода с использованием кластеризации и метода выбора элементов каждого кластера. Однако циклы, сгенерированные таким методом, начинают обладать достаточной сходимостью только при длине 15-20 часов, что можно отнести к недостаткам алгоритма.

Метод, использующий цепи Маркова, обладает меньшей сходимостью с реальной записью. Однако относительное отклонение по критериям сравнения остаётся приемлемым. Преимуществом метода Маркова является то, что циклы начинают обладать сходимостью уже при длине около 10 часов, что существенно отличается от циклов, полученных методом микрорездок.

Оба метода оказались эффективными, так как обладают неплохой сходимостью с реальной записью при относительно короткой

продолжительности сгенерированных циклов. Однако оба метода имеют свои преимущества и недостатки.

В таблице 6.1 представлены статистические параметры ездовых циклов в сравнении с записями реальных поездок, на которых была основана генерация.

Таблица 6.1 - Сравнение статистических параметров

	Реальный режим движения	Метод Маркова	Метод на основе микропоездов
Средняя скорость, км/ч	66,1342	65,1646	67,2311
Средняя величина положительного уклона	0,933	0,9763	0,9412
Средняя величина отрицательного уклона	-0,9483	-0,9915	-0,9317
Среднее ускорение, м/с ²	0,1988	0,1311	0,1963
Среднее замедление, м/с ²	-0,2302	-0,133	-0,2364
Относительное время ускорения к длительности цикла	0,3183	0,3029	0,3027
Относительное время замедления к длительности цикла	0,2744	0,3007	0,2482
Максимальная скорость, км/ч	120	113,265	111

6.3 Математическая модель для формирования спектра нагрузок для трансмиссионного агрегата

Для анализа движения транспортного средства, расчета параметров электромеханической трансмиссии, необходимых для оценки долговечности ее элементов и проведения дальнейшего сравнительного анализа ездовых циклов автомобилей, разработана имитационная модель в программном комплексе MatLab/Simulink. Модель позволяет проводить всестороннее исследования движения колесной машины, моделировать движение по ездовым циклам транспортных средств, учитывает особенности работы электромеханических трансмиссий, эффективность работы тягового электродвигателя в различных режимах при перегрузках. Общий вид структурной блок-схемы грузового электромобиля показан на рисунках 6.7 и 6.8. Исходные данные имитационной модели движения электробуса приведены в таблице 6.2.

При разработке модели были приняты следующие допущения:

- модель подразумевает только прямолинейное движение транспортного средства;
- модель представляет собой схему плоского движения грузового автомобиля;
- демпфирующие и упругие элементы подвески не учитываются.

Математическая модель движения описывается следующими системами уравнений (14) и (15):

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V} = \sum_{i=1}^2 R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin \alpha - P_w; \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_i = M_k - M_k^f, \end{cases} \quad (14)$$

где m - масса грузового автомобиля; \dot{V} - продольное ускорение центра масс грузового автомобиля; J_{ki} - момент инерции i -го колеса; $\dot{\omega}_i$ - угловое ускорение i -го колеса; r_d - расстояние от оси колеса до поверхности дороги; M_{fi} - момент сопротивления качению i -го колеса; g - ускорение силы тяжести; M_k^f - момент

сопротивления вращению колеса, обусловленный гистерезисными потерями при качении и взаимодействием с опорной поверхностью.

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = G \cdot \cos \alpha; \\ R_{z2} \cdot L = (P_a + P_w + G \cdot \sin \alpha) \cdot h_c - G \cdot X_k \cdot \cos \alpha + \sum_{i=1}^2 M_{fi}, \end{cases} \quad (15)$$

Коэффициент буксования S_{si} определяется по формуле (16):

$$S_{si} = \frac{|w_i \cdot r_d - V|}{\max(w_i \cdot r_d, V)}, \quad (16)$$

Коэффициент трения скольжения μ_s вычисляется по формуле (17):

$$\mu_s = \mu_{s\alpha\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{si}}{S_0}}\right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{si}}{S_1}}\right), \quad (17)$$

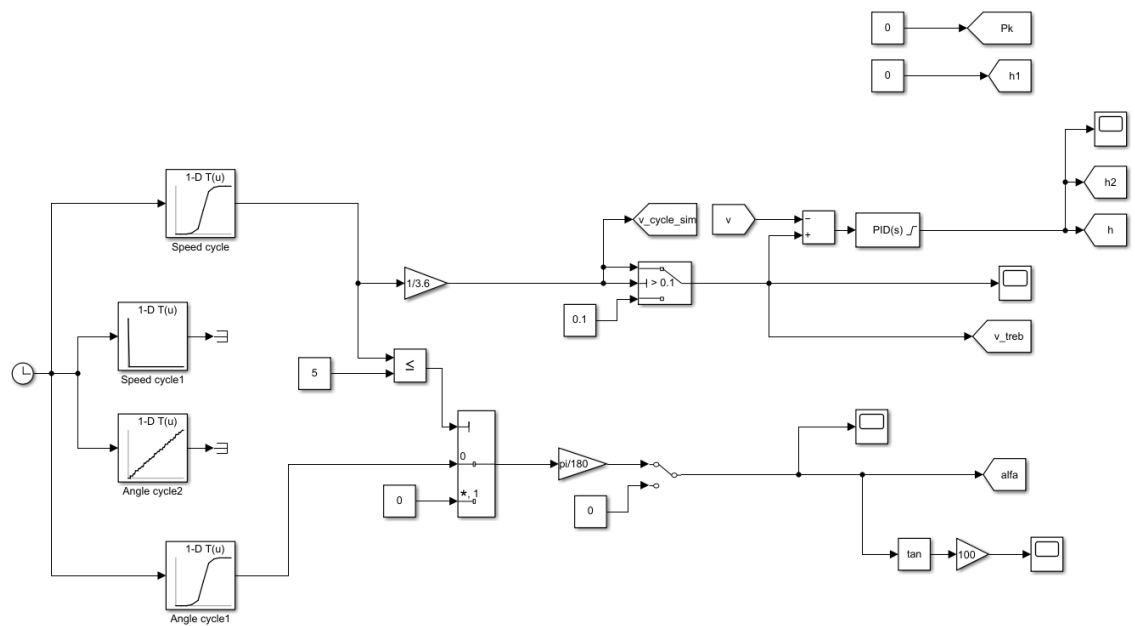


Рисунок 6.7 – Блок ввода данных ездового цикла

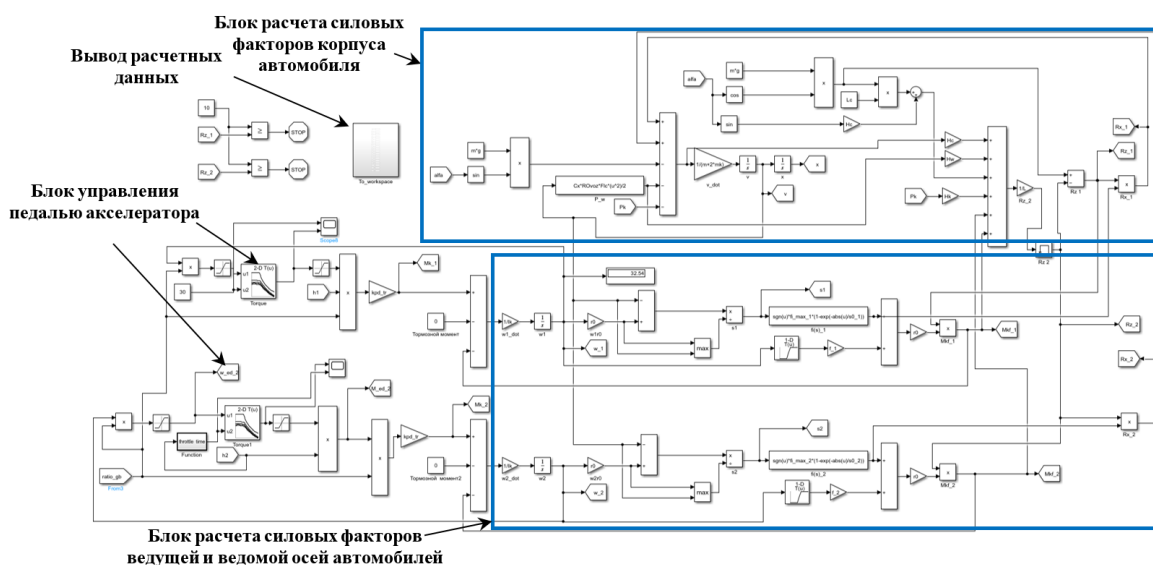


Рисунок 6.8 – Подсистема расчета системы уравнений динамики движения автомобиля

Таблица 6.2 – Исходные данные имитационной модели движения электробуса

Наименование параметра	Значение
Полная масса машины, кг	18000
Лобовая площадь автомобиля, м ²	7,34
Радиус качения, м	0,418

Продолжение таблицы 6.2

Колея автомобиля, м	2,15
Высота автомобиля, м	3,10
База автомобиля, м	4,40
Расстояние центра масс автомобиля до передней оси, м	2,20
Высота центра масс	1,150
Коэффициент сопротивления качению	0,018
Максимальный коэффициент сцепления	0,7
Константы, определяющие форму кривой S_0/S_1	0,1/0,2

Стандартизированные ездовые циклы транспортных средств WLTP и HFWET показаны на рисунке 6.9 и 6.10.

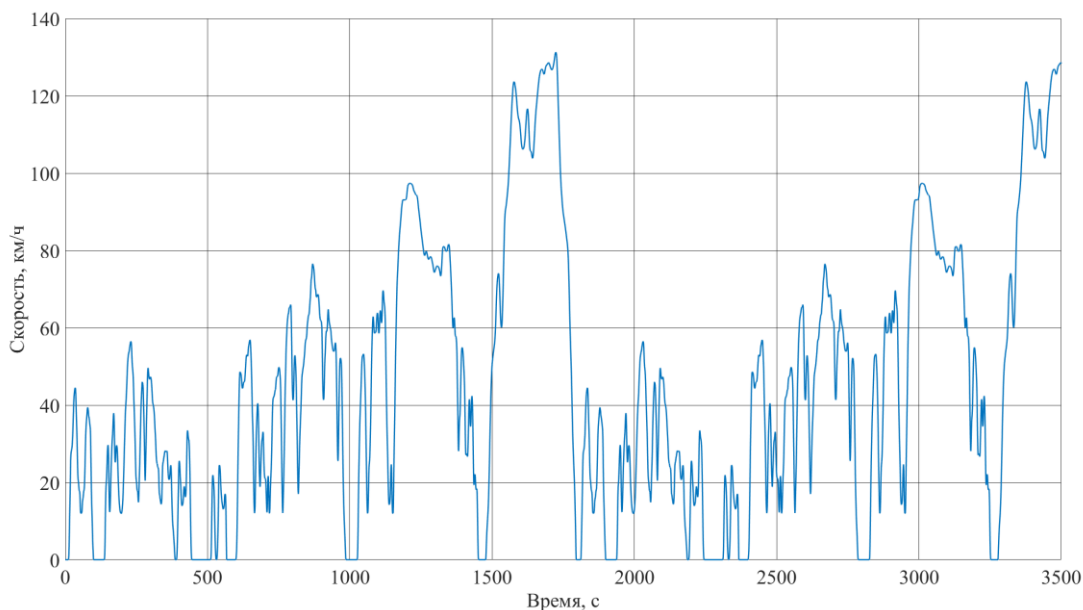


Рисунок 6.9 – цикл WLTP

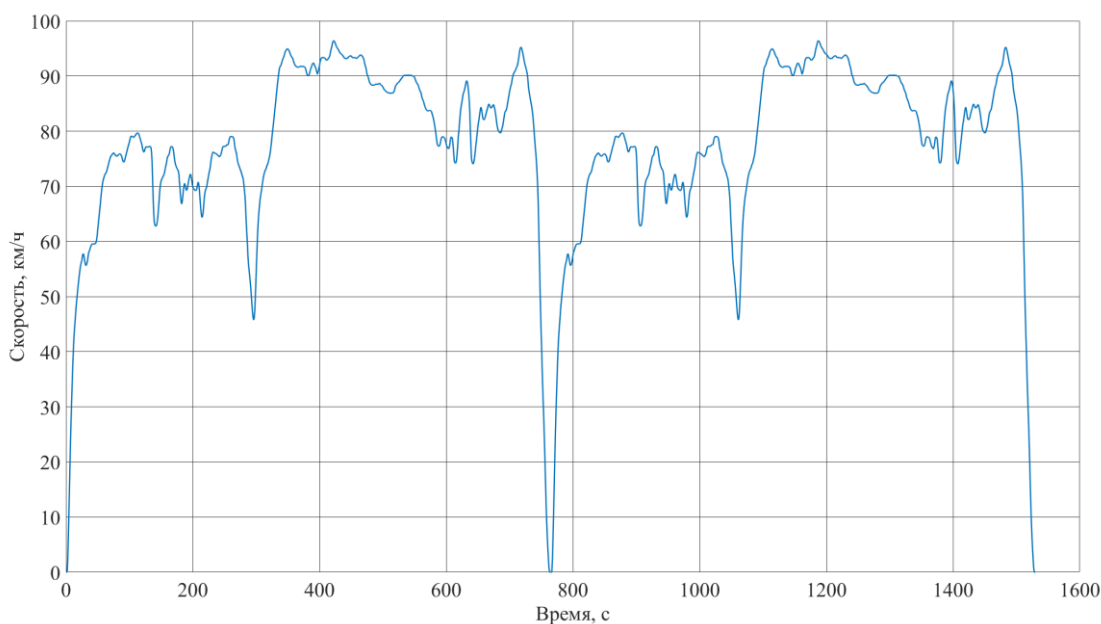


Рисунок 6.10 – цикл HFWET

Ездовые циклы грузовых автомобилей, синтезированные с помощью модального метода с использованием цепей Маркова и метода микропоездки с использованием кластеризации k-средних, примененные для моделирования движения автомобиля с электромеханической трансмиссией показаны на рисунках 6.11 и 6.12.

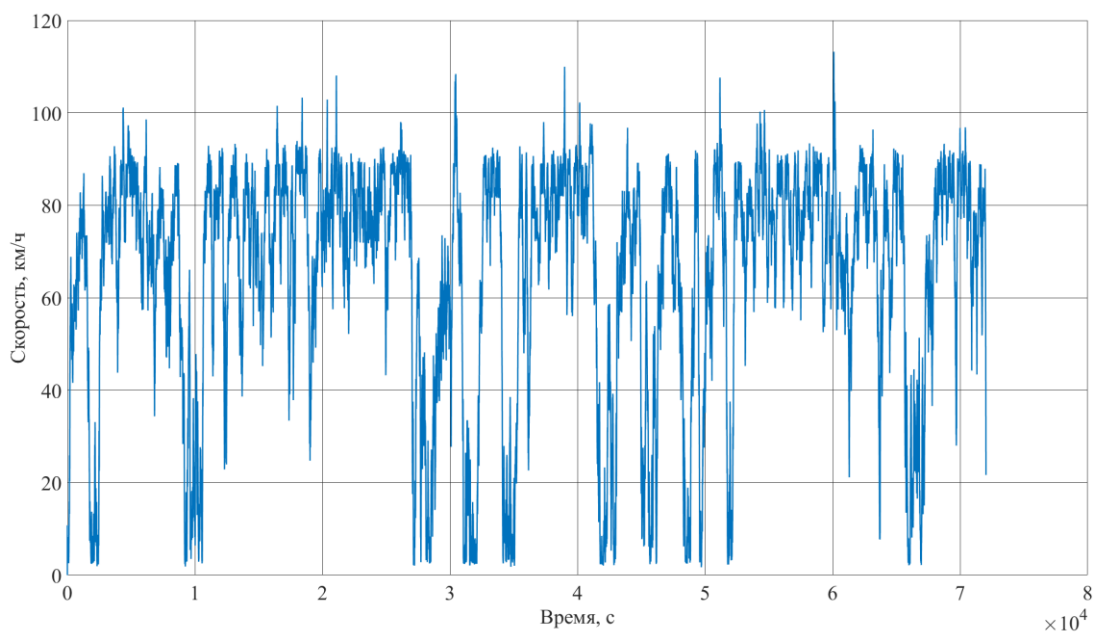


Рисунок 6.11 – Цикл по методу Монте Карло

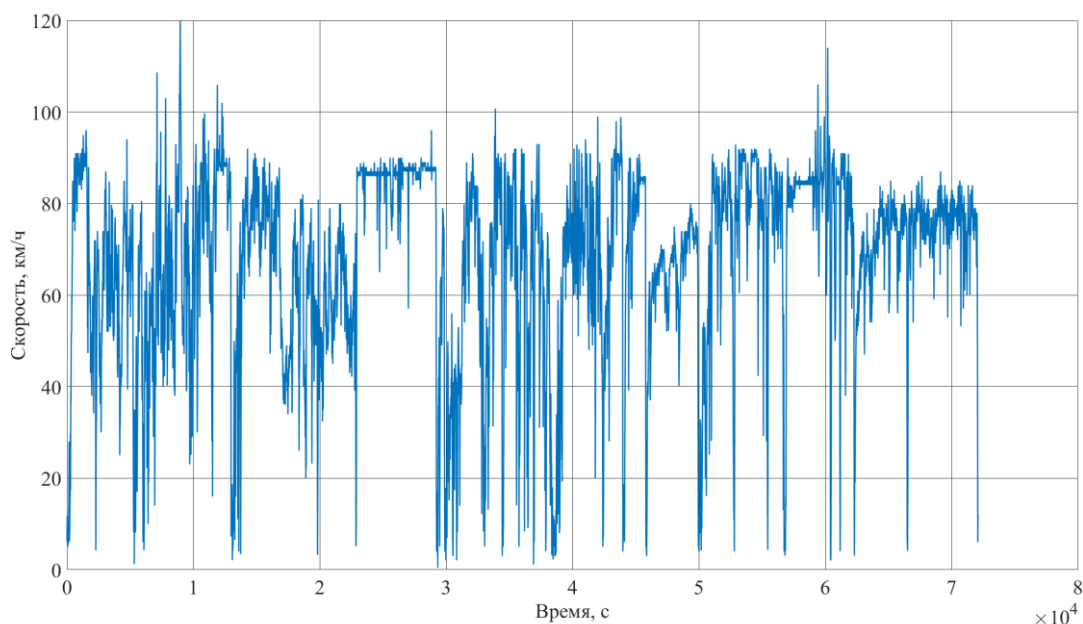


Рисунок 6.12 – Цикл по методу микропоездок с использованием кластеризации

Оценка долговечности производилась по ряду параметров, полученных в имитационной модели движения колесной машины: момент и угловая скорость тягового электродвигателя, и длительность действия нагрузок. Совокупность этих параметров позволяет составить циклограмму нагрузок. Циклограмма нагрузок представляет собой таблицу значений относительных пробегов

автомобилей на различных диапазонах частоты вращения валов тяговых электродвигателей при различных нагрузках на мехатронные трансмиссии, характеризующимися различными диапазонами крутящего момента на валах электродвигателей. Формирование циклограммы нагрузок необходимо для расчета на долговечность зубчатых зацеплений, подшипниковых опор и валов трансмиссий и срока их службы.

Результатом расчета для выбранного ездового цикла является график изменения крутящего момента, потребного для преодоления условий движения записанного цикла, в зависимости от времени движения. По его данным проводится расчет на прочность деталей электромеханических трансмиссий.

Циклограммы нагрузок трансмиссии электробуса, полученные для каждого из ездовых циклов транспортных средств, представлены на рисунках 6.13 - 6.15.

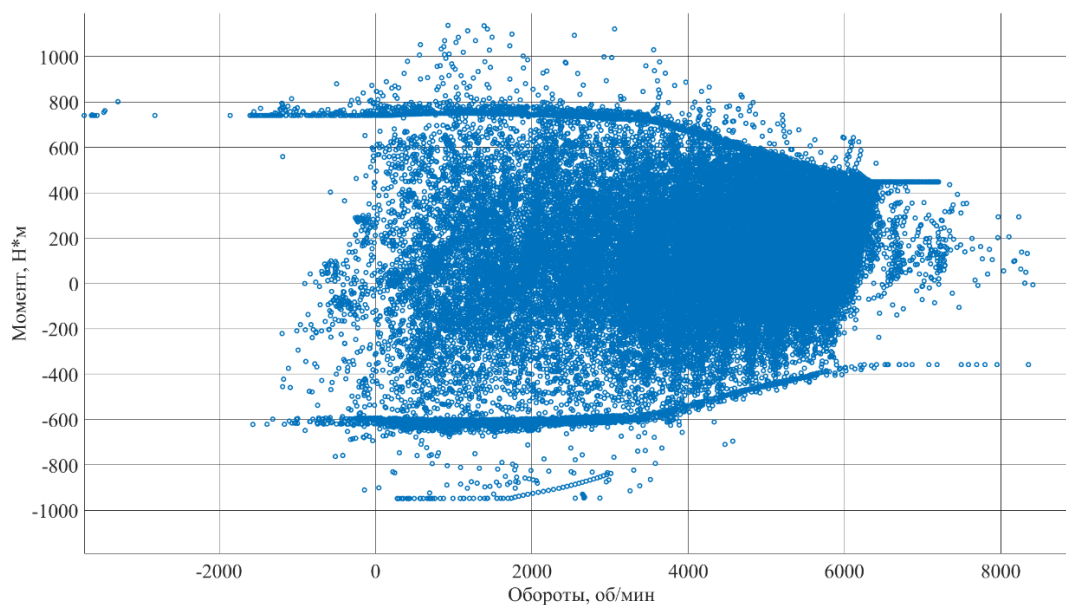


Рисунок 6.13 - Спектр нагрузок по циклу с марковскими цепями

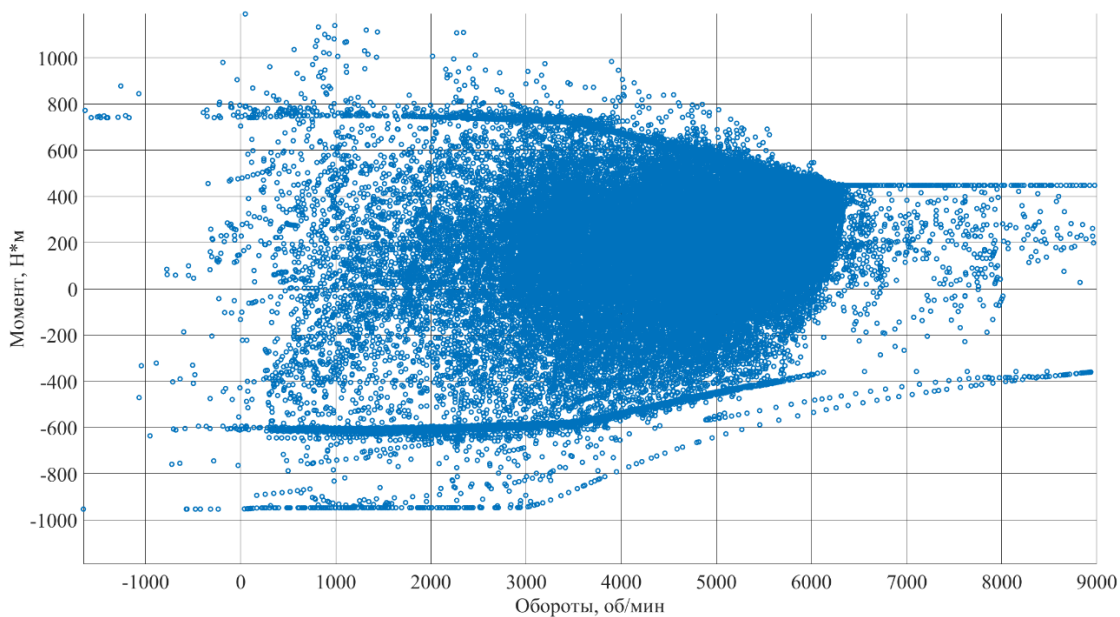


Рисунок 6.14 - Режимы нагружения на основе метода микропоездки с кластеризацией k-средних

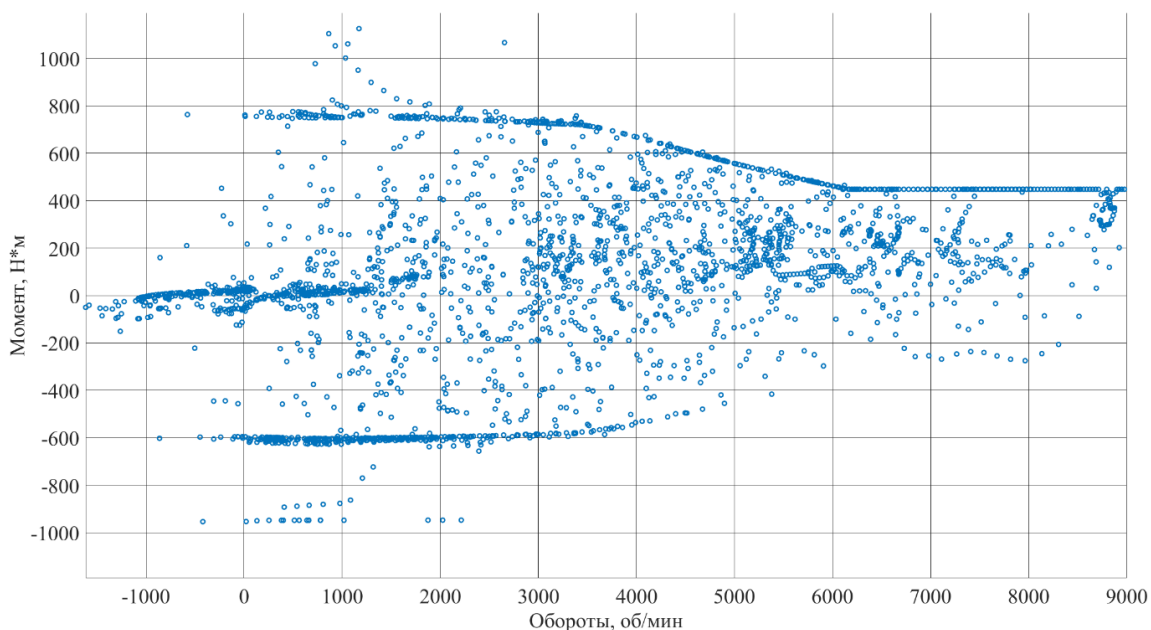


Рисунок 6.15 - Режимы нагружения по циклу WLTP

Из графиков видно, что спектры на основе метода микропоездки с кластеризацией k-средних и цикла Маркова более точные по сравнению со стандартизованным циклом WLTP.

Стандартизованные циклы WLTP и HFWET транспортных средств не позволяют с высокой точностью оценить движение грузовых автомобилей с

электромеханическими трансмиссиями, передвигающихся по смешанным маршрутам, охватывающим частое движение как в городских условиях, так и продолжительное движение по магистралям на территории Российской Федерации. Для получения точных значений запасов прочности электромеханической трансмиссии грузового автомобиля, движущегося одинаково часто в городских условиях и по магистралям по территории рассматриваемого географического региона, целесообразно использование ездовых циклов транспортных средств, синтезированных на основе статистических данных о движении грузовых автомобилей в данном регионе, что позволит улучшить металлоемкость и разработать электромеханическую трансмиссию с наименьшими габаритами.

6.4 Синтез кинематической схемы редуктора

Для электропортального моста нужно обеспечить следующие требования:

- прохождение по габаритам, ограничение по высоте для низкопольного транспорта;
- достижение требуемого передаточного числа;
- минимальные размеры зубчатого зацепления;
- прочность элементов редуктора.

Для обеспечения требуемых характеристик целесообразно применять двухступенчатый редуктор.

6.4.1 Обоснование выбора кинематической схемы

Цилиндрический редуктор с внешним зацеплением для электропортального моста нецелесообразно применять для низкопольного электробуса, большие размеры зубчатого зацепления и межосевого расстояния не позволяют применять данную конструкцию редуктора. Схема цилиндрического зацепления представлена на рисунке 6.16.

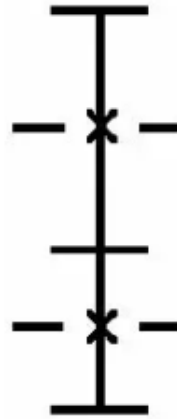


Рисунок 6.16 - Кинематическая схема цилиндрического редуктора с внешним зацеплением

Цилиндрический редуктор с внутренним зацеплением для электропортального моста не применяется. Данная конструкция также не проходит по габаритам и прочности для электропортального моста. Схема цилиндрического зацепления представлена на рисунке 6.17

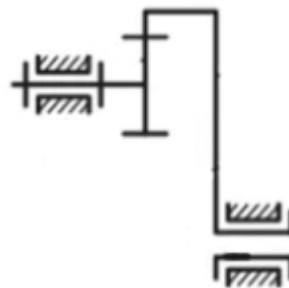


Рисунок 6.17 - Кинематическая схема цилиндрического редуктора с внутренним зацеплением

Для обеспечения требований разработана кинематическая схема несоосного редуктора, представленная на рисунке 6.18

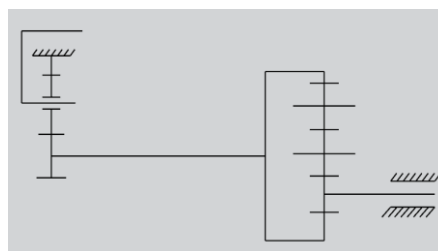


Рисунок 6.18 – Кинематическая схема двухступенчатого несоосного колесного редуктора

В качестве второй ступени, как было сказано ранее, применяется планетарная передача с ведущей солнечной шестерней и ведомым водилом.

Для синтеза зубчатых передач редуктора, была разработана математическая модель в программной среде KISSsys. Изображение расчетной модели и схемы потока мощности представлены на рисунках 6.19 и 6.20

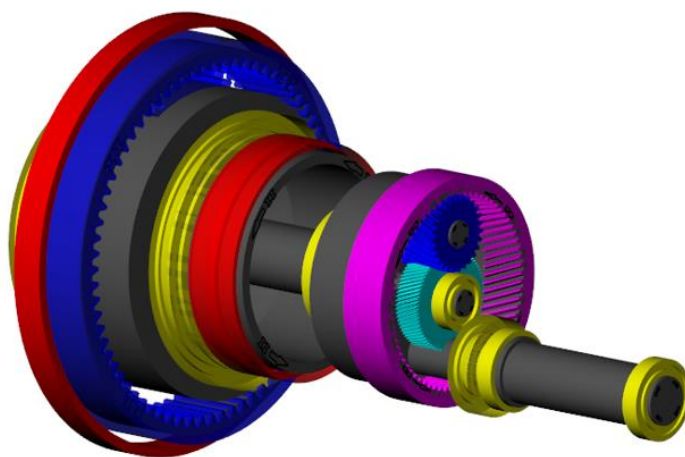


Рисунок 6.19 – Расчетная модель

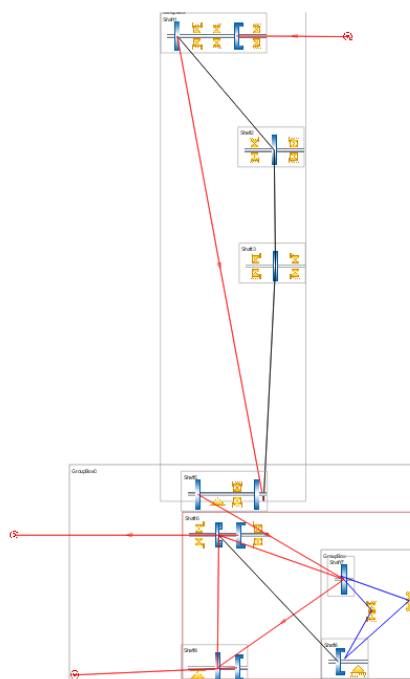


Рисунок 6.20 – Схема передачи потока мощности

7 Расчетная часть

7.1 Расчет тормозного момента

В качестве исходных данных для проведения расчета необходимы технические характеристики пневмокамеры и тормозного механизма, приведенные в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Исходные данные для расчета тормозного момента

Параметр	Обозначение	Значение
Коэффициент трения между диском и колодкой	μ	0,45
Средний радиус трения, мм	$r_{\text{ср}}$	175
Площадь пневмокамеры, м ²	S	25
Рабочее давление пневмокамеры, бар	p	9
Передаточное отношение тормозного механизма	$u_{\text{тм}}$	15,6
Допустимое изменение передаточного отношения не более 10%	n	0,9
КПД тормозного механизма	η	0,95

Необходимый тормозной момент на диске определяется по формуле (18) [6]:

$$T_{\text{тн}} = 2 * \mu * F_{\text{кам}} * u_{\text{тмтн}} * r_{\text{ср}} * \eta, \quad (18)$$

Сила, развиваемая пневмокамерой определяется по формуле (19):

$$F_{\text{кам}} = S * p = 14,516 \text{ кН} \quad (19)$$

Сила на одном толкателе определяется по формуле (20):

$$F_{\text{тол}} = u_{\text{тм}} * F_{\text{кам}} 226,451 \text{ кН} \quad (20)$$

Тормозной момент на диске при заданных условиях определяется по формуле (21):

$$T_{\text{min}} = 2 * \mu * F_{\text{кам}} * u_{\text{тм}} \text{min} * r_{\text{ср}} * \eta = 28,612 \text{ кН * м} \quad (21)$$

Сила трения на тормозных колодках определяется по формуле (22):

$$F_{\text{к}} = \mu * F_{\text{кам}} * u_{\text{тм}} \text{min} * \eta = 18,749 \text{ кН} \quad (22)$$

Сила прижатия колодок определяется по формуле (23):

$$F_{\text{t1}} = F_{\text{кам}} * u_{\text{тм}} \text{min} * \eta = 204,372 \text{ кН} \quad (23)$$

7.2 Расчет пружины толкателя

В качестве исходных данных для проведения расчета необходимы характеристики пружины.

Таблица 7.2 – Исходные данные для расчета пружины

Параметр	Обозначение	Значение
Модуль сдвига, Па	G	$8 \cdot 10^{10}$
Степень навивки пружины	c	4,4

Продолжение таблицы 7.2

Длина пружины в свободном состоянии, мм	L_0	49,5
Длина пружины при соприкосновении витков, мм	H	31,5
Диаметр стержня пружины	d	4,4
Допустимое напряжение, МПа	$\tau_{\text{доп}}$	1440
КПД тормозного механизма	η	0,95

Коэффициент уменьшения допустимых напряжений определяется по формуле (24):

$$k = \frac{4 \cdot c + 2}{4 \cdot c - 3} = 1,34 \quad (24)$$

Максимально возможная деформация определяется по формуле (25):

$$\alpha = L_0 - H = 18 \text{ мм} \quad (25)$$

Сила, достигаемая при максимальном сжатии определяется по формуле (26):

$$F_{\text{max}} = \pi \cdot \frac{d^2 \cdot \tau_{\text{доп}}}{8 \cdot k \cdot c} = 1857 \text{ Н} \quad (26)$$

Жесткость пружины определяется по формуле (27):

$$c_{\text{пж}} = \frac{F_{\text{max}}}{\alpha} = 103 \text{ Н/мм} \quad (27)$$

7.3 Расчет методом конечных элементов детали на прочность

Исходной моделью для метода конечных элементов является рычаг тормозного механизма, который показан на рисунке 7.1.

Расчет проводился по силе, создаваемой пневмокамерой при рабочем ходе $F_a=8450$ Н.

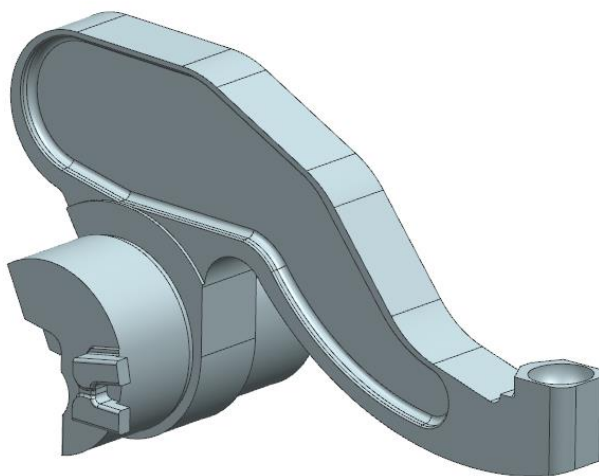


Рисунок 7.1 –твердотельная модель рычага

Конечно-элементная модель представлена на рисунке 7.2.

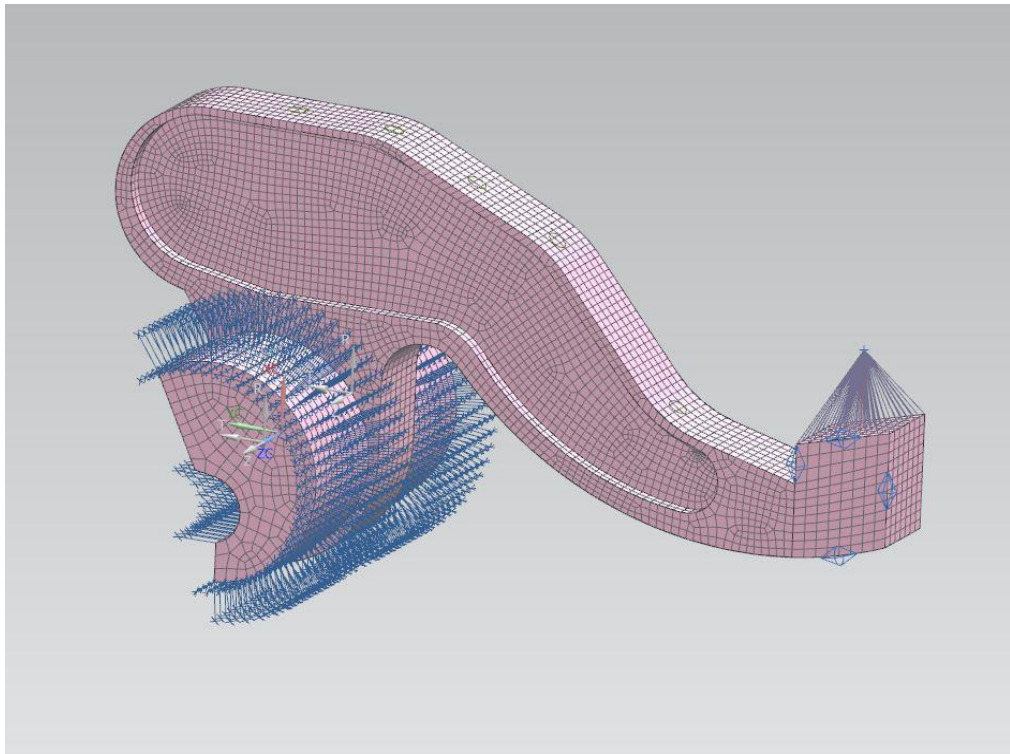


Рисунок 7.2 – Разбиение на конечные элемент

Закрепление модели цилиндрическим шарниром представлено на рисунке 7.3.

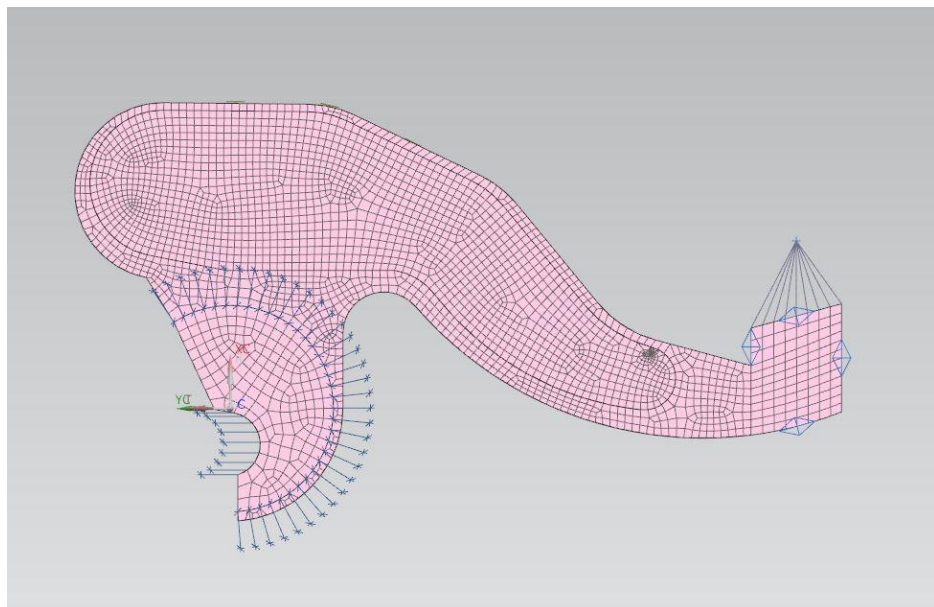


Рисунок 7.3 – Направление усилия и ограничение модели

С помощью метода конечных элементов произведен расчет на прочность поршня с помощью программного обеспечения NX. Напряжение показано на рисунке 7.4.

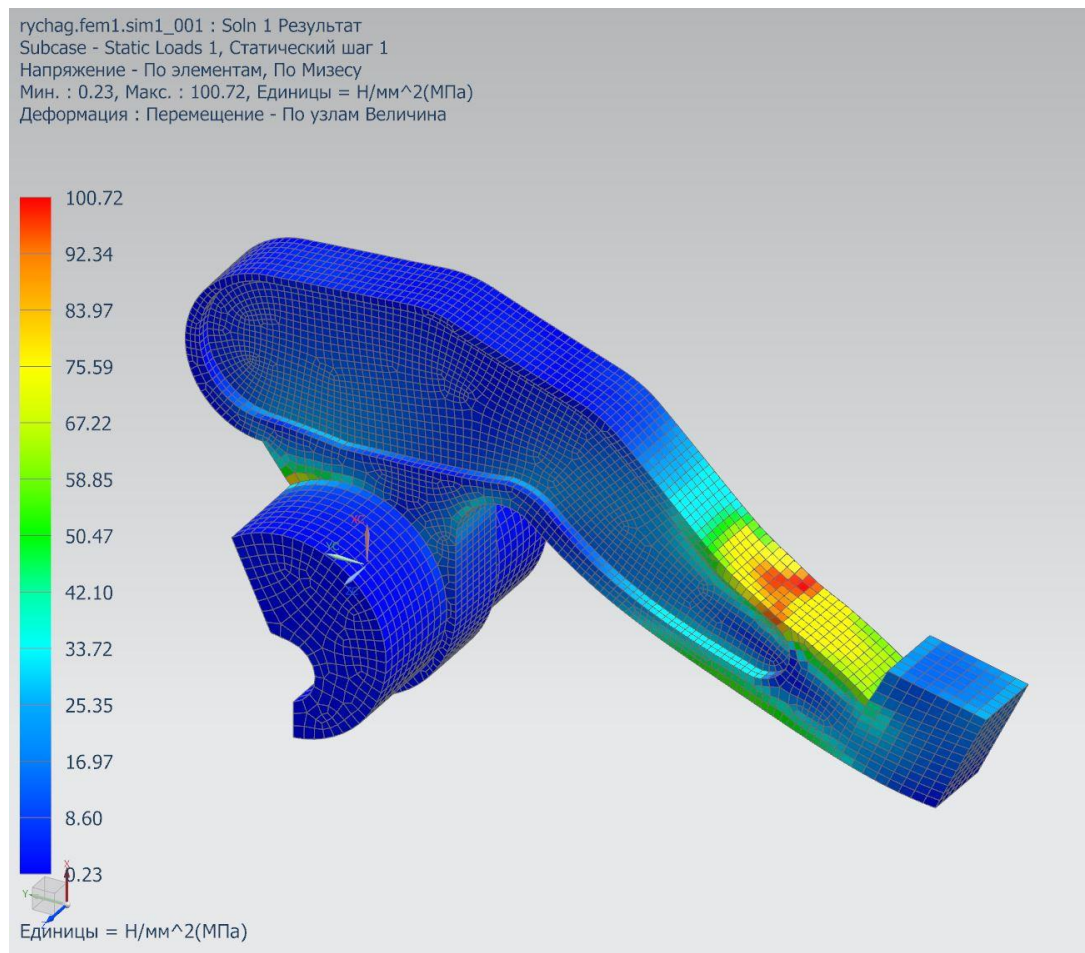


Рисунок 7.4 - Напряжение возникающие под действием максимальной нагрузки, действующей на поршень

Перемещение под действием максимальной нагрузки показано на рисунке

7.5

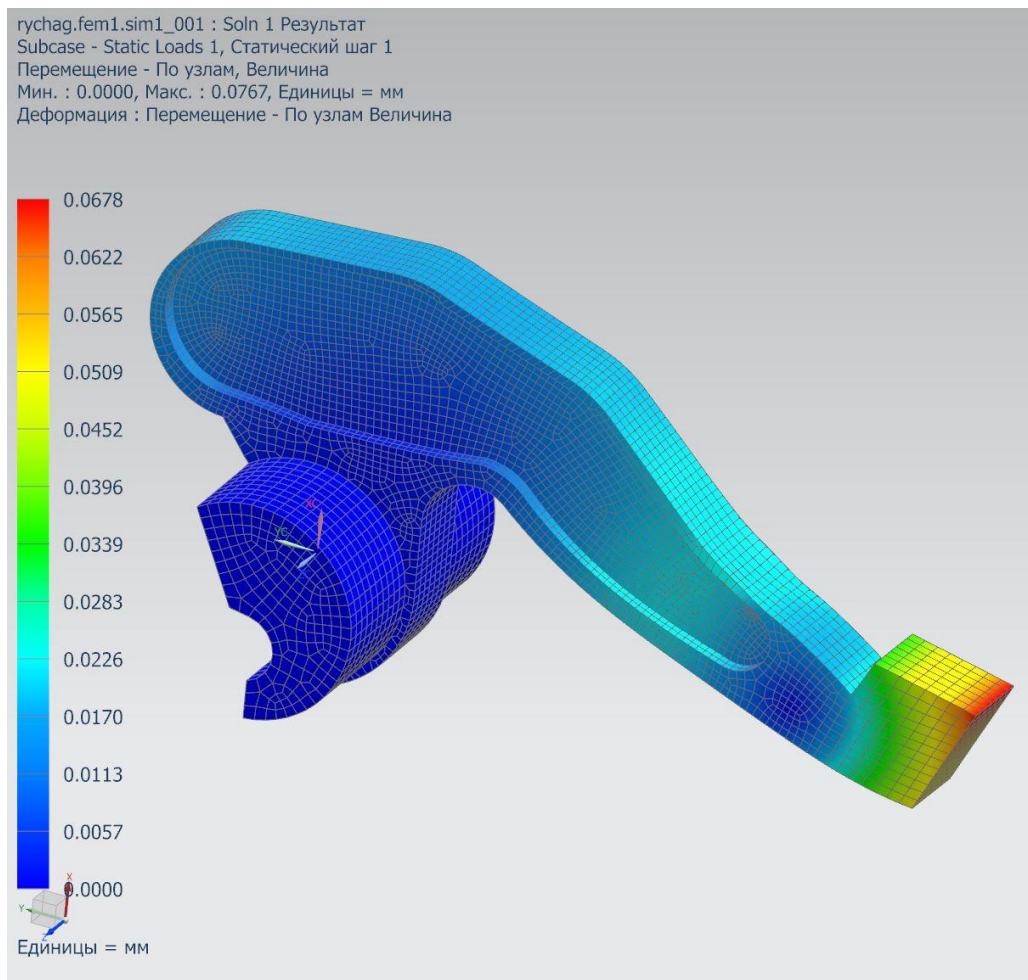


Рисунок 7.5 - Перемещения под действием максимальной нагрузки, действующей на поршень

Максимальные напряжения составили 101 Мпа. Максимальное перемещение – 0,0678 мм. Коэффициент запаса по текучести $n_t = 2,4$.

В результате расчета подтвердилась работоспособность конструкции в данном режиме.

7.4 Определение размеров зубчатых передач

Расчет зубчатых передач, подбор геометрии и их параметров производился в расчетной модели, представленной в пункте 6.4.

Методика определения параметров зубчатого колеса строится на выборе наиболее оптимальной передачи из тех, что возможно построить в указанных габаритах при действии определенных нагрузок.

Далее приводится методика подбора геометрии зубчатых колес на примере колесного планетарного редуктора электропортального моста.

7.4.1 Предварительное определение геометрии колесного редуктора

Расчет предварительной геометрии начинается с задания нагрузочных режимов, в частности, крутящего момента и скорости вращения вала электродвигателя, и циклограммы нагрузок, полученной по результатам научно-исследовательской работы.

Расчет проводится по максимальному моменту электродвигателя. Расчетный максимальный момент составляет 640 Н*м. Максимальная частота вращения вала электродвигателя составляет 9000 об/мин.[7]

Среди предложенных программой вариантов предварительной геометрии наибольшее предпочтение отдается зубчатым передачам с наименьшим межосевым расстоянием, максимальной удельной мощностью и меньшей массой. Таблица с вариантами предварительной геометрии представлена на рисунке 6.21.

Nr.	a [mm]	b ₁ [mm]	b ₂ [mm]	b ₃ [mm]	m ₁ [mm]	α ₁ [°]	β [°]	z ₁	z ₂	z ₃	ε _{α12}	ε _{α23}	ε _{α13}	β ₁ [°]	S _v	T _{max} [Nm]	P _{max} [kW]	η	W [kg]	T _{max} W [Nm]
1	72.2450	45.8100	44.4200	45.8100	2.7500	20.0000	15.0000	21.0000	29	-79	1.2624	4.7629	0.0400	2.2387	640.2056	603.4911	0.9922	11.8643	53.9659	
2	72.6153	45.3800	44.0000	45.8900	2.7500	20.0000	15.0000	21.0000	29	-61	1.2637	4.8005	1.0404	2.1388	641.2782	604.3609	0.9922	11.9215	55.5146	
3	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.5000	20.0000	15.0000	17.0000	24	-63	1.5813	4.7059	-1.1369	4.8772	760.4183	716.8659	0.9922	12.6689	60.0281	
4	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.0000	20.0000	15.0000	19.0000	26	-73	1.2630	4.8421	1.7249	3.0786	792.4180	747.6248	0.9921	11.9687	66.2240	
5	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.5000	20.0000	15.0000	17.0000	21	-63	1.0561	4.7059	-1.1369	3.5127	806.4672	760.0775	0.9923	12.0946	66.6797	
6	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.0000	20.0000	15.0000	19.0000	27	-71	1.4682	4.8421	1.7249	3.8571	806.8917	760.4850	0.9921	11.9261	67.8228	
7	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.5000	20.0000	15.0000	17.0000	22	-63	1.2779	4.7059	-1.1369	3.6047	855.8386	806.4187	0.9900	12.6239	67.7253	
8	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.0000	20.0000	15.0000	20.0000	27	-76	1.5219	4.8000	0.8423	3.4797	832.4170	794.5345	0.9882	12.3248	68.0268	
9	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.0000	20.0000	15.0000	17.0000	21	-63	1.0514	4.7059	-1.1369	3.3656	807.2095	760.7771	0.9888	11.8226	68.2713	
10	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.0000	20.0000	15.0000	19.0000	25	-71	1.4541	4.8421	1.7249	2.9546	864.0227	828.8578	0.9922	13.0261	68.5686	
11	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.5000	20.0000	15.0000	17.0000	22	-63	1.3218	4.7059	-1.1369	3.6444	846.1464	800.3016	0.9894	12.3454	68.7823	
12	72.5000	39.1500	37.8330	39.1500	3.0000	20.0000	15.0000	19.0000	25	-73	1.0947	4.8421	1.7249	2.7209	698.8386	658.6299	0.9919	10.0199	69.7463	
13	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.0000	20.0000	15.0000	20.0000	24	-72	1.0942	4.8000	-0.3613	3.0436	796.8032	753.0239	0.9919	11.1182	71.8763	
14	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.0000	20.0000	15.0000	21.0000	26	-75	1.5666	4.9714	-0.9618	3.3708	833.5917	798.6417	0.9864	11.9206	72.4633	
15	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.0000	20.0000	15.0000	21.0000	26	-75	1.5202	4.9714	-0.9618	3.5475	863.0328	813.3893	0.9881	11.7751	73.3240	
16	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.0000	20.0000	15.0000	20.0000	25	-72	1.2630	4.8000	-0.3613	3.2206	843.7400	795.2063	0.9922	11.4830	73.4775	
17	72.5000	45.6200	44.0000	45.6200	3.5000	20.0000	15.0000	20.0000	26	-73	1.4120	4.8000	-0.3613	3.7029	854.2795	805.3117	0.9924	11.4622	74.2973	
18	73.0000	46.1200	44.0000	46.1200	3.0000	20.0000	15.0000	20.0000	24	-72	1.2642	4.8000	-0.3613	2.9602	896.4126	856.2514	0.9964	11.7125	74.7626	

Рисунок 7.6 – Предварительное определение параметров колесного редуктора

7.4.2 Точное определение геометрии колесного редуктора

После проведения примерного определения размеров и выбора передачи с наибольшей удельной мощностью и наименьшими габаритами фиксируется межосевое расстояние, и далее рассматриваются с помощью точного определения размеров варианты передач с зафиксированным межосевым расстоянием.

При точном определении размеров предпочтение отдавалось передачам с максимальными коэффициентами запаса прочности ножки зуба и боковой поверхности зуба, а также передачам с наибольшим суммарным перекрытием. Определение параметров зубчатой передачи по перечисленным критериям позволяет выбрать наименее “шумную” передачу с наиболее большими коэффициентами запасов прочности. Пример выбора оптимальной передачи представлен на рисунке 3.2.

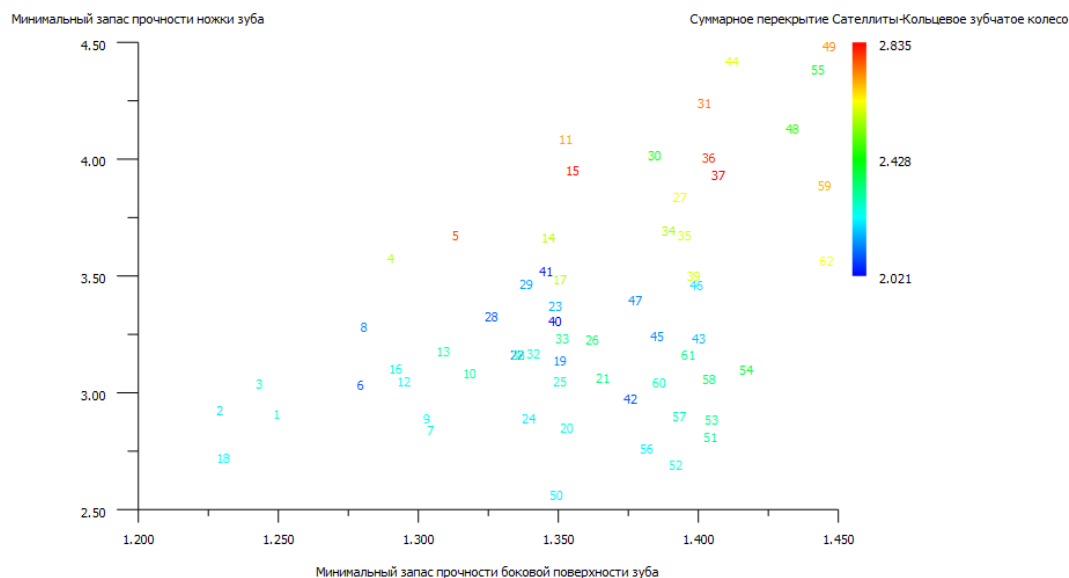


Рисунок 7.7– Выбор оптимальной передачи

Как видно из рисунка 6.22 вариант 55 является оптимальным по всем перечисленным критериям.

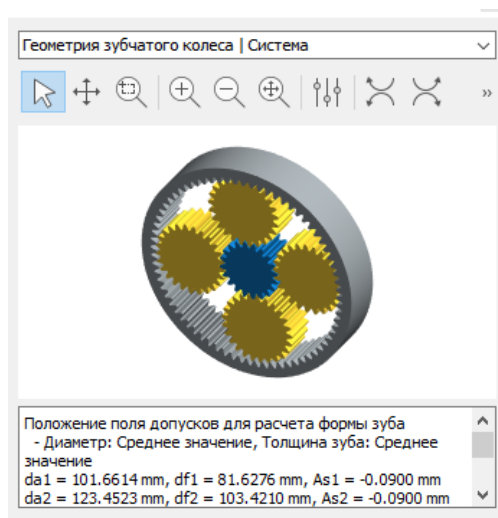


Рисунок 7.8 – Рассчитанная геометрия зубчатого зацепления второй ступени

Аналогичным образом проводился подбор параметров зубчатых зацепления несоосного редуктора.

Геометрические параметры зубчатых колес несоосного и колесного редукторов представлены в таблицах 6.3 и 6.4, соответственно.

Таблица 6.3 – Геометрические параметры зубчатых колес несоосного редуктора

	Ведущая шестерня	Коронная шестерня	Паразитная шестерня 1	Паразитная шестерня 2
Модуль, мм	2,25			
Число зубьев	19	72	26	27
Ширина, мм	53	54	54	55
Коэффициент смещения	0,1709	-0,8100	0,6183	0,0208
Угол наклона зубьев	20			

Таблица 6.4 – Геометрические параметры зубчатых колес колесного редуктора

	Солнечное колесо	Эпицикл	Сателлит
Модуль, мм	3		
Число зубьев	21	79	27
Ширина, мм	54	57	55
Коэффициент смещения	0,4387	-0,0884	0,8796
Угол наклона зубьев	20		

7.5 Расчет на прочность зубчатой передачи

Подбор геометрии проводился по методу микропоездки с кластеризацией k-средних, как наиболее подходящему и оптимальному. При этом была проведена оценка запасов прочности при других методах, описанных в главе 6.

Итогом расчета метода относительных пробегов по формулам (6) - (10) является ряд параметров, полученных при максимальных режимах нагружения. Результаты расчета, представлены в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Результаты расчета нагрузок методом относительных пробегов в процентах

Длительность режима нагружения	Момент, Н·м	Частота, об/мин
5%	921,50	526,316
95%	751,51	645,362

Результаты расчета на прочность планетарного ряда электромеханической трансмиссии с использованием стандартизованного цикла WLTP и циклограмм нагружения, полученных в ходе имитационного моделирования движения по ездовым циклам транспортных средств, представлены в таблицах 7.4 и 7.5.

Таблица 7.4 – Результаты расчета на прочность

Наименование зубчатого колеса	Метод микропоездок	Метод Маркова	WLTP	Метод относительных пробегов
Запас изгибной прочности зуба				
Солнечное колесо	2,064	2,053	1,684	1,47
Сателлит	1,563	1,549	1,532	1,14
Эпицикл	3,448	3,506	2,87	2,6

Таблица 7.5 – Результаты расчета на прочность

Наименование зубчатого колеса	Метод микропоездок	Метод Маркова	WLTP	Метод относительных пробегов
Запас по контактной прочности зуба				
Солнечное колесо	1,519	1,483	1,356	1,266
Сателлит	1,727	1,707	1,660	1,515
Эпицикл	2,896	2,889	2,681	2,5

Запасы прочности трансмиссии при расчете на циклограмму нагрузок, полученную методом относительных пробегов, наиболее низкие в сравнении с другими рассматриваемыми циклограммами нагрузок, полученными по ездовым циклам транспортных средств.

Запасы прочности при расчете на циклограммы нагрузок, полученные по стандартизированным ездовым циклам транспортных средств WLTP и HFWET близки к запасам прочности, полученным по ездовым циклам грузовых автомобилей на основе реальных записей движения, что подтверждает работоспособность расчета на прочность с помощью циклов Маркова и

микрорезов с кластеризацией k-средних. Наибольшие запасы прочности обеспечиваются при использовании циклограмм нагрузок, полученных при имитационном моделировании по ездовым циклам грузовых автомобилей, синтезированных на основе реальных записей движения с помощью методов Маркова и микрорезов, что показывает более высокую точность вышеописанных методов по сравнению со стандартизованным циклом.

7.6 Влияние модификации зубьев на параметры передачи

Для повышения запасов прочности передачи, корректировки положения пятна контакта, а также снижения шумности передачи вводят различные модификации зубьев: срез кромок у вершин зубьев, скругление кромки у вершин зубьев, бочкообразность по длине и высоте зуба, модификация угла наклона зуба и т.д.

Модификация зубьев рассматривалась на примере зацепления паразитных косозубых шестерен несоосного редуктора. Расчет проводился с моментом, составляющим 80% от максимального момента, подводимого от электродвигателя.

Результаты прочностного расчета и пятно контакта на боковой поверхности зуба без модификаций зубьев представлены в таблицах 7.6 - 7.8, пятно контакта показано на рисунке 7.9. Коэффициент распределения нагрузки вдоль контактных линий $K_{нв} = 1,552$.

Таблица 7.6 – Запас изгибной прочности зуба без модификаций

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,458
Паразитная шестерня 2	1,479

Таблица 7.7 - Запас контактной прочности зуба без модификации

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,077
Паразитная шестерня 2	1,077

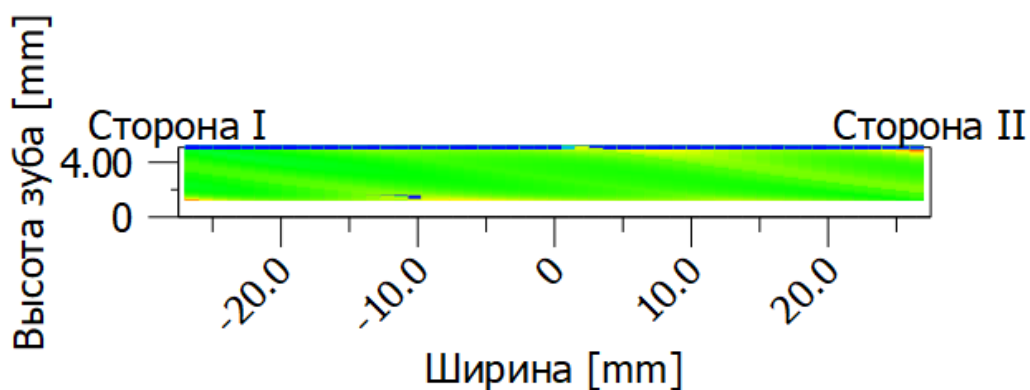


Рисунок 7.9 – Пятно контакта

Максимальное и минимальное значения, красной и зеленой зоны пятна контакта, соответственно, приведены в таблице 7.8

Из изображения видно, что пятно контакта зубьев смещено из-за прогиба осей шестерен и возможных погрешностей изготовления, и необходимо вводить модификации зубчатых колес для корректировки его положения.

Одной из простейших и наиболее часто применяемых модификаций является скругление или срез фаски на кромке у вершины зуба. Основная цель данных модификаций – снижение вероятности столкновения впадины зубьев с вершинами ответного зубчатого колеса, а также уменьшение возможных концентраторов в острой кромке зуба.

Модификация кромки с помощью среза кромки и скругления показана на рисунке 7.10.

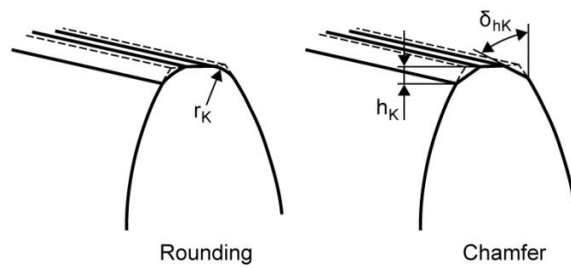


Рисунок 7.10 – Скругление ребра зуба и срез зубьев

Для снижения шума при этом может быть применена модификация кромки с помощью среза кромки зуба по ширине, показанная на рисунке 7.11.

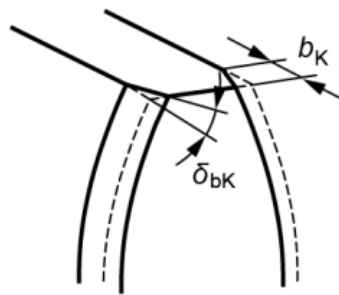


Рисунок 7.11– Срез кромок по ширине

Влияние данных модификаций на запасы прочности и положение пятна контакта незначительно, однако может существенно повлиять на шумность работы передачи и на качество работы зацепления в целом.

Существенное влияние на положение пятна контакта, а также запасы прочности и долговечности передачи могут оказать более сложные модификации профиля, к которым относятся бочкообразность по ширине и высоте зуба, модификация угла наклона зуба.

Модификация при помощи бочкообразности и получаемое пятно контакта показаны на рисунках 7.12 и 7.13 соответственно.

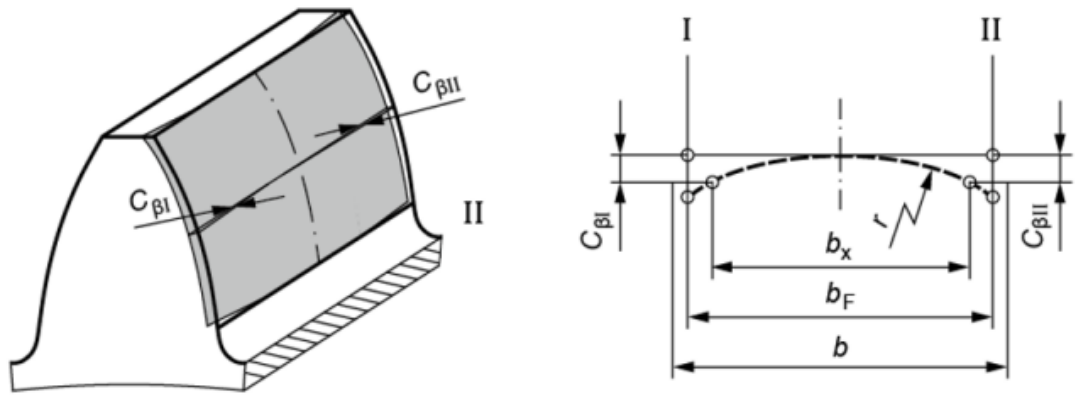


Рисунок 7.12 – Модификация с помощью бочкообразности

Результат расчета и значение нагрузки в пятне контакта при добавлении модификации бочкообразность показан на в таблицах 7.9 - 7.11. Коэффициент распределения нагрузки вдоль контактных линий $K_{\text{нв}} = 1,35$.

Таблица 7.9 – Запас изгибной прочности зуба с помощью бочкообразности

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,560
Паразитная шестерня 2	1,583

Таблица 7.10 – Запас контактной прочности зуба с помощью бочкообразности

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,119
Паразитная шестерня 2	1,119

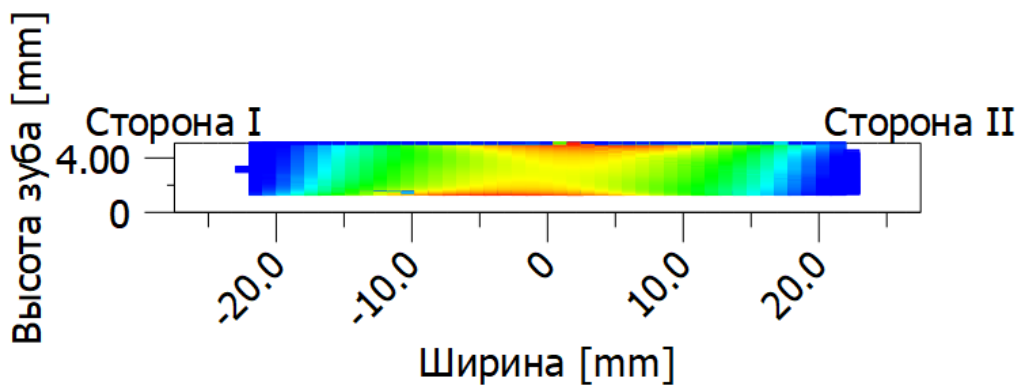


Таблица 7.13 – Нагрузка в пятне контакта

При добавлении бочкообразности зубьев повышаются расчеты изгибной и контактной прочности, пятно контакта передачи смещается ближе к центральной части зуба.

Профильная модификация головки зуба с бочкообразностью по высоте и пятно контакта показаны на рисунках 7.13 и 7.14, соответственно.

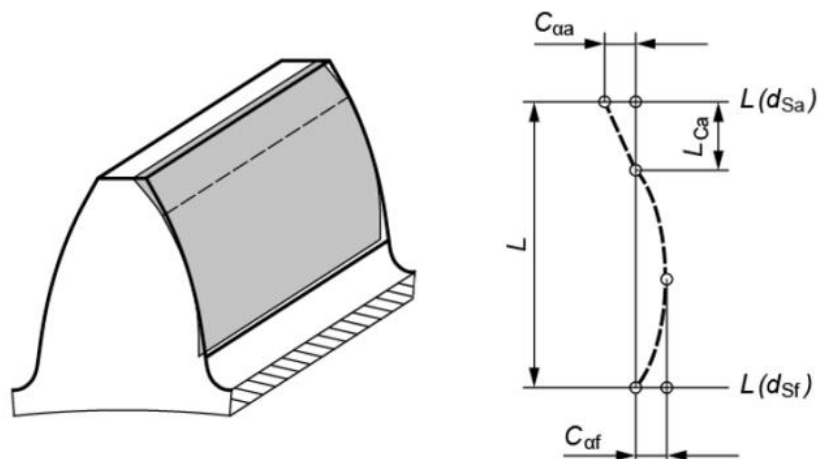


Рисунок 7.14– Профильная модификация головки зуба с бочкообразностью по высоте

Результат расчета и значение нагрузки в пятне контакта при добавлении профильной модификации головки зуба с бочкообразностью по высоте показан на в таблицах 7.12 - 7.14.

Таблица 7.12 – Запас изгибной прочности зуба с помощью бочкообразности по высоте

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,470
Паразитная шестерня 2	1,491

Таблица 7.13 – Запас контактной прочности зуба с помощью бочкообразности по высоте

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,081
Паразитная шестерня 2	1,081

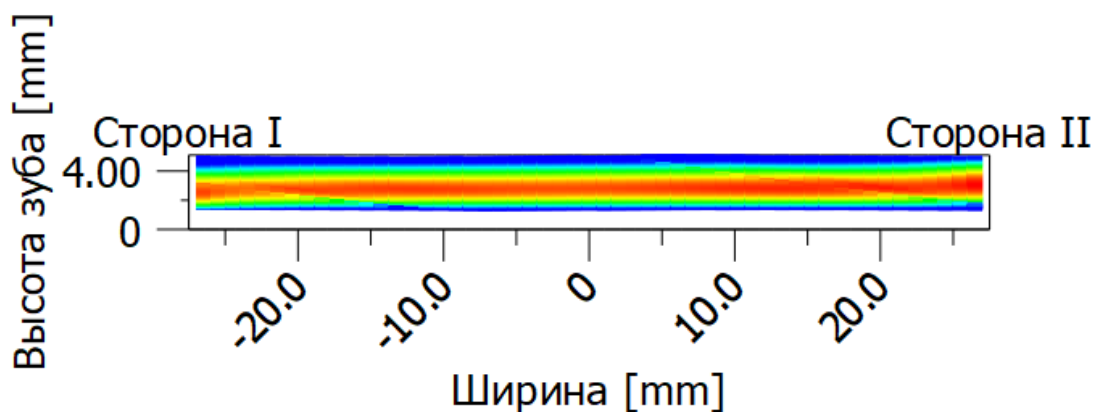


Рисунок 7.15 – Пятно контакта

Из рисунка 7.15 видно, что пятно контакта смещается к центру зуба по высоте, что уменьшает концентрацию напряжений в крайних точках зуба и уменьшается изгибная и контактная прочность по сравнению с предыдущей модификацией, уменьшается нагрузка в пятне контакта.

Из расчета видно, что значения прочности по всем параметрам увеличились, что связано с корректировкой положения пятна контакта в зацеплении, благодаря чему снижаются максимальных напряжений в зубчатой передаче.

Часто, для улучшения качества зацепления вводят различные профильные модификации головки зуба, которые бывают различной формы: дугообразная, с переходным радиусом, прогрессивная и т.д. Введение подобных модификаций, обычно, незначительно влияет на запасы прочности, однако позволяют устранить возможные концентраторы в острых кромках зубьев и уменьшить кинематическую погрешность передачи.

Дугообразная профильная модификация головки зуба и пятно контакта зацепления показаны на рисунках 7.16 и 7.17, соответственно.

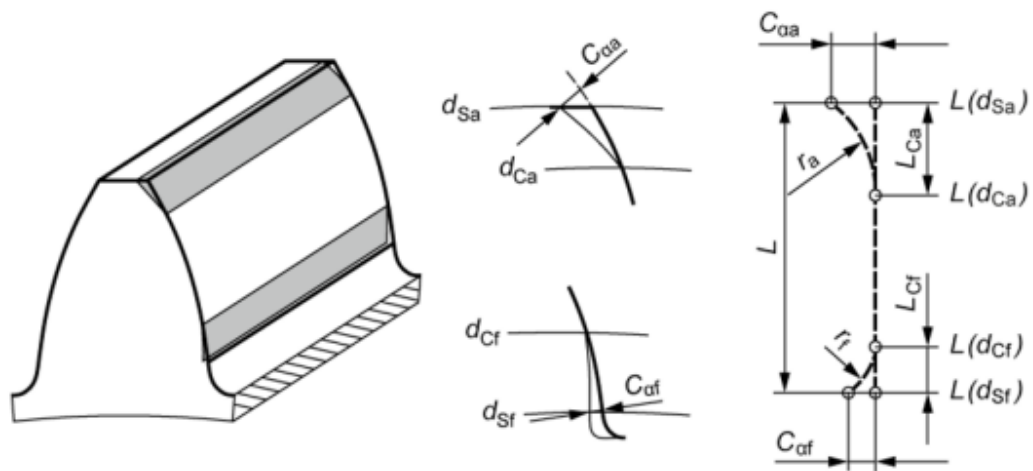


Рисунок 7.16 – Профильная модификация головки зуба, дугообразная

Результат расчета и значение нагрузки в пятне контакта при добавлении дугообразной профильной модификации показан на в таблицах 7.15 - 7.17.

Таблица 7.15 – Запас изгибной прочности зуба с дугообразностью

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,463
Паразитная шестерня 2	1,484

Таблица 7.16 – Запас контактной прочности зуба с дугообразностью

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,079
Паразитная шестерня 2	1,079

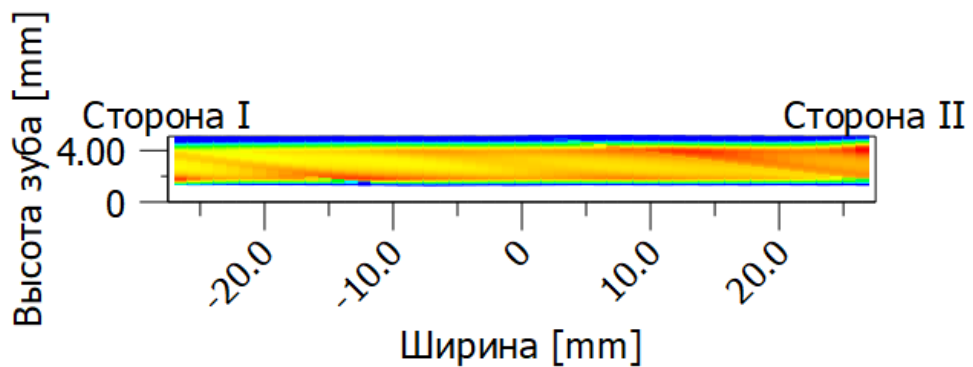


Рисунок 7.17 – Пятно контакта

По изображению видно, что пятно контакта смещается в зону центральной части зуба по сравнению с вариантом без модификаций, уменьшается концентрация напряжений, при этом изгибная и контактная прочность зуба незначительно отличается от варианта без модификаций и становится меньше по сравнению с модификациями с применением бочкообразности.

Профильная модификация головки зуба – линейная с переходным радиусом и пятно контакта показаны на рисунках 7.18 и 7.19.

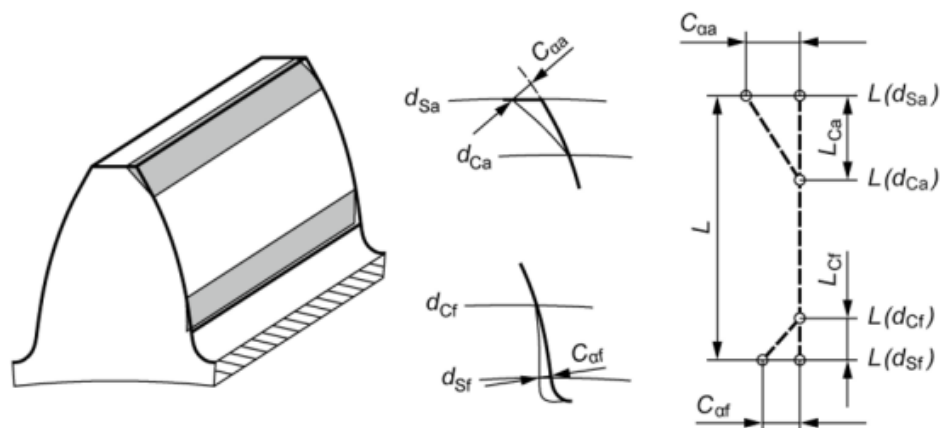


Рисунок 7.18 – Профильная модификация с переходным радиусом

Результат расчета и значение нагрузки в пятне контакта при добавлении линейной модификации с переходным радиусом показан в таблицах 7.18 - 7.20.

Таблица 7.18 – Запас изгибной прочности зуба с помощью переходного радиуса

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,466
Паразитная шестерня 2	1,487

Таблица 7.19 – Запас изгибной прочности зуба с помощью переходного радиуса

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,080
Паразитная шестерня 2	1,080

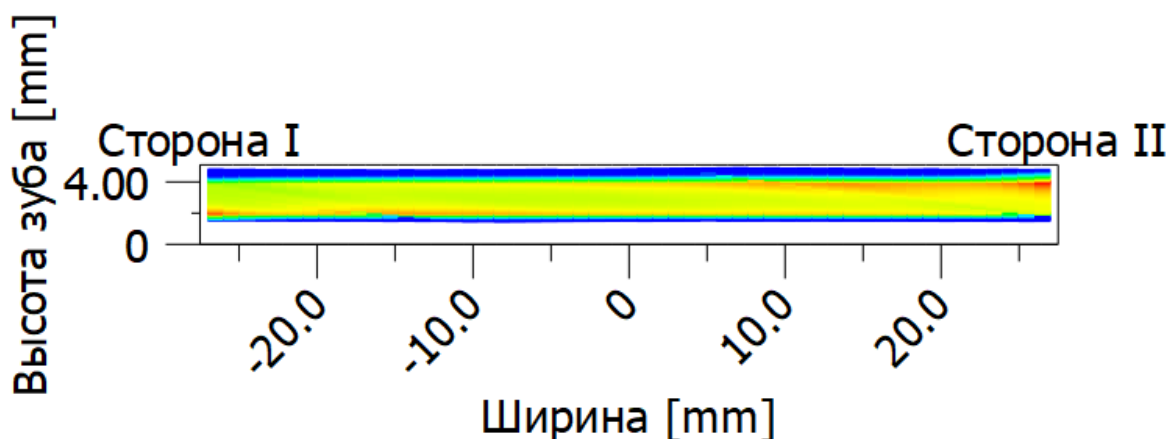


Рисунок 7.19 – Пятно контакта

При добавлении переходного радиуса снижается нагрузка по краям зуба, однако появляются концентраторы напряжений на сторонах зуба, значения изгибной и контактной прочности незначительно увеличиваются по сравнению с дугообразной профильной модификацией головки зуба.

На практике, добавление только одного из типов модификаций, особенно, на косозубых передачах не дает требуемых значительных результатов по улучшению качества передачи. Как правило, в зависимости от возможностей производства, стараются использовать как можно большее число возможных модификаций микропрофиля зуба. Далее, рассматриваются сочетания модификации бочкообразности и профильной модификации головки зуба и их влияние на прочностные показатели зацепления.

Результаты расчета при добавлении модификации бочкообразность и профильной модификации головки зуба – линейной с переходным радиусом являются наиболее оптимальными, они приведены в таблицах 7.21 – 7.27 и изображения пятна контакта на рисунках 7.20 – 7.21. Путем подбора значений модификаций получены два граничных варианта, вариант 1 и вариант 2, с худшими и лучшими показателями запасов изгибной и контактной прочности и нагрузками в пятне контакта, соответственно.

Таблица 7.21 – Параметры величины шлифования

Модификация	Величина модификации, мкм	
	Вариант 1	Вариант 2
Бочкообразность	15	5
Переходный радиус	10	15

Таблица 7.22 – Запас изгибной прочности зуба для варианта 1

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,469
Паразитная шестерня 2	1,490

Таблица 7.23 – Запас контактной прочности зуба для варианта 1

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,081
Паразитная шестерня 2	1,081

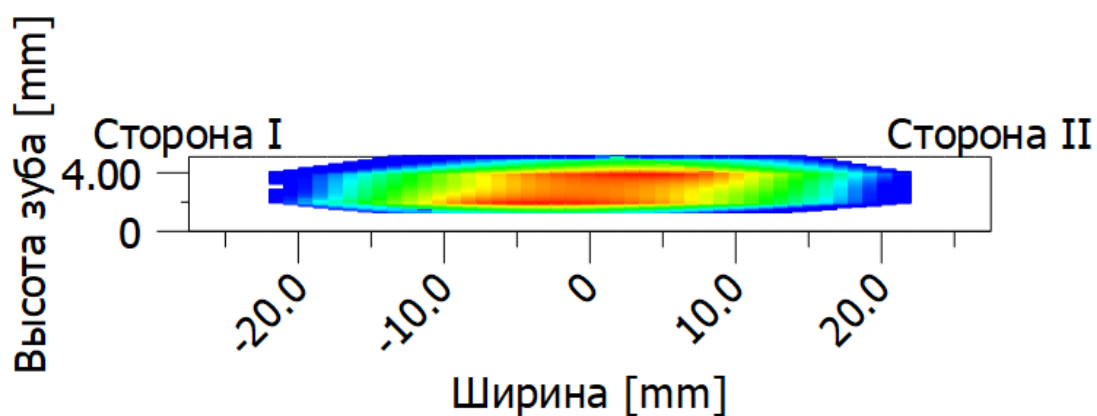


Рисунок 7.20 – Пятно контакта на боковой поверхности зуба

Таблица 7.25 – Запас изгибной прочности зуба для варианта 2

Запас изгибной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,649
Паразитная шестерня 2	1,672

Таблица 7.26 – Запас изгибной прочности зуба для варианта 2

Запас контактной прочности зуба	
Паразитная шестерня 1	1,153
Паразитная шестерня 2	1,153

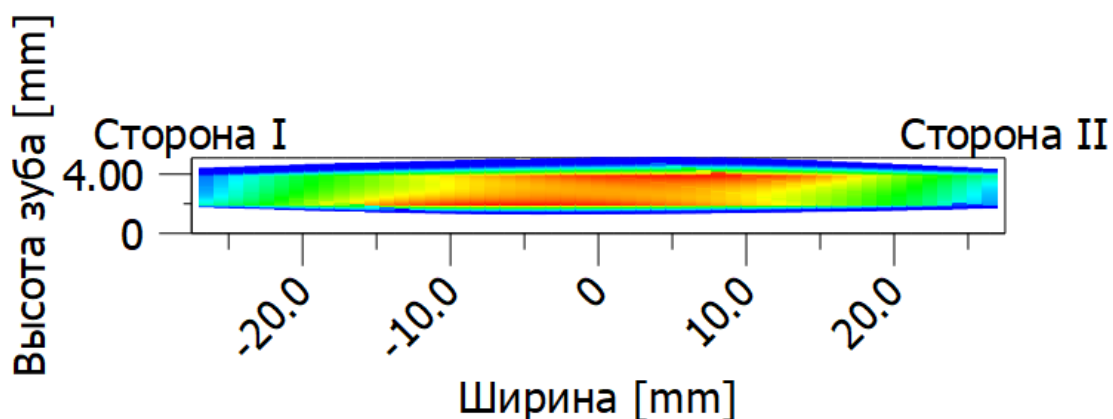


Рисунок 7.21 – Пятно контакта на боковой поверхности зуба

Из рисунков 7.20 и 7.21 видно, что с увеличением значений переходного радиуса до 15 мкм и уменьшением значений модификации бочкообразность до 5 мкм пятно контакта увеличивается по ширине боковой поверхности зуба, уменьшается максимальное нагружение с 342, 75 Н/мм до 267, 76 Н/мм, что уменьшает износ зубчатых колес, что является очень важным параметром, особенно, при проектировании городского общественного транспорта.

7.7 Расчет подшипников

Расчет подшипников проводится на ресурс при действии циклограммы нагрузок, полученной в главе 6. При проектировании редуктора рассчитываются на ресурс подшипники входного вала электродвигателя, подшипники паразитных шестерен несоосного редуктора, а также подшипники планетарного редуктора.

Расчетные схемы в смоделированы в программном комплексе KISSsoft и результаты расчета представлены на рисунках и в таблицах 7.28– 7.32.

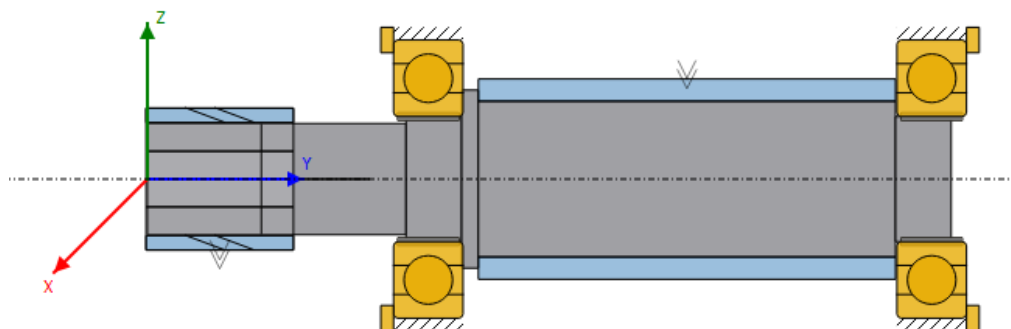


Рисунок 7.22– Расчетная модель входного вала

Таблица 7.28– Ресурс подшипника

Подшипник	Статический запас прочности	Номинальный срок службы, ч	Пробег, км
1	9,90	15363	460890

Паразитные шестерни несоосного редуктора установлены на осях на конических подшипниках без наружного кольца. В качестве наружного кольца для подшипников выступает сама паразитная шестерня.

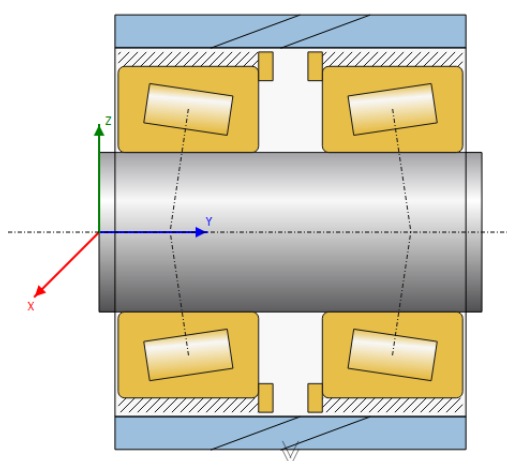


Рисунок 7.23 – Расчетная модель первой паразитной шестерни несоосного редуктора

Подшипники установлены симметрично относительно центра зубчатого венца.

Таблица 7.29 – Ресурс подшипников

Подшипник	Статический запас прочности	Номинальный срок службы	Пробег, км
1	3,72	14557	436710
2	3,75	15122	453660

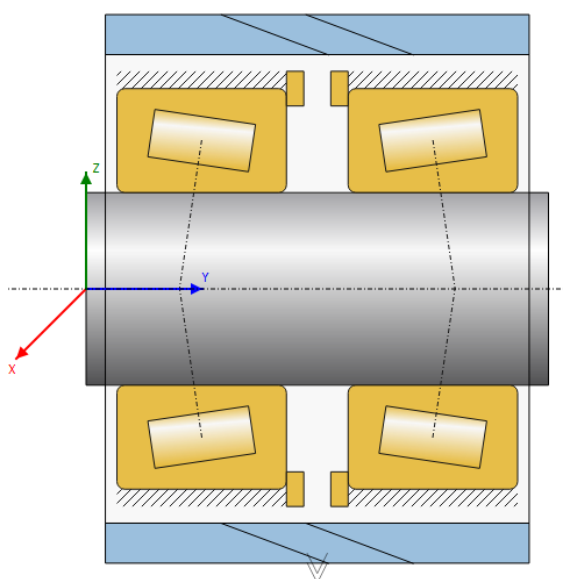


Рисунок 7.24 – Расчетная модель второй паразитной шестерни несоосного редуктора

Подшипники установлены симметрично относительно центра зубчатого венца.

Таблица 7.30 – Расчет ресурса подшипников

Подшипник	Статический запас прочности	Номинальный срок службы, ч	Пробег, км
1	3,68	14658	439740
2	3,65	14082	422460

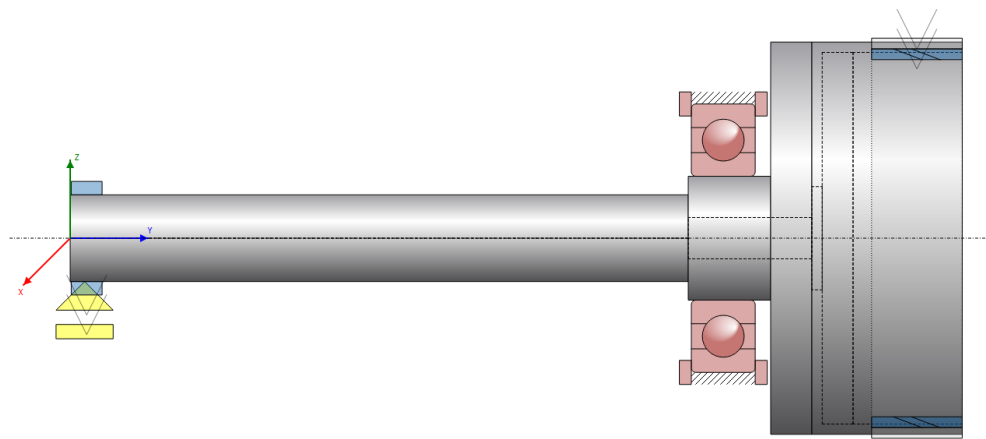


Рисунок 7.25 - Расчетная модель вала

Таблица 7.31 – Ресурс подшипника

Подшипник	Статический запас прочности	Номинальный срок службы	Пробег, км
1	8,6	16925	489750

Протоколы расчета подшипников несоосного и колесного редуктора представлены в приложении Б.

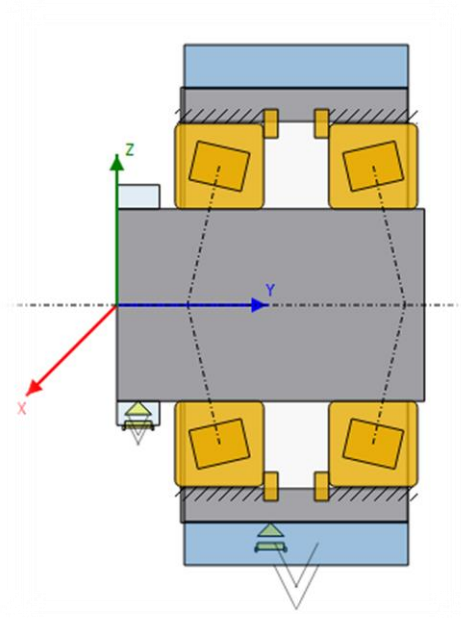


Рисунок 7.26 – Расчетная модель сателлита

Таблица 7.32 – Ресурс подшипника

Подшипник	Статический запас прочности	Номинальный срок службы, ч	Пробег, км
1	5,78	18406	552180
2	5,73	18186	545580

Полученные результаты расчета подшипников удовлетворяют требованиям разрабатываемого редуктора, обладают достаточным ресурсом, при этом в конструкции ресурс всех подшипников близок, отсутствуют переразмеренные компоненты, что подтверждает оптимальность подбора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе получены следующие результаты:

- изучены аналоги конструкций электропортальных мостов и тормозных механизмов, в результате чего в качестве аналога для рассмотрения был выбран редуктор моста ZF AVE 130 и тормозной механизм Knorr Bremse типа SN7, использующиеся на городских электробусах фирмы ПАО «КАМАЗ»;
- проведен тягово-динамический расчет, в результате которого подобрано требуемое передаточное число редуктора $u = 18,524$, достаточное для обеспечения требуемых тяговых и скоростных характеристик;
- разработана трехмерная модель двухступенчатого несоосного редуктора электропортального моста и дисковых пневматических тормозов;
- рассмотрены традиционные и современные подходы определения нагрузочных режимов для оценки долговечности зубчатых колес и подшипниковых узлов в конструкциях автомобилей: метод относительных пробегов, стандартизованные циклы WLTP и HWFET;
- рассмотрены новые методы, применимые для обработки статистических данных о движении автомобиля: модальный метод с помощью цепей Маркова и метод микропоездов с кластеризацией k-средних, на основе которых были сформированы расчетные ездовые циклы;
- разработана расчетная модель редуктора в программном комплексе KISSsys;
- разработана имитационная модель движения электробуса по рассматриваемым ездовым циклам в программном комплексе Matlab;
- сформированы циклограммы нагрузок на основе имитационного моделирования движения электробуса;
- рассчитаны запасы прочности зубчатых колес по полученным циклограммам нагрузок, в результате чего установлено, что наилучшие результаты получаются при расчете на циклограммы, сформированные на основе моделирования имитационного движения по ездовым циклам,

полученным новыми методами обработки статистических данных. Минимальные запасы изгибной и контактной прочности по методу микропоездок составляют 1,563 и 1,519, соответственно; для метода с марковскими цепями – 1,519 и 1,549, соответственно;

- проведен расчет рычага тормозного механизма методом конечных элементов, в результате которого подтвердилась работоспособность конструкции тормозного механизма при максимальном нагружении, запас по текучести составил $n_{\tau} = 2,4$;

- проведен расчет подшипников редуктора электропортального моста, в результате которого получен ресурс не менее 500000 км;

- проведен анализ влияния модификаций зубчатых колес на прочность на примере паразитных шестерен несоосного редуктора, в результате которого установлено, что модификация с помощью бочкообразности и профильной линейной модификации головки зуба с переходным радиусом является наиболее оптимальной, запасы прочности были повышены 10 % по сравнению с вариантом без модификации зубьев.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Механика наземных транспортно-технологических средств: учеб. пособие / Зузов В. Н.; МГТУ им. Н. Э. Баумана. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2015. - 185 с.: ил. - Библиогр.: с. 184.
2. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989 – 304 с.: ил.
3. Конструкция и расчет электромотор-колес / А.И. Яковлев – М.: Машиностроение, 1970 – 239 с.: ил.
4. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.
5. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 В 3 т. Т.2 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
7. Программное обеспечение для расчетов – KISSsoft AG. – URL: <https://www.kisssoft.com/ru> (дата обращения 07.02.2023).
8. L. Czege, A. Vamosi, I. Kocsis, Review on Construction Procedures of Driving Cycles, IJEMS, 2020, Vol. 5. No. 2.
9. Ramya Madhuri Desinedi, Srinath Mahesh, Gitakrishnan Ramadurai, Developing driving cycles using k-means clustering and determining their optimal duration, WCTR 2019 Mumbai 26-31 May 2019.
10. Zhenpo Wanga, Jin Zhanga, Peng Liua, Changhui Qua, Xiaoyu Lia, Driving Cycle Construction for Electric Vehicles Based on Markov Chain and Monte Carlo Method: A Case Study in Beijing, ICAE2018, 6 (2018).
11. Система дискового тормоза Haldex (haldex-pts.ru) (11.04.2023)

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Тягово-динамический расчет

```
%%Характеристика двигателя
clc
close all
no=[0 1950 2115 2560 3000 4300 5150 8350 9000]; %обороты/мин
Mdvс=[1246 1200 1138 978 854 624 516 312 268]; %Н*м
Ndvс=Mdvс.*no.*pi/30; %вычисляем мощность, Вт
figure('Name','Характеристика ДВС','NumberTitle','off')
subplot(1,2,1);
plot(no,Mdvс);
xlabel('n об/мин');
ylabel('M Н*м');
title('Момент ДВС');
grid on; %Настройка сетки
axis auto;
subplot(1,2,2);
plot(no,Ndvс/1000);
xlabel('n об/мин');
ylabel('N кВт');
title('Мощность ДВС');
grid on; %Настройка сетки
axis auto;
%%Характеристики автомобиля
Ma=18000; %полная масса автомобиля, кг
lkolp=2.150; %колея передних колес, м
Ha=3.26; %высота автомобиля, м
rk0=0.418; %радиус качения, м, 275/70R22,5
Flob=0.85*lkolp*Ha; %лобовая площадь
kko1=4; %количество колес
Jsh=8.9; %момент инерции шины, кг*м^2
Jk=1.15*Jsh; %момент инерции колеса с шиной
Jd=3.4; %момент инерции двигателя, кг*м^2
%%Параметры трансмиссии
ukp=[1]; %Передаточные числа коробки передач
urk=[1]; %Передаточные числа раздаточной коробки
ugp=20.1; %Передаточные числа главной передачи
kpdt=0.95; %КПД трансмиссии
%%Прочие параметры
ksN=0.95; %коэффициент снимаемой мощности двигателя
сх=0.8; %коэффициент лобового сопротивления
row=1.25; %плотность воздуха
g=9.81; %ускорение свободного падения
fsh=0.016; %коэффициент сопротивления качению
kv=0.0007; %коэффициент скоростных потерь (с^2/м^2)
%%Расчетные зависимости для определения динамического фактора
Va=@(nf,urk_f,ukp_f)nf*rk0*pi/(30*ukp_f*urk_f*ugp);
%скорость автомобиля в зависимости от оборотов двигателя и передачи в РК и КП
nd=@(v,urk_f,ukp_f)30*v*urk_f*ukp_f*ugp/rk0/pi;
%обороты двигателя в зависимости от скорости
Pw=@(vaf)0.5*сх*Flob*row*vaf.^2;
%сила сопротивления воздуха
Pko=@(Mdvf,urk_f,ukp_f)Mdvf*ksN*kpdt*ukp_f*urk_f*ugp/rk0;
%полная окружная сила
D=@(Mdvf,nf,urk_f,ukp_f)(Pko(Mdvf,urk_f,ukp_f)-Pw(Va(nf,urk_f,ukp_f)))/Ma/g;
%вычисляем динамический фактор
figure('Name','Динамический фактор','NumberTitle','off')
for irk=1:size(urk,2)
    %строим динамический фактор
```



```

for irk=1:size(urk,2)
    subplot(1,numel(urk),irk);
    plot(Va(no,urk(irk),ukp(irk))*3.6,D(Mdvs,no,urk(irk),ukp(irk)))
    %Вычисляем динамический фактор на всех передачах
    % plot(Va(no,urk(irk),ukp(irk))*3.6,D(Mdvs,no,urk(irk),ukp(irk)))
    %Вычисляем динамический фактор на всех передачах, без ГТ
    hold on
end
%Настройка отображения графиков
grid on;
axis auto;
%set(gca,'XTick',0:0.1:200);
%set(gca,'YTick',0:0.1:2);
%axis([0,160,0,1.3]);
%xlim([0,160])
%ylim([0,0.9+(irk-1)/2]);
xlabel('Скорость, км/ч');
ylabel('Динамический фактор');
end
%=====
%Построение разгонной характеристики
%=====
%Эвристическая формула для определения коэффициента учета вращающихся масс
%года точные данные по ммоментам инерции компонентов недоступны
%delta=1+сикма1+сигма2*укп^2
%первый сигма1=0.03...0.005, сигма2=0.04...0.06, меньшие значения относятся
%к автомобилям большей грузоподъемности
%delta=@(укп_f,урк_f)1+0.005+0.04*укп_f.^2; %т.к. моменты инерции колес ГТ неизвестны
%Момент инерции системы ДВС-насосное колесо-турбинное колесо
%Jdnt=(Jd*usp*usp*kpdsp+Jn)*0.5+Jn;
%коэффициент учета вращающихся масс
delta=@(урк_f,укп_f)1+kkol*Jk/(Ma*rk0^2)+Jd*kpdt*(укп_f.*урк_f*ugp).^2/(Ma*rk0^2);
%коэффициент учета вращающихся масс при переключении передач
deltaP=1+kkol*Jk/(Ma*rk0^2);
%Функция для определения изменения коэффициента сопротивления движению
fva=@(vf)fsh*(1+kv*vf.^2);
%Функция определения ускорения
akm=@(Mdvs,nf,urk_f,ukp_f)(D(Mdvs,nf,urk_f,ukp_f)-fva(Va(nf,urk_f,ukp_f)))*g/delta(урк_f,укп_f);
%строим графики ускорения
figure('Name','Ускорение','NumberTitle','off')
for irk=1:size(urk,2)
    for ikp=1:size(ukp,2)
        subplot(1,numel(urk),irk);
        plot(Va(no,urk(irk),ukp(ikp))*3.6,akm(Mdvs,no,urk(irk),ukp(ikp)));
        %Вычисляем ускорение на всех передачах
        hold on
    end
    %Настройка отображения графиков
    grid on;
    axis auto;
    %set(gca,'XTick',0:10:160);
    %set(gca,'YTick',0:0.1:0.9+(irk-1)/2);
    %axis([0,160,0,1.3]);
    %xlim([0,160])
    %ylim([0,0.9+(irk-1)/2]);
    xlabel('Скорость км/ч');
    ylabel('Ускорение, м/с^2');
end

```

```

aper=@(vf)(-fva(vf)*Ma*g-Pw(vf))/deltaP/Ma; %ускорение при переключении
%функция разгонной характеристики
%irk - передача в РК
%inkr - начальная передача в КП
Mk=@(n)interp1(no,Mdvs,n); %Локальная функция для интерполяции крутящего
% момента
i=1; %переменная шага
t(i)=0; %начальное время
ikr=1; %номер передачи КП с который начинаем разгон
irk=1; %номер передачи в РК
ts=1.5; %время переключения передачи
n(i)=min(no); %начальные обороты
v(i)=Va(n(i),urk(irk),ukr(ikr)); %начальная скорость
sr(i)=0; %пройденный путь
dt=0.001;%шаг по времени (меньше 0.01 лучше не ставить т.к. двигатель перераскрутится)
Time=200; %время разгона общее
while t(i)<=Time %Продолжать движение пока текущее время меньше заданного
    %Движение на выбранной передаче
    while t(i)<=Time % n(i)<max(ntur) %Запускаем цикл пока не сработает одно из условий выхода
        am(i)=akm(Mk(n(i)),n(i),urk(irk),ukr(ikr)); %Вычисляем ускорение на текущей передаче
        if ikr>1 && ikr<numel(ukr) && am(i)<0.01 %Если передача не первая и не последняя и ускорение почти ноль, то выйт
            break
        end
        if ikr<numel(ukr) && am(i)<=akm(Mk(nd(v(i),urk(irk),ukr(ikr+1))),nd(v(i),urk(irk),ukr(ikr+1)),urk(irk),ukr(ikr+1))
            break
        end
        %Проверяем, что дальнейшее увеличение скорости не приведет к забросу оборотов за максимальные
        vtest=v(i)+am(i)*dt; %Определяем скорость на i+1 шаге
        ntest=nd(vtest,urk(irk),ukr(ikr)); %обороты двигателя на i+1 шаге
        if ntest> max(no) %Пров, что обороты не стали максимальными
            break %Если обороты достигли максимальных значений,
        end
        v(i+1)=vtest; %Определяем скорость на i+1 шаге
        n(i+1)=ntest; %Определяем обороты двигателя на i+1 шаге
        t(i+1)=t(i)+dt;
        sr(i+1)=sr(i)+0.5*(v(i+1)+v(i))*dt;
        i=i+1;
    end
    %Движение за время переключения передачи
    tp=0;
    while tp<=ts && ikr<numel(ukr)
        n(i)=min(no);
        am(i)=aper(v(i));
        v(i+1)=v(i)+am(i)*dt;
        t(i+1)=t(i)+dt;
        sr(i+1)=sr(i)+0.5*(v(i+1)+v(i))*dt;
        tp=tp+dt;
        i=i+1;
    end
end

```

```

%Dвижение за время переключения передачи
tp=0;
while tp<=ts && ikp<numel(ukp)
    n(i)=min(no);
    am(i)=aper(v(i));
    v(i+1)=v(i)+am(i)*dt;
    t(i+1)=t(i)+dt;
    sr(i+1)=sr(i)+0.5*(v(i+1)+v(i))*dt;
    tp=tp+dt;
    i=i+1;
end
if ikp<numel(ukp) %Переключаем передачу
    ikp=ikp+1;
    n(i)=nd(v(i),urk(irk),ukp(ikp)); %После включения передачи определяем угловую скорость ДВС
else
    am(i)=akm(Mk(n(i)),n(i),urk(irk),ukp(ikp));
    vtest=v(i)+am(i)*dt; %Определяем скорость на i+1 шаге
    ntest=nd(vtest,urk(irk),ukp(ikp)); %Определяем обороты двигателя на i+1 шаге
    if ntest> max(no) %Проверяем, что обороты не стали максимальными
        v(i+1)=v(i); %Если обороты достигли максимальных значений, то выйдем из цикла
        n(i+1)=n(i);
    else
        v(i+1)=vtest; %Определяем скорость на i+1 шаге
        n(i+1)=ntest; %Определяем обороты двигателя на i+1 шаге
    end
    t(i+1)=t(i)+dt;
    sr(i+1)=sr(i)+0.5*(v(i+1)+v(i))*dt;
    i=i+1;
end
end
%Строим разгонную характеристику
figure('Name','Разгонная характеристика','NumberTitle','off')
subplot(3,1,1);
plot(t,v*3.6)
grid on;
axis auto;
xlabel('Время, с');
ylabel('Скорость, км/ч');
subplot(3,1,2);
plot(sr/1000,v*3.6);
%plottools('on')
grid on;
axis auto;
xlabel('Путь, км');
ylabel('Скорость, км/ч');
%subplot(2,4,8);
subplot(3,1,3);
plot(t,n)
grid on;
axis auto;
xlabel('Время, с');
ylabel('Угловая скорость ДВС, об./мин');

```

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Расчет подшипников



KISSsoft - Release 03/2018

ForEveryone

Файл

Имя : Без имени
Изменил: shmeleva дата: 08.02.2023 в: 18:06:56

CYL_RED_True_0_3_with_spectrum

Power inputs:

_O.Boundary1			
Speed	[1/min]	9000	
Torque	[Nm]	640	
Power	[kW]	603.186	

Power outputs:

_O.Boundary2			
Speed	[1/min]	2375	
Torque	[Nm]	-2425.263	
Power	[kW]	603.186	

Calculations:

- _O.GroupBox.Shaft1.ShaftCalc1
- _O.GroupBox.Shaft2.ShaftCalc2
- _O.GroupBox.Shaft3.ShaftCalc3
- _O.GroupBox.Shaft4.ShaftCalc4
- _O.GroupBox.gp12.gp12_calc
- _O.GroupBox.gp14.gp14_calc
- _O.GroupBox.gp23.gp23_calc
- _O.GroupBox.gp34.gp34_calc

_O.GroupBox.Shaft1.ShaftCalc1

Расчет валов, осей и опор

Обозначение	Shaft1			
Чертеж				
Стартовая позиция (мм)	0.000			
Длина (мм)	289.000			
Частота вращения (1/мин)	9000.00			
Направление вращения: по часовой стрелке				
Материал	C45 (1)			
Тип силового элемента	Муфта/двигатель			
Позиция на валу (мм)	[Yocall]	194.0000		
Спектр нагружений, ведомый (ведущее звено)	Electrobus spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	900.000	60.319	640.000
2	2.0000e+000	2700.000	126.669	448.000
3	1.6000e+001	7200.000	241.274	320.000
4	2.0000e+000	2700.000	-45.239	-160.000
5	6.0000e+000	2700.000	104.954	371.200
6	4.8000e+001	7200.000	200.258	265.600
7	6.0000e+000	2700.000	-36.191	-128.000
8	1.5000e+000	2700.000	85.049	300.800
9	1.2000e+001	7200.000	161.654	214.400
10	1.5000e+000	2700.000	30.220	106.880
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yocall]	26.0000		
Спектр нагружений, ведущий (ведомое звено)	Electrobus spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	900.000	-28.953	-307.200
2	2.0000e+000	2700.000	-60.801	-215.040
3	1.6000e+001	7200.000	-115.812	-153.600
4	2.0000e+000	2700.000	21.715	76.800
5	6.0000e+000	2700.000	-50.378	-178.176
6	4.8000e+001	7200.000	-96.124	-127.488
7	6.0000e+000	2700.000	17.372	61.440
8	1.5000e+000	2700.000	-40.824	-144.384
9	1.2000e+001	7200.000	-77.594	-102.912
10	1.5000e+000	2700.000	-14.505	-51.302
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yocall]	26.0000		
Спектр нагружений, ведущий (ведомое звено)	Electrobus spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	900.000	-31.366	-332.800
2	2.0000e+000	2700.000	-65.868	-232.960
3	1.6000e+001	7200.000	-125.463	-166.400
4	2.0000e+000	2700.000	23.524	83.200
5	6.0000e+000	2700.000	-54.576	-193.024
6	4.8000e+001	7200.000	-104.134	-138.112
7	6.0000e+000	2700.000	18.819	66.560

8	1.5000e+000	2700.000	-44.226	-156.416
9	1.2000e+001	7200.000	-84.060	-111.488
10	1.5000e+000	2700.000	-15.714	-55.578

Срок службы подшипников качения по ISO/TS 16281:2008

Вал 'Shaft1' Подшипник качения 'Bearing1'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	> 1000000	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.395	μm
Скорость проворачивания к скорости качения[ω _s /ω _{roll}]	0.000	
Статический запас прочности [S ₀]	32.56	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	-883.015	μm
Справочный срок службы [L _{nh}]	0.00	h

Вал 'Shaft1' Подшипник качения 'Bearing2'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	> 1000000	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.395	μm
Скорость проворачивания к скорости качения[ω _s /ω _{roll}]	0.000	
Статический запас прочности [S ₀]	59.87	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	-883.015	μm
Справочный срок службы [L _{nh}]	0.00	h

Вал 'Shaft1' Подшипник качения 'RollerBearing8'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	15198.08	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.676	μm
Скорость проворачивания к скорости качения[ω _s /ω _{roll}]	0.224	
Статический запас прочности [S ₀]	9.90	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	55.456	μm
Справочный срок службы [L _{nh}]	15363.43	h

(*) Указания по подшипникам качения с аппроксимированной геометрией подшипников:

Внутренняя геометрия этих подшипников в базу данных не занесена.

Геометрия определяется обратным расчетом по ISO281 на основании C и C0 (данные из каталога изготовителя).

Поэтому геометрия может отличаться от фактической.

Это может повлиять на различия при расчете срока службы и, прежде всего, жесткости подшипников качения.

_O.GroupBox.Shaft2.ShaftCalc2

Расчет валов, осей и опор

Обозначение	Shaft2			
Чертеж				
Стартовая позиция (мм)	0.000			
Длина (мм)	60.000			
Частота вращения (1/мин)	6576.92			
Направление вращения: против часовой стрелки				
Материал	C45 (1)			
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	30.0000		
Спектр нагрузений, ведомый (ведущее звено)	Electrobust spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	-657.692	28.953	-420.379
2	2.0000e+000	-1973.077	60.801	-294.265
3	1.6000e+001	-5261.538	115.812	-210.189
4	2.0000e+000	-1973.077	-21.715	105.095
5	6.0000e+000	-1973.077	50.378	-243.820
6	4.8000e+001	-5261.538	96.124	-174.457
7	6.0000e+000	-1973.077	-17.372	84.076
8	1.5000e+000	-1973.077	40.824	-197.578
9	1.2000e+001	-5261.538	77.594	-140.827
10	1.5000e+000	-1973.077	14.505	-70.203
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	30.0000		
Спектр нагрузений, ведущий (ведомое звено)	Electrobust spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	-657.692	-28.953	420.379
2	2.0000e+000	-1973.077	-60.801	294.265
3	1.6000e+001	-5261.538	-115.812	210.189
4	2.0000e+000	-1973.077	21.715	-105.095
5	6.0000e+000	-1973.077	-50.378	243.820
6	4.8000e+001	-5261.538	-96.124	174.457
7	6.0000e+000	-1973.077	17.372	-84.076
8	1.5000e+000	-1973.077	-40.824	197.578
9	1.2000e+001	-5261.538	-77.594	140.827
10	1.5000e+000	-1973.077	-14.505	70.203
Срок службы подшипников качения по ISO/TS 16281:2008				

Вал 'Shaft2' Подшипник качения 'Bearing1'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	4891.62	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.652	µm
Статический запас прочности [S ₀]	3.72	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	0.000	µm
Справочный срок службы [L _{nm}]	14556.74	h

_O.GroupBox.Shaft3.ShaftCalc3

Расчет валов, осей и опор

Обозначение	Shaft3			
Чертеж				
Стартовая позиция (мм)	0.000			
Длина (мм)	60.000			
Частота вращения (1/мин)	6333.33			
Направление вращения: по часовой стрелке				
Материал	C45 (1)			
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	30.0000		
Спектр нагрузений, ведомый (ведущее звено)	Electrobus spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	633.333	28.953	436.547
2	2.0000e+000	1900.000	60.801	305.583
3	1.6000e+001	5066.667	115.812	218.274
4	2.0000e+000	1900.000	-21.715	-109.137
5	6.0000e+000	1900.000	50.378	253.197
6	4.8000e+001	5066.667	96.124	181.167
7	6.0000e+000	1900.000	-17.372	-87.309
8	1.5000e+000	1900.000	40.824	205.177
9	1.2000e+001	5066.667	77.594	146.243
10	1.5000e+000	1900.000	14.505	72.903
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	30.0000		
Спектр нагрузений, ведущий (ведомое звено)	Electrobus spectrum			
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	633.333	-28.953	-436.547
2	2.0000e+000	1900.000	-60.801	-305.583
3	1.6000e+001	5066.667	-115.812	-218.274
4	2.0000e+000	1900.000	21.715	109.137
5	6.0000e+000	1900.000	-50.378	-253.197
6	4.8000e+001	5066.667	-96.124	-181.167
7	6.0000e+000	1900.000	17.372	87.309
8	1.5000e+000	1900.000	-40.824	-205.177
9	1.2000e+001	5066.667	-77.594	-146.243
10	1.5000e+000	1900.000	-14.505	-72.903

Срок службы подшипников качения по ISO/TS 16281:2008

Вал 'Shaft3' Подшипник качения 'Bearing1'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	4879.90	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.320	µm
Статический запас прочности [S ₀]	3.68	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	0.000	µm
Справочный срок службы [L _{nfh}]	14658.07	h

_O.GroupBox.Shaft4.ShaftCalc4

Расчет валов, осей и опор

Обозначение	Shaft4			
Чертеж				
Стартовая позиция (мм)	0.000			
Длина (мм)	433.000			
Частота вращения (1/мин)	2375.00			
Направление вращения: по часовой стрелке				
Материал	C45 (1)			
Тип силового элемента	Муфта/двигатель			
Позиция на валу (мм)	[Yocal]	8.0000		
Спектр нагружений, ведущий (ведомое звено)				
Electrobus spectrum				
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	237.500	-60.319	-2425.263
2	2.0000e+000	712.500	-126.669	-1697.684
3	1.6000e+001	1900.000	-241.274	-1212.632
4	2.0000e+000	712.500	45.239	606.316
5	6.0000e+000	712.500	-104.954	-1406.653
6	4.8000e+001	1900.000	-200.258	-1006.484
7	6.0000e+000	712.500	36.191	485.053
8	1.5000e+000	712.500	-85.049	-1139.874
9	1.2000e+001	1900.000	-161.654	-812.463
10	1.5000e+000	712.500	-30.220	-405.019
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yocal]	411.0000		
Спектр нагружений, ведомый (ведущее звено)				
Electrobus spectrum				
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	237.500	31.366	1261.137
2	2.0000e+000	712.500	65.868	882.796
3	1.6000e+001	1900.000	125.463	630.568
4	2.0000e+000	712.500	-23.524	-315.284
5	6.0000e+000	712.500	54.576	731.459
6	4.8000e+001	1900.000	104.134	523.372
7	6.0000e+000	712.500	-18.819	-252.227
8	1.5000e+000	712.500	44.226	592.734
9	1.2000e+001	1900.000	84.060	422.481
10	1.5000e+000	712.500	15.714	210.610
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо			
Позиция на валу (мм)	[Yocal]	411.0000		
Спектр нагружений, ведомый (ведущее звено)				
Electrobus spectrum				
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт)	Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	237.500	28.953	1164.126
2	2.0000e+000	712.500	60.801	814.888
3	1.6000e+001	1900.000	115.812	582.063
4	2.0000e+000	712.500	-21.715	-291.032
5	6.0000e+000	712.500	50.378	675.193
6	4.8000e+001	1900.000	96.124	483.112
7	6.0000e+000	712.500	-17.372	-232.825

8	1.5000e+000	712.500	40.824	547.139
9	1.2000e+001	1900.000	77.594	389.982
10	1.5000e+000	712.500	14.505	194.409

Срок службы подшипников качения по ISO/TS 16281:2008

Вал 'Shaft4' Подшипник качения 'Bearing2'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	17232.34	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.380	µm
Скорость проворачивания к скорости качения[ω _s /ω _{roll}]	0.125	
Статический запас прочности [S ₀]	8.61	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	18.000	µm
Справочный срок службы [L _{nh}]	16925.31	h

Вал 'Shaft4' Опора 'Support1'

(*). Указания по подшипникам качения с аппроксимированной геометрией подшипников:

Внутренняя геометрия этих подшипников в базу данных не занесена.

Геометрия определяется обратным расчетом по ISO281 на основании C и C0 (данные из каталога изготовителя).

Поэтому геометрия может отличаться от фактической.

Это может повлиять на различия при расчете срока службы и, прежде всего, жесткости подшипников качения.

_O.GroupBox0.GroupBox0_calc

Предупреждение: Расчет не полный.
Результаты, вероятно, не действительны!

Расчет валов, осей и опор

Обозначение		Shaft5	
Чертеж			
Стартовая позиция (мм)		80.000	
Длина (мм)		366.000	
Частота вращения (1/мин)		2375.00	
Направление вращения: по часовой стрелке			
Материал		C45 (1)	
Обозначение		Shaft6	
Чертеж			
Стартовая позиция (мм)		10.000	
Длина (мм)		296.000	
Частота вращения (1/мин)		521.98	
Направление вращения: по часовой стрелке			
Материал		C45 (1)	
Обозначение		Shaft9	
Чертеж			
Стартовая позиция (мм)		80.000	
Длина (мм)		60.000	
Частота вращения (1/мин)		0.00	
Направление вращения: против часовой стрелки			
Материал		C45 (1)	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	344.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	344.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	27.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	27.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	27.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	27.0000	
Тип силового элемента			Муфта/двигатель
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	225.0000	
Тип силового элемента			Муфта/двигатель
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	225.0000	
Тип силового элемента			Муфта/двигатель
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	225.0000	
Тип силового элемента			Муфта/двигатель
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	225.0000	
Тип силового элемента			Муфта/двигатель
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	225.0000	
Тип силового элемента			Муфта/двигатель
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	36.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо
Позиция на валу (мм)	[Yosail]	30.0000	
Тип силового элемента			Цилиндрическое зубчатое колесо

...

_O.GroupBox0.PlanetaryGearSet_calc1

РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНОГО РЯДА С ПРЯМЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Метод расчета ISO 6336:2006 Метод B

		----- Солнечное колесо -----	----- спутники -----
кольцевое зубчатое колесо ---			
Количество спутников	[p]	(1)	4 (1)
Мощность (кВт)	[P]		603.186
Частота вращения (1/мин)	[n]	2375.0	0.0
Частота вращения водила планетарной передачи (1/мин)	[nSteg]		522.0
Крутящий момент (Нм)	[T]	2425.3	0.0 8609.7
Крутящий момент водила планетарной передачи (Нм)	[TSteg]		11034.947
Коэффициент применения	[KA]	1.25	
Требуемый срок службы (ч)	[H]	20000.00	
Направление вращения колеса 1 по часовой стрелке			
Направление вращения водила планетарной передачи по часовой стрелке			
Межосевое расстояние (мм)	[a]	103.798	
Нормальный модуль (мм)	[mn]	4.5000	
Угол наклона линии зуба на делительной окружности (°)	[beta]	0.0000	
Число зубьев	[z]	20	25 -71
Ширина зубчатого венца (мм)	[b]	54.68	52.43 68.95
Направление наклона		Прямое зацепление	
Коэффициенты распределения нагрузки вдоль контактных линий - боковая поверхность	[KHb]	1.34	1.13
Коэффициент запаса прочности для напряжения ножки зуба	[SF=sigFG/sigF]	2.45	1.68/ 2.35 4.54
Запас прочности смятия однопарного зацепления[SHBD=sigHG/sigHBD]		0.98	1.06/ 2.09 2.15

Рабочая сторона: Справа (направление вращения колеса)

1: по часовой стрелке)

		Зубчатая пара	1
		Колесо	1Колесо
2			
Угол зацепления в нормальном сечении (°)	[alfn]	20.0000	
Коэффициент запаса прочности на заедание (температура «вспышки» в пятне контакта)	[SB]		3.268
Коэффициент запаса прочности для заедания (Int-T)	[SSint]		2.275

Рабочая сторона: Слева (направление вращения колеса)

1: по часовой стрелке)

		Зубчатая пара	2
		Колесо	2Колесо
3			
Угол зацепления в нормальном сечении (°)	[alfn]	20.0000	
Коэффициент запаса прочности на заедание (температура «вспышки» в пятне контакта)			

	[SB]	0.000
Коэффициент запаса прочности для заедания (Int-T)	[SSint]	0.000

1: против часовой стрелки Рабочая сторона: Слева (направление вращения колеса)

		Зубчатая пара	1
		Колесо	1 Колесо
2			
Угол зацепления в нормальном сечении (°)	[alfn]	20.0000	

Коэффициент запаса прочности на заедание (температура «вспышки» в пятне контакта)	[SB]	0.000
Коэффициент запаса прочности для заедания (Int-T)	[SSint]	0.000

1: против часовой стрелки Рабочая сторона: Справа (направление вращения колеса)

		Зубчатая пара	2
		Колесо	2 Колесо
3			
Угол зацепления в нормальном сечении (°)	[alfn]	20.0000	

Коэффициент запаса прочности на заедание (температура «вспышки» в пятне контакта)	[SB]	18.738
Коэффициент запаса прочности для заедания (Int-T)	[SSint]	4.660

_O.GroupBox0.Shaft6.GroupBox.GroupBox_calc

Расчет валов, осей и опор

Обозначение	Shaft7		
Чертеж			
Стартовая позиция (мм)	15.000		
Длина (мм)	53.000		
Частота вращения (1/мин)	960.44		
Направление вращения: против часовой стрелки			
Материал	C45 (1)		
Обозначение	Shaft8		
Чертеж			
Стартовая позиция (мм)	0.000		
Длина (мм)	72.000		
Частота вращения (1/мин)	521.98		
Направление вращения: по часовой стрелке			
Материал	C45 (1)		
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо		
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	27.0000	
Спектр нагрузжений, ведомый (ведущее звено)	Electrobus spectrum		
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт) Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	-96.044	7.623 -757.895
2	2.0000e+000	-288.132	16.008 -530.526
3	1.6000e+001	-768.352	30.491 -378.947
4	2.0000e+000	-288.132	-5.717 189.474
5	6.0000e+000	-288.132	13.263 -439.579
6	4.8000e+001	-768.352	25.307 -314.526
7	6.0000e+000	-288.132	-4.574 151.579
8	1.5000e+000	-288.132	10.748 -356.211
9	1.2000e+001	-768.352	20.429 -253.895
10	1.5000e+000	-288.132	3.819 -126.568
Тип силового элемента	Цилиндрическое зубчатое колесо		
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	27.0000	
Спектр нагрузжений, ведущий (ведомое звено)	Electrobus spectrum		
Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (кВт) Крутящий момент (Нм)
1	5.0000e+000	-96.044	-7.623 757.895
2	2.0000e+000	-288.132	-16.008 530.526
3	1.6000e+001	-768.352	-30.491 378.947
4	2.0000e+000	-288.132	5.717 -189.474
5	6.0000e+000	-288.132	-13.263 439.579
6	4.8000e+001	-768.352	-25.307 314.526
7	6.0000e+000	-288.132	4.574 -151.579
8	1.5000e+000	-288.132	-10.748 356.211
9	1.2000e+001	-768.352	-20.429 253.895
10	1.5000e+000	-288.132	-3.819 126.568
Тип силового элемента	Муфта/двигатель		
Позиция на валу (мм)	[Yoca]	5.0000	
Спектр нагрузжений:	Electrobus spectrum		
Electrobus spectrum			

Элемент	Интенсивность (%)	Скорость вращения (1/мин)	Мощность (%)	Крутящий момент (%)
1	5.0000e+000	52.198	10.000	100.000
2	2.0000e+000	156.593	21.000	70.000
3	1.6000e+001	417.582	40.000	50.000
4	2.0000e+000	156.593	-7.500	-25.000
5	6.0000e+000	156.593	17.400	58.000
6	4.8000e+001	417.582	33.200	41.500
7	6.0000e+000	156.593	-6.000	-20.000
8	1.5000e+000	156.593	14.100	47.000
9	1.2000e+001	417.582	26.800	33.500
10	1.5000e+000	156.593	5.010	16.700

Срок службы подшипников качения по ISO/TS 16281:2008

Вал 'Shaft7' Опора 'Support4'

Вал 'Shaft8' Опора 'Support3'

Подшипник качения 'ConnectionRollerBearing1'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	104061.74	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.203	µm
Статический запас прочности [S ₀]	5.78	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	0.000	µm
Справочный срок службы [L _{nm}]	332303.86	h

Подшипник качения 'ConnectionRollerBearing2'

Номинальный срок службы подшипников [L _{nh}]	101860.29	h
Минимальная толщина смазочной пленки EHL[h _{min}]	0.203	µm
Статический запас прочности [S ₀]	5.73	
Расчет с приближенной внутренней геометрией подшипника		
Рабочий зазор подшипника [Pd]	0.000	µm
Справочный срок службы [L _{nm}]	324572.05	h

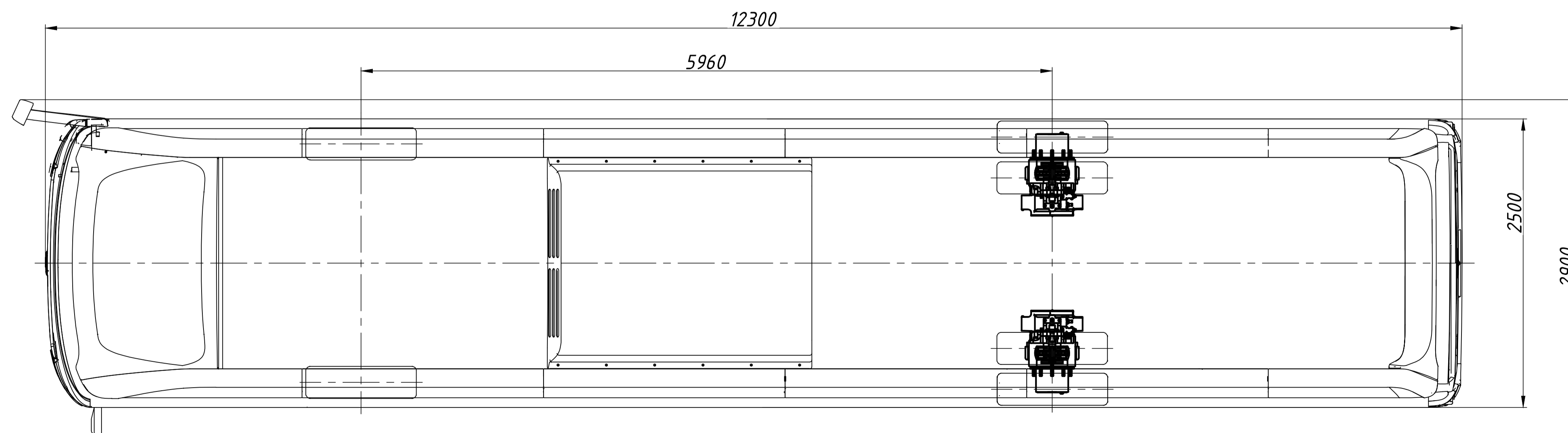
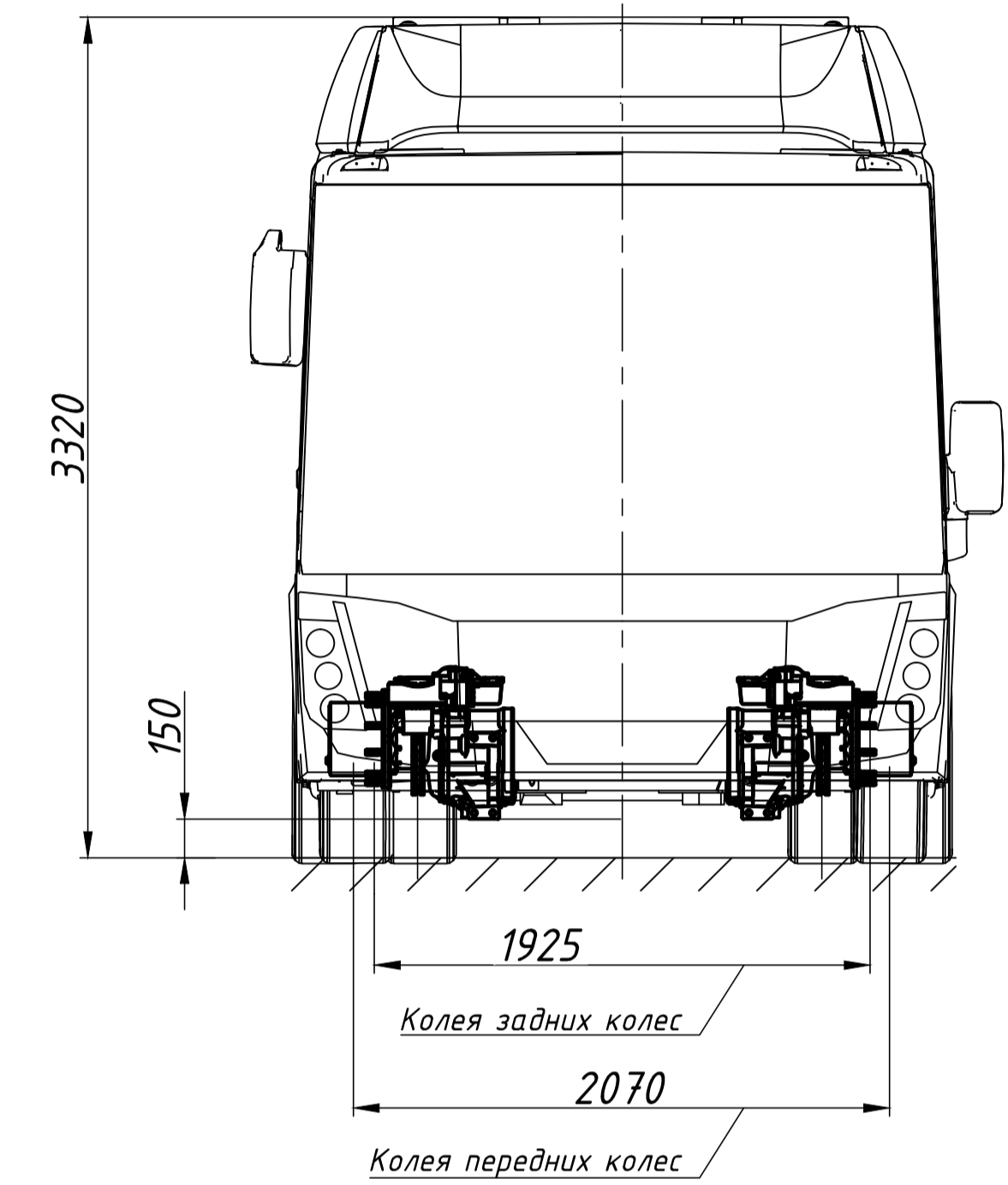
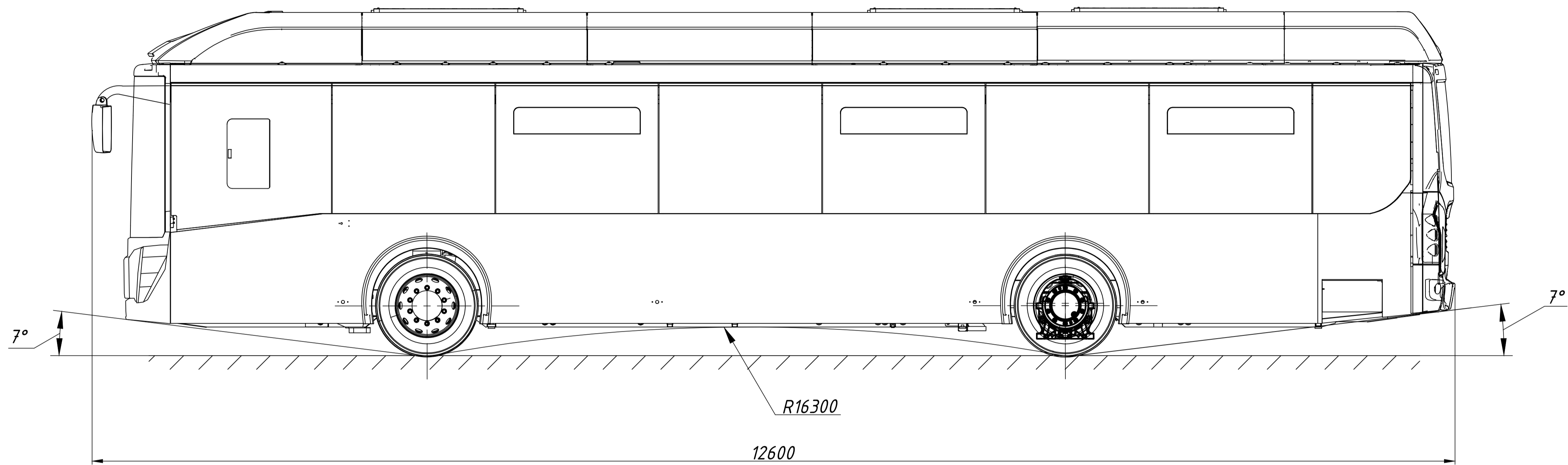
(*) Указания по подшипникам качения с аппроксимированной геометрией подшипников:

Внутренняя геометрия этих подшипников в базу данных не занесена.

Геометрия определяется обратным расчетом по ISO281 на основании C и C0 (данные из каталога изготовителя).

Поэтому геометрия может отличаться от фактической.

Это может повлиять на различия при расчете срока службы и, прежде всего, жесткости подшипников качения.

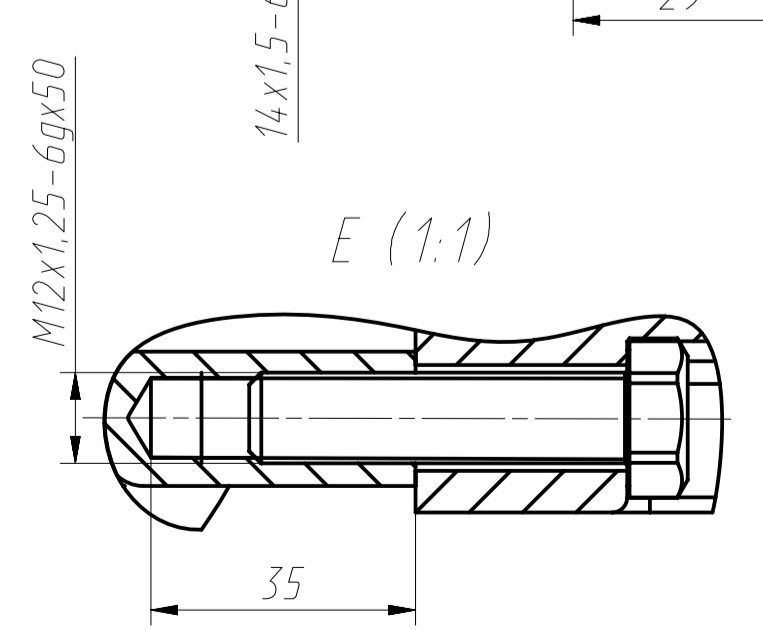
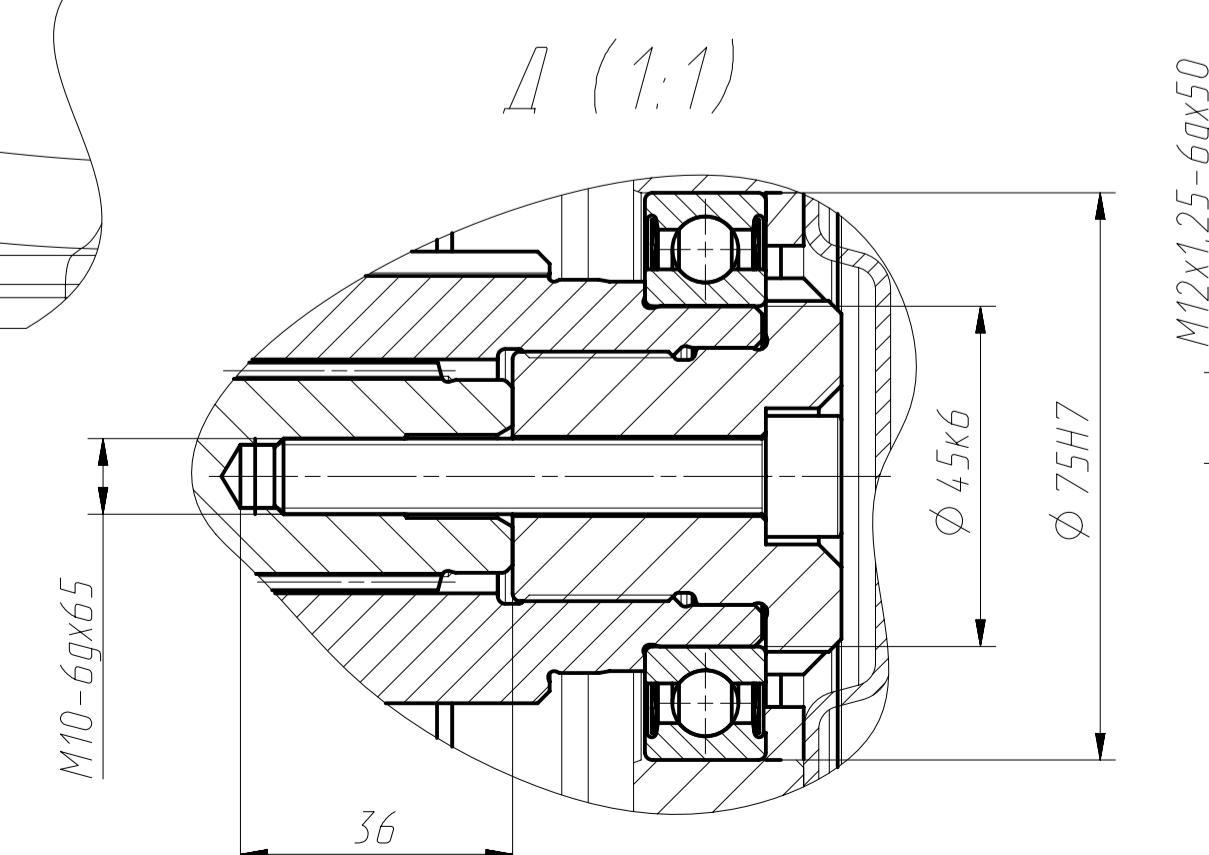
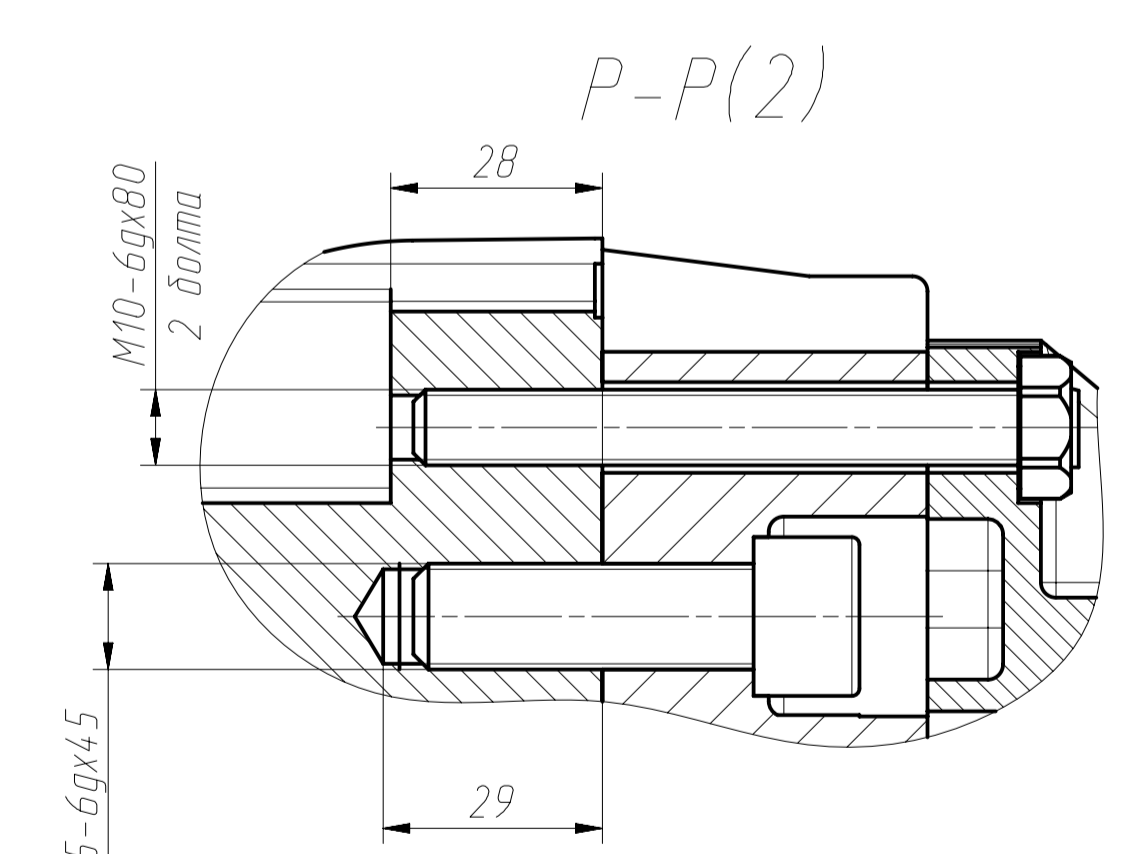
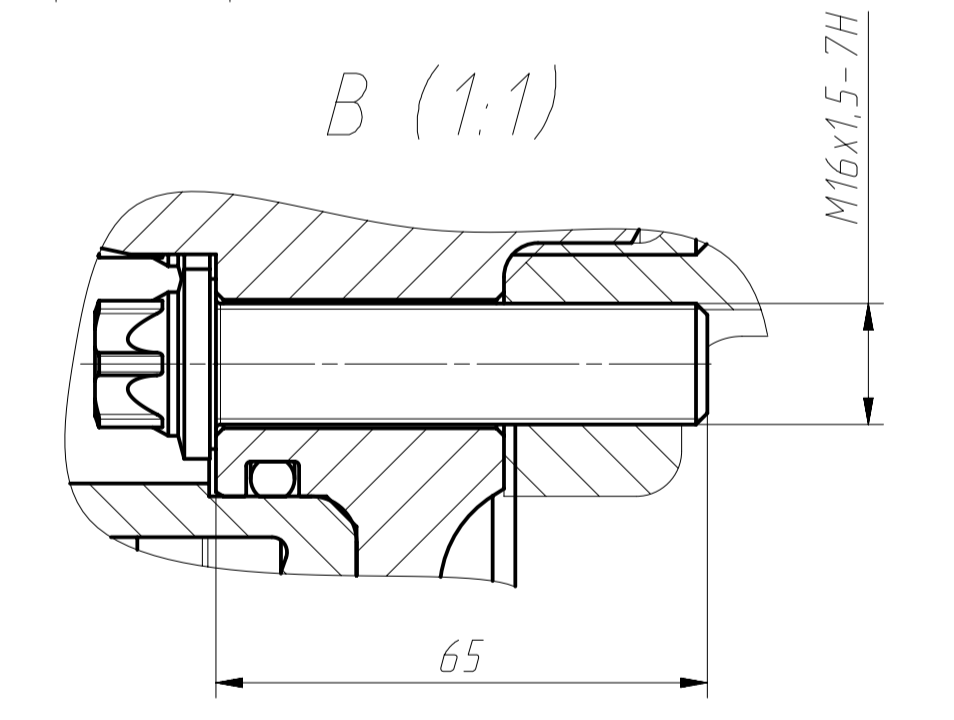
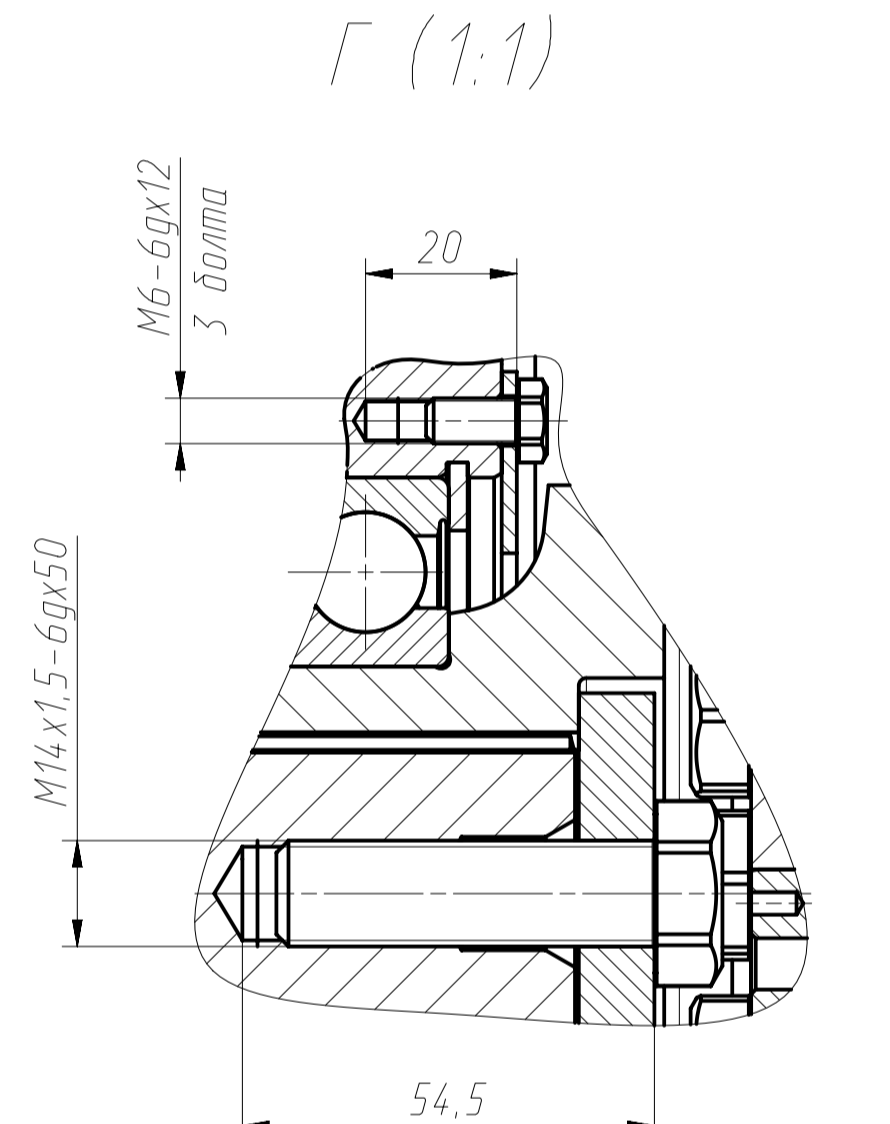
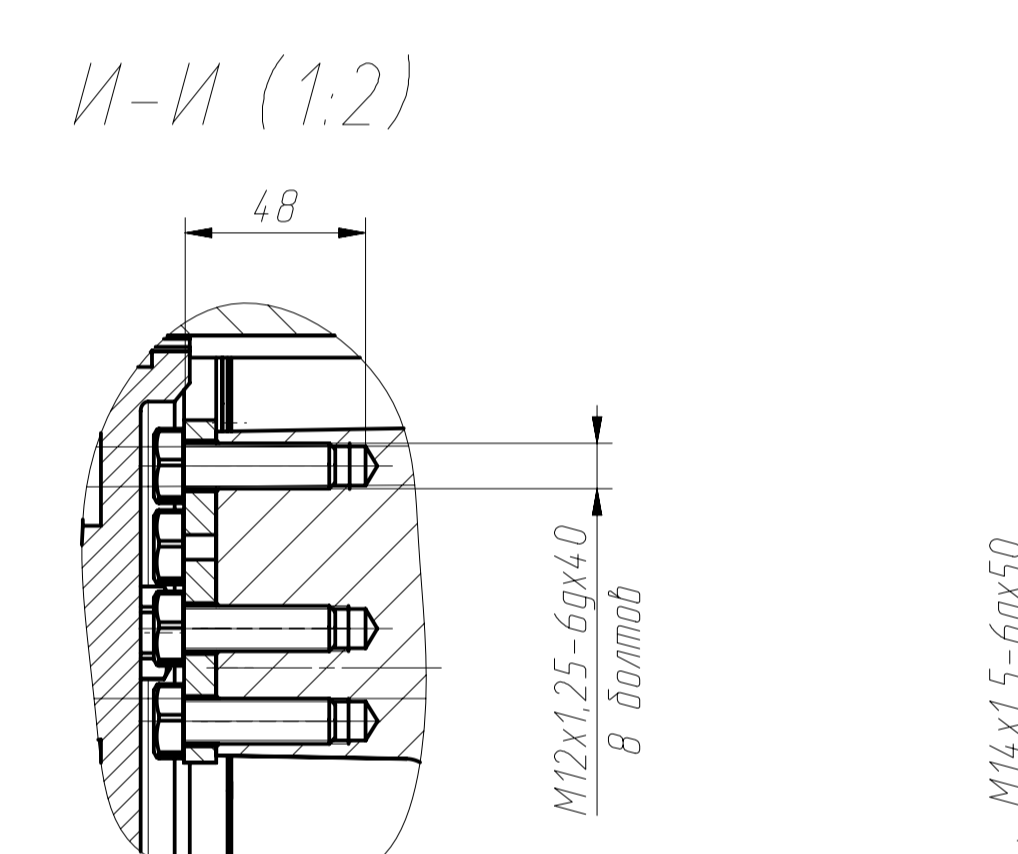
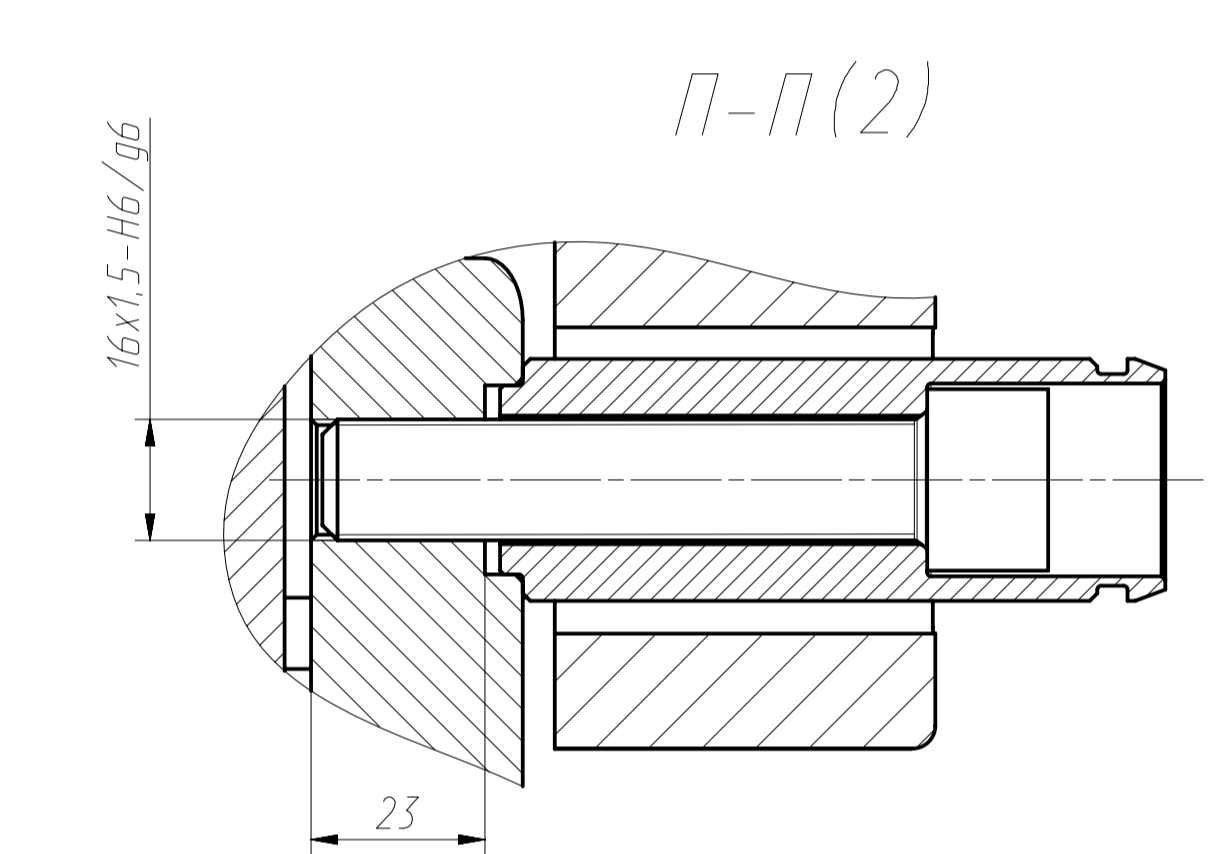
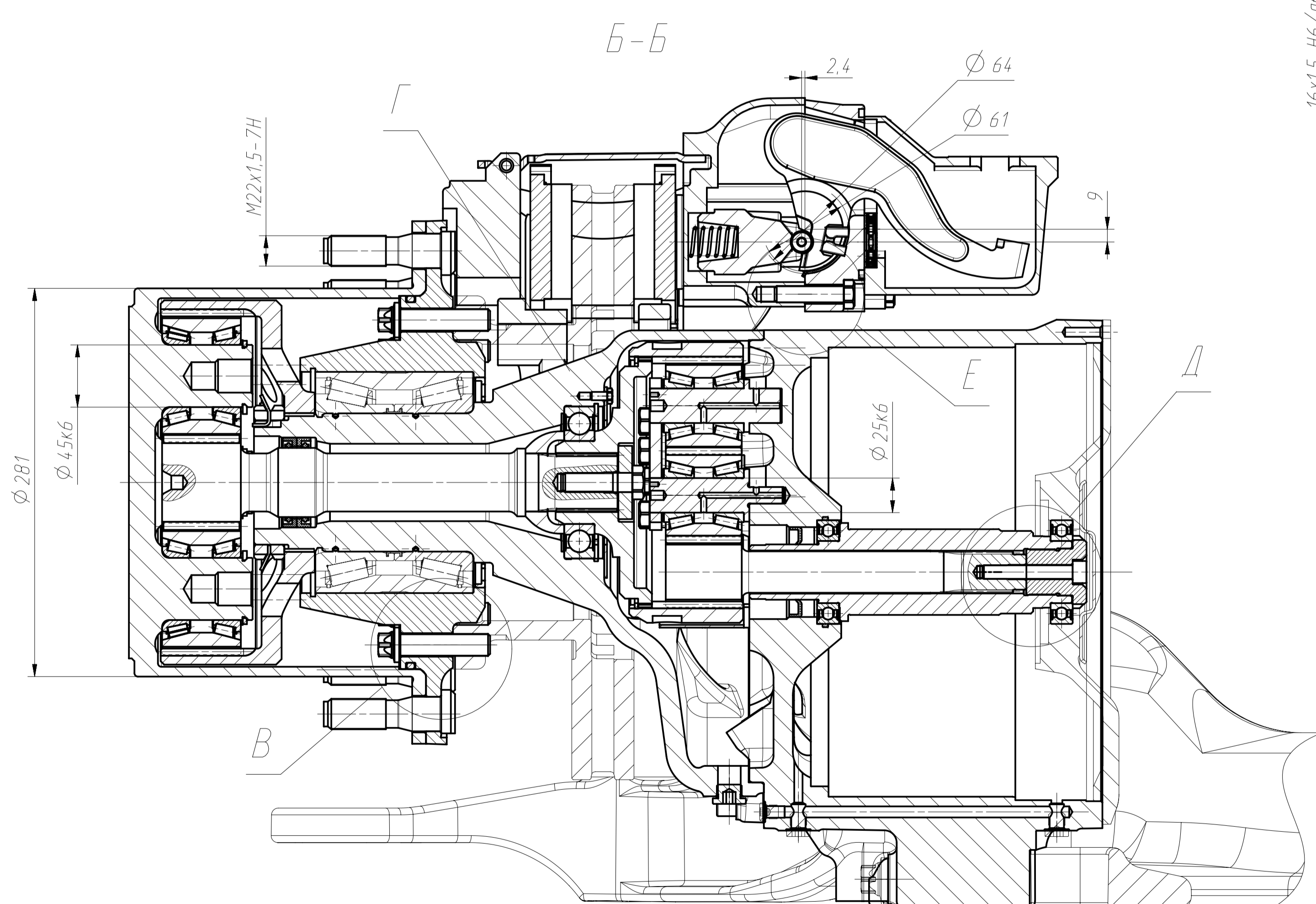
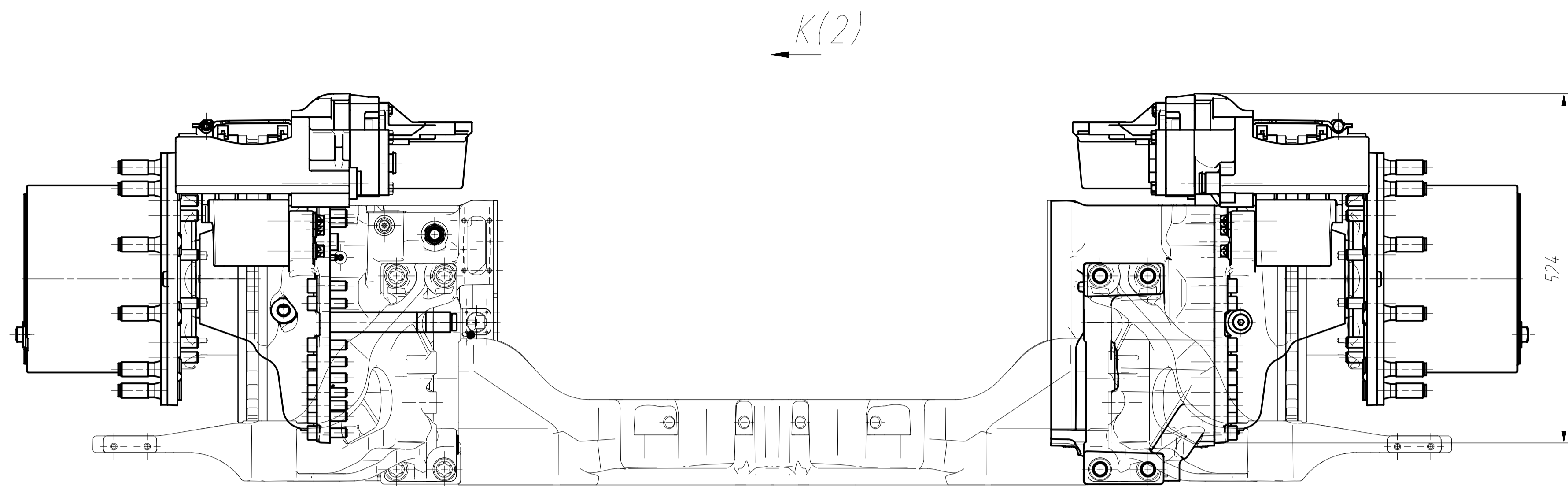
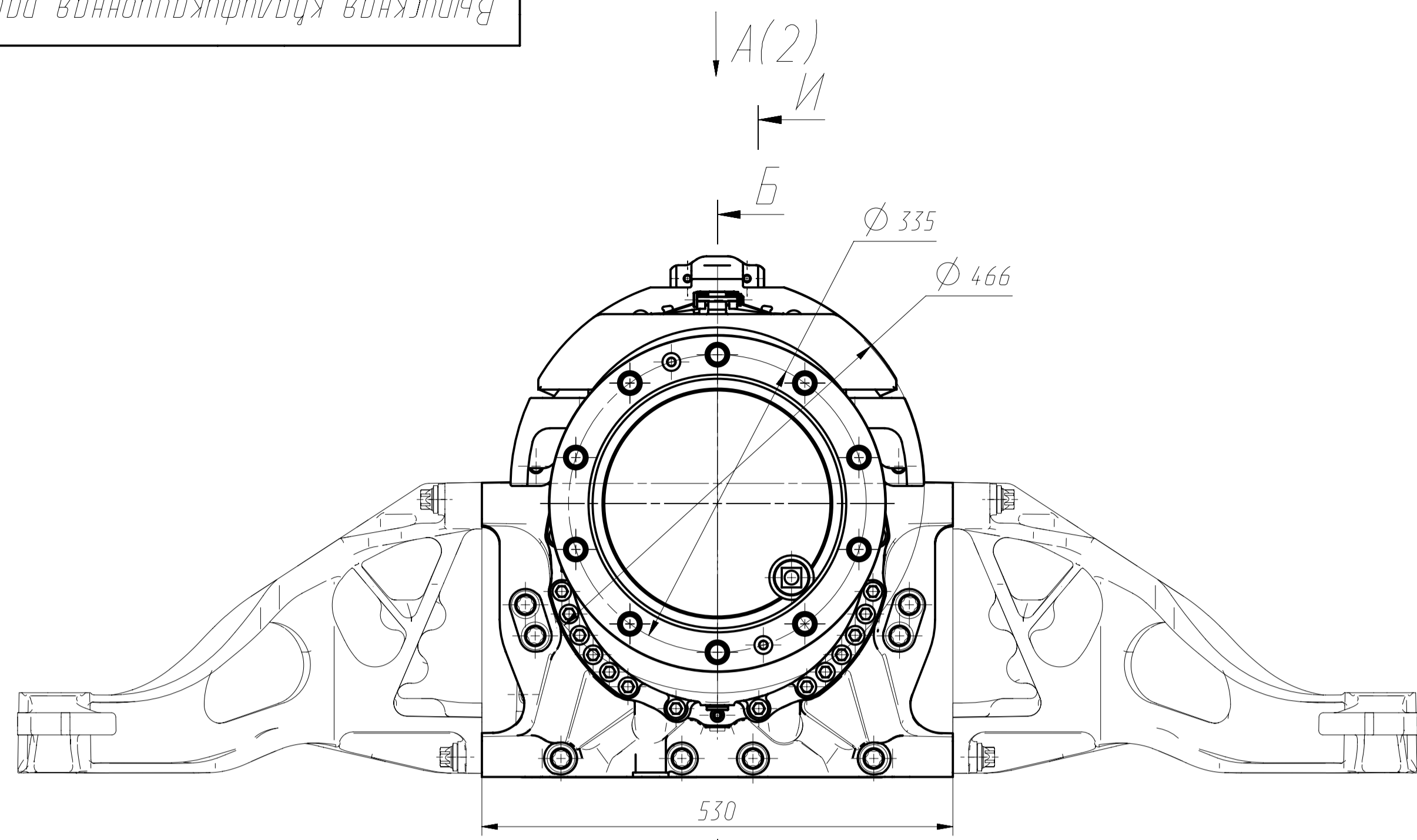


Техническая характеристика

- | | |
|-----------------------------------|----------|
| 1. Полная масса | 18000 кг |
| в т.ч. на переднюю ось | 6700 кг |
| в т.ч. на заднюю ось | 11300 кг |
| 2. Максимальная скорость | 80 км/ч |
| 3. Колесная формула | 4 x 2 |
| 4. Передаточные числа трансмиссии | |
| Цилиндрического редуктора | 3,895 |
| Планетарного редуктора | 4,76 |

Технические требования
Размеры для справок

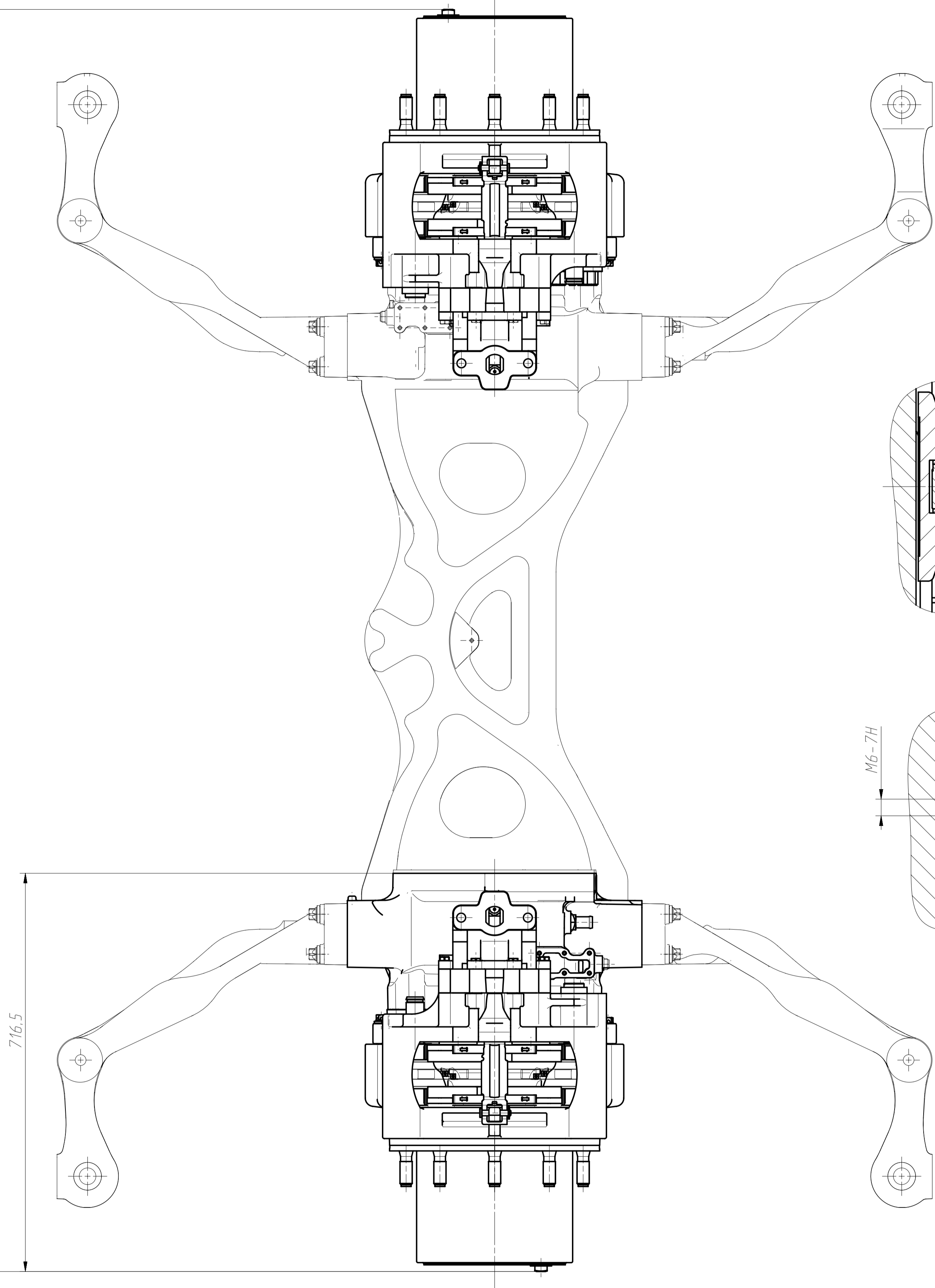
				Выпускная квалификационная работа			
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Шмелева				Электробус КАМАЗ-6282	18000	1:25
Прод.	Карташов				Чертеж общего вида		
					Лист	Листов 1	
Н. контр.	Прохоров				МГТУ им. Н. Э. Баумана		
Утв.							



- Техническая характеристика
1. Передаточное число редуктора $i = 18,524$
 2. Максимальный момент на колеса $11856 \text{ Н}\cdot\text{м}$
 3. Максимальная частота вращения вала электродвигателя 9000 об/мин
 4. Максимальная нагрузка на мост - 13 т .
- Технические требования
Размеры для справок.

Выпускная квалификационная работа				Мост электрический порталный		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масштаб
Разработчик	Штелева				850	1:5
Проектировщик	Карташов				Лист	Листов 3
Нач. КО					МГТУ им Н.Э.Баумана	
Н.контр.	Прахов				Формат А1	
Утв.					Копировал	

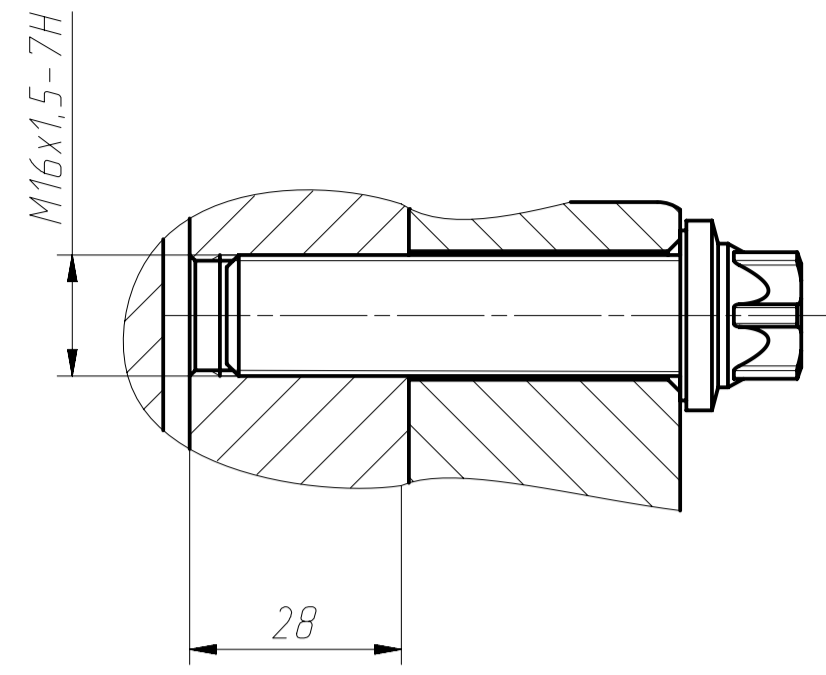
2271



716,5

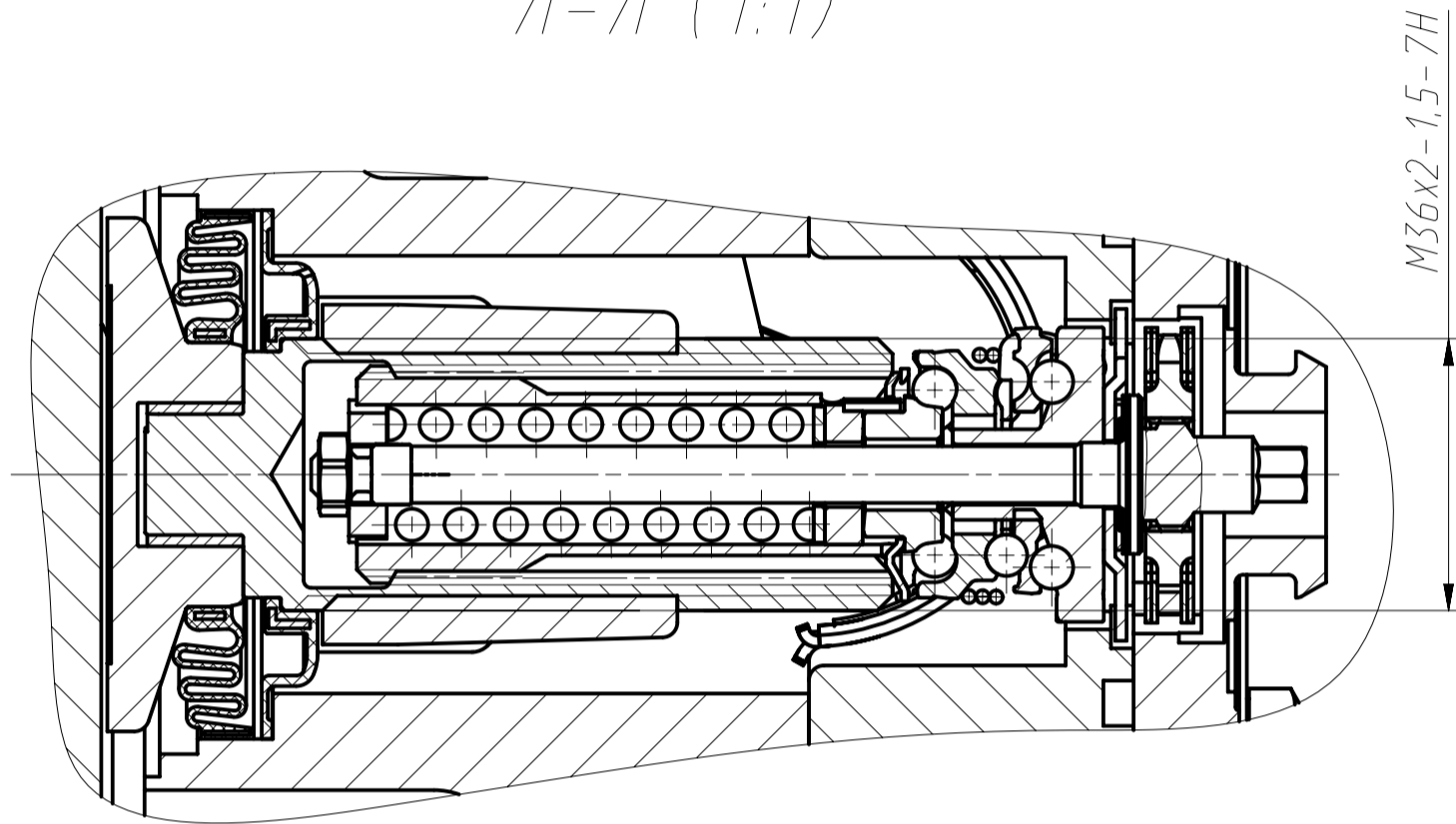
A (1)

Ж-Ж (1:1)



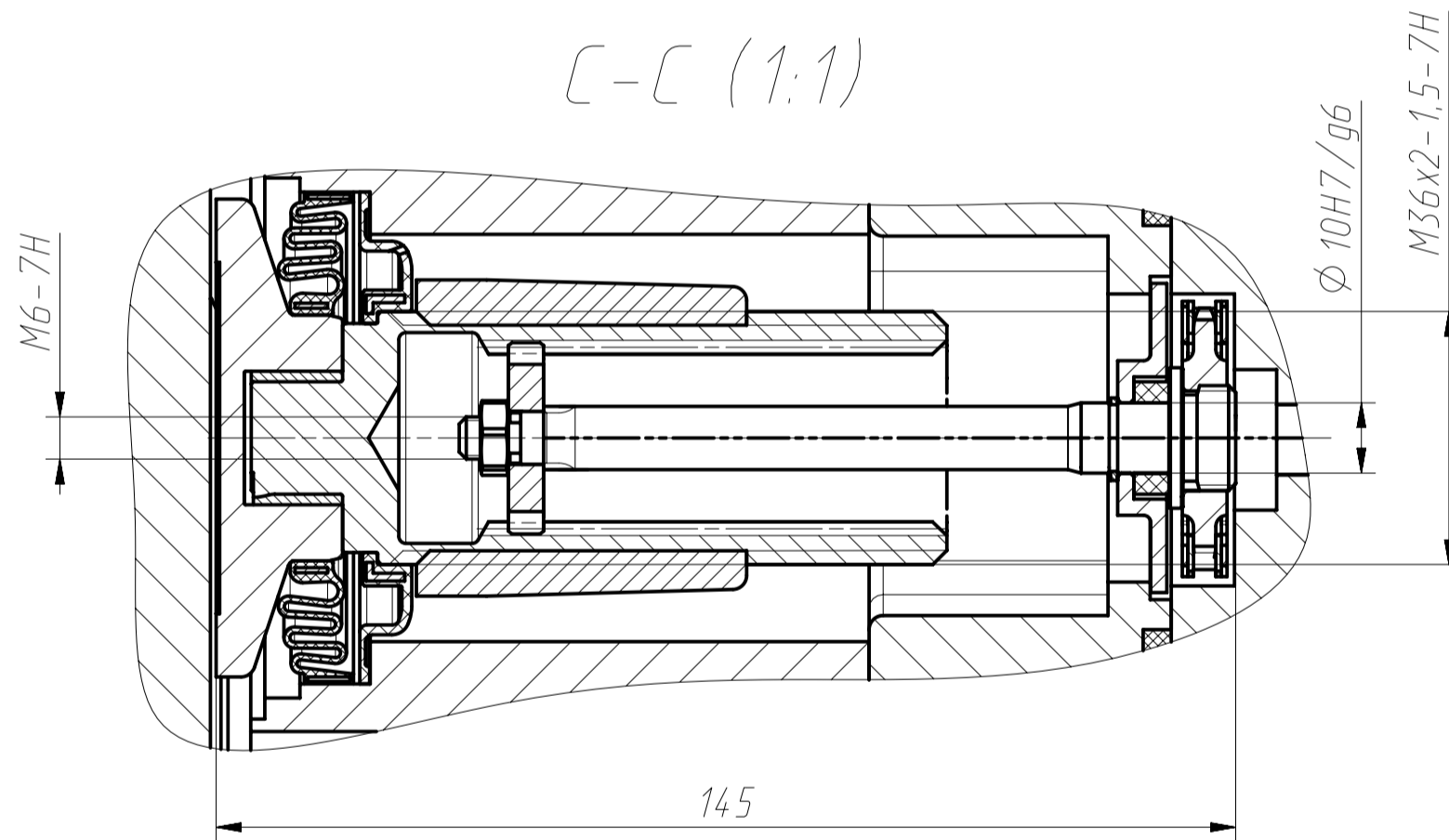
M16x1,5-7H

Л-Л (1:1)



M36x2-1,5-7H

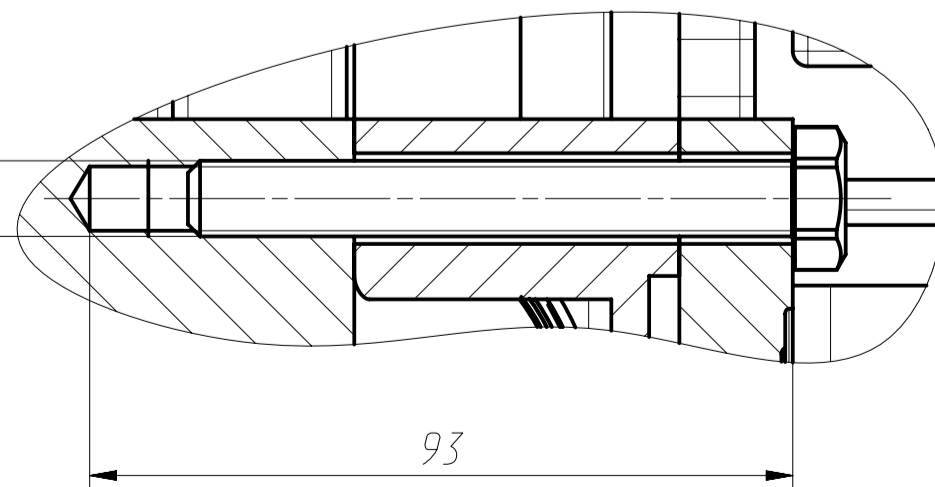
С-С (1:1)



ϕ 10H7 / g6

M36x2-1,5-7H

М-М

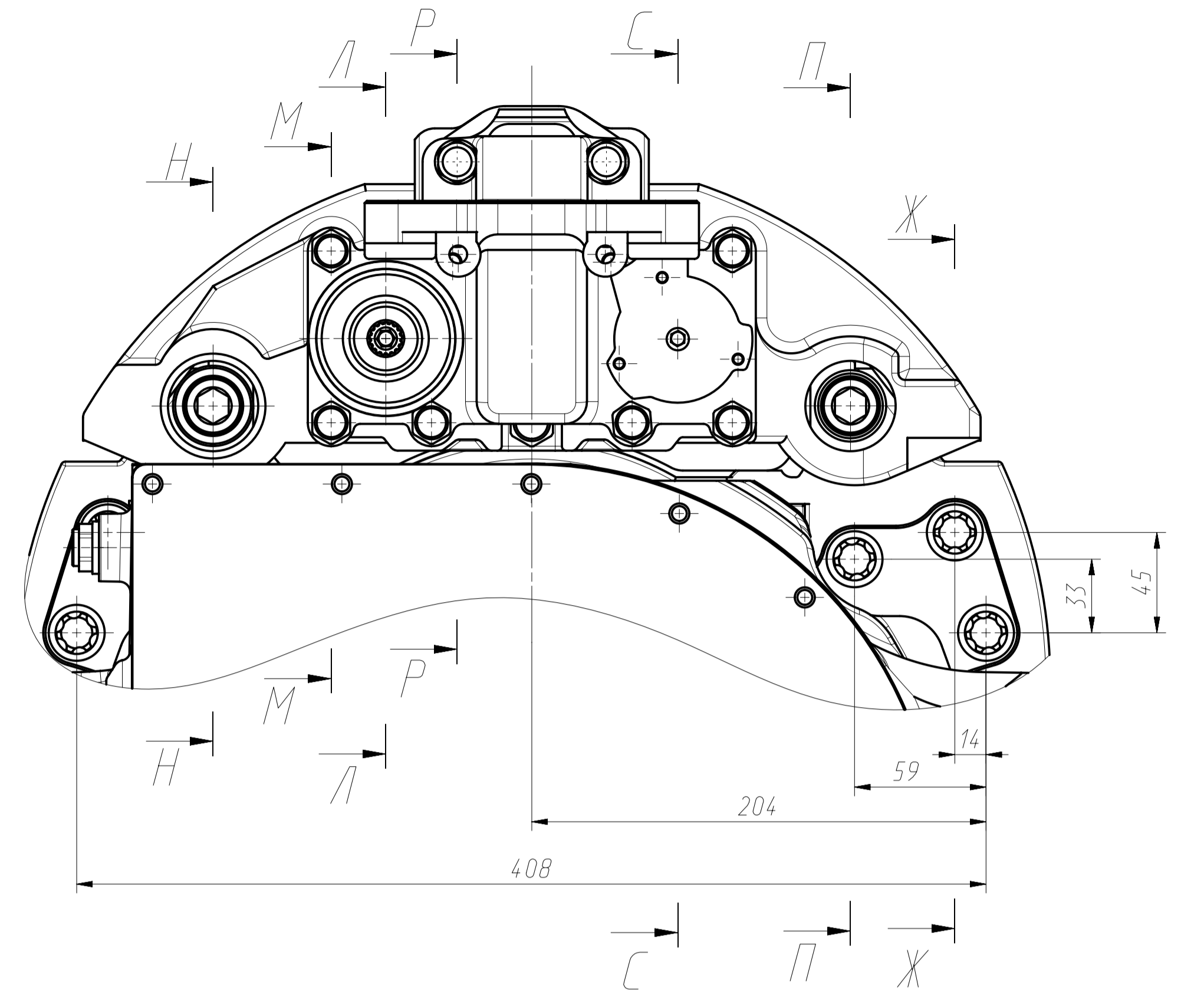


M10x1,25-6gx80

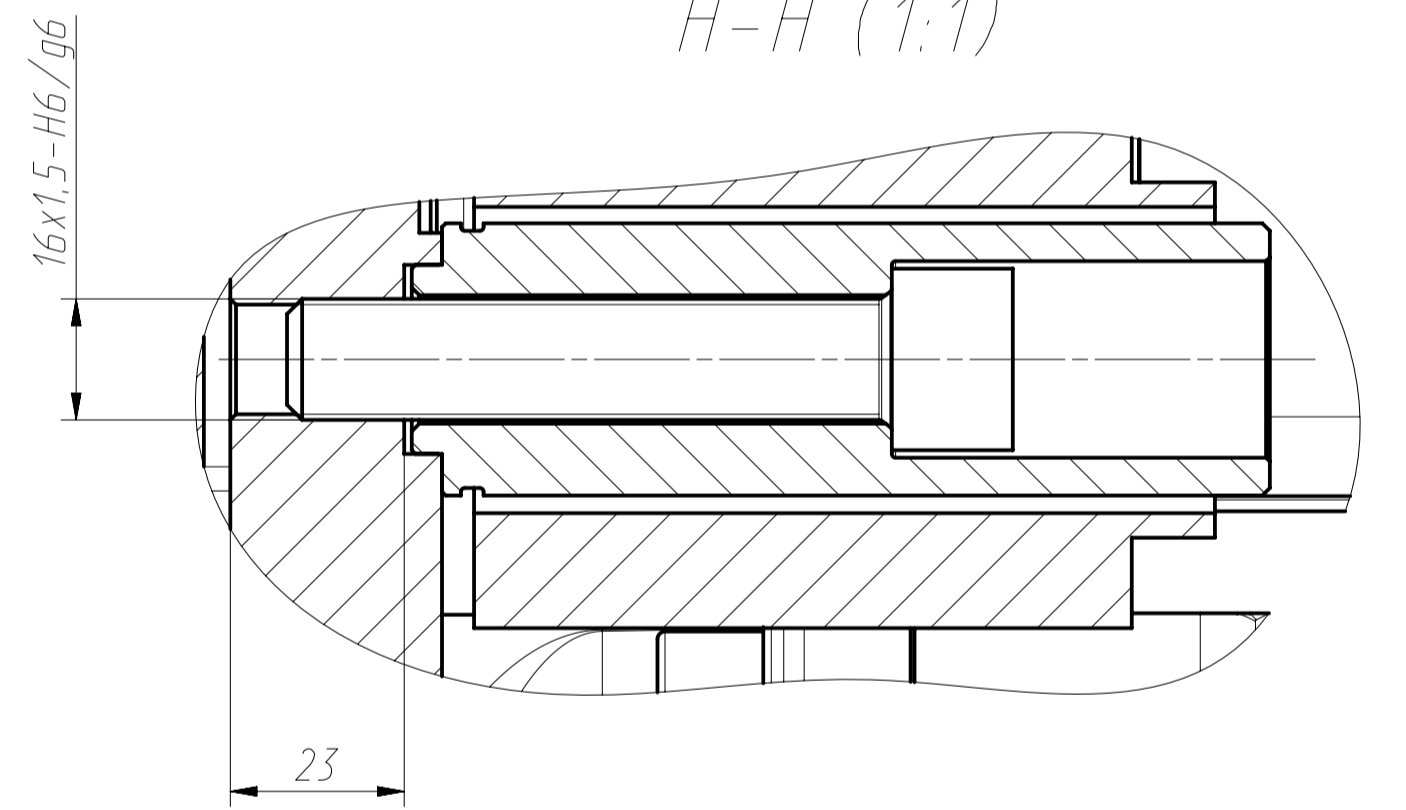
6 долтов

93

K-K (1:2)(2)

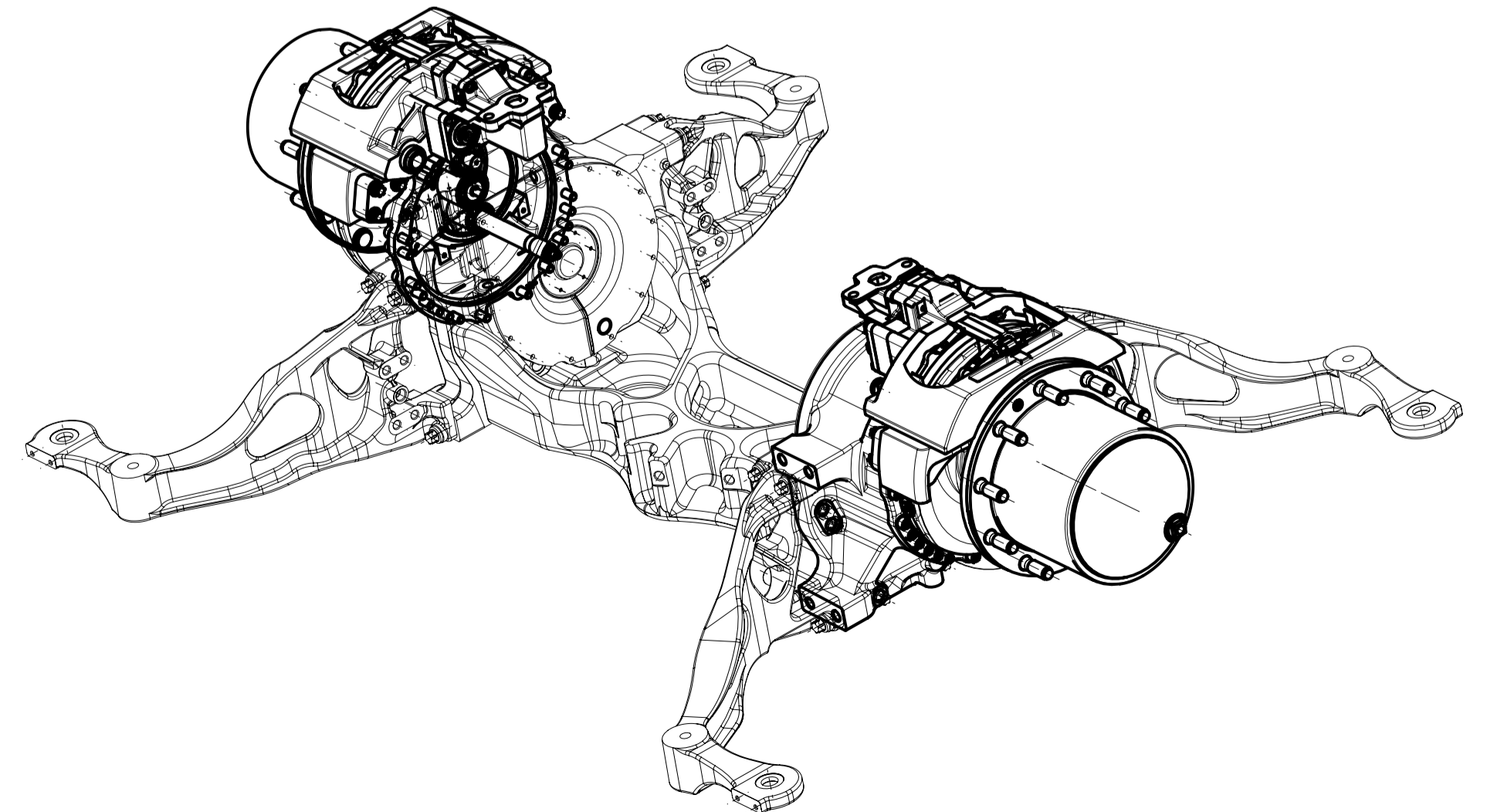


H-H (1:1)

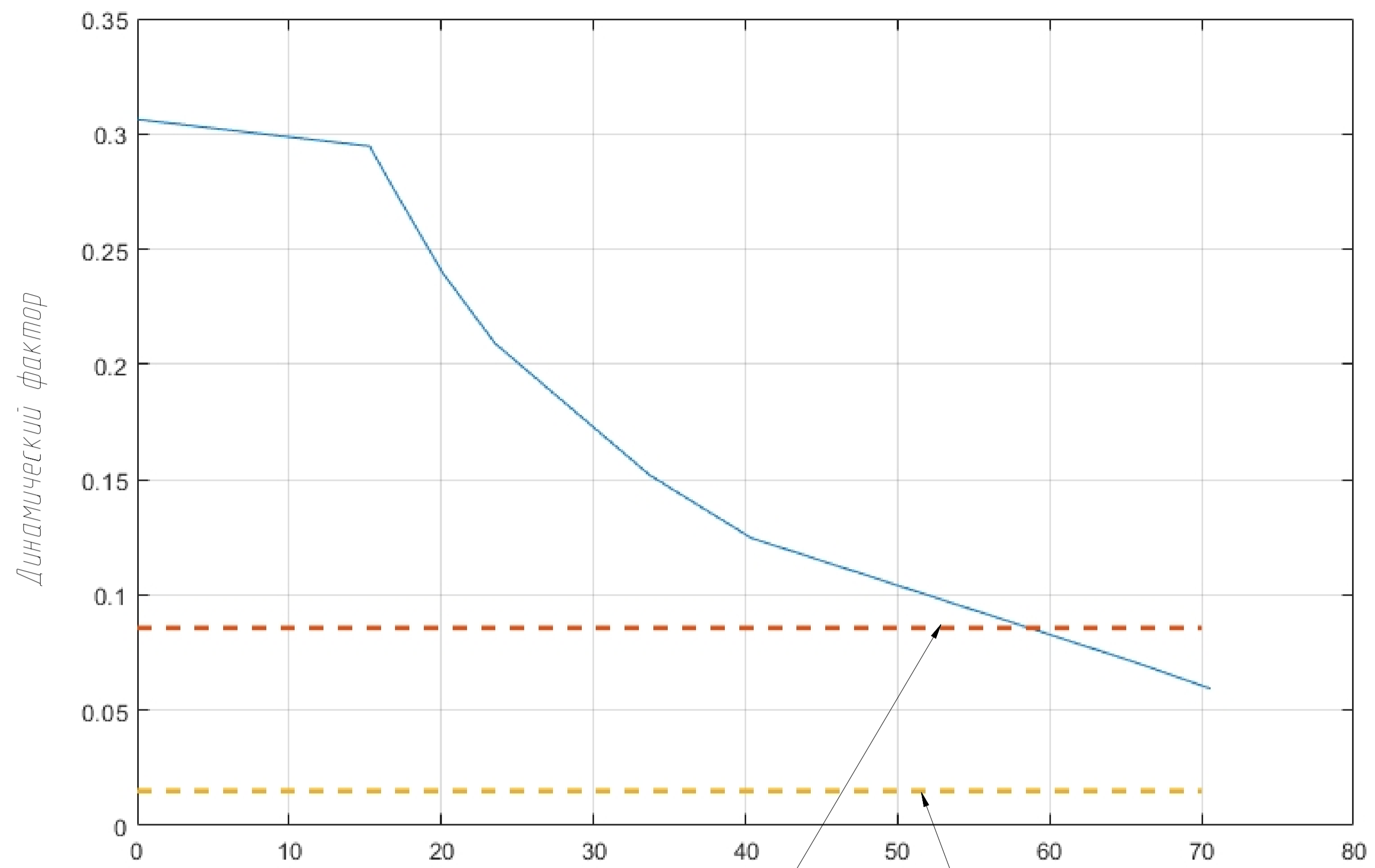


16x1,5-H6/g6

23



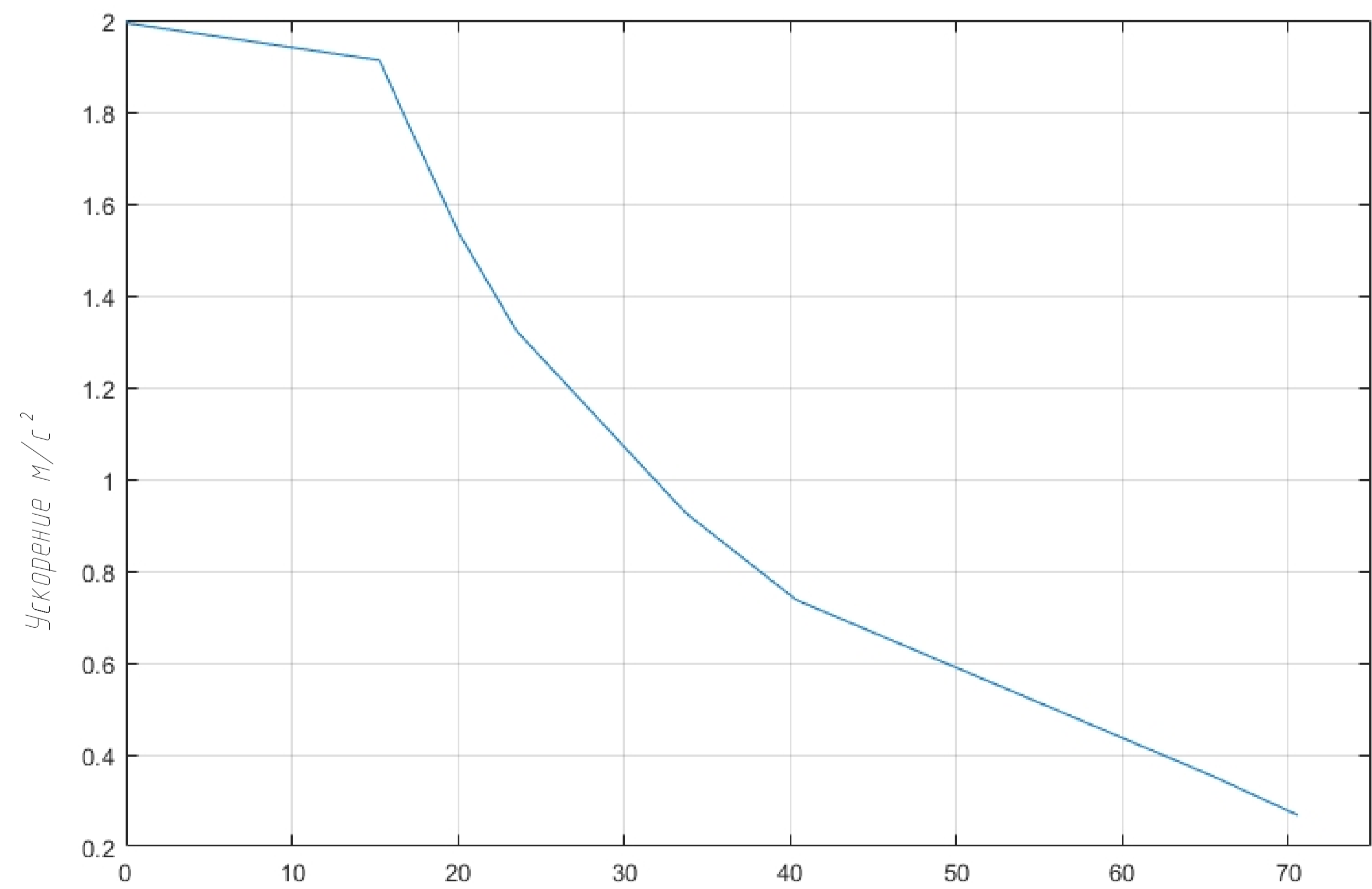
Динамический фактор



Кoeffициент сопротивления движению при угле 7% Кoeffициент сопротивления качению

Скорость км/ч

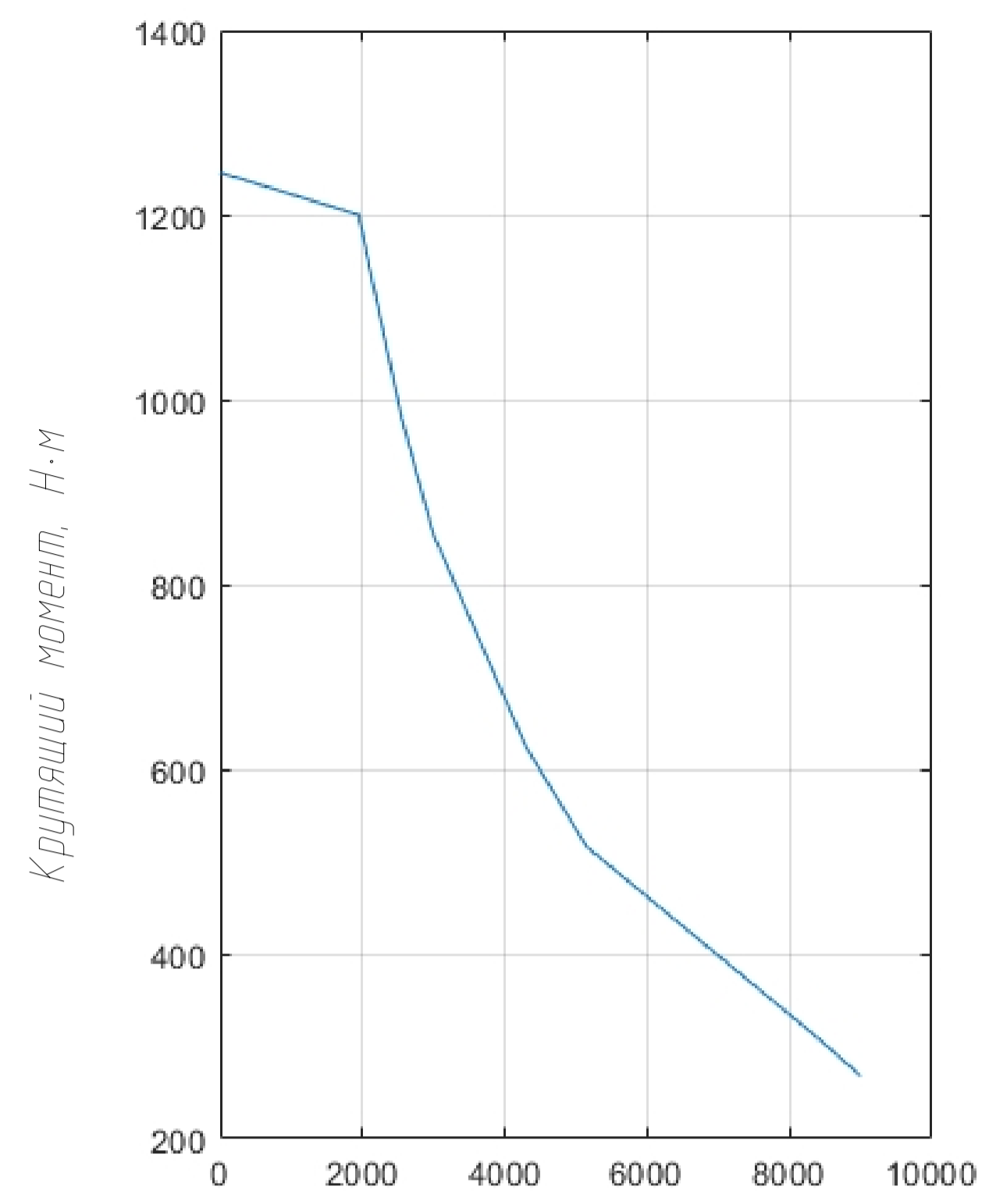
Ускорение



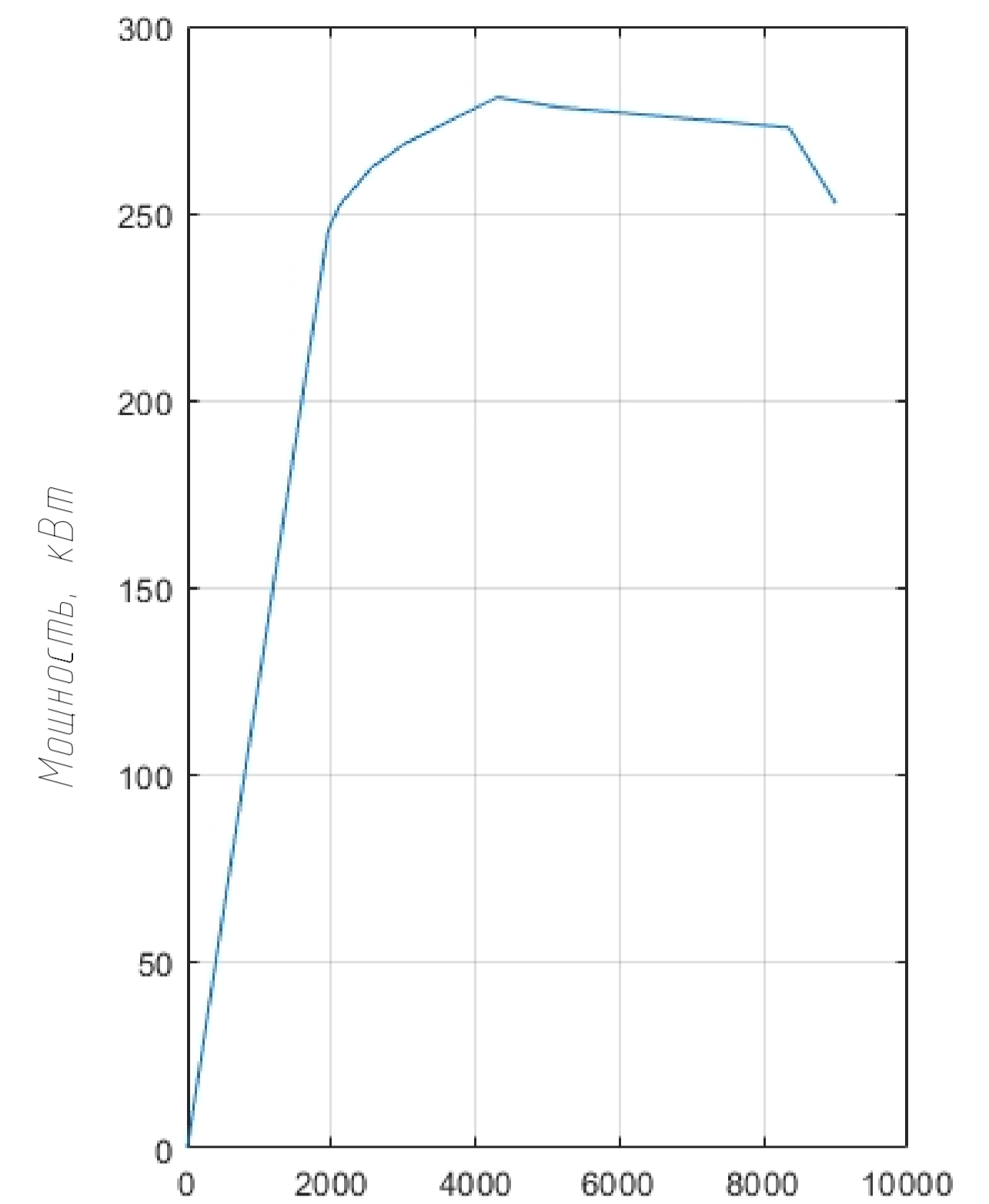
Скорость км/ч

Характеристика моста

Крутящий момент



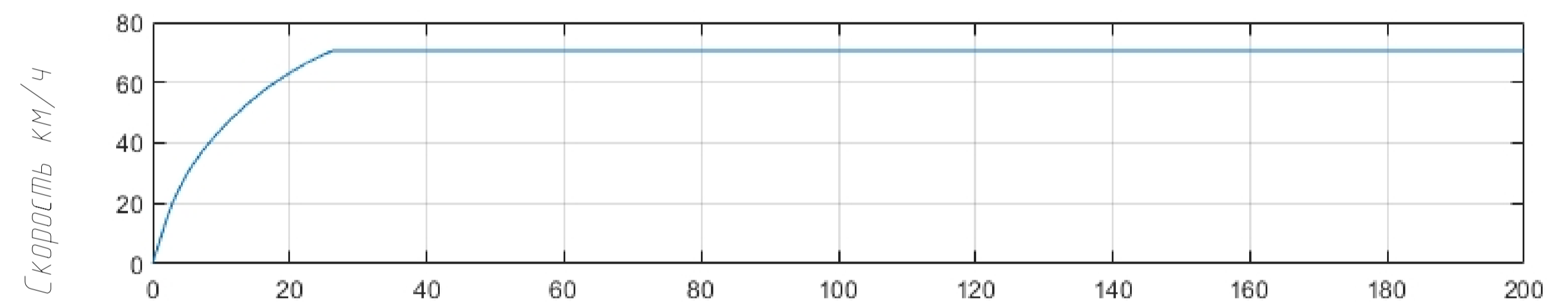
Мощность двух электродвигателей



Обороты двигателя об/мин

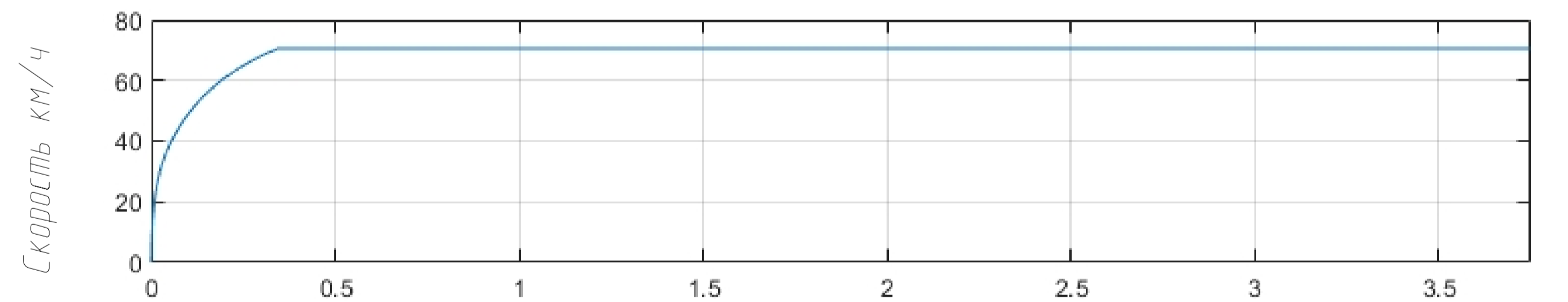
Обороты двигателя об/мин

Разгонная характеристика



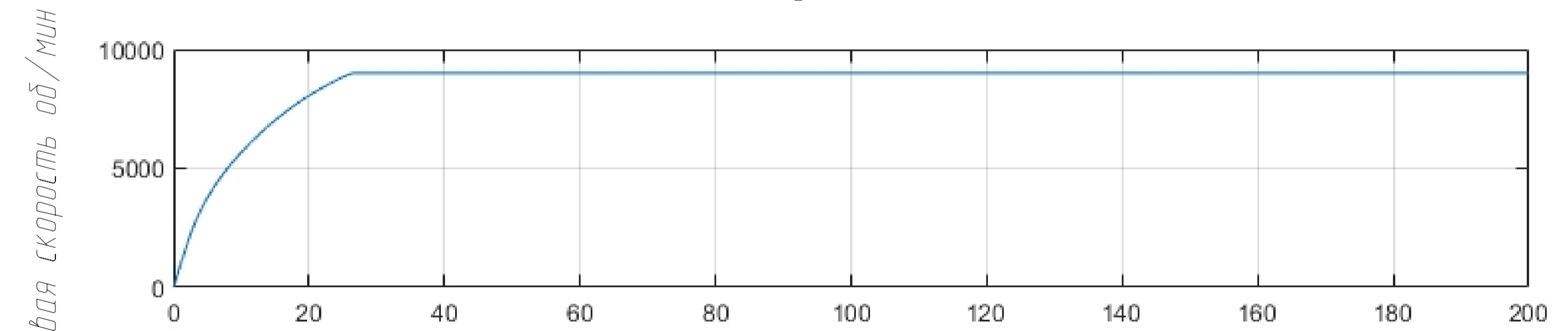
Скорость км/ч

Время с



Скорость км/ч

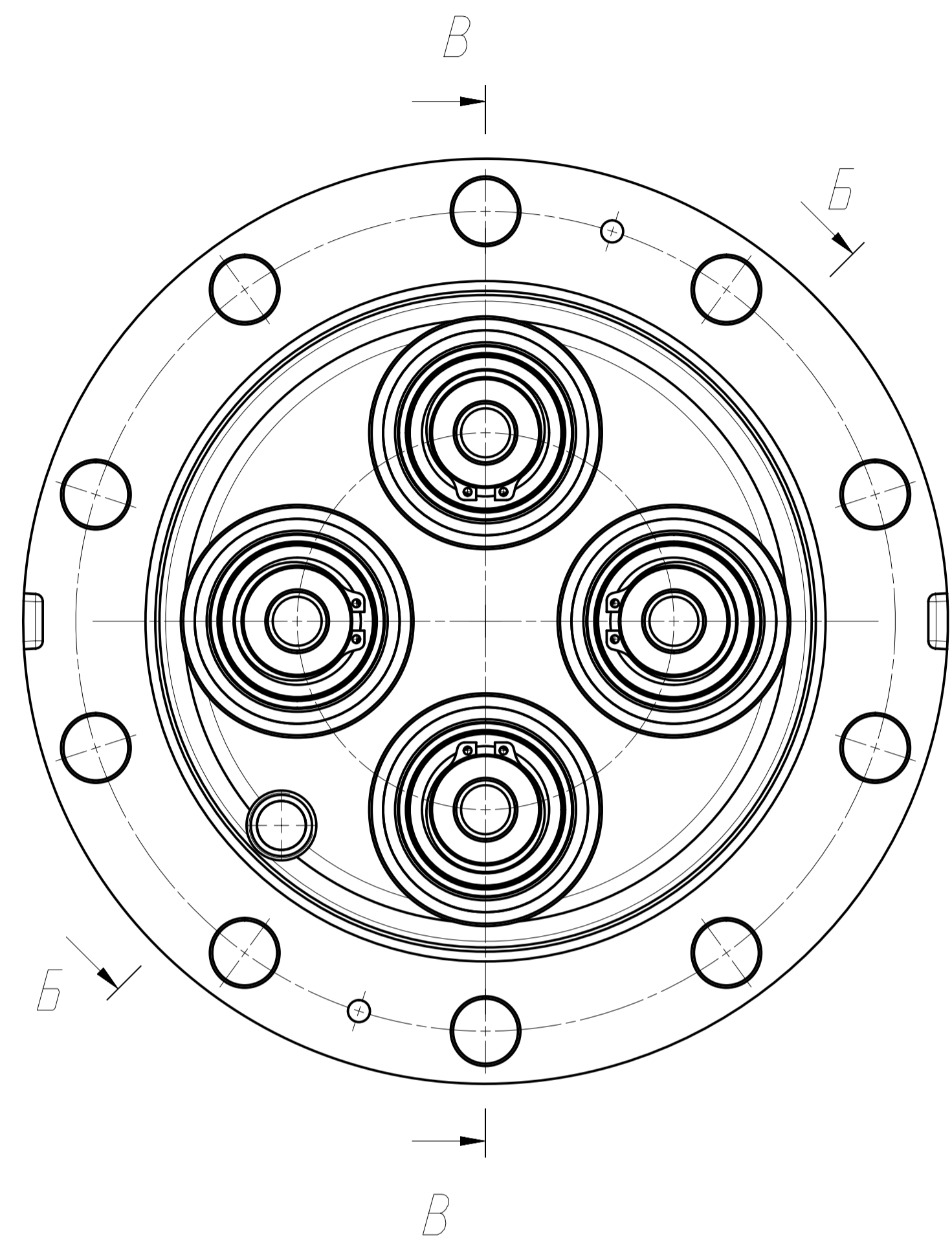
Путь км



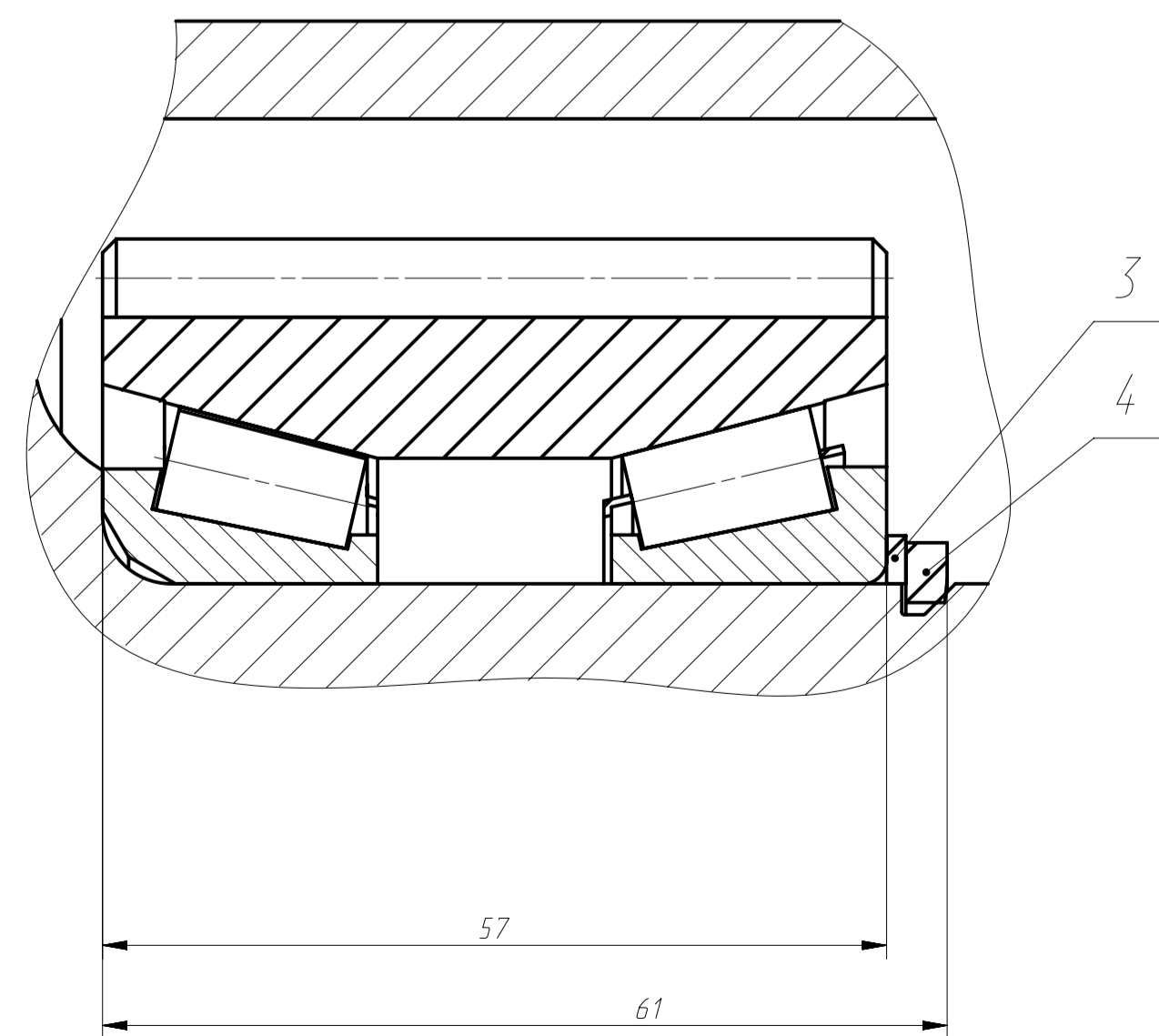
Угловая скорость об/мин

Время с

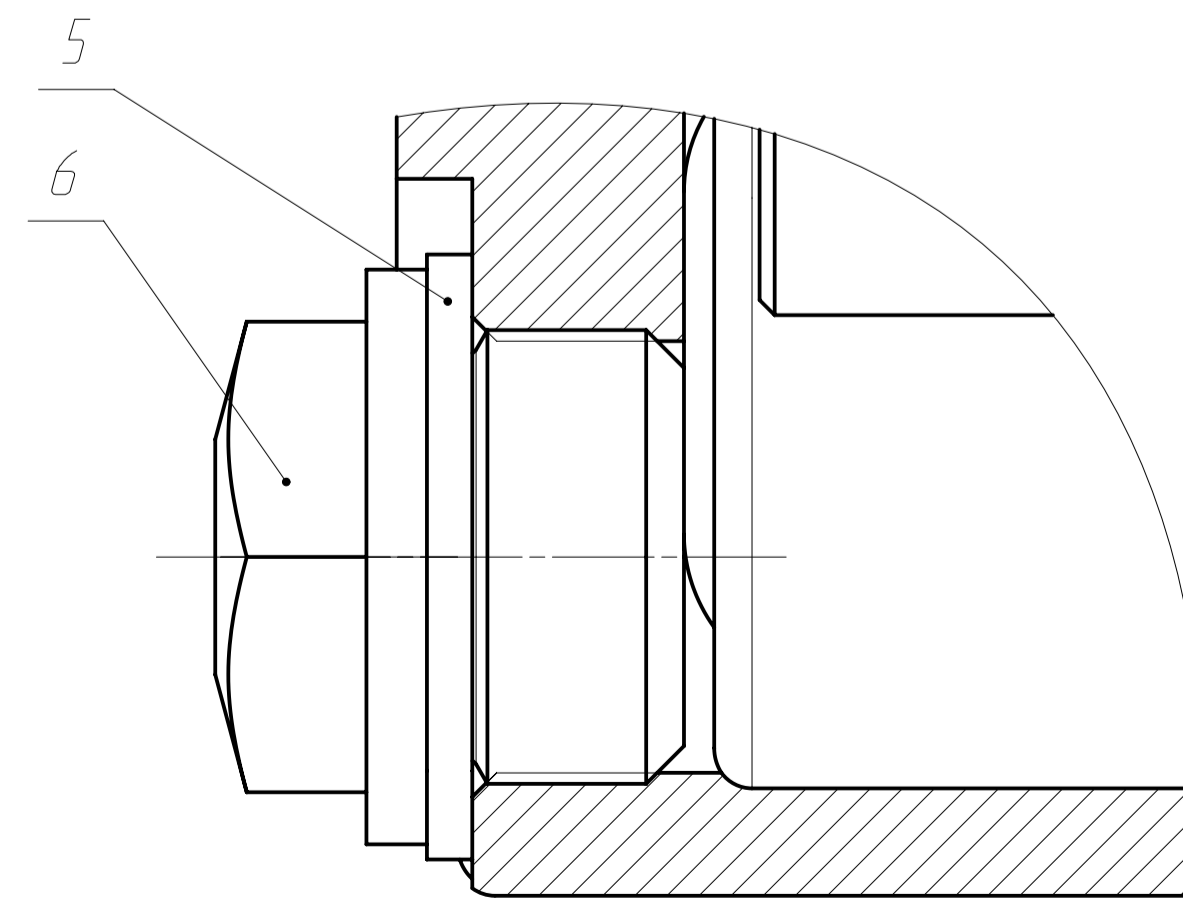
				Выпускная квалификационная работа		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масштаб
Разработ.	Шмелева					-
Проб.	Карташов					
Т.контр.					Лист	Листов 1
Нач.КО					МГТУ им Н.Э.Баумана	
Н.контр.	Прахов					
Учб.						



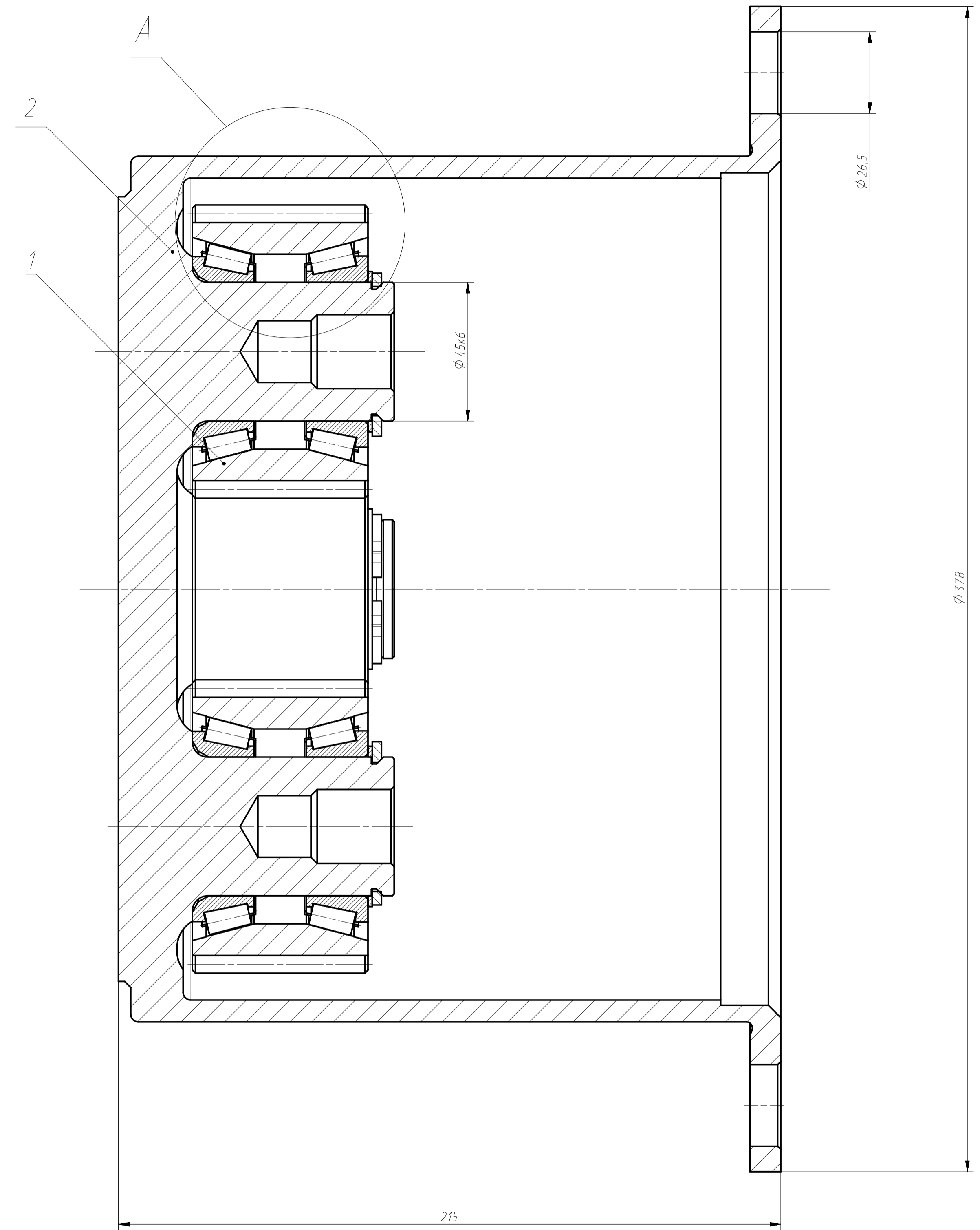
A (2:1)



Б-Б (2:1) ☉



B-B (1:1)



1. Размеры для справок.
2. Поступающие на сборку изделия должны быть чистыми, без коррозии, забоин, заусенцев и окалин.
3. Внутренние кольца подшипников напрессовать на дет. поз. 2 до упора.
4. Нагрев внутренних колец подшипников не допускается.
5. Момент затяжки изделия поз. 6 от 157 до 252 Н·м.

				Выпускная квалификационная работа			
Иж	Лист	№ докум	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Штелева					29,0	1:2
Проб.	Карташов						
Т. контр.					Лист		Листов 1
Нач. КО							
Н. контр.	Прахов						МГТУ им Н.Э.Баумана
Утв.							

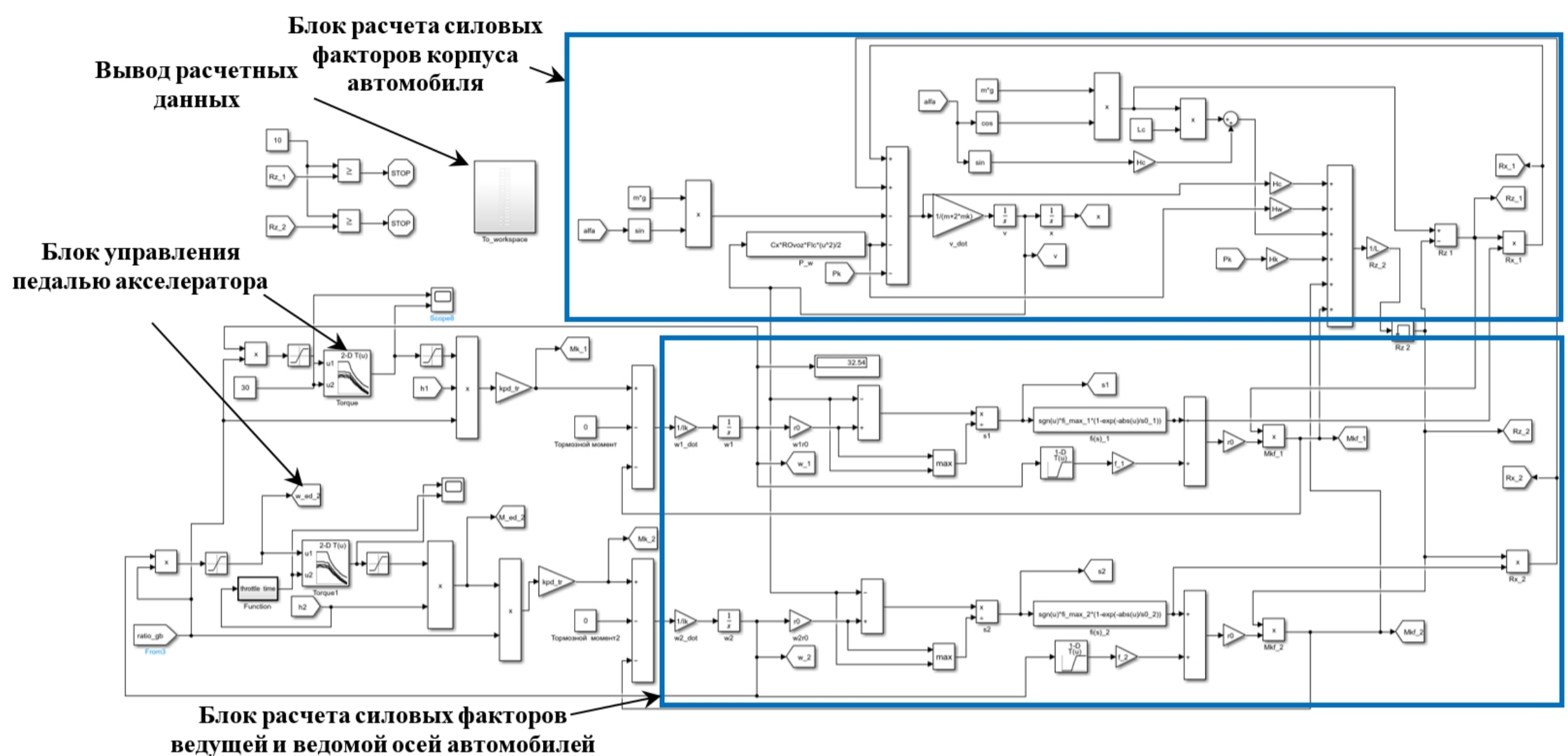
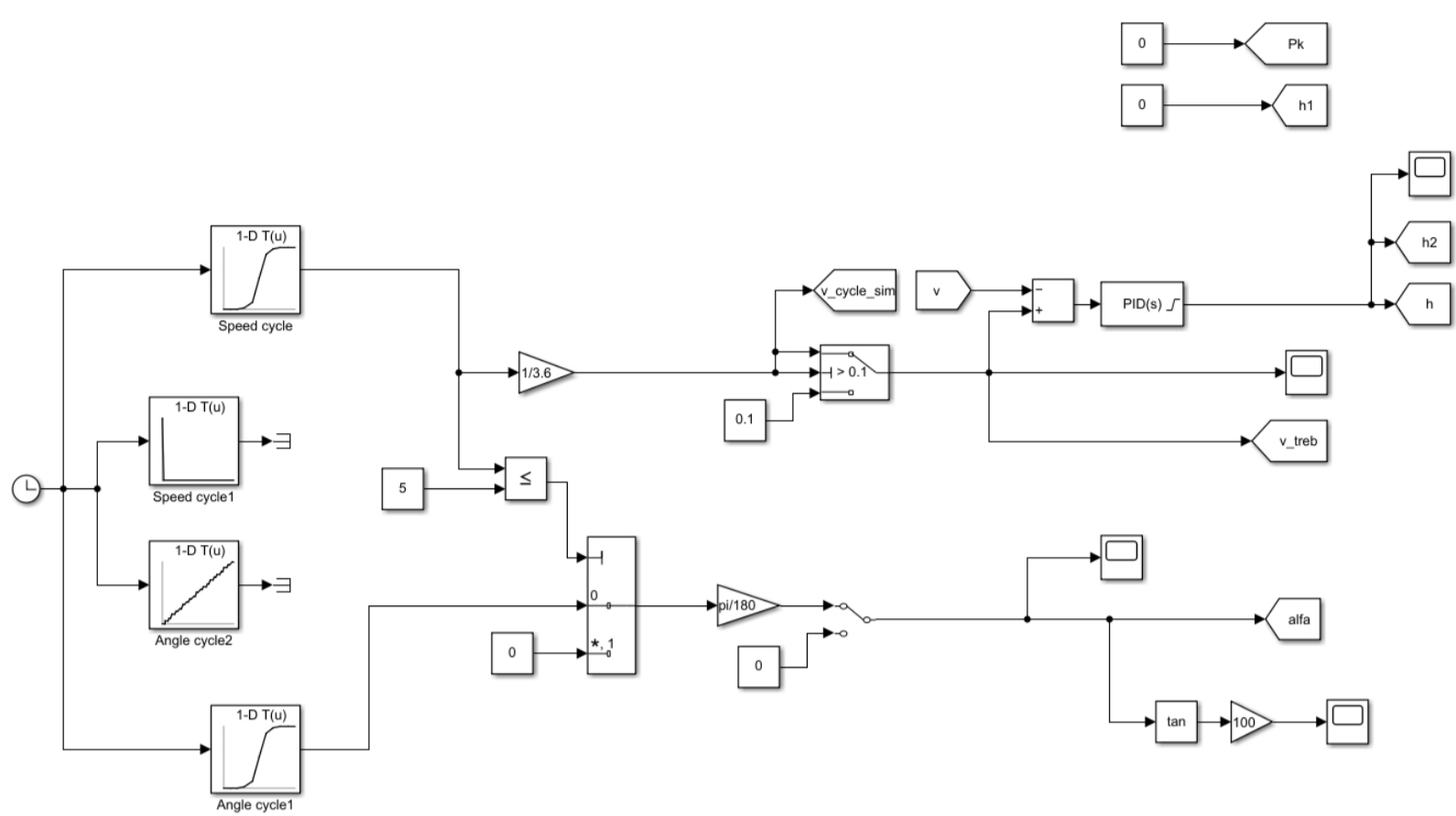
Формат	Зона	Паз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
			<i>ВКР - 2402010СБ</i>	<i>Сборочный чертеж</i>		
				<u>Сборочные единицы</u>		
<i>А4</i>		<i>1</i>	<i>ВКР - 2402020</i>	<i>Сателлит в сборе</i>	<i>4</i>	
				<u>Детали</u>		
<i>А1</i>		<i>2</i>	<i>ВКР - 2402011</i>	<i>Водило</i>	<i>1</i>	
<i>А4</i>		<i>3</i>	<i>ВКР - 2402012</i>	<i>Шайба</i>	<i>4</i>	
<i>А4</i>		<i>4</i>	<i>ВКР - 2402013</i>	<i>Кольцо пружинное</i>	<i>4</i>	
<i>А4</i>		<i>5</i>	<i>ВКР - 2402014</i>	<i>Прокладка</i>	<i>1</i>	
				<u>Прочие изделия</u>		
		<i>6</i>		<i>Пробка с магнитной вставкой</i>	<i>1</i>	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<i>ВКР-2402010</i>		
					<i>Водило с сателлитами в сборе</i>		
Разрад.	<i>Шмелева М.А.</i>				Лит.	Лист	Листов
Пров.	<i>Карташов А.Б.</i>						<i>1</i>
Нач. отд.					<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана Группа СМ10-41М</i>		
Н. контр.	<i>Прохаров</i>						
Утв.							

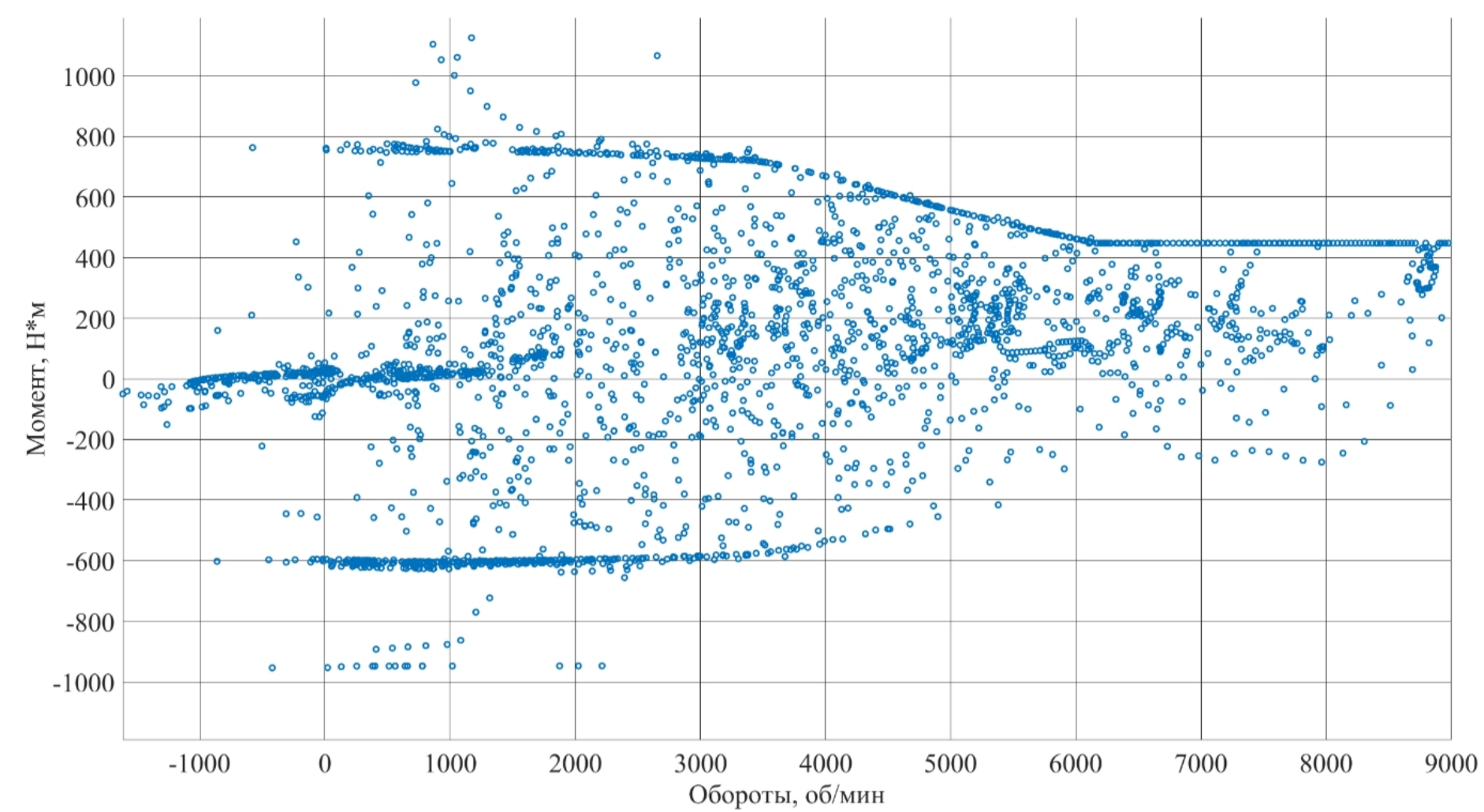
Математическая модель движения электробуса

Подсистема расчета системы уравнений динамики движения автомобиля

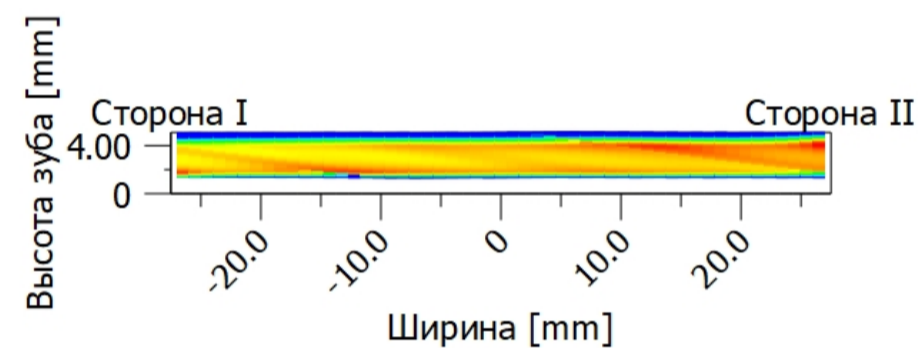
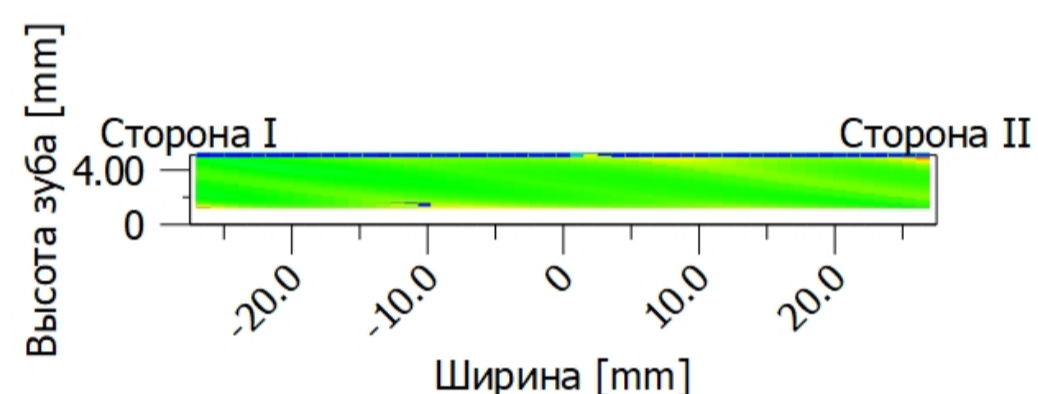
Блок ввода данных ездового цикла



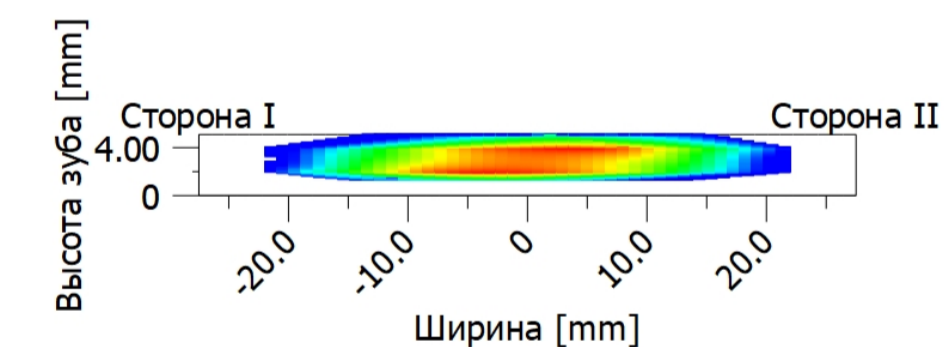
Циклограмма нагрузок по стандартизованному методу WLTP



Пятно контакта без модификаций

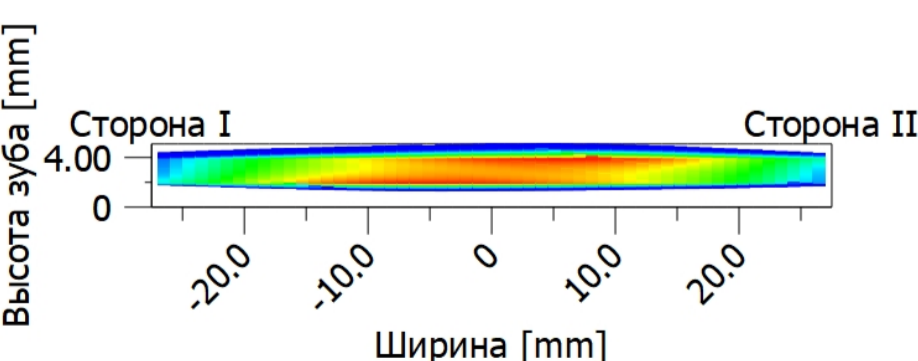


Пятно контакта с модификацией дугообразность

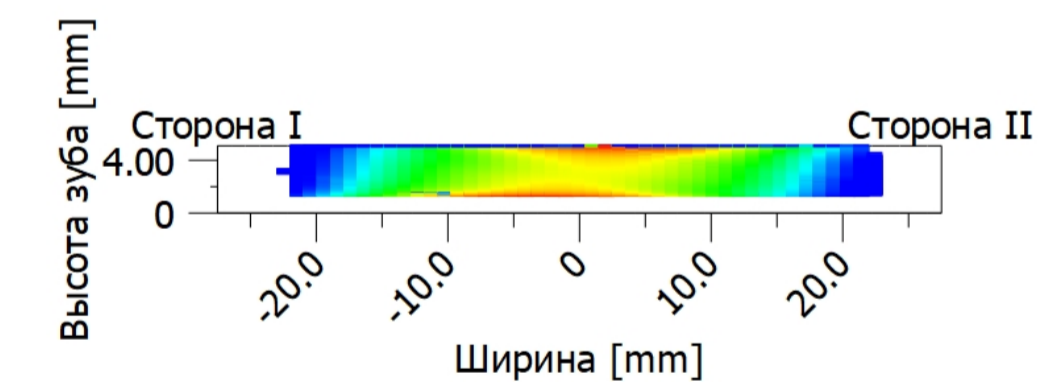


Модификации бочкообразности и профильной модификации головки зуба

Запас изгибной прочности зуба	Запас контактной прочности зуба		
Паразитная шестерня 1	1,469	Паразитная шестерня 1	1,081
Паразитная шестерня 2	1,490	Паразитная шестерня 2	1,081

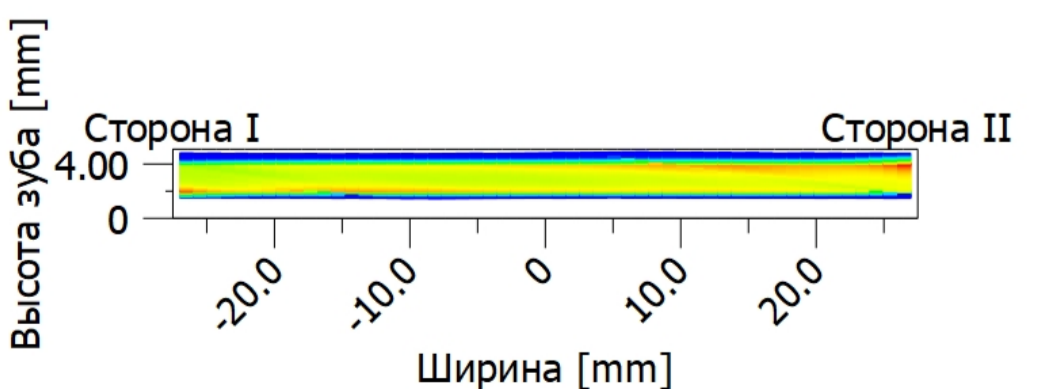


Запас изгибной прочности зуба	Запас контактной прочности зуба		
Паразитная шестерня 1	1,458	Паразитная шестерня 1	1,077
Паразитная шестерня 2	1,479	Паразитная шестерня 2	1,077



Пятно контакта с модификацией бочкообразность

Запас изгибной прочности зуба	Запас контактной прочности зуба		
Паразитная шестерня 1	1,560	Паразитная шестерня 1	1,119
Паразитная шестерня 2	1,583	Паразитная шестерня 2	1,119



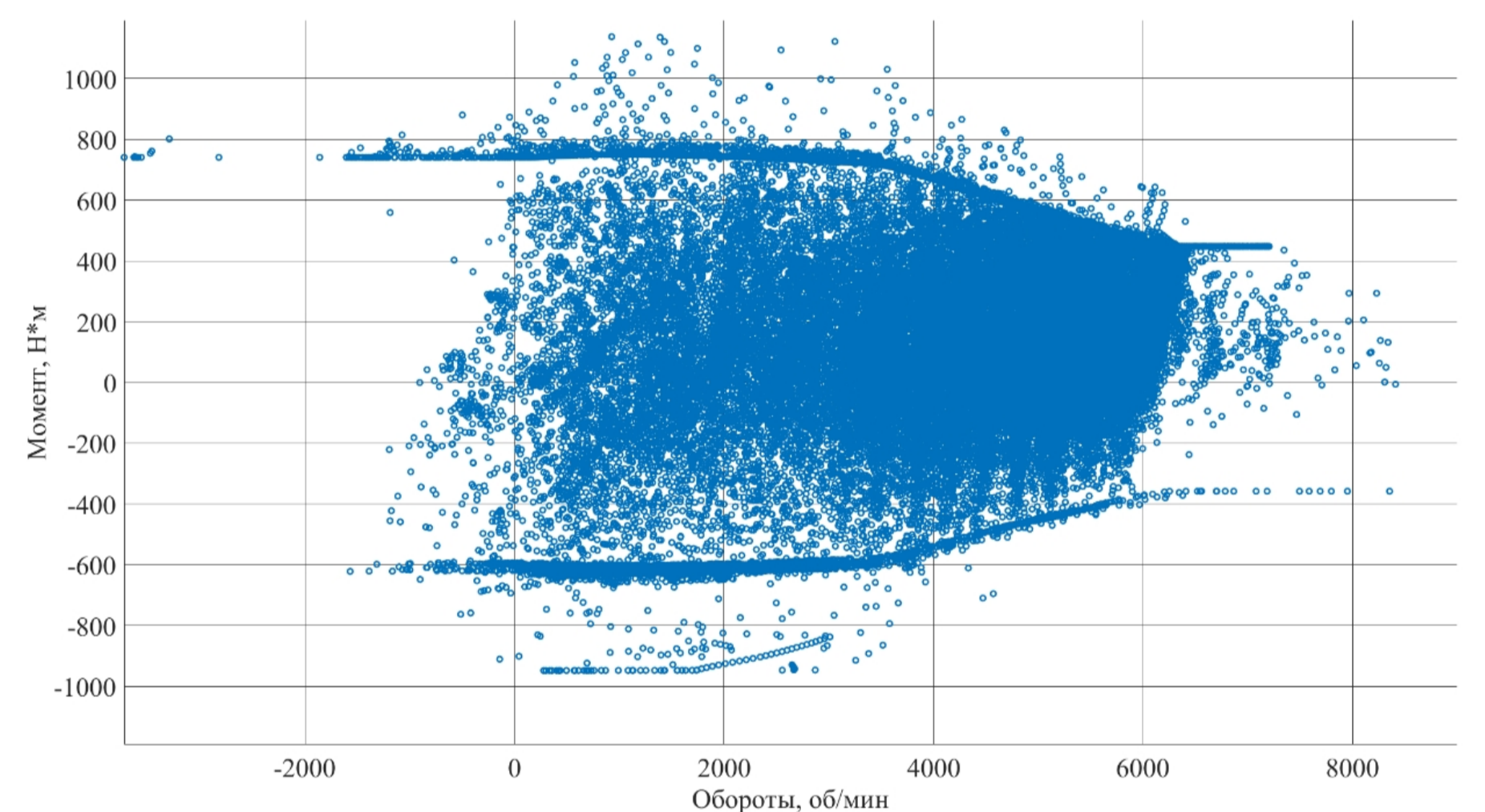
Профильная модификация с переходным радиусом

Запас изгибной прочности зуба	Запас контактной прочности зуба		
Паразитная шестерня 1	1,466	Паразитная шестерня 1	1,080
Паразитная шестерня 2	1,487	Паразитная шестерня 2	1,080

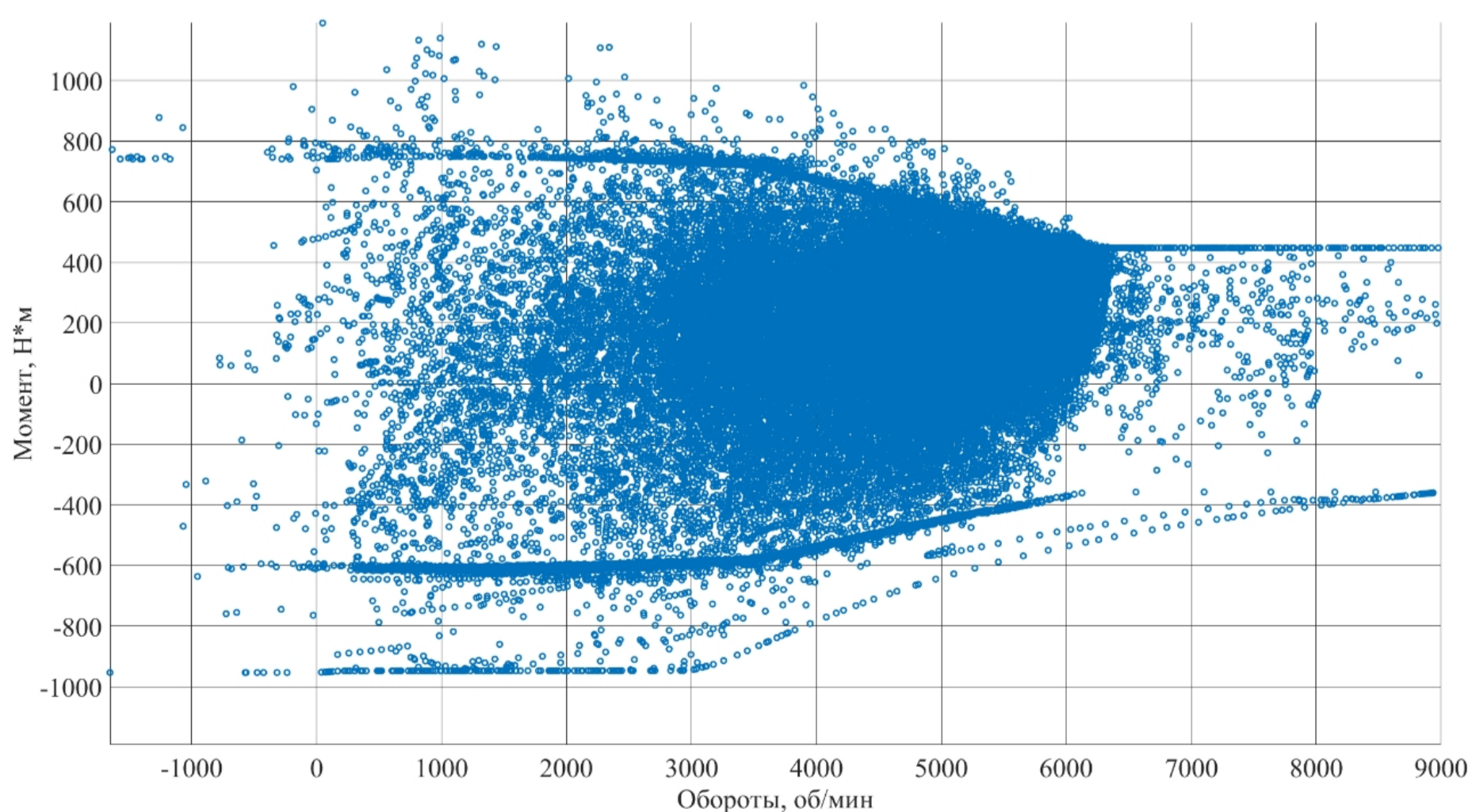
Модификации бочкообразности и профильной модификации головки зуба

Запас изгибной прочности зуба	Запас контактной прочности зуба		
Паразитная шестерня 1	1,649	Паразитная шестерня 1	1,153
Паразитная шестерня 2	1,672	Паразитная шестерня 2	1,153

Циклограмма нагрузок по методу Монте-Карло с марковскими цепями



Циклограмма нагрузок по методу микропоездок с кластеризацией k-средних



Выпускная квалификационная работа			
Иж	Лист	№ докум	Подп
Разраб	Шмелева		
Проб	Карташов		
Т.контр			
Нач.КО			
Н.контр	Прахов		
Учб.			
Научно-исследовательская часть		Лист	Листов 1
МГТУ им Н.Э.Баумана			