

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО АВТОНОМНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Автомобили, автомобильные двигатели и дизайн»

«УТВЕРЖДАЮ»

Зав. кафедрой «Автомобили,
автомобильные двигатели и дизайн»
_____ Д.Х. Валеев
« ____ » _____ 2020г.

Выпускная квалификационная работа
на тему: «Гоночный автомобиль класса «Формула Студент» колесной
формулой 4x2 с разработкой реечного рулевого механизма»

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00. ПЗ

Выпускник:
Студент группы 1151160
_____ Тимофеев Н.В.
« ____ » _____ 2020г.

Руководитель ВКР
_____ к.т.н., доцент
Шамсутдинов И.Р.
« ____ » _____ 2020г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения основных и дополнительных разделов выпускной квалификационной
работы

Основные разделы ВКР:

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Ф.И.О. руководителя, подпись
1. Конструкторская часть.	08.03.2020		
2. Тягово-динамический расчет.	22.03.2020		
3. Специальная часть.	03.05.2020		
4. Технологическая часть.	17.05.2020		
5. Безопасность жизнедеятельности.	31.05.2020		

Дополнительные разделы ВКР:

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Ф.И.О. консультанта, подпись
1.			
2.			
3.			
4.			
5.			

Руководитель выпускной
квалификационной работы

(подпись)

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

(И.О. Фамилия)

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО АВТОНОМНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

АННОТАЦИЯ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Выпускник Тимофеев Николай Валерьевич.

Отделение Автомобильное отделение.

Группа 1151160.

Направление подготовки 23.05.01. Наземные транспортно-технологические средства.

Профиль Автомобили и тракторы.

Тема ВКР: «Гоночный автомобиль класса «Формула Студент» колесной формулой 4x2 с разработкой реечного рулевого механизма».

Руководитель Шамсутдинов И.Р., НЧИ КФУ, к.т.н., доцент.

(Фамилия И.О., место работы, должность, ученое звание, степень)

Консультант(ы) _____

(Фамилия И.О., место работы, должность, ученое звание, степень)

ХАРАКТЕРИСТИКА ВКР

1. Тема ВКР «Гоночный автомобиль класса «Формула Студент» колесной формулой 4x2 с разработкой реечного рулевого механизма».

2. Цель работы разработка рулевого механизма для гоночного автомобиля.

3. Сведения об объеме, количестве иллюстраций, таблиц, использованных источников 134 страниц пояснительной записки, рисунков 43, таблиц 26.

4. Ключевые слова гоночный автомобиль, FSAE, Formula Student, Формула Студент, рулевое управление, рулевое механизм, реечный рулевой механизм, рулевой привод, рулевая трапеция, рулевое колесо, быстросъемная муфта, вал-шестерня, рейка, корпус рулевого механизма, чулок.

5. Использование информационных ресурсов Internet да, 4

(нет, да, число ссылок в списке литературы)

6. Использование современных пакетов компьютерных программ и технологий да

(нет, да, число ссылок в списке литературы)

7. Результаты работы разработал рулевой механизм для гоночного автомобиля.

8. Наличие публикаций и выступлений на конференциях по теме выпускной работы _____

а) 1. _____

(Список публикаций)

б) 1. _____

(Список выступлений на конференциях)

Выпускник _____

(подпись)

Руководитель _____

(подпись)

« ____ » _____ 20__ г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	10
1.1. Анализ существующих конструкций гоночных автомобилей.....	10
1.1.1. Гоночный болид класса «Формула студент» команды FS-MAMI Iguana Evo ⁴	10
1.1.2. Гоночный болид класса «Формула студент» команды UNI Stuttgart F0711-13.....	14
1.1.3. Гоночный болид класса «Формула студент» команды Graz TU Tankia.....	17
1.1.4. Гоночный болид класса «Формула студент» команды Polytech NCM 278.....	21
1.1.5. Гоночный болид класса «Формула студент» команды municHMotorsport PW12.19.....	25
1.1.6. Гоночный болид класса «Формула студент» команды Rennstall Esslingen Stallardo19.....	29
1.2. Требования регламента FSAE к компоновке и общей конструкции гоночного автомобиля.....	33
1.3. Техническое задание на проектирование гоночного автомобиля.....	33
1.3.1. Цель и область применения разработки.....	33
1.3.2. Технические требования.....	34
1.3.3. Требования к ремонтпригодности.....	37
1.3.4. Требования безопасности конструкции.....	37
1.3.5. Требования противопожарной защиты.....	38
1.3.6. Эстетические и эргономические требования.....	39
2. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	40
2.1. Исходные данные.....	40
2.2. Подготовка исходных данных для тягово-динамического расчета.....	41
2.3. Выбор характеристик двигателя.....	43
2.4. Построение внешней скоростной характеристики двигателя.....	43
2.5. Определение передаточного числа главной передачи гоночного автомобиля.....	44
2.6. Тяговый баланс гоночного автомобиля.....	45
2.7. Мощностной баланс гоночного автомобиля.....	47
2.8. Динамическая характеристика гоночного автомобиля.....	48
2.9. Характеристика ускорений гоночного автомобиля.....	49
2.10. Характеристика разгона гоночного автомобиля.....	50
2.11. Нагрузочная характеристика двигателя.....	53
2.12. Экономическая характеристика гоночного автомобиля.....	54
3. СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ.....	56
3.1. Анализ существующих конструкций рулевого управления автомобилей.....	56
3.1.1. Требования, классификация, применяемость.....	56
3.1.2. Основные технические параметры рулевого управления.....	60

3.1.3. Рулевые механизмы.....	62
3.1.4. Рулевой привод.....	78
3.1.5. Усилители рулевого управления	85
3.2. Конструирование и расчет узла	97
3.2.1. Кинематический расчёт рулевого управления	97
3.2.2. Силовой расчет рулевого управления.....	99
3.2.3. Расчет цилиндрической прямозубой передачи рулевого механизма	102
3.2.3.1. Выбор материалов и термической обработки колес.....	102
3.2.3.2. Допускаемые контактные напряжения шестерни и рейки соответственно	102
3.2.3.3. Допускаемые напряжения изгиба шестерни и рейки соответственно	103
3.2.4. Расчет параметров зацепления.....	104
3.2.5. Проверочный расчет на прочность.....	107
3.2.5.1. Проверочный расчет передачи на контактную прочность.....	107
3.2.5.2. Проверочный расчет передачи на прочность при изгибе	108
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	110
4.1. Разработка чертежа общего вида, сборочного чертежа.....	110
4.2. Производство деталей рулевого механизма	110
4.3. Сборка реечного рулевого механизма на гоночном автомобиле	111
4.4. Установка реечного рулевого механизма на гоночном автомобиле.....	112
5. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	116
5.1. Характеристика учебного заведения по опасным и вредным факторам .	116
5.2. Опасные и вредные факторы, имеющие место при выполнении исследовательской работы.....	117
5.2.1. Источники шума.....	117
5.2.2. Температурный режим.....	118
5.2.3. Электротравмы	118
5.2.4. Взрывоопасность и пожарная безопасность.....	119
5.3. Электромагнитные поля.....	120
5.4. Мероприятия по созданию безопасных условий труда на рабочем месте	121
5.4.1. Мероприятия посвященные охране труда	121
5.4.2. План мероприятий.....	121
5.4.3. Обеспечение технической безопасности	121
5.4.4. Эргономика рабочего места	122
5.5. Требования к электробезопасности на рабочем месте	127
5.6. Пожарная безопасность на рабочем месте.....	127
5.7. Экологические соответствия проектируемого объекта.....	128
5.8. Требование к освещению рабочего места.....	128
5.9. Безопасность в чрезвычайной ситуации	129
5.10. Перечень нормативных документов, регламентирующих факторы, влияющие на жизнедеятельность.....	131

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	133
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	134

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		7

ВВЕДЕНИЕ

«Формула Студент» (официально Formula Student или Formula SAE— зависит от организатора) — инженерные студенческие соревнования, организованные Сообществом автомобильных инженеров (SAE) еще в 1978 году. Спустя три года прошли первые этапы. Сейчас этот проект включает четыре направления: «Формула Студент» (классы с углеводородным, комбинированным (гибридным), или электрическим приводом и Баха SAE (ранее miniBaja). Соревнования проходят по всему миру и являются одними из самых масштабных.

Проект «Formula-Student» организован американским сообществом инженеров - автомобилистов (SAE). Согласно действующего регламента, данный проект циклического действия, поскольку в течение одного года его реализацией должна заниматься одна команда. Через год команда частично обновляется и перед ней ставится новая задача на следующий сезон.

В проекте соединяются элементы образовательных, спортивных и инженерных международных состязаний студенческих команд. В работе широко используется техническое творчество, экономические расчеты, применяются управленческие решения. Вместе с соревновательными элементами решаются задачи презентационного, маркетингового и рекламного характера.

В 2007 году была создана первая российская команда «Формула Гибрид МАДИ», которая уже в 2008 году приняла участие в американском этапе, а осенью того же года на соревнованиях в Италии в Class 3 (класс технических проектов и бизнес презентаций) заняла 1-е место. Также впервые в 2007 году первая российская команда FRAMBIT MADI серии Mini Baja приняла участие в крупнейших соревнованиях серии во Флориде, США. До этого Россия никогда не участвовала в подобных соревнованиях.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Тимофеев Н.В.</i>			<i>Гонимый автомобиль класса «Формула Студент» колесной формулой 4x2 с разработкой реечного рулевого механизма</i>	<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Проб.</i>		<i>Шамсутдинов И.Р.</i>				<i>У</i>	<i>8</i>	<i>134</i>
<i>Н. контр.</i>					<i>НЧИ КФУ зр. 1151160</i>			
<i>Утв.</i>		<i>Валеев Д.Х.</i>						

Первый российский болид с гибридным приводом «Стрекоза» команды «Формула Гибрид МАДИ». В сезонах 2009 и 2010 года команда успешно отстаивала честь России на соревнованиях в США, в 2011 году команда заняла 6 первое место на соревнованиях в Италии в Class 1. Отдельно стоит отметить команду из Тольятти, которая также успешно прошла все динамические показатели.

В 2009 году в НГТУ им. Р.Е. Алексеева была основана команда «Amigo», дебют которой на международных соревнованиях состоялся в сезоне 2013 года. Следом за МАМИ из московских Вузов к участию в международных европейских соревнованиях в 2012 подключился Российский Университет Дружбы Народов (РУДН), где силами студентов инженерного факультета был построен автомобиль. В 2012 году команда из Челябинска, создала свой первый болид.

Семь российских команд побывали на соревнованиях Formula Student Italy 2013. В 2014 году состоялось знаковое событие – был проведён первый полномасштабный международный этап в России – «Formula Student Russia 2014» с приглашением лучших мировых судей серии Formula Student. Успешные соревнования дали мощны импульс к развитию студенческих инженерных движений в России.

В 2013 команда Формула Гибрид МАДИ была преобразована в «Formula Electric MADI» и представила в Италии первый российский автомобиль класса Formula Student Electric – «Белуха», передвигающейся исключительно на электрическом приводе.

В 2015 году число команд, посетивших Всероссийский Форум «Студенческих инженерных проектов» (www.fs-forum.ru) составило 27 (и еще 5 команд не смогли приехать по различным причинам, в том числе 2 из Украины).

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>9</i>

1. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

1.1. Анализ существующих конструкций гоночных автомобилей

1.1.1. Гоночный болид класса «Формула студент» команды FS-MAMI Iguana Evo⁴

Iguana Evo⁴ (рисунок 1.1.1.) – гоночный автомобиль класса «Формула студент», команды FS-MAMI представляющий университет МАМИ (Московского политехнического университета, бывший Московский государственный машиностроительный университет) из города Москвы, Россия. Гоночный автомобиля предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE. Кузов – трубчатая пространственная рама, корпус – стекловолокно. Современны дизайн, хорошая аэродинамика. Расположение двигателя – заднее, от мотоцикла Honda CBR600. Краткие технические характеристики Iguana Evo⁴ представлены в таблице ниже.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>10</i>

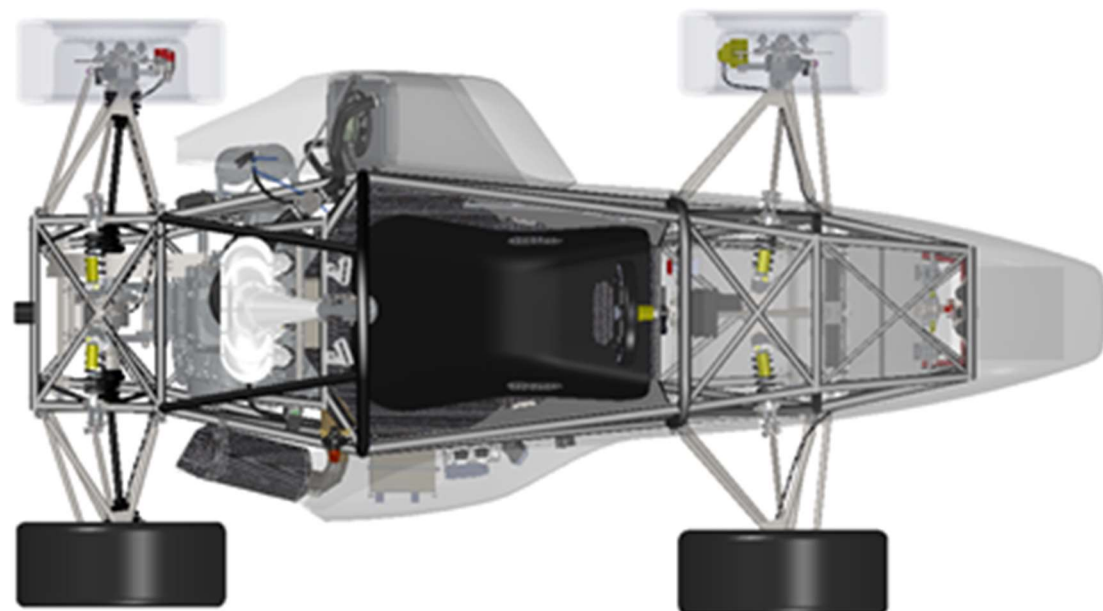
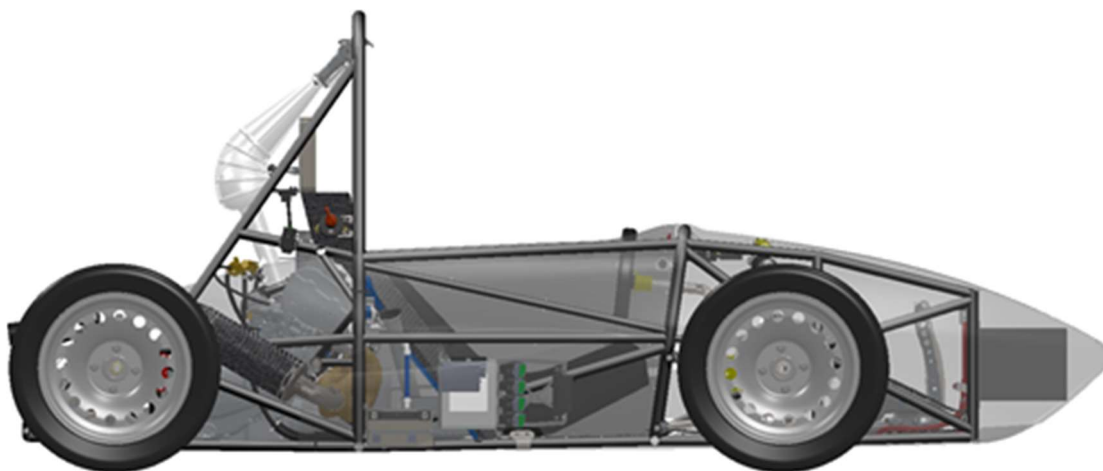


Рисунок 1.1.1. – Гоночный болид класса «Формула студент» команды FS-MAMI Iguana Evo⁴

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Технические характеристики

Габаритные размеры

Длина (мм)	2590
Ширина (мм)	1445
Высота (мм)	1100
Колесная база (мм)	1575
Колея	
- Передних колес (мм)	1240
- Задних колес (мм)	1200

Весовые параметры

Масса (кг)	243,5
Масса с 68кг водителем	
- Передний (кг)	145
- Задний (кг)	166,5

Двигатель

Модель	Модифицированный Honda CBR600F4i
Модель двигателя	PC35
Крутящий момент	6.6 кг/м при 10500 об/мин (65Nm)
Мощность	85 л.с.
Рабочий объем (см3)	600
Расположение цилиндров	Вертикальное под углом 31 градус, рядное
Число цилиндров	4

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

12

Коробка передач

Тип	Шести ступенчатая, механическая, ножного переключения, 1-N-2-3-4-5-6
-----	--

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	Quaife

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
Амортизаторы	Ohlins TTX25 Mk II FSAE

Конструкция

Тип	Трубчатая пространственная рама
Материал	Сталь 20 (внешний диаметр От 12 до 30 мм)
Материал кузова	Стекловолокно

Колеса и шины

Тип шин	Радиальные
Шины	205/510 R13, Continental 205 - ширина в мм; 510 - наружный диаметр в мм; 13 - диаметр обода в дюймах

Топливо

Тип	АИ-98
-----	-------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

13

Система охлаждения

Тип	Радиатор, термостат, электрический вентилятор
-----	---

Тормозная система

Тип	Дисковые тормоза перфорированные
Главные тормозные цилиндры	Wilwood
Суппорта	
- Передние	Brembo p32g
- Задние	Wilwood ps1

[1]

1.1.2. Гоночный болид класса «Формула студент» команды UNI Stuttgart F0711-13

UNI Stuttgart F0711-13 (рисунок 1.1.2.) – гоночный автомобиль класса «Формула студент», команды Rennteam UNI Stuttgart представляющий университет Штутгарта из города Штутгарт, Германия. Гоночный автомобиль предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE. Кузов – цельный монокок из углеродного волокна, задняя часть кузова – трубчатая стальная пространственная рама. Современны дизайн, хорошая аэродинамика. Расположение двигателя – заднее, от мотоцикла Yamaha YZF R6. Краткие технические характеристики UNI Stuttgart F0711-13 представлены в таблице ниже.



Рисунок 1.1.2. – Гоночный болид класса «Формула студент» команды UNI Stuttgart F0711-13

Технические характеристики

Габаритные размеры

Длина (мм)	3060
Ширина (мм)	1200
Высота (мм)	1370
Колесная база (мм)	1630
Колея	
- Передних колес (мм)	1140
- Задних колес (мм)	1120

Весовые параметры

Масса (кг)	183
Масса с 68кг водителем	
- Передний (кг)	124
- Задний (кг)	127

Двигатель

Модель	Yamaha YZF R6
Крутящий момент	68 Н·м
Мощность	86 л.с.
Рабочий объем (см3)	600
Расположение цилиндров	Рядное
Число цилиндров	4

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Коробка передач

Тип	Шести ступенчатая, механическая, ножного переключения, 1-N-2-3-4-5-6
-----	--

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	Drexler

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
-----	---

Конструкция

Материал кузова	Цельный монокок из углеродного волокна
Задняя часть кузова	Трубчатая стальная пространственная рама

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

16

Колеса и шины

Тип шин	Радиальные
Шины	20x7,5-13 Hoosier R25 B

Топливо

Тип	АИ-95
-----	-------

Система охлаждения

Тип	Радиатор, термостат, электрический вентилятор
-----	---

Тормозная система

Тип	Алюминиевые тормозные диски с титано-керамическим покрытием
Главные тормозные цилиндры	Wilwood

[2]

1.1.3. Гоночный болид класса «Формула студент» команды Graz TU Tankia

Graz TU Tankia (рисунок 1.1.3.) – гоночный автомобиль класса «Формула студент», команды TU Graz Racing Team представляющий Грацкий технологический университет из города Грац, Австрия. Гоночный автомобиль предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE. Кузов – цельный монокок из углеродного волокна, задняя часть кузова – трубчатая стальная пространственная рама. Современны дизайн, хорошая аэродинамика. Расположение двигателя – заднее, от мотоцикла Yamaha YZF R6. Краткие технические характеристики Graz TU Tankia представлены в таблице ниже.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>17</i>

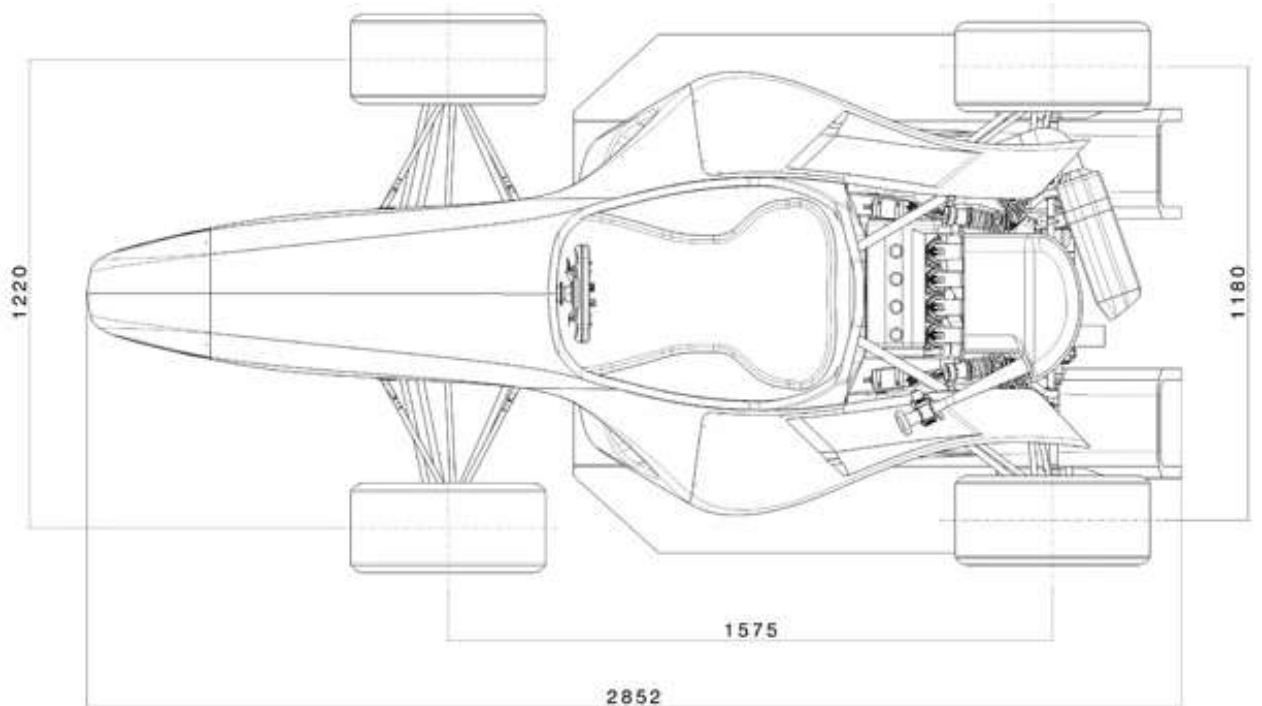
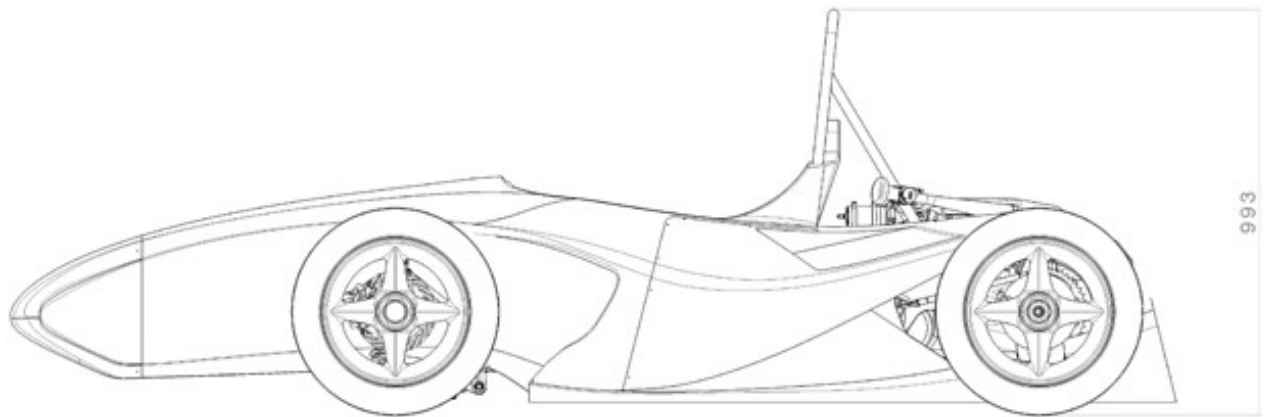


Рисунок 1.1.3. – Гоночный болид класса «Формула студент» команды Graz TU Tankia

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
18

Технические характеристики

Габаритные размеры

Длина (мм)	2852
Ширина (мм)	1453
Высота (мм)	993
Колесная база (мм)	1575
Колея	
- Передних колес (мм)	1220
- Задних колес (мм)	1180

Весовые параметры

Масса (кг)	185
Масса с 68кг водителем	
- Передний (кг)	124
- Задний (кг)	129

Двигатель

Модель	Yamaha YZF-R6
Крутящий момент	69,2 Н·м при 8 000 об / мин
Мощность	70,74 кВт (95л.с.) при 11 500 об / мин
Рабочий объем (см3)	600
Расположение цилиндров	Рядное
Число цилиндров	4

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Коробка передач

Тип	Шести ступенчатая, механическая, ножного переключения, 1-N-2-3-4-5-6
-----	--

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

19

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	Drexler

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
-----	---

Конструкция

Материал кузова	Цельный монокок из углеродного волокна
Задняя часть кузова	Трубчатая стальная пространственная рама

Колеса и шины

Колеса	7 дюймов шириной, изготовлены из цельного карбона
Тип шин	Радиальные
Шины	20x7,5-13 Hoosier R25 B

Топливо

Тип	АИ-95
-----	-------

Система охлаждения

Тип	Термостат, электрический вентилятор
-----	-------------------------------------

Тормозная система

Тип	Дисковые тормоза перфорированные
Главные тормозные цилиндры	Wilwood

[3]

1.1.4. Гоночный болид класса «Формула студент» команды Polytech NCM 278

Polytech NCM 278 (рисунок 1.1.4.) – гоночный автомобиль класса «Формула студент», команды Polytech NCM (Polytech North Capital Motorsport) представляющий Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ) из города Санкт-Петербург, Россия. Гоночный автомобиль предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE. 2019 год – третий год участия команды Polytech NCM в соревнованиях Формулы-Студента. Кузов – трубчатая пространственная рама, корпус – стекловолокно. Современны дизайн, кроме того, произошли неизбежные изменения в шасси, аэродинамике и эргономике. Расположение двигателя – заднее, от мотоцикла Kawasaki KX450. Краткие технические характеристики Polytech NCM 278 представлены в таблице ниже.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>21</i>



Рисунок 1.1.4. – Гоночный болид класса «Формула студент» команды Polytech
NCM 278

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
22

Технические характеристики

Габаритные размеры

Длина (мм)	2727
Ширина (мм)	1394
Высота (мм)	1153
Колесная база (мм)	1550
Колея	
- Передних колес (мм)	1180
- Задних колес (мм)	1150

Весовые параметры

Масса (кг)	202
Масса с 68кг водителем	
- Передний (кг)	130
- Задний (кг)	140

Двигатель

Модель	Kawasaki KX 450
Крутящий момент	2500 об / мин
Мощность	10000 об / мин
Рабочий объем (см3)	450
Число цилиндров	1

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Коробка передач

Тип	Шести ступенчатая, механическая, ножного переключения, 1-N-2-3-4-5-6
-----	--

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

23

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	Drexler

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
-----	---

Конструкция

Тип	Трубчатая пространственная рама
Материал	Сталь 20 (внешний диаметр От 12 до 30 мм)
Материал кузова	Стекловолокно

Колеса и шины

Колеса	6 дюймов шириной, изготовлены из цельного карбона
Тип шин	Радиальные
Шины	150x75 - R10, Hoosier 41100

Топливо

Тип	АИ-98
-----	-------

Система охлаждения

Тип	Термостат, радиатор с левой стороны и электрический вентилятор
-----	--

Тормозная система

Тип	Дисковые тормоза перфорированные
Главные тормозные цилиндры	Wilwood

[4]

1.1.5. Гоночный болид класса «Формула студент» команды municHMotorsport PW12.19

municHMotorsport PW12.19 (рисунок 1.1.5.) – гоночный автомобиль класса «Формула студент», команды municHMotorsport представляющий университет прикладных наук Мюнхена из города Мюнхен, Германия. Гоночный автомобиль предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE. Кузов – цельный монокок из углеродного волокна, задняя часть кузова – трубчатая стальная пространственная рама. Современны дизайн, с акцентом на аэродинамику и легкий вес они намерены улучшить динамические характеристики. Расположение двигателя – заднее, KTM 450 SX-F. Краткие технические характеристики municHMotorsport PW12.19 представлены в таблице ниже.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>25</i>



Рисунок 1.1.5. – Гоночный болид класса «Формула студент» команды
 municHMotorsport PW12.19

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Технические характеристики

Габаритные размеры

Длина (мм)	2918
Ширина (мм)	1460
Высота (мм)	1187
Колесная база (мм)	1540
Колея	
- Передних колес (мм)	1250
- Задних колес (мм)	1200

Весовые параметры

Масса (кг)	164
Масса с 68кг водителем	
- Передний (кг)	116
- Задний (кг)	116

Двигатель

Модель	КТМ 450 SX-F
Крутящий момент	7000 об/мин
Мощность	9000 об/мин
Рабочий объем (см3)	450
Число цилиндров	1

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Коробка передач

Тип	4-ступенчатая коробка передач
-----	-------------------------------

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

27

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	Drexler

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
Амортизаторы	Ohlins TTX25 Mk II FSAE

Конструкция

Тип	Трубчатая пространственная рама
Материал	Сталь 20 (внешний диаметр От 12 до 30 мм)
Материал кузова	Монокок

Колеса и шины

Тип шин	Радиальные
Шины	205/470 R13, Continental 205 - ширина в мм; 470 - наружный диаметр в мм; 13 - диаметр обода в дюймах

Топливо

Тип	АИ-98
-----	-------

Система охлаждения

Тип	Радиатор, термостат, электрический вентилятор
-----	---

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

28

Тормозная система

Тип	Дисковые тормоза перфорированные
Главные тормозные цилиндры	Wilwood
Суппорта	
- Передние	Brembo p32g
- Задние	Wilwood ps1

[4]

1.1.6. Гоночный болид класса «Формула студент» команды Rennstall Esslingen Stallardo19

Stallardo19 (рисунок 1.1.6.) – гоночный автомобиль класса «Формула студент», команды Rennstall Esslingen представляющий университет прикладных наук Эсслинген из города Эсслинген, Германия. Заняло первое место в Formula Student Germany 2019 (FSG19) среди команд с двигателем внутреннего сгорания. Гоночный автомобиль предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE. Кузов – цельный монокок из углеродного волокна, задняя часть кузова – трубчатая стальная пространственная рама. Современны дизайн, с новым 2-цилиндровым двигателем, а также новая система подвески вместе с новым монококом и новым аэродинамическим пакетом Stallardo19 снова сильно отличается от своего предшественника Stallardo18. Расположение двигателя – заднее, KTM LC8C. Краткие технические характеристики Stallardo19 представлены в таблице ниже.



Рисунок 1.1.6. – Гоночный болид класса «Формула студент» команды Rennstall Esslingen Stallardo19

Технические характеристики

Габаритные размеры

Длина (мм)	3010
Ширина (мм)	1452
Высота (мм)	1185
Колесная база (мм)	1600
Колея	
- Передних колес (мм)	1218
- Задних колес (мм)	1173

Весовые параметры

Масса (кг)	195
Масса с 68кг водителем	
- Передний (кг)	120
- Задний (кг)	143

Двигатель

Модель	Модифицированный КТМ LC8C
Крутящий момент	5500 об/мин
Мощность	8800 об/мин
Рабочий объем (см3)	700
Число цилиндров	2

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Коробка передач

Тип	4-ступенчатая коробка передач
-----	-------------------------------

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

31

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	Drexler

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
Амортизаторы	Ohlins TTX25 Mk II FSAE

Конструкция

Материал кузова	Цельный монокок из углеродного волокна
Задняя часть кузова	Трубчатая стальная пространственная рама

Колеса и шины

Тип шин	Радиальные
Шины	20x7-13 FSAE Goodyear

Топливо

Тип	АИ-98
-----	-------

Система охлаждения

Тип	Радиатор, термостат, электрический вентилятор
-----	---

Тормозная система

Тип	Дисковые тормоза перфорированные
Главные тормозные цилиндры	Wilwood

[4]

1.2. Требования регламента FSAE к компоновке и общей конструкции гоночного автомобиля

Проектируемый гоночный автомобиль полной массой 318 кг колесной формулой 4x2 должен соответствовать следующим требованиям:

- оптимальное сочетание скоростных и тяговых характеристик;
- прочность, надежность, долговечность и простота конструкции;
- минимальная собственная масса;
- обеспечение маневренности и устойчивости, а также удобство управления;
- простота обслуживания;
- возможность эксплуатации в различных дорожных и климатических условиях;
- минимальная скорость 3-5 км/час;
- минимальный расход топлива, масла, охлаждающей жидкости, смазочных материалов, рабочей жидкости;
- обеспечение активной и пассивной безопасности автомобиля;
- минимальная стоимость и расходы на эксплуатацию автомобиля. Кроме вышеперечисленного, конструкция автомобиля должна соответствовать «нормативным документам по безопасности автомобилей».

1.3. Техническое задание на проектирование гоночного автомобиля

1.3.1. Цель и область применения разработки

Настоящим техническим заданием предусматривается разработка гоночного автомобиля класса «Формула студент» колесной формулой 4x2 полной массой 318 кг. Гоночный автомобиль предназначен для участия в инженерных студенческих соревнованиях, организованное Сообществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers, SAE) – Formula SAE.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>33</i>

Гоночный автомобиль должен эксплуатироваться на автомобильных дорогах с твердым покрытием и в макроклиматических районах с умеренным климатом, относительной влажности воздуха до 80% при температуре окружающего воздуха плюс 20°С (по ГОСТ 15150-69).

Данный гоночный автомобиль создается на основании задания на дипломное проектирование – «Гоночный автомобиль класса "Формула студент" колёсной формулой 4x2 с разработкой реечного рулевого механизма».

1.3.2. Технические требования

Разрабатываемый гоночный автомобиль должен соответствовать техническим требованиям регламента Formula Student [5]. Основные параметры, компоновка и размеры должны соответствовать габаритному чертежу на гоночный автомобиль. Они приведены ниже в технической характеристике

Технические характеристики

Колесная формула	4x2
Число мест	1
Максимальная скорость (км/ч)	180

Габаритные размеры

Длина (мм)	2778
Ширина (мм)	1516
Высота (мм)	1265
Колесная база (мм)	1550
Колея	
- Передних колес (мм)	1300
- Задних колес (мм)	1258

Весовые параметры

Снаряженная масса (кг)	250
Распределение снаряженной массы:	
- на переднюю ось (кг)	120
- на заднюю ось (кг)	130
Полная масса, (кг)	318
Распределение полной массы:	
- на переднюю ось (кг)	153
- на заднюю ось (кг)	165

Двигатель

Модель	Honda CB 600 F Hornet
Крутящий момент	71,6 Н·м
Мощность	75 кВт (102 л.с.) при 12500 об/мин
Рабочий объем (см ³)	600
Расположение цилиндров	Вертикальное под углом 30 градус, рядное
Число цилиндров	4

Сцепление

Привод	Тросовый
Тип	Многодисковое в масляной ванне

Коробка передач

Тип	Шести ступенчатая, механическая, ножного переключения, 1-N-2-3-4-5-6
-----	---

Главная передача

Привод	Цепной
--------	--------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

35

Дифференциал

Тип	Повышенного трения
Модель	VAL-RACING

Подвеска

Тип	Двойные А-образные рычаги неравной длины, толкающие тяги, стабилизаторы поперечной устойчивости
Амортизаторы	Burner RCP 190 mm

Конструкция

Тип	Трубчатая пространственная рама
Материал	Сталь 20 (внешний диаметр От 12 до 30 мм)
Материал кузова	АБС пластик

Колеса и шины

Тип шин	Радиальные
Шины	20.5x7.0 R13 Hoosier

Топливо

Тип	АИ-98
-----	-------

Система охлаждения

Тип	Радиатор, термостат, электрический вентилятор
-----	---

Тормозная система

Тип	Дисковые тормоза перфорированные
Главные тормозные цилиндры	Wilwood
Суппорта	Wilwood ps1

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

36

1.3.3. Требования к ремонтпригодности

Должно быть обеспечено удобство проведения ремонтных работ стационарными и подвижными ремонтными средствами агрегатным методом с применением минимального количества инструментов и приспособлений.

Агрегаты и детали, подвергающиеся частому демонтажу, должны быть легкоъемными.

Для тросов и тяг органов управления должны быть предусмотрены направляющие, не требующие смазки.

В системе электрооборудования должна быть установлена разветвленная сеть предохранителей, обеспечивающих легкий и быстрый поиск неисправностей.

1.3.4. Требования безопасности конструкции

Большинство правил Формулы SAE созданы для безопасности соревнования. В гоночном автомобиле должна быть рама назначенной толщины и сплава, независимо от состава остальной части шасси, на носу должен быть протестированный аттенюатор. Гоночный автомобиль также должен быть обеспечен двумя гидравлическими тормозными контурами, ремнями безопасности, расположения водителя в кабине должно соответствовать геометрическому шаблону. Чтобы еще больше удостовериться в безопасности гоночного автомобиля, устраивают специальную проверку (Tilt-тест или тест на наклонном столе), где машину наклоняют на 45 и 60 градусов и следят за тем, чтобы на поворотах не произошла утечка топлива или других жидкостей.

Обязательным условием допуска гоночного болида до участия в дисциплинах является техническая инспекция, где происходит проверка автомобиля на соответствия требованиям регламента и требованиям безопасности.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>37</i>

Техническая инспекция выполняет проверку таких важных параметров как:

1. Технический осмотр (Scrutineering) - проверка судьями гоночного автомобиля, дополнительного оборудования и экипировки водителей.
2. Тест на наклонном столе – проверка гоночного автомобиля с целью определения утечек топлива и эксплуатационных жидкостей (при наклоне автомобиля вбок на 45 градусов) и проверка его устойчивости против поперечного опрокидывания (при наклоне на 60 градусов).
3. Тест на шум – проверка уровня шума гоночного автомобиля.
4. Тест на торможение – проверка тормозной системы гоночного болида, в которой необходимо доказать, что тормозная систем способна заблокировать все четыре колеса при сохранении прямолинейного движения гоночного автомобиля.

1.3.5. Требования противопожарной защиты

1. Конструкция моторного отсека; расположение, конструкция заливной горловины топливного бака; система питания; аварийный выключатель; исполнение электрооборудования – должны соответствовать требованиям регламента Formula Student.
2. Аккумуляторные батареи должны располагаться в легкодоступном месте и быть хорошо закреплены. Аккумуляторный отсек должен быть отделен от пассажира, и хорошо вентилироваться наружным воздухом.
3. В комплект принадлежностей гоночного автомобиля должны прикладываться: один огнетушитель порошкового типа.

1.3.6. Эстетические и эргономические требования

Архитектура гоночного болида должна создаваться с учетом соответствия форм кузова современным тенденциям формообразования в автомобилестроении.

Форма кузова должна строиться на плавных кривых в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Рама должна соответствовать современным требованиям безопасности описанная в регламенте и обеспечивать достаточную жесткость.

Указанные элементы дизайна создадут гармоничную форму гоночного автомобиля, способствующую ее зрительному восприятию.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>39</i>

ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2.1. Исходные данные

Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета заднеприводного гоночного автомобиля класса «Формула Студент» приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. - Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета

Наименование показателя	Показатель
Тип автомобиля/колесная формула	Formula Student/4x2
Тип двигателя	Бензиновый
Тип трансмиссии	Механическая
Максимальная скорость автомобиля	50 м/с (180 км/ч)
Количество передач в КПП	6
Снаряженная масса автомобиля	250 кг
Максимальная мощность двигателя	75 кВт
Тип шин и размерность	Hoosier 20.5x7.0 R13
Лобовая площадь автомобиля	1,53 м ²
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,28
КПД трансмиссии	0,9
Максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя	12500 об/мин
Минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя	1300 об/мин

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
40

Удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности двигателя	315 г/(кВт·ч)
Передаточные числа коробки передач:	
1 передача	2,750
2 передача	1,938
3 передача	1,556
4 передача	1,348
5 передача	1,208
6 передача	1,095

Задачей тягово-динамического расчёта гоночного автомобиля является определение основных параметров двигателя и трансмиссии, обеспечивающих гоночному автомобилю максимальную интенсивность разгона и наибольшую скорость движения по обычным дорогам.

Тяговые расчеты выполняются при проектировании нового автомобиля или модернизации существующего. Расчет проведён по методике, изложенной в [6].

2.2. Подготовка исходных данных для тягово-динамического расчета

Определение полной массы гоночного автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_{\text{чел}} \cdot n, \quad (2.1)$$

где m_0 – снаряженная масса гоночного автомобиля, $m_0 = 250$ кг;

$m_{\text{чел}}$ – масса одного человека, $m_{\text{чел}} = 68$ кг;

n – число пассажиров, $n = 1$;

$$m_a = 250 + 68 \cdot 1 = 318 \text{ кг}$$

Определение полного веса гоночного автомобиля:

$$G_a = m_a \cdot g, \quad (2.2)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$$G_a = 318 \cdot 9,81 = 3119,58 \text{ Н.}$$

Гоночный автомобиль имеет заднеприводную компоновку (задняя ось ведущая), принимаем распределение веса по осям в соотношении:

- на переднюю ось – 48%;
- на заднюю ось – 52%.

Определяем вес, приходящийся на переднюю ось гоночного болида:

$$G_1 = 0,48 \cdot G_a = 0,48 \cdot 3119,58 = 1497,4 \text{ Н}$$

Определяем вес, приходящийся на заднюю ось гоночного болида:

$$G_2 = 0,52 \cdot G_a = 0,52 \cdot 3119,58 = 1622,18 \text{ Н}$$

Определение статического радиуса:

$$r_{cm} = 0,5 \cdot d + \Delta \cdot \lambda_{cm} \cdot B, \quad (2.3)$$

где d – посадочный диаметр обода, мм; $\Delta = H/B$, H и B – высота и ширина профиля шины, мм; λ_{cm} – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой (0,8...0,85).

Шина размерностью 20.5x7.0 R13 (203,2/55 R13).

Расчетный статический радиус

$$r_{cm} = 0,5 \cdot 13 \cdot 25,4 + 0,55 \cdot 0,85 \cdot 203,2 = 260 \text{ мм.}$$

$$r_{cm} = 0,26 \text{ м.}$$

Расчет площади лобового сопротивления гоночного автомобиля:

$$F = 0,8 \cdot B_r \cdot H_r, \quad (2.4)$$

где B_r – габаритная ширина гоночного автомобиля, $B_r = 1,516 \text{ м}$;

H_r – габаритная высота гоночного автомобиля, $H_r = 1,265 \text{ м}$.

$$F = 0,8 \cdot 1,516 \cdot 1,265 = 1,53 \text{ м}^2.$$

2.3. Выбор характеристик двигателя

Максимальная мощность двигателя дано в задании:

$$N_{e\max} = 75 \text{ кВт.}$$

2.4. Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Для определения текущего значения мощности N_e :

$$N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (2.5)$$

где n_e – текущие значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;
 n_N - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности двигателя $n_N = 12500$ об/мин,

Для определения текущего значения крутящего момента M_e :

$$M_e = 9554 \cdot \frac{N_e}{n_e}. \quad (2.6)$$

Для определения удельного эффективного расхода топлива g_e :

$$g_e = g_N \cdot k_{II} \cdot k_e, \quad (2.7)$$

где g_N – удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности, г/(кВт·ч);

k_{II} , k_e – коэффициенты, зависящие от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Т.к. внешняя скоростная характеристика двигателя строится при полной подаче топлива, то $k_{II} = 1$, а коэффициент k_e определяется как:

$$k_e = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3, \quad (2.8)$$

где $E = n_e/n_N$.

Удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности:

$$g_N = (1,05 \dots 1,1) \cdot g_{e\min}, \quad (2.9)$$

где $g_{e \min}$ – минимальный расход, который зависит от типа и конструктивных особенностей двигателя и составляет 300...340 г/(кВт·ч).

$$g_N = 1,05 \cdot 300 = 315 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Значения параметров для построения внешней скоростной характеристики двигателя приведены в таблице 2.21.

Таблица 2.2. – Параметры внешней скоростной характеристики

n_e , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
N_e , кВт	8,53	20,50	33,22	45,74	57,13	66,43	72,70	75,00
M_e , Н·м	62,7	67,5	70,5	71,6	70,9	68,2	63,7	57,3
g_e , г/(кВтч)	364,6	337,1	318,0	306,3	301,1	301,5	306,4	315,0

Полученная внешняя скоростная характеристика двигателя изображена в графической части на листе №1 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.5. Определение передаточного числа главной передачи гоночного автомобиля

Передаточное число главной передачи определяется из условия движения гоночного автомобиля с максимальной скоростью на высшей передаче по следующей формуле:

$$u_0 = 0,105 \frac{n_V \cdot r_k}{u_{кпв} \cdot u_{дкв} \cdot V_{\max}}, \quad (2.10)$$

где n_V – частота вращения двигателя при максимальной скорости гоночного автомобиля, $n_V = 12500$ об/мин;

$u_{кпв}$ – передаточное число высшей передачи коробки передач, $u_{кпв} = 1,095$;

$u_{дкв}$ – передаточное число высшей передачи дополнительной коробки, при ее отсутствии $u_{дкв} = 1$;

$$u_0 = 0,105 \cdot \frac{12500 \cdot 0,26}{1,095 \cdot 1 \cdot 50} = 6,215.$$

2.6. Тяговый баланс гоночного автомобиля

Скорость гоночного болида V связана с частотой вращения коленчатого вала двигателя n_e формулой:

$$V = \frac{0,105 \cdot n_e \cdot r_k}{u_0 \cdot u_{кп} \cdot u_{дк}}. \quad (2.11)$$

Тяговая сила гоночного автомобиля P_m [Н] определяется по следующей формуле:

$$P_m = \frac{M_e \cdot u_0 \cdot u_{кп} \cdot u_{дк} \cdot \eta_{тп}}{r_k}. \quad (2.12)$$

Значения силы тяги и скорости гоночного автомобиля на всех передачах во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя приводятся в таблице 2.3.

Таблица 2.3. – Сила тяги и скорость гоночного автомобиля для каждой передачи коробки

n_e , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
V_1 , м/с	2,08	4,63	7,19	9,75	12,30	14,86	17,42	19,97
$P_{т1}$, кН	3,71	3,99	4,17	4,24	4,19	4,04	3,77	3,39
V_2 , м/с	2,95	6,58	10,20	13,83	17,46	21,09	24,71	28,34
$P_{т2}$, кН	2,61	2,81	2,94	2,99	2,95	2,84	2,66	2,39
V_3 , м/с	3,67	8,19	12,71	17,23	21,74	26,26	30,78	35,30
$P_{т3}$, кН	2,10	2,26	2,36	2,40	2,37	2,28	2,13	1,92
V_4 , м/с	4,24	9,45	14,67	19,88	25,10	30,31	35,53	40,75
$P_{т4}$, кН	1,82	1,96	2,04	2,08	2,06	1,98	1,85	1,66
V_5 , м/с	4,73	10,55	16,37	22,19	28,01	33,83	39,65	45,47
$P_{т5}$, кН	1,63	1,75	1,83	1,86	1,84	1,77	1,66	1,49
V_6 , м/с	5,22	11,64	18,06	24,48	30,90	37,32	43,74	50,00
$P_{т6}$, кН	1,48	1,59	1,66	1,69	1,67	1,61	1,50	1,35

Сила сопротивления воздуха P_v [Н] определяется по следующей формуле:

$$P_v = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_v \cdot F \cdot V^2, \quad (2.13)$$

где V – текущая скорость гоночного автомобиля, м/с.

Результаты вычислений приводятся в таблице 2.3.

Сила сопротивления дороги определяется в данном случае как сила сопротивления качению P_f [Н] по следующей формуле:

$$P_f = f \cdot G_a. \quad (2.14)$$

Кривые сил сопротивления движению строятся для легковых автомобилей – по дороге с асфальтобетонным покрытием. При расчете коэффициент сопротивления качению принимаем $f_0 = 0,015$.

Текущее значение коэффициента сопротивления качению можно определить по следующей формуле:

$$f = f_0 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot V^2, \quad (2.15)$$

где V – текущее значение скорости, м/с.

Значения сил сопротивления в диапазоне скоростей от 0 до 50 м/с приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4. – Силы сопротивления движению гоночного автомобиля

V , м/с	0	6,3	12,5	18,8	25,0	31,3	37,5	43,8	50,0
$P_{в}$, кН	0,00	0,01	0,04	0,09	0,16	0,26	0,37	0,50	0,66
P_f , кН	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
$P_f + P_{в}$, кН	0,05	0,06	0,09	0,15	0,22	0,33	0,45	0,59	0,76

Тяговая сила P_ϕ [Н] при максимальном сцеплении ведущих колес с дорогой определяется по следующей формуле:

$$P_\phi = \phi \cdot R_{z \text{ вед}}, \quad (2.16)$$

где $R_{z \text{ вед}}$ – нормальная реакция на ведущих колесах гоночного автомобиля, Н;

$\phi = 0,8$ (шероховатый, сухой, чистый асфальтобетон);

$\phi = 0,6$ (сухая грунтовая дорога или щебеночное покрытие);

$\phi = 0,4$ (мокрый и грязный асфальтобетон);

$\phi = 0,2$ (обледенелая или укатанная зимняя дорога).

Для рассматриваемого случая (при отсутствии подъема):

$$P_\phi = \phi \cdot G_{\text{вед}}, \quad (2.17)$$

где $G_{\text{вед}}$ – вес, приходящийся на ведущую ось гоночного автомобиля, Н.

Таблица 2.5. – Силы сцепления ведущих колес гоночного автомобиля с дорогой

φ	0,2	0,4	0,6	0,8
P_{φ} , кН	0,6	1,2	1,9	2,5

Полученный график тягового баланса гоночного автомобиля изображена в графической части на листе №1 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.7. Мощностной баланс гоночного автомобиля

Мощность на ведущих колесах гоночного автомобиля (кВт):

$$N_m = \frac{P_m \cdot V}{1000}. \quad (2.18)$$

Значения мощностей на колесах гоночного болида при движении на всех передачах приведены в таблице 2.6.

Мощность, необходимая для преодоления сопротивления воздуха (кВт):

$$N_g = \frac{P_g \cdot V}{1000}. \quad (2.19)$$

Значения мощностей сопротивления приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.6. – Тяговые мощности

n_e , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
V_1 , м/с	2,1	4,6	7,2	9,7	12,3	14,9	17,4	20,0
N_{T1} , кВт	7,7	18,5	30,0	41,3	51,6	60,0	65,6	67,7
V_2 , м/с	2,9	6,6	10,2	13,8	17,5	21,1	24,7	28,3
N_{T2} , кВт	7,7	18,5	30,0	41,3	51,6	60,0	65,6	67,7
V_3 , м/с	3,7	8,2	12,7	17,2	21,7	26,3	30,8	35,3
N_{T3} , кВт	7,7	18,5	30,0	41,3	51,6	60,0	65,6	67,7
V_4 , м/с	4,2	9,5	14,7	19,9	25,1	30,3	35,5	40,7
N_{T4} , кВт	7,7	18,5	30,0	41,3	51,6	60,0	65,6	67,7
V_5 , м/с	4,7	10,5	16,4	22,2	28,0	33,8	39,6	45,5
N_{T5} , кВт	7,7	18,5	30,0	41,3	51,6	60,0	65,6	67,7
V_6 , м/с	5,2	11,6	18,1	24,5	30,9	37,3	43,7	50,0
N_{T6} , кВт	7,7	18,5	30,0	41,3	51,6	60,0	65,6	67,5

Таблица 2.7. – Мощности сопротивления

V, м/с	0	6,3	12,5	18,8	25,0	31,3	37,5	43,8	50,0
N _в , кВт	0,0	0,1	0,5	1,7	4,1	8,0	13,9	22,0	32,9
N _г , кВт	0,0	0,3	0,6	1,0	1,5	2,1	2,9	3,9	5,1
N _в +N _г , кВт	0,0	0,4	1,1	2,8	5,6	10,2	16,8	25,9	38,0

Полученный график мощностного баланса гоночного автомобиля изображена в графической части на листе №1 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.8. Динамическая характеристика гоночного автомобиля

Динамическая характеристика гоночного автомобиля – это зависимость динамического фактора D от скорости движения гоночного автомобиля V.

Динамический фактор определяется по следующей формуле:

$$D = \frac{P_m - P_g}{G_a} \quad (2.20)$$

где P_m – тяговая сила, Н;

P_g – сила сопротивления воздуха, Н;

Значения динамического фактора приведены в таблице 2.8.

Таблица 2.8. – Динамический фактор

n _с , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
V ₁ , м/с	2,1	4,6	7,2	9,7	12,3	14,9	17,4	20,0
D ₁	1,188	1,279	1,333	1,350	1,331	1,275	1,183	1,053
V ₂ , м/с	2,9	6,6	10,2	13,8	17,5	21,1	24,7	28,3
D ₂	0,837	0,899	0,934	0,941	0,921	0,874	0,800	0,698
V ₃ , м/с	3,7	8,2	12,7	17,2	21,7	26,3	30,8	35,3
D ₃	0,671	0,719	0,743	0,744	0,721	0,674	0,604	0,510
V ₄ , м/с	4,2	9,5	14,7	19,9	25,1	30,3	35,5	40,7
D ₄	0,581	0,620	0,637	0,632	0,606	0,557	0,486	0,393
V ₅ , м/с	4,7	10,5	16,4	22,2	28,0	33,8	39,6	45,5
D ₅	0,520	0,553	0,565	0,555	0,524	0,472	0,398	0,303
V ₆ , м/с	5,2	11,6	18,1	24,5	30,9	37,3	43,7	50,0
D ₆	0,471	0,498	0,505	0,490	0,455	0,398	0,320	0,222

Полученная динамическая характеристика гоночного болида изображена в графической части на листе №1 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.9. Характеристика ускорений гоночного автомобиля

Характеристика представляет собой зависимость ускорений разгона гоночного автомобиля на каждой передаче j ; [м/с²] от скорости его движения.

Ускорения гоночного болида определяются по формуле:

$$j = \frac{(D - \psi) \cdot g}{\delta_{вр}}, \quad (2.21)$$

где $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс.

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{g \cdot (I_{\partial} \cdot u_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} + \Sigma I_{к})}{G_a \cdot r_{к}^2}, \quad (2.22)$$

где I_{∂} – момент инерции деталей двигателя и сцепления;

$I_{к}$ – момент инерции колеса (шины и обода).

Если точное значение I_{∂} и $I_{к}$ неизвестно, то $\delta_{вр}$ определяют по формуле:

$$\delta_{вр} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot u_i^2), \quad (2.23)$$

где δ_1 – коэффициент учета вращающихся масс колеса, $\delta_1 = 0,03 \dots 0,05$

δ_2 – коэффициент учета вращающихся масс двигателя, $\delta_2 = 0,03 \dots 0,05$;

u_i – передаточное число коробки передач на данной передаче. [7]

Коэффициент учета вращающихся масс взял равным $\delta_1 = \delta_2 = 0,03$

Значения коэффициентов учета вращающихся масс приведены в таблице 2.9.

Таблица 2.9. – Коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$

u_i	2,750	1,938	1,556	1,348	1,208	1,095
$\delta_{вр}$	1,257	1,143	1,103	1,085	1,074	1,066

Значения ускорений автомобиля на всех передачах приведены в таблице 2.10.

Таблица 2.10. – Ускорения гоночного автомобиля

n_e , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
V_1 , м/с	2,1	4,6	7,2	9,7	12,3	14,9	17,4	20,0
j_1 , м/с ²	9,15	9,86	10,28	10,42	10,26	9,82	9,10	8,08
V_2 , м/с	2,9	6,6	10,2	13,8	17,5	21,1	24,7	28,3
j_2 , м/с ²	7,05	7,58	7,88	7,94	7,76	7,35	6,70	5,82
V_3 , м/с	3,7	8,2	12,7	17,2	21,7	26,3	30,8	35,3
j_3 , м/с ²	5,84	6,26	6,47	6,46	6,25	5,82	5,18	4,32
V_4 , м/с	4,2	9,5	14,7	19,9	25,1	30,3	35,5	40,7
j_4 , м/с ²	5,12	5,47	5,62	5,56	5,30	4,84	4,18	3,31
V_5 , м/с	4,7	10,5	16,4	22,2	28,0	33,8	39,6	45,5
j_5 , м/с ²	4,61	4,91	5,01	4,90	4,60	4,10	3,40	2,50
V_6 , м/с	5,2	11,6	18,1	24,5	30,9	37,3	43,7	50,0
j_6 , м/с ²	4,19	4,44	4,49	4,34	3,98	3,43	2,68	1,74

Полученный график характеристики ускорений гоночного автомобиля изображена в графической части на листе №2 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.10. Характеристика разгона гоночного автомобиля

Характеристика разгона гоночного автомобиля по времени – это зависимость времени (t , с) и пути (S , м) от скорости движения автомобиля (V , м/с) при разгоне с полным открытием дроссельной заслонки. [8]

$$\Delta V_i = V_i - V_{i-1}; \quad (2.24)$$

$$\Delta t_i = \Delta V_i / j_i; \quad (2.25)$$

$$t_i = t_{i-1} + \Delta t_i, \quad (2.26)$$

где Δt_i – время движения гоночного автомобиля, при котором его скорость возрастает на величину ΔV_i , с;

j_i – ускорение на данном i -том промежутке, м/с². Время переключения между передачами равен 1с.

Путь разгона в каждом интервале определяется по формуле:

$$\Delta S_i = V_i \cdot \Delta t_i, \quad (2.27)$$

$$S_i = S_{i-1} + \Delta S_i. \quad (2.28)$$

Для отображения двух кривых разгона по пути и по времени на одном графике необходимо выполнить приведение кривой разгона по пути к шкале кривой разгона по времени:

$$S_{imp} = \frac{S_i}{1000} \cdot t_{53}, \quad (2.29)$$

где t_{53} – последнее в таблице 2.10 значение времени t_i .

Результаты расчёта характеристики разгона занесены в таблицу 2.11.

Таблица 2.11. – Значения для построения характеристики разгона

i	КП	V _i	Δv _i	j _i	Δt _i	t _i	ΔS _i	S _i	S _{imp}
0	1	0	-	-	-	-	-	-	-
1		2,1	2,1	9,15	0,230	0,230	0,482	0,482	0,007
2		3	0,9	9,45	0,095	0,325	0,286	0,768	0,012
3		4	1	9,7	0,103	0,428	0,412	1,180	0,018
4		4,6	0,6	9,86	0,061	0,489	0,280	1,460	0,022
5		6	1,4	10,1	0,139	0,627	0,832	2,292	0,035
6		7,2	1,2	10,28	0,117	0,744	0,840	3,132	0,048
7		8	0,8	10,35	0,077	0,821	0,618	3,750	0,057
8		9	1	10,39	0,096	0,918	0,866	4,617	0,070
9		9,7	0,7	10,42	0,067	0,985	0,652	5,268	0,080
10		11	1,3	10,37	0,125	1,110	1,379	6,647	0,101
11		12,3	1,3	10,26	0,127	1,237	1,558	8,206	0,125
12		13	0,7	10,17	0,069	1,306	0,895	9,101	0,139
13		14	1	10	0,100	1,406	1,400	10,501	0,160
14		14,9	0,9	9,82	0,092	1,497	1,366	11,866	0,181
15		16	1,1	9,55	0,115	1,612	1,843	13,709	0,209
16		17,4	1,4	9,1	0,154	1,766	2,677	16,386	0,250
17		18	0,6	8,88	0,068	1,834	1,216	17,602	0,268
18		19	1	8,49	0,118	1,952	2,238	19,840	0,302
19		20	1	8,08	0,124	2,075	2,475	22,315	0,340
20	2	20	0	0	1,000	3,075	20,000	42,315	0,645

Продолжение таблицы 2.11.

21		21,1	1,1	7,35	0,150	3,225	3,158	45,473	0,693
22		22	0,9	7,21	0,125	3,350	2,746	48,219	0,735
23		23	1	7,04	0,142	3,492	3,267	51,486	0,785
24		24	1	6,85	0,146	3,638	3,504	54,990	0,838
25		24,7	0,7	6,7	0,104	3,742	2,581	57,571	0,878
26		26	1,3	6,4	0,203	3,946	5,281	62,852	0,958
27		27	1	6,16	0,162	4,108	4,383	67,235	1,025
28		28,3	1,3	5,82	0,223	4,331	6,321	73,556	1,121
29	3	28,3	0	0	1,000	5,331	28,300	101,856	1,553
30		29,5	1,2	5,39	0,223	5,554	6,568	108,424	1,653
31		30,8	1,3	5,18	0,251	5,805	7,730	116,154	1,771
32		32	1,2	4,98	0,241	6,046	7,711	123,865	1,888
33		33	1	4,78	0,209	6,255	6,904	130,768	1,993
34		34	1	4,6	0,217	6,472	7,391	138,160	2,106
35		35,3	1,3	4,32	0,301	6,773	10,623	148,782	2,268
36	4	35,3	0	0	1,000	7,773	35,300	184,082	2,806
37		36	0,7	4,11	0,170	7,944	6,131	190,214	2,899
38		37	1	3,97	0,252	8,196	9,320	199,534	3,041
39		38	1	3,78	0,265	8,460	10,053	209,587	3,195
40		39	1	3,61	0,277	8,737	10,803	220,390	3,359
41		40	1	3,46	0,289	9,026	11,561	231,951	3,536
42		40,7	0,7	3,31	0,211	9,238	8,607	240,558	3,667
43	5	40,7	0	0	1,000	10,238	40,700	281,258	4,287
44		42	1,3	3,05	0,426	10,664	17,902	299,160	4,560
45		43	1	2,89	0,346	11,010	14,879	314,038	4,787
46		44	1	2,72	0,368	11,378	16,176	330,215	5,033
47		45	1	2,57	0,389	11,767	17,510	347,725	5,300
48		45,5	0,5	2,5	0,200	11,967	9,100	356,825	5,439
49	6	45,5	0	0	1,000	12,967	45,500	402,325	6,133
50		47	1,5	2,2	0,682	13,648	32,045	434,370	6,621
51		48	1	2,05	0,488	14,136	23,415	457,785	6,978
52		49	1	1,88	0,532	14,668	26,064	483,849	7,375
53		50	1	1,74	0,575	15,243	28,736	512,584	7,813

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Полученный график характеристики разгона гоночного автомобиля изображена в графической части на листе №2 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.11. Нагрузочная характеристика двигателя

Нагрузочная характеристика двигателя является зависимость удельного расхода топлива (g_e , г/кВт·ч) от степени использования мощности двигателя I и частоты вращения коленчатого вала (n_e , об/мин).

Определение удельного расхода топлива:

$$g_e = g_N \cdot k_H \cdot k_E, \quad (2.30)$$

где g_N – удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности

$$k_H = 3,27 + 8,22 \cdot I - 9,13 \cdot I^2 + 3,18 \cdot I^3;$$

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3;$$

$$E = n_e/n_N;$$

I – степень использования мощности двигателя.

Данные для построения нагрузочной характеристики двигателя приведены в таблице 2.12.

Таблица 2.12. – Значения удельных расходов g_e , г/(кВт·ч)

	n_e , (об/мин)	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
I	0,0	1192,1	1102,2	1039,7	1001,6	984,7	985,8	1002,0	1030,1
	0,2	716,7	662,6	625,0	602,1	591,9	592,6	602,3	619,2
	0,4	451,8	417,7	394,0	379,6	373,2	373,6	379,7	390,4
	0,6	341,9	316,1	298,2	287,3	282,4	282,8	287,4	295,4
	0,8	331,4	306,4	289,0	278,4	273,7	274,1	278,5	286,3
	1,0	364,6	337,1	318,0	306,3	301,1	301,5	306,4	315,0

Полученный график нагрузочной характеристики двигателя изображена в графической части на листе №2 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

2.12. Экономическая характеристика гоночного автомобиля

Экономическая характеристика гоночного автомобиля – это зависимость расхода топлива (Q_s , л/100км) от скорости (V , м/с) движения автомобиля.

Определение путевого расхода топлива (л/100 км):

$$Q_s = \frac{g_e(P_d + P_e)}{360000 \cdot \rho_T \cdot \eta_{mp}}, \quad (2.31)$$

где g_e - удельный расход топлива, г/кВт·ч;

P_d – сила сопротивления дороги, Н;

P_e - сила сопротивления воздуха, Н;

ρ_T – плотность топлива: $\rho_T = 0,75$ кг/л для бензина;

g_e – удельный расход топлива, определяемый по нагрузочной характеристике двигателя в зависимости от степени использования мощности двигателя I :

$$I = \frac{N_d + N_e}{N_e \cdot \eta_{mp}}. \quad (2.32)$$

где N_e - мощность, затрачиваемая на преодоление силы сопротивления воздуха, кВт;

N_d - мощностей сопротивления качению дороги, кВт.

Значения сил и мощностей сопротивлений качениям во всем диапазоне скоростей на предпоследней и высшей передачах коробки передач приведены в таблице 2.13. Значения степеней использования мощности двигателя приведены в таблице 2.14.

Таблица 2.13. – Сила сопротивления качению

n_e , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
P_{f5} , кН	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09
$P_{в5}$, кН	0,01	0,03	0,07	0,13	0,21	0,30	0,41	0,54
P_{f6} , кН	0,05	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
$P_{в6}$, кН	0,01	0,04	0,09	0,16	0,25	0,37	0,50	0,66
N_{f5} , кВт	0,22	0,52	0,86	1,28	1,79	2,43	3,22	4,18
N_{f6} , кВт	0,25	0,58	0,97	1,47	2,09	2,88	3,87	5,10
$N_{в5}$, кВт	0,03	0,31	1,15	2,87	5,78	10,18	16,40	24,73
$N_{в6}$, кВт	0,04	0,41	1,55	3,86	7,76	13,67	22,02	33,20

Таблица 2.14 – Значения степеней использования мощности двигателя

И ₅	0,03	0,04	0,07	0,10	0,15	0,21	0,30	0,43
И ₆	0,04	0,05	0,08	0,13	0,19	0,28	0,40	0,57

Значения параметров для построения экономической характеристики гоночного автомобиля приведены в таблице 2.15.

Таблица 2.15 – Путь расход топлива

n _e , об/мин	1300	2900	4500	6100	7700	9300	10900	12500
V ₅ , м/с	4,73	10,55	16,37	22,19	28,01	33,83	39,65	45,47
Q _{s5} , л/100км	2,40	3,18	4,44	5,97	7,53	8,85	9,61	9,68
V ₆ , м/с	5,22	11,64	18,06	24,48	30,90	37,32	43,74	50,00
Q _{s6} , л/100км	2,44	3,38	4,83	6,45	7,93	8,951	9,329	9,547

Полученный график экономической характеристики гоночного автомобиля изображена в графической части на листе №2 ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 «Тягово-динамические характеристики автомобиля».

3. СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

3.1. Анализ существующих конструкций рулевого управления автомобилей

Рулевое управление — это совокупность устройств, обеспечивающих поворот управляемых колес автомобиля при воздействии водителя на рулевое колесо [9].

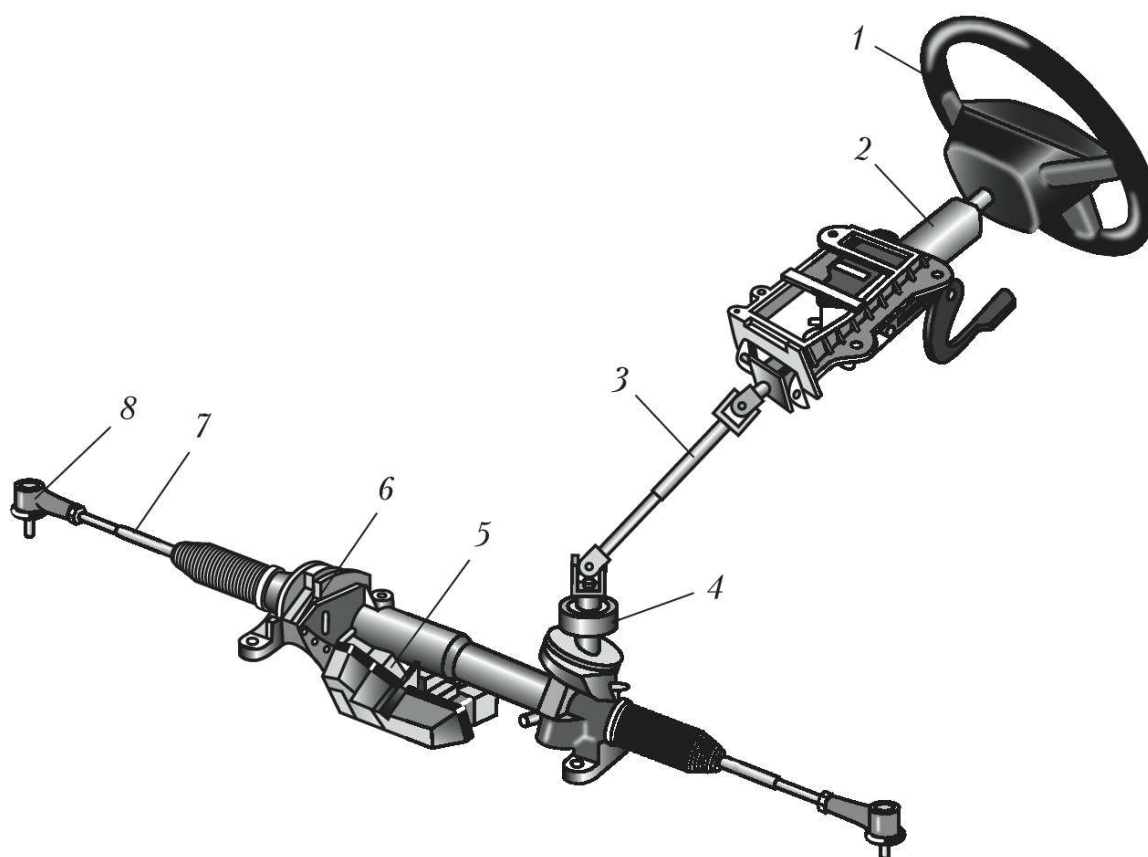


Рисунок 3.1.1. – Схема рулевого управления: 1 – рулевое колесо; 2 – рулевая колонка; 3 – карданный вал; 4 – датчик крутящего момента на рулевом колесе; 5 – электроусилитель руля; 6 – рулевой механизм; 7 – рулевая тяга; 8 – наконечник рулевой тяги с шаровым шарниром.

3.1.1. Требования, классификация, применяемость

Рулевое управление, включающее рулевой механизм, рулевой привод, а у некоторых автомобилей — рулевой усилитель, является устройством, в

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
56

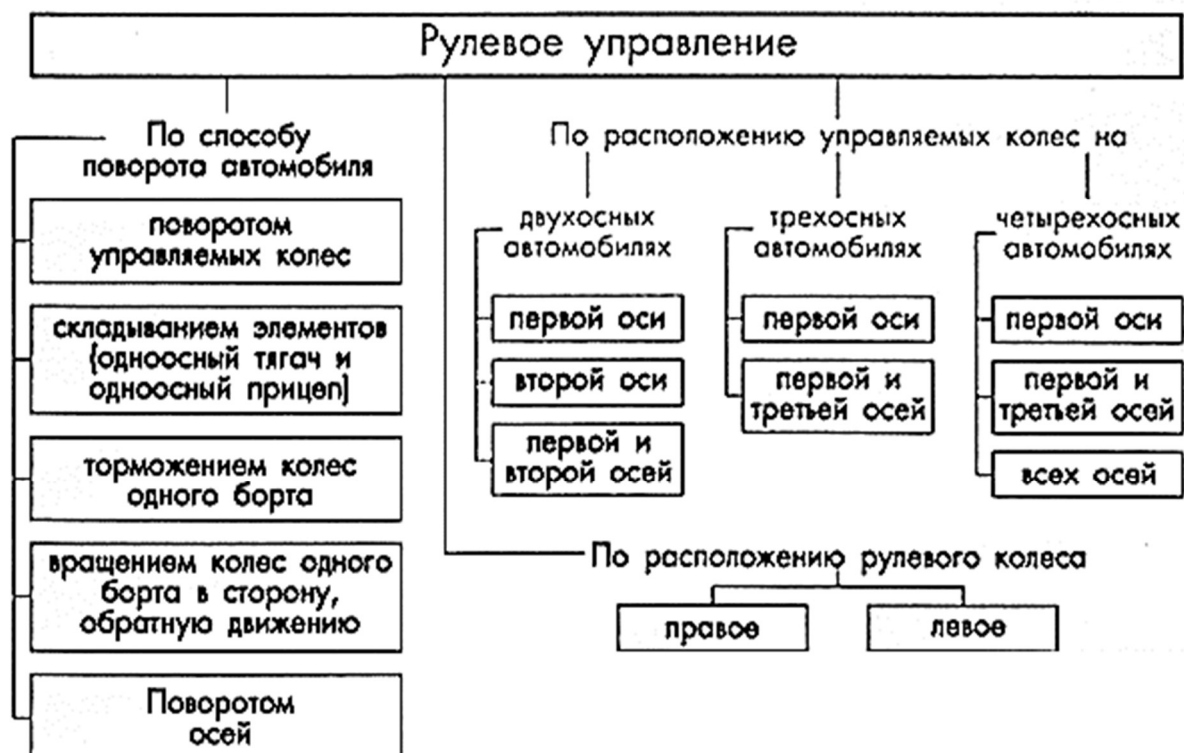
значительной степени обеспечивающим безопасность движения, вследствие чего к нему предъявляются высокие требования:

- возможно меньшее значение минимального радиуса поворота для обеспечения хорошей маневренности автомобиля;
- малое усилие на рулевом колесе, обеспечивающее легкость управления;
- силовое и кинематическое следящее действие, т. е. пропорциональность между усилием на рулевом колесе и моментом сопротивления повороту управляемых колес и заданное соответствие между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес;
- минимальное боковое скольжение колес при повороте;
- минимальная передача толчков на рулевое колесо от удара управляемых колес о неровности дороги;
- оптимальная упругая характеристика рулевого управления, определяющая его чувствительность и исключая возможность возникновения автоколебаний управляемых колес;
- кинематическая согласованность элементов рулевого управления с подвеской для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;
- повышенная надежность, так как выход из строя рулевого управления приводит к аварии; общие требования [10].

Классификация рулевого управления приведена на схеме.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>57</i>

Классификация рулевых управлений



На большинстве автомобилей управление осуществляется поворотом управляемых колес. Такой способ управления наиболее целесообразен для легковых автомобилей, автобусов и грузовых автомобилей общего назначения, у которых для поворота управляемых колес достаточно пространства. Такой же способ управления применяется на внедорожных автомобилях большой грузоподъемности, где поворот управляемых колес большого диаметра обеспечен специальными компоновочными решениями (автомобили-самосвалы БелАЗ).

Управление при помощи складывания в горизонтальной плоскости элементов автотранспортных средств появилось в связи со стремлением повысить их проходимость, применяя колеса большого диаметра. Конструкции автопоездов, состоящих из одноосного автомобиля тягача и одноосного прицепа, шарнирно связанных между собой и принудительно поворачиваемых один относительно другого при выполнении маневра, получили развитие в 50-е годы.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист

58

Такое управление имеют, например, автопоезд МоАЗ-6401-9585 (4X2), колесный трактор «Кировец-701»

Управление при помощи торможения колес одного борта или их вращения в сторону, обратную движению, применяется крайне редко и только на многоосных автомобилях.

Расположение рулевого колеса зависит от принятого в стране направления движения. Правое рулевое управление применяется в странах с левосторонним движением (Великобритания, Япония), левое рулевое управление применяется в странах, где принято движение по правой стороне (РФ, США и др.).

В двухосных автомобилях, как правило, управляемыми являются передние колеса. Исключение составляют короткобазные специальные автотранспортные средства с задними управляемыми колесами, что определяется спецификой компоновки (автопогрузчики). В автомобилях, которые должны обладать повышенной маневренностью и проходимостью, иногда все колеса выполняют управляемыми и ведущими, что позволяет снизить минимальный радиус поворота и одновременно уменьшить сопротивление движению на повороте. Уменьшение сопротивления движения на повороте объясняется тем, что, например, двухосный автомобиль со всеми управляемыми колесами прокладывает на повороте две колеи вместо четырех при одной паре передних управляемых колес. Обычно при движении по хорошей дороге управление задними колесами блокируют, чтобы не нарушить устойчивости движения на больших скоростях из-за зазоров в рулевом приводе.

В трехосных автомобилях, имеющих сближенные оси задней тележки, управление осуществляется передними колесами (ЗИЛ-131, автомобили КамАЗ, КрАЗ) Для повышения маневренности и проходимости иногда в трехосных автомобилях управляемыми являются колеса крайних осей — передней и задней. В этом случае промежуточную ось размещают посередине базы автомобиля

В четырехосных автомобилях в зависимости от конкретного назначения автомобиля управляемыми делают колеса передних двух осей или передних и

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>59</i>

задних осей. В последнем случае оси промежуточных осей сближают и располагают посередине базы. В более редких случаях применяется управление всеми колесами четырехосного автомобиля, что уменьшает сопротивление повороту, но значительно усложняет конструкцию.

3.1.2. Основные технические параметры рулевого управления

Минимальный радиус поворота автомобиля.

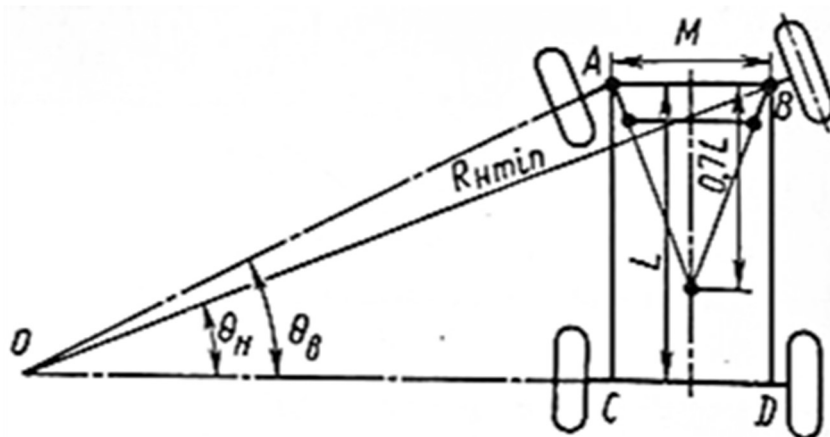


Рисунок 3.1.2. – Схема поворота автомобиля с жесткими колесами

Расстояние от центра поворота до центра пятна контакта шины с дорогой (оси следа) внешнего колеса при наибольшем угле поворота управляемых колес обычно приводится в технических характеристиках автомобилей и называется минимальным радиусом поворота.

Определим минимальный радиус поворота двухосного автомобиля с жесткими колесами, пользуясь схемой на рисунке 3.1.2.

Для того чтобы исключить боковое скольжение колес при движении автомобиля на повороте, траектории всех колес должны представлять собой дуги концентрических окружностей с общим центром O. Для этого управляемые колеса должны быть повернуты на разные углы. Связь между углами поворота наружного и внутреннего колес определяется из геометрических соотношений.

Такая связь между управляемыми колесами осуществляется при помощи рулевой трапеции. Для приведенной на рисунке 3.1.2. схемы центр поворота принят лежащим на продолжении оси задних колес. Вследствие эластичности шин центр поворота смещается внутрь базы автомобиля из-за бокового увода шин (см. соответствующий раздел учебника «Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств»).

Общий КПД рулевого управления.

Этот параметр определяется произведением КПД рулевого механизма и рулевого привода.

Угловое передаточное число рулевого управления. Отношение элементарного угла поворота рулевого колеса к полусумме элементарных углов поворота наружного и внутреннего колес. Оно переменное и зависит от передаточных чисел рулевого механизма и рулевого привода

Передаточное число рулевого механизма — отношение элементарного угла поворота рулевого колеса к элементарному углу поворота вала сошки. В зависимости от конструкции рулевого механизма оно может быть постоянным в процессе поворота рулевого колеса или переменным. Считается, что рулевые механизмы с переменным передаточным числом (i_{PMmax} соответствует нейтральному положению рулевого колеса) целесообразно применять для легковых автомобилей. Это обеспечивает большую безопасность движения на повышенных скоростях, так как малый угол поворота рулевого колеса не вызывает значительного поворота управляемых колес. Для грузовых автомобилей и особенно для автомобилей высокой проходимости, не оборудованных рулевыми усилителями, целесообразно применять рулевые механизмы, передаточное число которых соответствует крайним положениям рулевого колеса, что облегчает управление автомобилем при маневрировании.

В настоящее время на большинстве автомобилей применяются рулевые механизмы с постоянным передаточным числом.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		61

Передаточное число рулевого привода — отношение плеч рычагов привода. Поскольку положение рычагов в процессе поворота рулевого колеса изменяется, то передачное число рулевого привода переменное: $u_{рп} = 0,85 \dots 2,0$. Большие значения выбирают для специальных автомобилей.

Силовое передачное число рулевого управления. Его оценивают отношением суммы сил сопротивления повороту управляемых колес к усилию, приложенному к рулевому колесу. Иногда под силовым передачным числом понимают отношение момента сопротивления повороту управляемых колес к моменту, приложенному на рулевом колесе.

Силовое передачное число может служить критерием оценки легкости управления по усилию, приложенному к рулевому колесу для поворота управляемых колес. При проектировании автомобилей ограничивается как минимальное (60 Н), так и максимальное (120 Н) усилие

Ограничение минимального усилия необходимо, чтобы водитель не терял «чувства дороги». Для поворота на месте на бетонной поверхности усилие не должно превосходить 400 Н. По ГОСТ 21398-75 максимальное усилие при выходе из строя усилителя не должно превышать 500 Н у грузовых, автомобилей.

Параметры рулевого колеса. Максимальный угол поворота рулевого колеса в каждую сторону зависит от типа автомобиля и находится в пределах $540 \dots 1080^\circ$ (1,5...3 оборота). При больших значениях угла поворота рулевого колеса может быть затруднено маневрирование.

Диаметр рулевого колеса нормирован: для легковых и грузовых малой грузоподъемности автомобилей он составляет 380...425 мм, а для грузовых автомобилей, тягачей, многоместных автобусов 440...550 мм.

3.1.3. Рулевые механизмы

Рулевой механизм включает в себя рулевую пару (иногда называют рулевой передачей), размещенную в картере, рулевой вал, рулевую колонку и рулевое колесо.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		62

Из условий компоновки рулевого механизма рулевой вал может состоять из двух или трех частей, соединяемых карданными шарнирами.

К конструкции рулевых механизмов предъявляется ряд специальных требований:

- Высокий КПД в прямом направлении (при передаче усилия от рулевого колеса для облегчения управления автомобилем и несколько пониженный КПД в обратном направлении для снижения силы толчков, передаваемых на рулевое колесо от управляемых колес при наезде на неровности;
- Обратимость рулевой пары, чтобы рулевой механизм не препятствовал стабилизации управляемых колес;
- Минимальный зазор в зацеплении элементов рулевой пары в нейтральном положении управляемых колес и в некотором, диапазоне углов поворота (беззазорное зацепление) при обязательной возможности регулирования зазора в процессе эксплуатации;
- Заданный характер изменения передаточного числа рулевого механизма;
- Травмобезопасность рулевого механизма, с тем чтобы при лобовом столкновении он не был причиной травмы водителя

- Общие требования

Классификация рулевых механизмов

- Шестеренный
 - Редукторный
 - Реечный
- Червячный
 - Червячно-секторный
 - Червячно-роликовый
- Винтовой
 - Винторычажный
 - Винтореечный
- Кривошипный
 - Одно-шиповой
 - Двух-шиповой

Параметры оценки

КПД рулевого механизма. От КПД рулевого механизма в значительной степени зависит легкость управления. КПД рулевого механизма при передаче усилия от рулевого колеса к сошке называется прямой КПД.

Обратный КПД характеризует передачу усилия от сошки к рулевому колесу.

Как прямой, так и обратный КПД зависят от конструкции рулевого механизма и имеют следующие значения:

$$\eta \downarrow_{\text{рм}} = 0,6 \dots 0,95$$

$$\eta \uparrow_{\text{рм}} = 0,55 \dots 0,85$$

Пониженный обратный КПД, хотя и способствует поглощению толчков на рулевое колесо, но в то же время затрудняет стабилизацию управляемых колес. При прямом КПД $\eta \downarrow_{\text{рм}} \leq 0,5$ обратный КПД $\eta \uparrow_{\text{рм}} \approx 0$, рулевая пара становится необратимой и стабилизация отсутствует.

Потери на трение в рулевом механизме составляют примерно половину потерь на трение во всем рулевом управлении.

Снижение ударов и толчков на рулевое колесо.

Резкие удары и толчки, передающиеся на рулевое колесо, могут стать причиной потери автомобилем управляемости. Помимо упомянутого уменьшения обратного КПД для снижения или исключения возможности передачи толчков на рулевое колесо принимаются следующие меры:

- Увеличивают передаточное число рулевого механизма в нейтральном положении управляемых колес;
- Уменьшают плечо обкатки управляемых колес;
- Увеличивают податливость рулевого управления (должно быть найдено оптимальное значение, так как при большой податливости элементов рулевого управления запаздывает реакция управляемых колес на управляющее воздействие — поворот рулевого колеса);
- Применяют амортизирующие устройства в рулевом механизме или приводе;

- Устанавливают рулевой гидроусилитель, воспринимающий и поглощающий толчки и удары от управляемых колес.

Зазоры в рулевом механизме. Оптимальная характеристика зазора S в зацеплении рулевой пары показана на рисунке 3.1.3. С ростом угла поворота α рулевого колеса зазор должен увеличиваться, что необходимо для предотвращения заедания рулевой пары после регулирования зацепления при износе, который в основном имеет место в зоне, соответствующей малым углам поворота рулевого колеса. Зазор в зацеплении рулевой пары должен определяться при отсутствии осевого зазора рулевого вала.

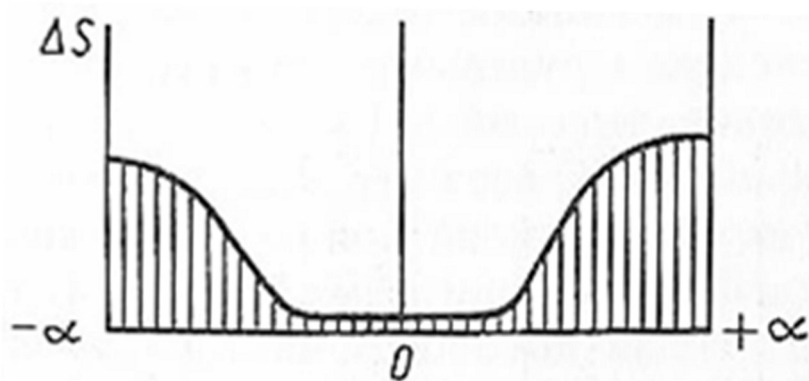


Рисунок 3.1.3. – Характеристика зазора в рулевом механизме

Суммарный зазор в рулевом управлении составляют зазоры в рулевом механизме и рулевом приводе, он определяется по углу свободного поворота рулевого колеса при нейтральном положении управляемых колес. Допустимый зазор устанавливается заводом-изготовителем и в большинстве случаев для новых автомобилей не превосходит 10° . Повышенный суммарный зазор недопустим, так как он может привести к вилянию управляемых колес и ухудшению устойчивости.

В эксплуатации повышенный зазор в рулевом управлении может появиться при увеличении зазоров: в подшипниках управляемых колес; в шкворнях или шаровых опорах бесшкворневой подвески; в сочленениях рулевого привода; в результате слабой затяжки рулевой сошки на валу сошки

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
65

или слабого крепления картера рулевого механизма; рулевого вала; в зацеплении рулевой пары. При установлении причин повышенного зазора в рулевом управлении и устранении их должна быть соблюдена последовательность, соответствующая приведенному выше перечислению этих причин.

Конструкция механизмов

Шестеренные рулевые механизмы. Их выполняют в виде редуктора из зубчатых колес (применяется редко) или в виде пары из шестерни 2 и рейки 3 (рисунок 3.1.4.).

Реечные рулевые механизмы получают все более широкое применение на легковых автомобилях малого (ВАЗ-2108, ЗАЗ-1102 и ВАЗ1111), среднего и даже большого классов. Достоинствами реечных рулевых механизмов являются простота и компактность конструкции, обеспечивающие им наименьшую стоимость по сравнению с рулевыми механизмами других типов, высокий КПД ($\eta_{\downarrow PM} \approx \eta_{\uparrow PM} = 0,9 \dots 0,95$). С реечным рулевым механизмом можно применять четырехшарнирный рулевой привод при независимой подвеске колес. Из-за высокого значения обратного КПД такой механизм без усилителя целесообразно устанавливать только на легковых автомобилях малого класса, так как в этом случае толчки со стороны дороги, которые передаются на рулевое колесо, в некоторой степени могут поглощаться в результате трения рейки и металлокерамического упора. На легковых автомобилях более высокого класса необходим рулевой усилитель, который поглощает толчки.

Для анализа такого рулевого механизма рассмотрим отношение элементарного угла поворота шестерни к элементарному перемещению рейки. При нормальном профиле зубьев шестерни и нормальном профиле зубьев рейки это отношение постоянно. Для большинства применяемых реечных рулевых механизмов это отношение постоянно. Однако в последнее время появились реечные рулевые пары с переменным отношением da/dS , что достигается нарезкой зубьев рейкой специального профиля (рисунок 3.1.4., б), причем в

зависимости от поставленной задачи это отношение может изменяться по заданному закону.

При установке реечной рулевой пары целесообразно определять угловое передаточное число рулевого управления $u_\omega = da/d\theta$ (где da – элементарный угол поворота рулевого колеса; $d\theta$ – элементарный угол поворота управляемых колес).

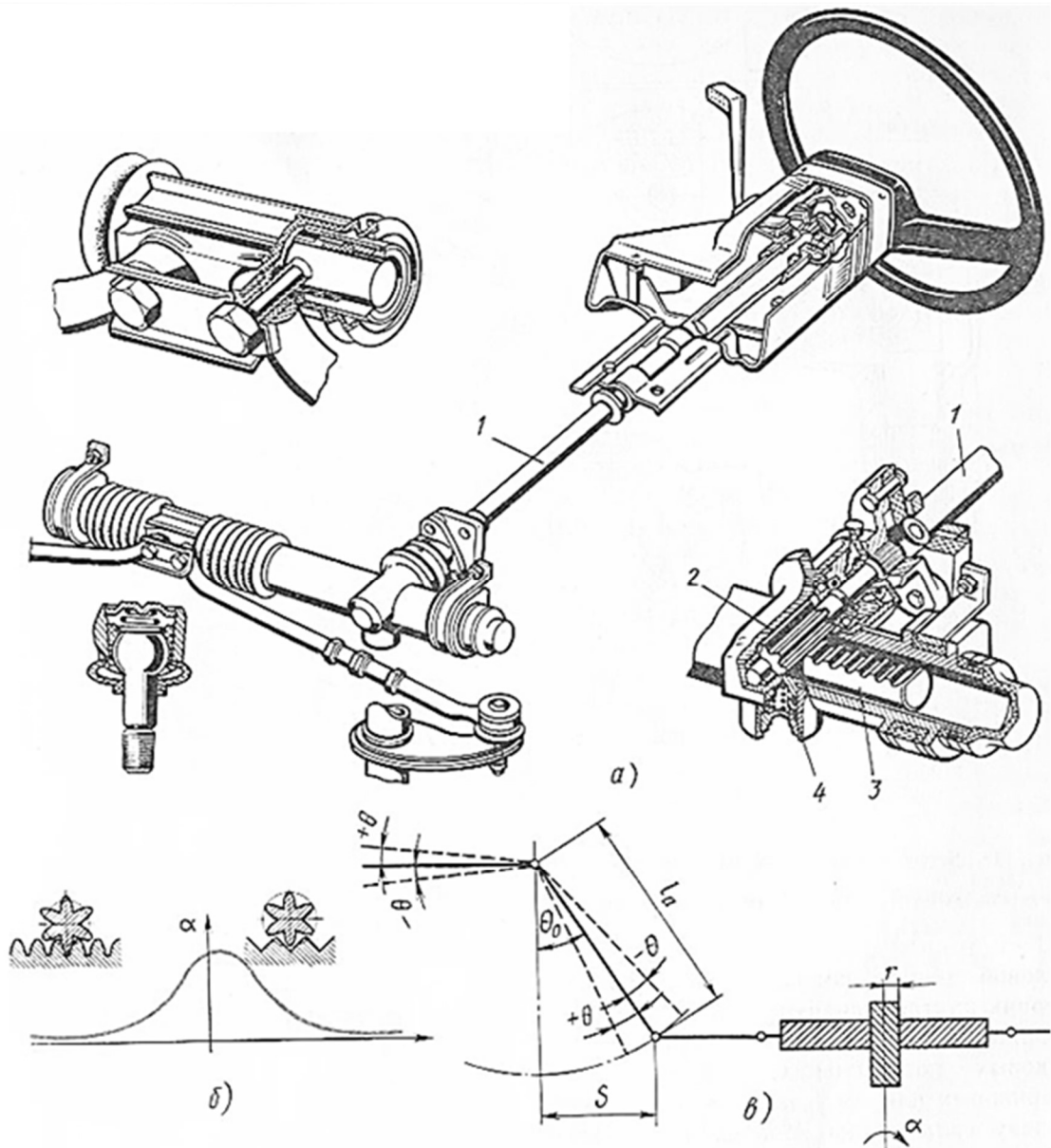


Рисунок 3.1.4. – Реечный рулевой механизм: *а* – конструкция; *б* – характеристика переменного передаточного числа; *в* – схема для определения передаточного числа рулевого управления; 1 – рулевой вал; 2 – шестерня; 3 – рейка; 4 – упор

Червячные рулевые механизмы. Такие механизмы применяют как на легковых, так и на грузовых автомобилях и автобусах. Наибольшее распространение получили червячно-роликовые рулевые механизмы (ВАЗ моделей 2105, 2106, 2107, «Москвич-2140», ГАЗ-3102, ГАЗ-53А, УАЗ и др.). Рулевые пары состоят из глобоидного червяка и двух или трехгребневого ролика. В редких случаях для автомобилей особо малого класса применяют одногребневый ролик. Упрощенная схема червячно-роликовой рулевой пары показана на рисунке 3.1.5, а. Глобоидный червяк предназначен для увеличения рабочего угла (угла, определяемого зацеплением рулевой пары) поворота вала сошки. Червяк устанавливают на радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипниках, а ролик — на шариковых или игольчатых подшипниках в пазах вала сошки. Иногда и в опорах вала сошки используют подшипники качения. Все это обеспечивает таким механизмам сравнительно высокий КПД:

$$\eta_{\downarrow \text{PM}} \approx 0,85 \qquad \eta_{\uparrow \text{PM}} \approx 0,70$$

Передаточное число рулевых механизмов с двух- и трехгребневым роликом, определяемое отношением числа зубьев червячного колеса (ролик рассматривается как сектор червячного колеса) к числу заходов червяка, практически постоянно. Червяк, как правило, однозаходный. Зазор в зацеплении ролика с червяком переменный, что может быть обеспечено при разных значениях радиусов r_2 дуги образующей червяка и r_1 траектории ролика. Разница этих радиусов позволяет регулировать зазор в зацеплении, т. е. сближать элементы пары, не опасаясь их заклинивания в крайних положениях. Для расширения зоны беззазорного зацепления в ряде конструкций червячно-роликовых пар червяк посажен эксцентрично относительно оси рулевого вала.

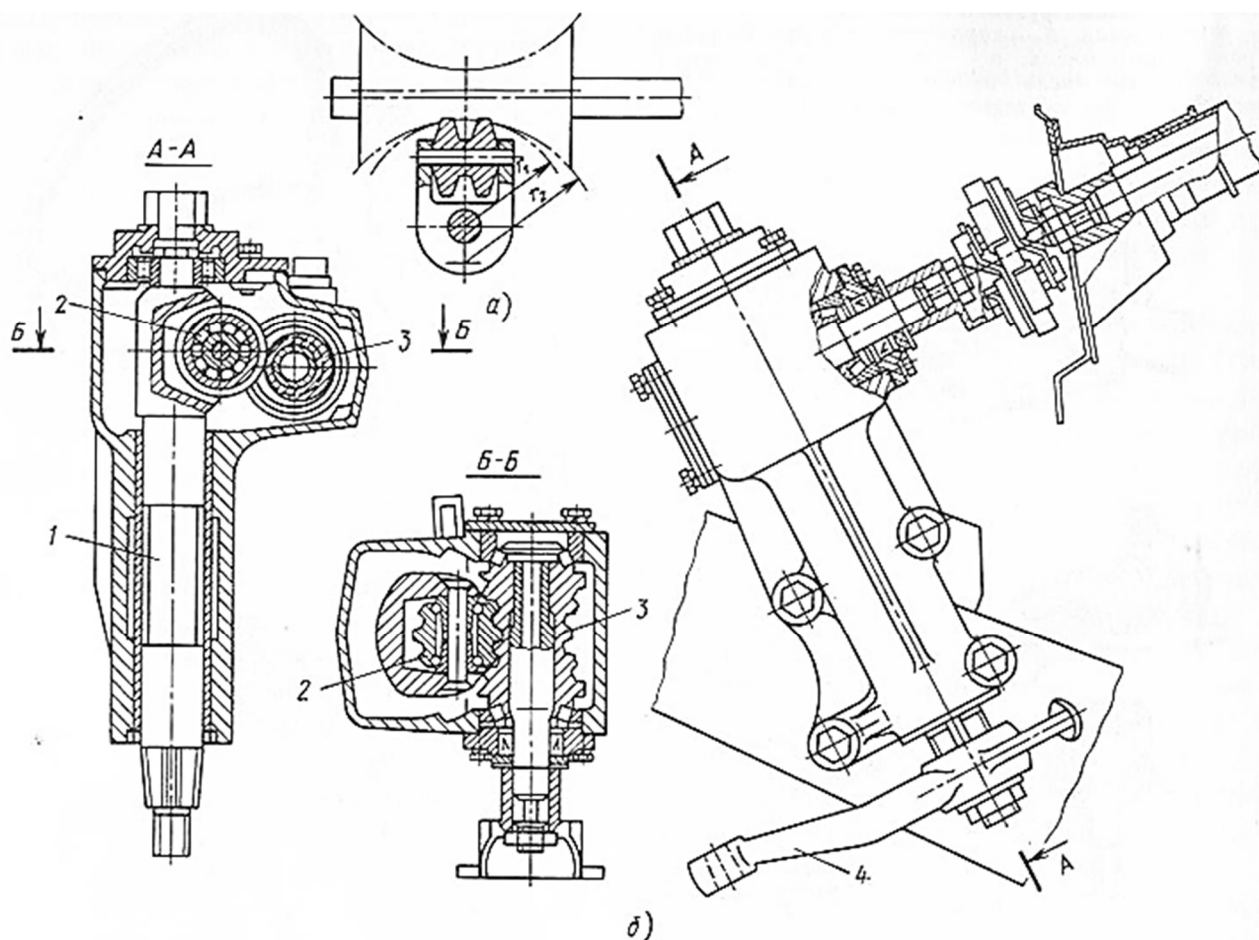


Рисунок 3.1.5. – Червячно-роликовый рулевой механизм: *а* – схема; *б* – конструкция; *1* – вал сошки; *2* – трехгребневый ролик; *3* – глобоидный червяк; *4* – сошка.

Пример конструкции рулевого механизма с червячно-роликовой парой показан на рисунок 3.1.5., *б*. Этот механизм, устанавливаемый на автомобиле ГАЗ-3102, имеет, как все механизмы такого типа, две регулировки: осевого зазора при помощи прокладок под передней крышкой и зацепления при помощи регулировочного винта, перемещающего вал сошки вместе с роликом, начальное смещение оси которого относительно оси червяка составляет 6...6,5 мм. Для обеспечения хорошего контакта ролика с червяком ось ролика расположена не перпендикулярно оси вала сошки, а имеет наклон, угол которого близок среднему углу наклона витков червяка.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
69

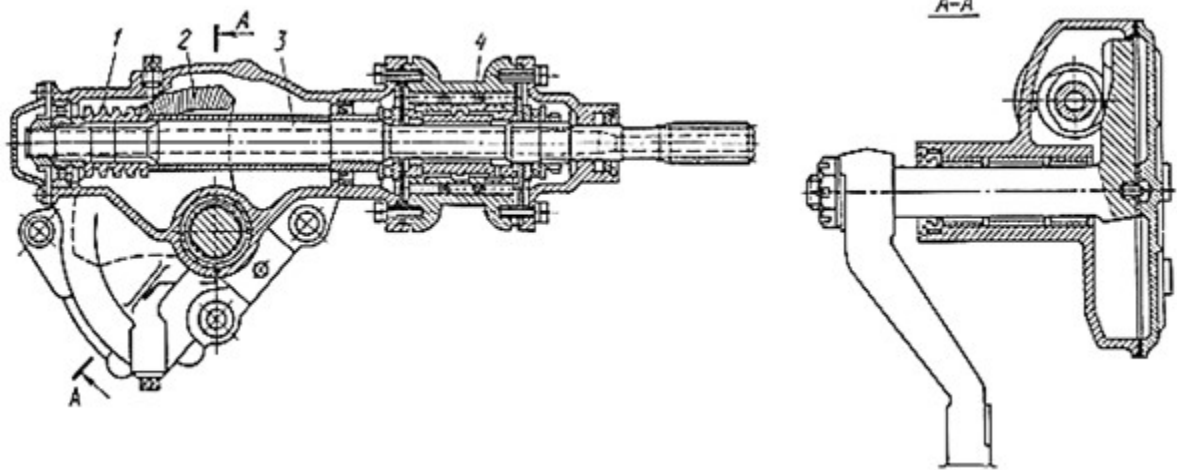


Рисунок 3.1.6. – Червячно-секторный рулевой механизм: 1 – червяк; 2 – боковой сектор; 3 – рулевой вал; 4 – распределитель усилителя

На некоторых грузовых автомобилях «Урал-4320» (рисунок 3.1.6.) устанавливают червячно-секторные рулевые механизмы. В рулевой паре этого типа обеспечивается достаточно малое давление на зубья при передаче больших усилий. Передаточное число механизма практически постоянное.

Наличие трения скольжения в паре обуславливает сравнительно низкий КПД этого рулевого механизма ($\eta_{\downarrow PM} = 0,65 \dots 0,75$; $\eta_{\uparrow PM} = 0,55 \dots 0,6$). Здесь рулевой вал с червяком установлен на цилиндрических роликовых подшипниках, допускающих некоторое осевое перемещение в пределах перемещения закрепленного на нем золотника гидроусилителя. Вал сошки, выполненный как одно целое с боковым сектором, установлен на игольчатых подшипниках. Зазор в зацеплении червяка с зубчатым сектором переменный, наименьший в среднем положении сектора, что достигается нарезкой зубьев сектора специальной формы.

Зацепление регулируют, изменяя толщину прокладок под крышкой, имеющей выступ, упирающийся в торец сектора.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
70

Винтовые рулевые механизмы.

Эти механизмы могут иметь различное конструктивное исполнение: винторычажные («винт— гайка—рычаг», «качающийся винт и гайка», «винт и качающаяся гайка») и винтореечные.

Винторычажные рулевые механизмы в настоящее время применяются редко, так как имеют низкий КПД и компенсировать износ регулировкой невозможно. Широко применяются на автомобилях всех типов (ЗИЛ, КамАЗ, МАЗ, БелАЗ, КАЗ, «Магirus» и др.) винтореечные рулевые механизмы, включающие в себя винт 1, шариковую гайкурейку 2 и сектор 3, выполненный за одно целое с валом сошки (рисунок 3.1.7., а).

КПД винтореечного механизма высокий в обоих направлениях ($\eta_{\downarrow PM} \approx \eta_{\uparrow PM} = 0,8 \dots 0,85$), поэтому без усилителя, воспринимающего толчки со стороны дороги, его целесообразно устанавливать только на легковые автомобили малого класса.

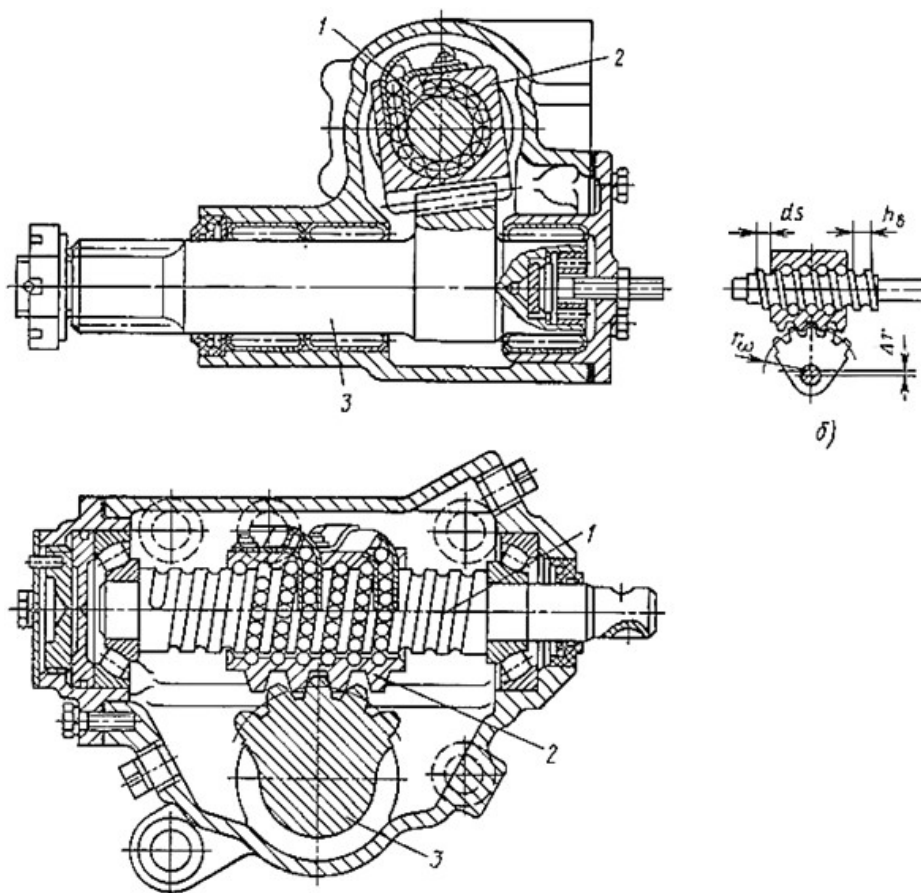


Рисунок 3.1.7. – Винтореечные рулевой механизм

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
71

Беззазорное зацепление в среднем положении этого механизма осуществляется при помощи следующих мероприятий:

- профиль канавок винта и гайки эллиптический, образованный двумя дугами несколько большего радиуса, чем радиус шарика, что дает возможность шариком соприкасаться с профилем канавки в двух точках канавки винта и в двух точках канавки гайки. Винты, гайки и шарики рассортировывают на несколько групп с последующей селективной сборкой;
- зубья сектора (рисунок 3.1.7., б) нарезают из центра, смещенного относительно оси вала сошки ($r \sim 0,5$ мм), это позволяет устранять зазор после износа, не опасаясь заклинивания в крайних положениях, где зуб сектора имеет меньшую толщину, чем в середине сектора.

Зазор в зацеплении сектора и рейки переменный. Регулируют зацепление винтом, перемещающим вал сошки вместе с сектором, зубья которого нарезаны под углом к валу сошки.

Кривошипные рулевые механизмы.

Их применяют сравнительно редко: одношиповые рулевые механизмы (рисунок 3.1.8., а) до середины сороковых годов устанавливали на грузовых автомобилях ЗИС.

Двухшиповые рулевые механизмы (рисунок 3.1.8., б) позволяют увеличить угол поворота вала сошки на угол γ и снизить давление на шип в среднем положении, когда оба шипа находятся в зацеплении с червяком (в крайних положениях один шип выходит из зацепления). При установке шипов на подшипниках 1 (рисунок 3.1.8., в) КПД кривошипного рулевого механизма такой же, как КПД червячно-роликового рулевого механизма. Передаточное число кривошипного рулевого механизма может быть постоянным или переменным — это зависит от способа нарезки червяка. Рулевые механизмы этого типа могут быть регулируемы. Для этой цели шипы выполняют конусными соответственно профилю нарезки червяка. Глубина нарезки различна в средней

части и по краям, благодаря чему может быть обеспечен достаточный диапазон безззорного зацепления.

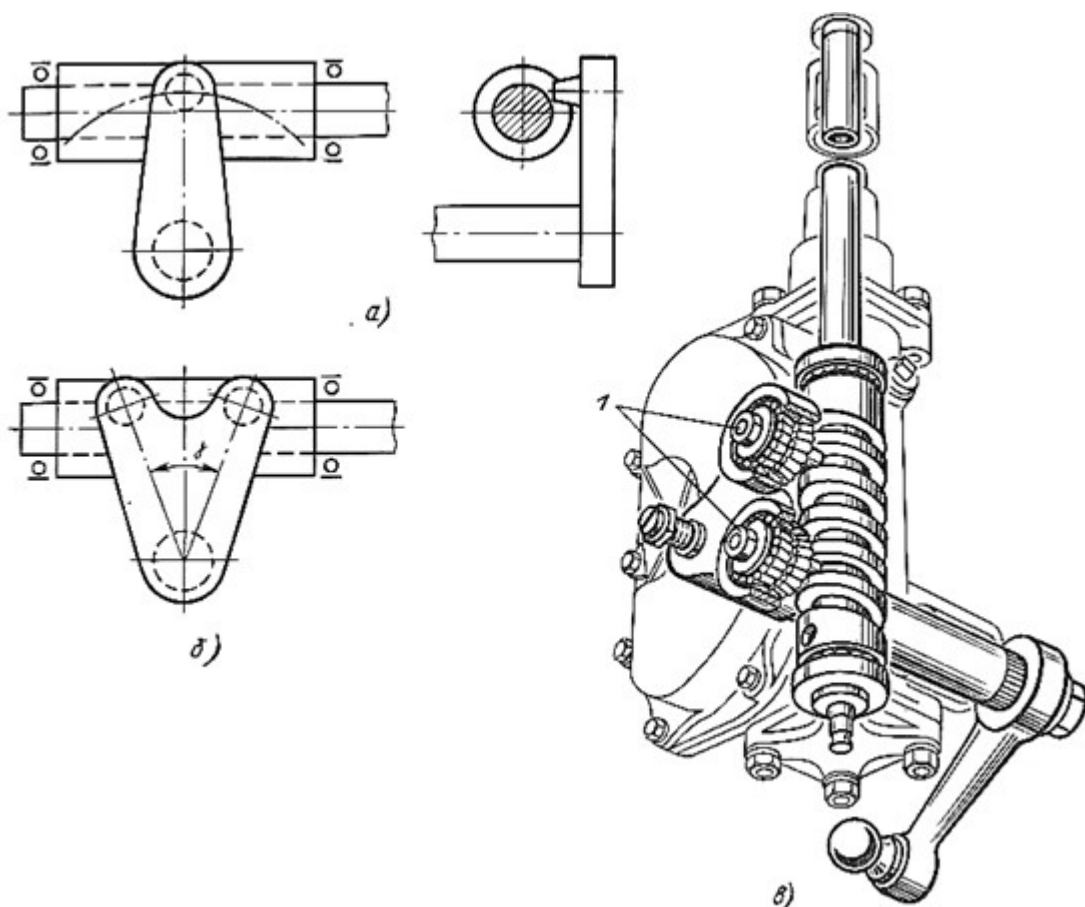


Рисунок 3.1.8. – Кривошипный рулевой механизм

Общее устройство рулевых управлений болидов класса «Формула студент» представлены на рисунках:



Рисунок 3.1.9. – Рулевой механизм в сборе

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
73

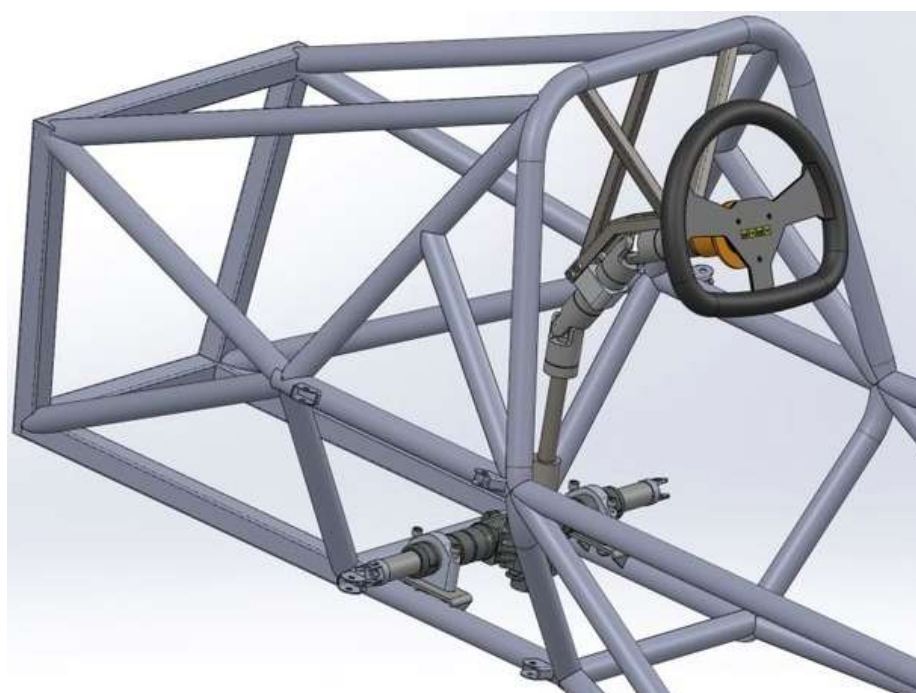


Рисунок 3.1.10. – 3D модель рулевого управления. Вид сбоку

Травмобезопасные рулевые механизмы

Травмобезопасный рулевой механизм является одним из элементов пассивной безопасности автомобиля.

Рулевой механизм может быть причиной серьезной травмы водителя при лобовом столкновении автомобиля с препятствием. Травма может быть нанесена при смятии передней части автомобиля, когда весь рулевой механизм перемещается в сторону водителя. Поэтому картер рулевого механизма

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
74

необходимо располагать в таком месте, где деформация при лобовом столкновении будет наименьшей.

Водитель может получить травму также при резком перемещении вперед в результате лобового столкновения. Ремни безопасности при слабом их натяжении не предохраняют от столкновения с рулевым колесом или рулевым валом, когда перемещение вперед составляет 300...400 мм. Для пассажиров такое перемещение обычно не приводит к опасным последствиям.

По статистике лобовые столкновения автомобилей составляют свыше 50% всех дорожно-транспортных происшествий. Вследствие этого как международные, так и национальные правила предписывают установку на автомобилях травмобезопасных рулевых механизмов.

Существуют некоторые нормативы для испытания травмобезопасных рулевых механизмов. Так, при лобовом ударе (удар о бетонный куб при движении со скоростью 14 м/с (≈ 50 км/ч)) верхний конец рулевого вала не должен перемещаться внутрь салона(кабины) в горизонтальном направлении более чем на 127 мм. На специальном манекене регистрируется величина усилия в горизонтальном направлении на уровне груди манекена при скорости 5,5 м/с (≈ 24 км/ч). Это усилие не должно превосходить 11,34 к·Н.

Существуют травмобезопасные рулевые механизмы различных конструкций. Основное требование к ним — поглощение энергии удара, а следовательно, снижение усилия, наносящего травму водителю.

Первоначально для придания рулевым механизмам травмобезопасных свойств устанавливали рулевое колесо с утопленной ступицей и с двумя спицами, что позволило значительно снизить тяжесть наносимых повреждений при ударе. В дальнейшем, кроме этого, стали устанавливать специальный энергопоглощающий элемент.

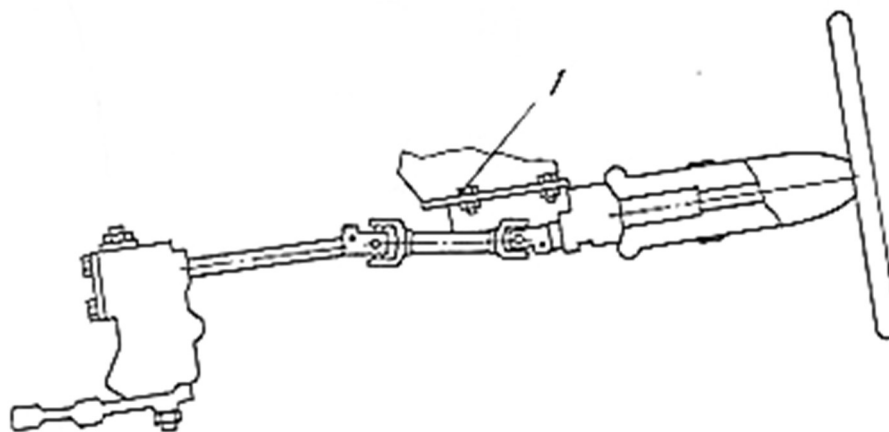


Рисунок 3.1.11. – Травмобезопасный рулевой механизм автомобиля ВАЗ-2121

На рисунок 3.1.11. приведен рулевой механизм автомобиля ВАЗ-2121. Здесь рулевой вал состоит из трех частей, связанных карданными шарнирами. При лобовом столкновении, когда передняя часть автомобиля деформируется, рулевой вал складывается, при этом перемещение верхней части рулевого механизма внутрь салона незначительно. Перемещение рулевого механизма сопровождается некоторым поглощением энергии удара на деформацию кронштейна крепления рулевого вала. Особенность крепления кронштейна заключается в том, что два из четырех болтов 1 (передние) крепят кронштейн через пластинчатые шайбы, которые при ударе деформируются и проваливаются через прямоугольные отверстия кронштейна, а сам кронштейн деформируется, поворачиваясь относительно фиксированных точек крепления.

На автомобиле ГАЗ-3102 энергопоглощающий элемент травмобезопасного рулевого механизма представляет собой резиновую муфту, установленную между верхней и нижней частями рулевого вала (рисунок 3.1.12).

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
76

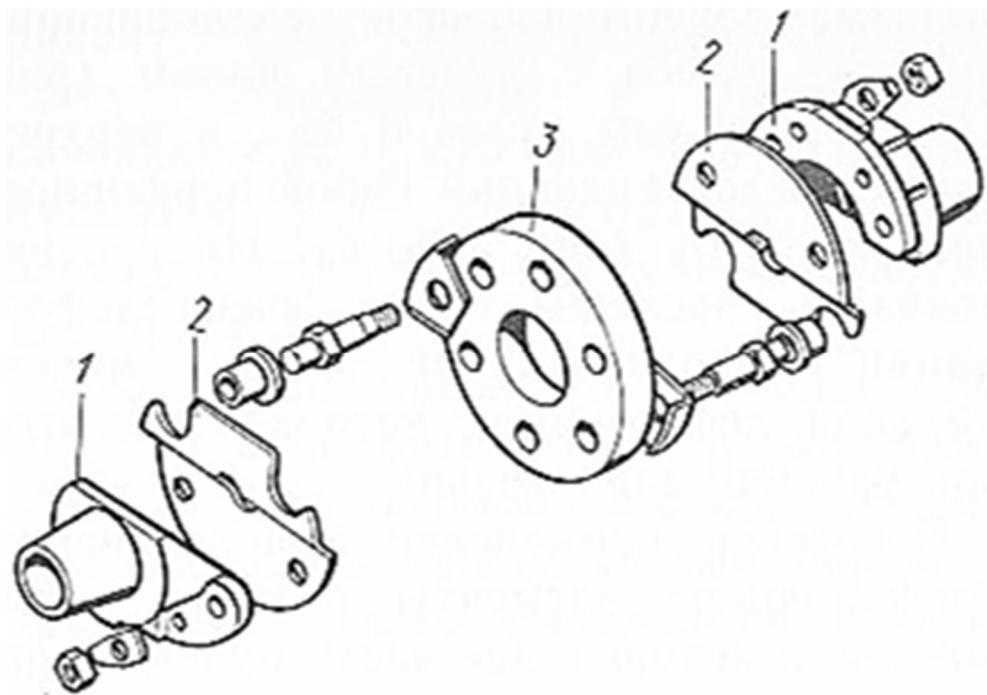


Рисунок 3.1.12. – Травмобезопасный рулевой механизм автомобиля ГАЗ-3102:
1 – фланец; 2 – предохранительная пластина; 3 – резиновая муфта

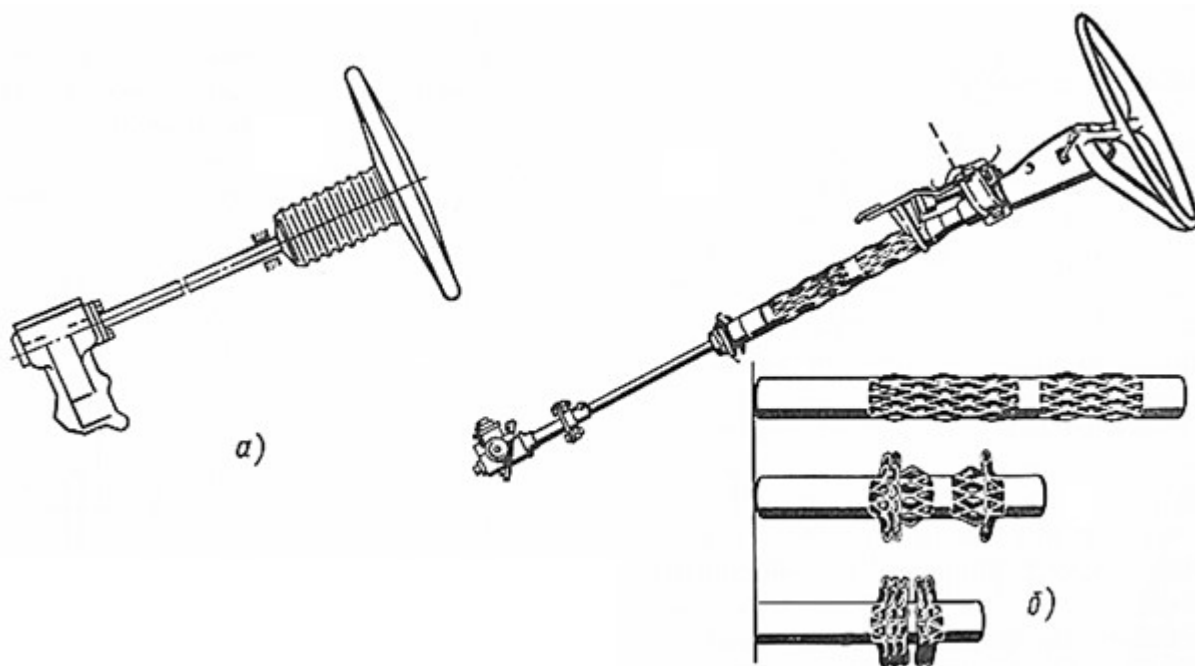


Рисунок 3.1.13. – Травмобезопасные рулевые механизмы: *а* – с энергопоглощающим сильфоном; *б* – с перфорированным трубчатым рулевым валом

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
77

В ряде зарубежных конструкций энергопоглощающим элементом рулевого механизма служит сильфон, соединяющий рулевое колесо с рулевым валом (рисунок 3.1.13., а) или сам рулевой вал, в верхней части представляющий собой перфорированную трубу (рисунок 3.1.13., б). На рисунке показаны последовательно фазы деформации перфорированной трубы и максимальная деформация, которая для этой конструкции значительна.

Некоторое применение нашли энергопоглощающие элементы рулевых механизмов, в которых две части рулевого вала соединяются при помощи нескольких продольных пластин, привариваемых к концам соединяемых валов и деформирующихся при ударе. Такое энергопоглощающее устройство носит название «японский фонарик».

3.1.4. Рулевой привод

Рулевой привод представляет собой механизм, состоящий из рычагов, тяг и шаровых шарниров и предназначенный для передачи усилия от рулевого механизма к управляемым колесам.

К рулевому приводу предъявляют следующие требования: правильное соотношение углов поворота колес, отсутствие автоколебаний управляемых колес, а также самопроизвольного поворота колес при колебаниях автомобиля на подвеске.

Рулевой привод включает рулевую трапецию, рычаги и тяги, связывающие рулевой механизм с рулевой трапецией, а также рулевой усилитель, устанавливаемый на ряде автомобилей.

Основные элементы.

Рулевая трапеция. В зависимости от компоновочных возможностей рулевую трапецию располагают перед передней осью (передняя рулевая трапеция) или за ней (задняя рулевая трапеция). При зависимой подвеске колес применяют трапеции с цельной поперечной тягой; при независимой подвеске — только трапеции с расчлененной поперечной тягой, что необходимо для

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>78</i>

предотвращения самопроизвольного поворота управляемых колес при колебаниях автомобиля на подвеске. С этой целью шарниры разрезной поперечной тяги должны располагаться так, чтобы колебания автомобиля не вызывали их поворота относительно шкворней. Схемы различных рулевых трапеций показаны на рисунке 3.1.14.

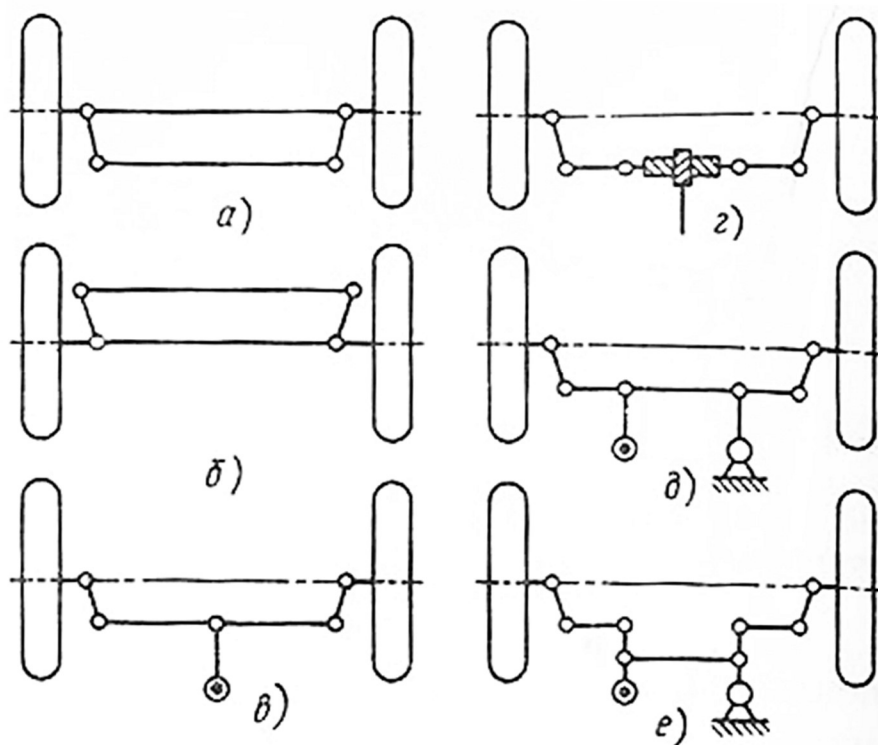


Рисунок 3.1.14. – Схемы рулевых трапеций

При зависимой и независимой подвесках могут применяться как задняя (рисунок 3.1.14., а), так и передняя (рисунок 3.1.14., б) трапеции. На рисунок 3.1.14., в-е приведены задние трапеции независимых подвесок с разным числом шарниров.

Для определения геометрических параметров рулевой трапеции используют в большинстве случаев графические методы. Для этой цели предварительно задаются размерами поперечной тяги и боковых сторон трапеции, исходя из следующих соображений.

В существующих конструкциях пересечение продолжения осей боковых тяг трапеции имеет место приблизительно на расстоянии $0,7L$ от передней оси,

если трапеция задняя, и на расстоянии L , если трапеция передняя (рисунок 3.1.15.). Считается, что оптимальное отношение длины m бокового рычага трапеции к длине n поперечной тяги $m/n = 0,12...0,16$

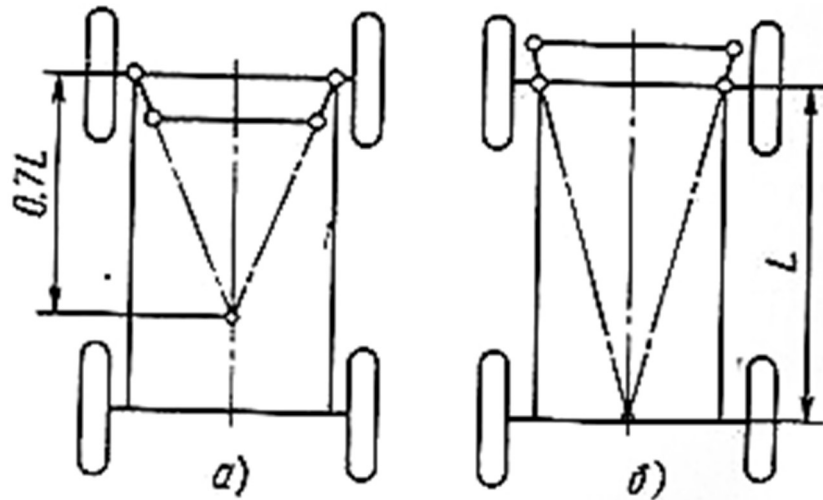


Рисунок 3.1.15. – Схемы расположения рулевой трапеции на двухосных автомобилях: а – переднее; б – заднее

Численные значения n и m можно найти из подобия треугольников (рисунок 3.1.16.):

$$l/(l - m) = (M/2)/(n/2); \quad ln = M(l - m).$$

где M — межшкворневое расстояние.

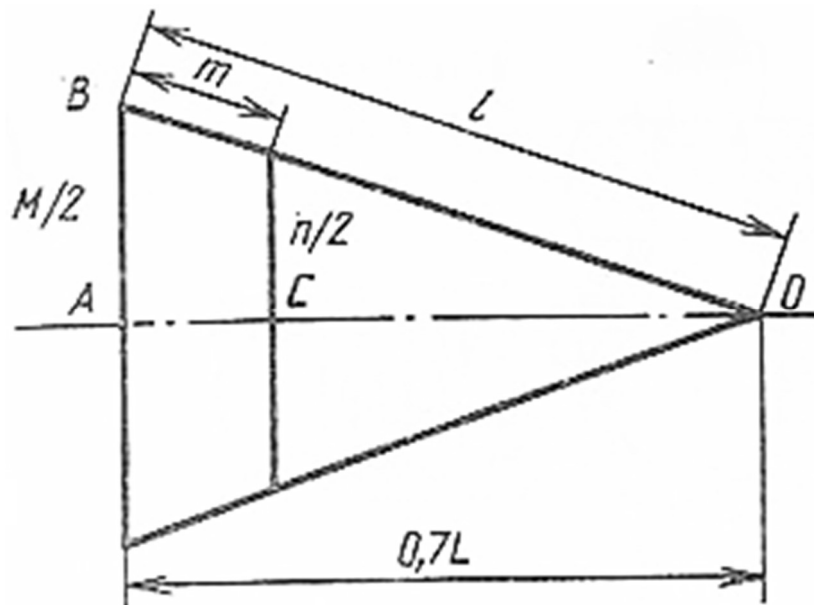


Рисунок 3.1.16. – Схема для определения параметров рулевой трапеции

Учитывая, что $m=(0,12...0,16)n$ и $l = \sqrt{(0,5M)^2 + (0,7L)^2}$ получим уравнение с одним неизвестным, решение которого дает приближенные численные значения искомых величин. Так же можно найти приближенные значения параметров передней трапеции. По полученным данным выполняют в масштабе графическое построение рулевой трапеции. Затем, построив через равные угловые промежутки положение цапфы внутреннего колеса, графически находят соответствующие положения наружного колеса и строят график зависимости $\theta_n = f(\theta_v)$ (рисунок 3.1.17), которую называют фактической (штриховая кривая). Далее по уравнению строят теоретическую зависимость (сплошная кривая).

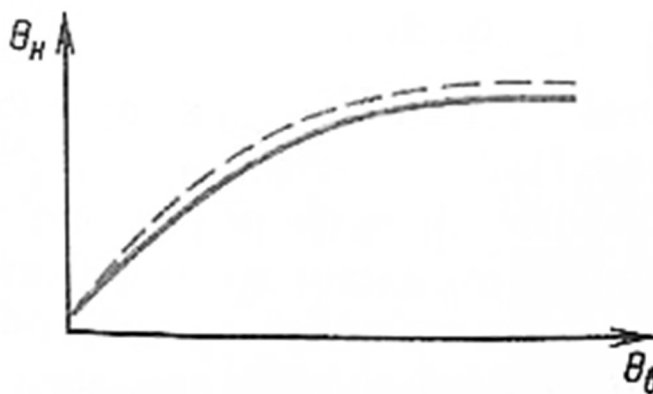


Рисунок 3.1.17. – График зависимости углов поворота управляемых колес

Если максимальная разница между теоретическим и фактическим значениями не превосходит $1,5^\circ$ при максимальном угле поворота внутреннего колеса, то считается, что трапеция подобрана правильно.

Подбор параметров рулевой трапеции с учетом увода представляет известные трудности, так как продольное смещение мгновенного центра поворота зависит от скорости движения. Существует ряд аналитических способов определения оптимальных параметров рулевой трапеции, которые дают также приближенное значение искомых величин.

Поперечная тяга. Для ее изготовления обычно применяют бесшовную трубу, на резьбовые концы которой наворачивают наконечники с шаровыми

пальцами. Длина поперечной тяги должна быть регулируемой, так как она определяет схождение колес. При зависимой подвеске, когда применяется неразрезная трапеция, регулирование выполняют поворотом поперечной тяги относительно наконечников (при освобождении стопорных гаек). Так как резьба, нарезанная на концах тяги, имеет разное направление, то поворот тяги вызывает изменение расстояния между шарнирами поперечной тяги. Часто шаг резьбы на разных концах тяги делают неодинаковым для более точной регулировки.

Наличие зазора в шарнирах поперечной тяги недопустимо, поэтому предпочтительно применение шарниров с автоматическим регулированием зазора в процессе изнашивания, что возможно, когда усилие пружины 1 направлено по оси шарового пальца 2 (рисунок 3.1.18., а). На рисунок 3.1.18., б показан шарнир поперечной тяги (автомобили МАЗ), где зазор, образовавшийся в результате изнашивания, выбирают, вращая гайку 3, сжимающую пружину, для чего необходимо снять наконечник тяги.

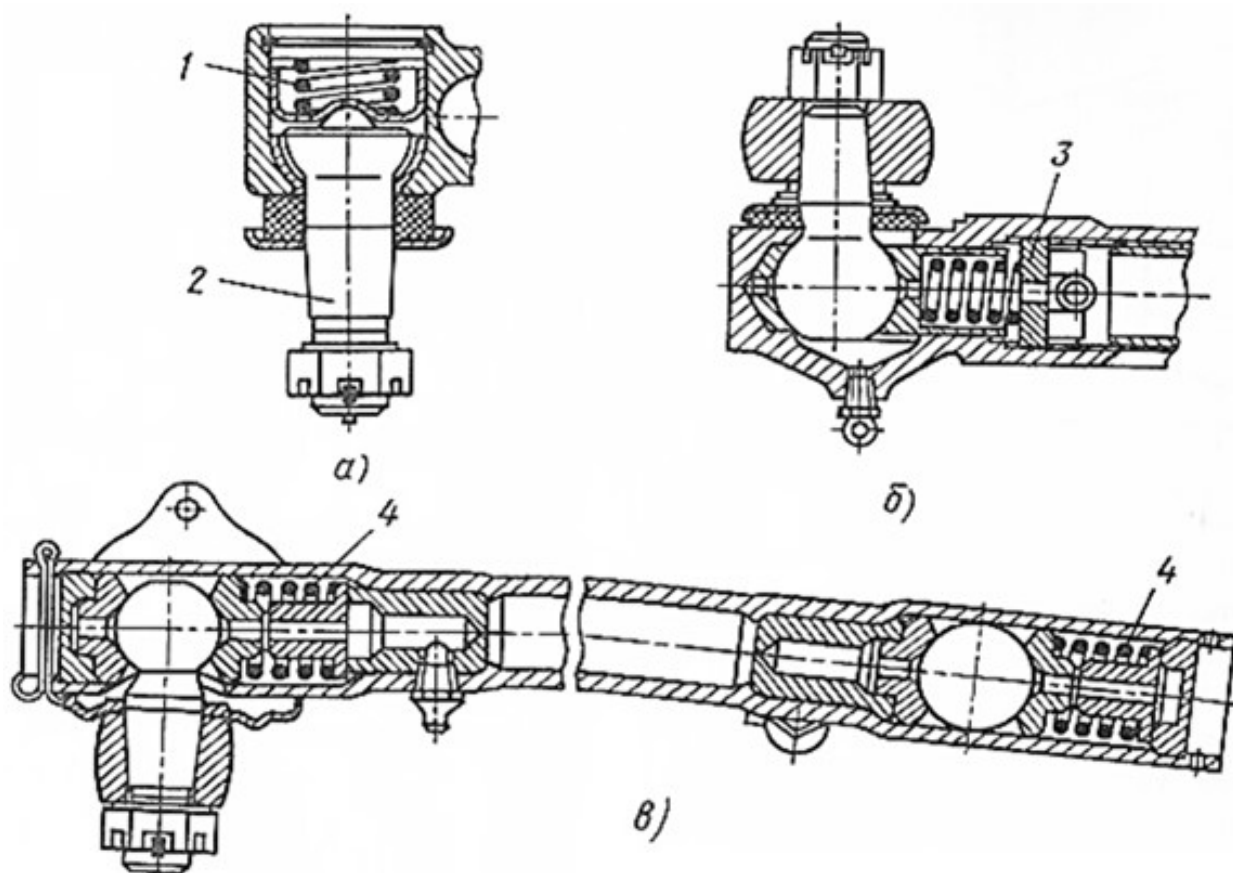


Рисунок 3.1.18. – Конструкция шарниров рулевых тяг

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
82

Продольная тяга. Связывающая сошку с поворотным рычагом тяга применяется главным образом при зависимой подвеске. Кинематически перемещения продольной тяги и подвески должны быть – согласованы, чтобы исключить самопроизвольный поворот управляемых колес при деформации упругого элемента подвески. Компонировка, показанная на рисунке 3.1.19., а, не обеспечивает необходимого согласования траекторий переднего конца продольной тяги 2 и центра колеса. Поэтому при вертикальных и угловых колебаниях автомобиля возникает «рыскание» управляемых колес.

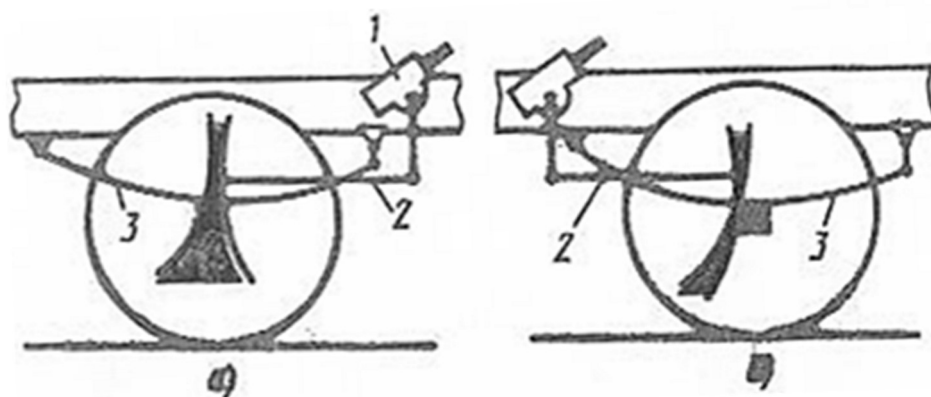


Рисунок 3.1.19. – Продольные рулевые тяги: а и б – схемы расположения

Сравнительно хорошее согласование может быть получено при расположении рулевого механизма 1 перед передней осью (рисунок 3.1.19., б) или при расположении рулевого механизма за передней осью и передним расположением серьги листовой рессоры 3. Однако при переднем расположении серьги продольные силы, возникающие при наезде передних колес на препятствие, в большей степени передаются на раму автомобиля. Шаровые шарниры (рисунок 3.1.18, в), размещенные по концам тяги, поджимаются жесткими пружинами 4, причем расположение шарниров и пружин дает возможность несколько амортизировать удары, воспринимаемые как левым, так и правым управляемыми колесами.

Параметры оценки

Упругая характеристика рулевого управления. При абсолютно жестких элементах рулевого управления угловое передаточное число отражает жесткую

кинематическую связь между углом поворота рулевого колеса и углами поворота управляемых колес. Такое угловое передаточное число принято называть кинематическим.

При упругом рулевом управлении жесткая связь нарушается в результате деформации деталей рулевого механизма и рулевого привода. В этом случае такой же поворот рулевого колеса, как при жестком рулевом управлении, вызывает поворот управляемых колес на меньший угол — угловое передаточное число при упругом приводе получается большим. Угловое передаточное число, учитывающее упругие свойства рулевого управления, называют динамическим.

Малая угловая жесткость рулевого управления (большая податливость) снижает чувствительность управления автомобилем. В этом случае влияние упругих свойств рулевого управления можно сравнить с влиянием боковой эластичности шин: автомобиль получает свойства недостаточной поворачиваемости. В то же время при малой жесткости рулевого управления толчки, воспринимаемые управляемыми колесами, хорошо амортизируются рулевым управлением. Следует отметить, что малая жесткость может вызвать нежелательные колебания управляемых колес и снижение устойчивости автомобиля.

На современных автомобилях угловая податливость рулевого управления варьируется на легковых автомобилях от $1...3,5^\circ / (\text{Н}\cdot\text{м})$. Рулевые управления грузовых автомобилей имеют меньшую податливость. Податливость рулевого управления определяют при закрепленных управляемых колесах: измеряют углы поворота рулевого колеса и соответствующие этим углам моменты, приложенные к рулевому колесу. Для некоторых конструкций связь между углами поворота рулевого колеса и приложенными моментами нелинейная.

КПД. При оценке рулевого привода необходимо учитывать потери на трение во всех шарнирных соединениях. По имеющимся данным, КПД рулевого привода лежит в пределах $\eta = 0,92...0,95$.

3.1.5. Усилители рулевого управления

Усилители предназначены для снижения усилия на рулевом колесе при его повороте и для повышения безопасности движения автомобиля, так как цилиндр усилителя помогает водителю удерживать управляемые колеса в заданном положении при действии со стороны дороги неуравновешенных сил, стремящихся повернуть эти колеса в одном направлении.

Конструкция усилителя должна удовлетворять ряду требований:

1) обладать следящим действием. Различают кинематическое и силовое слежение. Кинематическое слежение заключается в повороте управляемых колес в соответствии с поворотом рулевого колеса и его направлением. Силовое слежение обеспечивает пропорциональность усилия на рулевом колесе усилию, необходимому для поворота управляемых колес, что способствует более уверенному управлению автомобилем, особенно по скользким дорогам;

2) обеспечивать возможность управления автомобилем в случае выхода усилителя из строя;

3) не допускать включения усилителя от случайных воздействий со стороны дороги при прямолинейном движении автомобиля;

4) иметь высокую чувствительность, которая оценивается углом поворота рулевого колеса, соответствующим повышению давления в системе до максимального;

5) обладать достаточным запасом динамической устойчивости, который выражается в отсутствии автоколебаний управляемых колес.

В зависимости от вида используемого источника энергии усилители рулевого управления бывают гидравлическими и пневматическими. Они состоят из блока питания, распределителя, исполнительного механизма и соединительных трубопроводов и шлангов. Блок питания включает гидронасос с баком для гидроусилителя или компрессор с ресиверами для пневмоусилителя.

Схема рулевого управления с усилителем показана на рисунке 3.1.20. При повороте рулевого колеса 13, например, вправо, сошка 12 рулевого механизма 14

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>85</i>

повернется по часовой стрелке и сместит золотник 9 распределителя 5 назад по отношению к принятому направлению движения автомобиля. В результате жидкость от насоса 2 подается через распределитель в полость А и силовой цилиндр 7 начинает поворачивать управляемые колеса 4 вправо. Полость Б в это время соединяется также через распределитель со сливной магистралью 1.

После прекращения поворота рулевого колеса управляемые колеса вследствие давления рабочей жидкости на поршень цилиндра продолжают поворачиваться вправо. При этом с помощью рычага 5 и тяги 3 корпус распределителя смещается назад и перекрывает поступление жидкости в полость А цилиндра усилителя, в результате чего прекращается поворот управляемых колес. Таким образом, управляемые колеса поворачиваются в соответствии с поворотом рулевого колеса. Кинематическое следящее действие усилителю придает обратная связь (рычаг 5 и тяга 3), которой соединяются управляемые колеса с корпусом распределителя.

Силовое следящее действие достигается введением реактивных элементов: камер или плунжеров. Большинство усилителей, установленных на современных автомобилях, обладает не только кинематическим, но и силовым слежением. На рисунке 3.1.20 силовое слежение достигнуто с помощью реактивных камер 6 и 10, в которые через калиброванные отверстия поступает жидкость из нагнетательной магистрали и воздействует на правый или левый торец золотника 9 в зависимости от направления поворота автомобиля. В результате усилие, необходимое для смещения золотника, оказывается зависящим от давления в нагнетательной магистрали 11, которое в свою очередь определяется моментом сопротивления повороту управляемых колес. С его увеличением повышается давление в цилиндре и в реактивной камере распределителя, препятствующее смещению золотника и способствующее его установке в нейтральное положение.

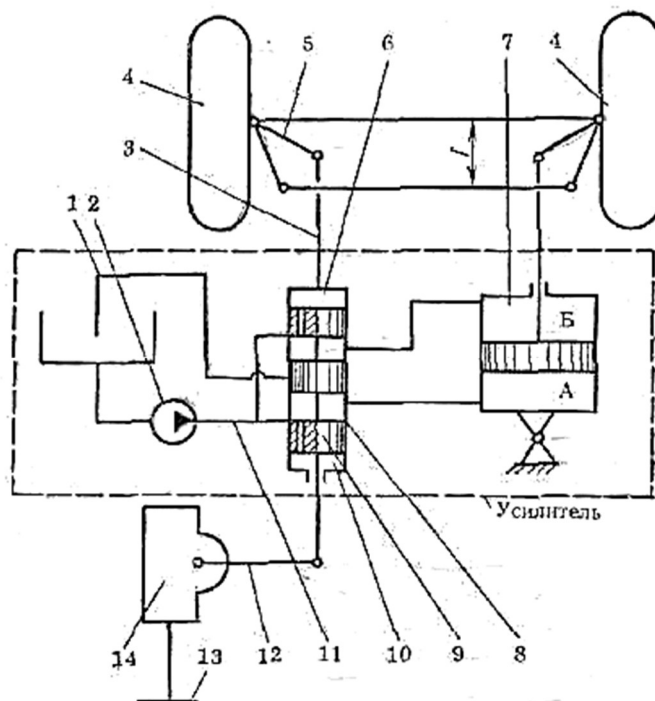


Рисунок 3.1.20. – Схема рулевого управления с усилителем

Инерция управляемых колёс при неудачно выбранных параметрах усилителя может привести к дальнейшему смещению корпуса распределителя относительно золотника (переходу через нейтральное положение). В этом случае нагнетательная магистраль соединится с полостью Б цилиндра и начнется поворот колес в обратном направлении, т. е. при определенных условиях возможно появление автоколебаний управляемых колес. Наличие реактивных элементов в распределителе уменьшает вероятность появления таких колебаний.

В зависимости от относительного расположения элементов различают четыре схемы компоновки усилителей (Рисунок 3.1.21). Во всех этих схемах источник энергии (насос) располагается отдельно от остальных элементов усилителя.

При расположении распределителя и цилиндра в одном блоке с рулевым механизмом (Рисунок 3.1.21, а) конструкция носит название гидроруля. Ее достоинства заключаются в компактности, минимальном числе шлангов и трубопроводов, малой склонности системы к автоколебаниям из-за высокой

жесткости гидравлических магистралей, связывающих распределитель с силовым цилиндром. Однако в такой конструкции весь рулевой привод от сошки до управляемых колес нагружается дополнительным усилием, приложенным со стороны цилиндра к валу сошки. Это приводит к необходимости увеличения размеров и массы привода. Гидроруль имеет большие габаритные размеры, что затрудняет его компоновку на автомобиле.

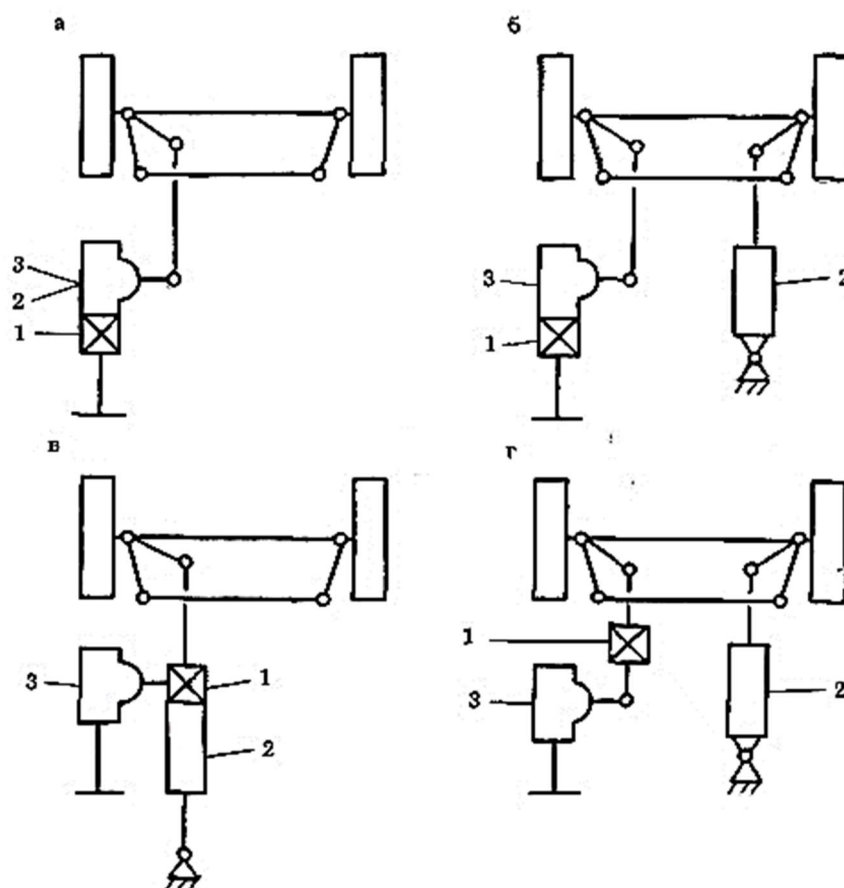


Рисунок 3.1.21. – Схемы компоновки усилителей: 1 — распределитель; 2 — силовый цилиндр; 3 — рулевой механизм

Кроме того, гидрорули неудобны с точки зрения унификации элементов рулевого управления. Тем не менее, гидрорули получили широкое распространение на легковых и грузовых автомобилях, а также на автобусах.

Компоновка усилителя (Рисунок 3.1.21, б) характеризуется размещением распределителя в одном блоке с рулевым механизмом и автономным

расположением цилиндра. Это позволяет устанавливать цилиндр в непосредственной близости от управляемых колес. Достоинства усилителя с данной схемой заключаются в малой нагруженности привода, легкости компоновки усилителя в рулевом приводе, малой склонности к автоколебаниям. Расположенный у колес цилиндр воспринимает удары со стороны дороги, предохраняя рулевой механизм от перегрузок. При использовании данной схемы усилителя длина шлангов несколько увеличивается по сравнению с предыдущей.

По схеме, приведенной на рисунке 3.1.21, в, рулевой механизм устанавливается автономно, а распределитель и силовой цилиндр вместе. В этом случае цилиндр нужно располагать в строгом соответствии с расположением рулевого механизма, так как шаровой палец сошки должен управлять работой распределителя. Усилители, выполненные по данной схеме, имеют малую склонность к автоколебаниям. Длина трубопроводов по сравнению с предыдущей конструкцией увеличивается незначительно.

Схема рулевого управления с автономным расположением рулевого механизма, распределителя и силового цилиндра (Рисунок 3.1.21, г) является наиболее гибкой с точки зрения компоновки и унификации элементов. Однако из-за повышенной склонности к автоколебаниям, увеличенного числа и длины шлангов и трубопроводов применяется сравнительно редко.

Схема компоновки усилителя и его характеристики выбираются в основном в зависимости от нагрузки, приходящейся на управляемые колеса. Кроме того, принимаются во внимание конструктивная и технологическая преемственности.

Характеристика гидроусилителя зависит от конструкции распределителя. Распределители бывают:

1) открытого и закрытого типов. В первом случае ширина кромок золотника меньше ширины соответствующих отверстий в корпусе. В результате при прямолинейном движении автомобиля нагнетательная и сливная магистрали усилителя через распределитель оказываются связанными с рабочими полостями

цилиндра. Поскольку насос усилителя работает постоянно, жидкость непрерывно циркулирует через распределитель. В распределителях второго типа в нейтральном положении золотника все магистрали перекрыты. Жидкость к распределителю подводится от гидроаккумулятора. Насос усилителя включается периодически и служит для подзарядки гидроаккумулятора. Такая система позволяет использовать насос с меньшей подачей и снизить затраты энергии на его привод;

2) с осевым или угловым перемещением золотника. В настоящее время большее распространение имеют распределители первого типа. Распределители с угловым перемещением золотника отличаются высокой чувствительностью и простотой привода;

3) с реактивными элементами и без них;

4) с самоустанавливающимся золотником или с его центрированием при помощи упругих элементов (пружин, торсиона). В первом случае центрирование осуществляется за счет действия жидкости на реактивные элементы, во втором — при смещении золотника возникает сила со стороны упругих элементов, стремящаяся вернуть золотник в нейтральное положение.

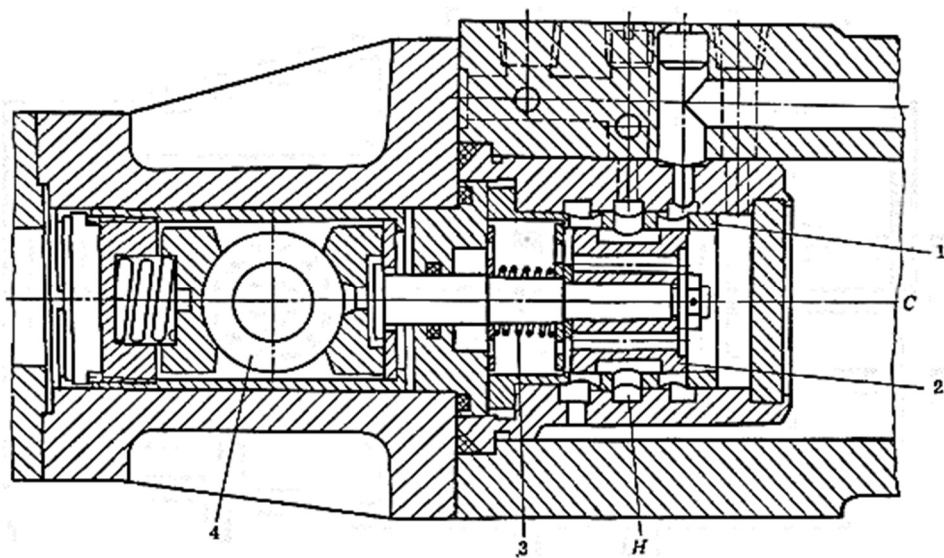


Рисунок 3.1.22. – Распределитель типа В (МА3-525)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
90

Наибольшее распространение получили распределители трех типов: с реактивными плунжерами и центрирующими предварительно сжатыми пружинами (тип А); с реактивными камерами и самоустанавливающимся золотником (тип Б); без реактивных элементов с центрирующими предварительно сжатыми пружинами (тип В).

Наиболее простым является распределитель типа В, обеспечивающий только кинематическое слежение (Рисунок 3.1.22). Золотник 2 перемещается относительно гильзы 1 с помощью шарового пальца 4, соединенного с сошкой рулевого механизма. Для этого необходимо преодолеть усилие установленной с предварительным натягом пружины 3. При этом нагнетательная магистраль Н соединяется с одной из полостей силового цилиндра, а сливная С — с другой. При отпускании рулевого колеса пружина возвращает золотник в среднее положение, в котором нагнетательная и сливная магистрали соединены между собой и с рабочими полостями цилиндра. В случае выхода из строя усилителя сохраняется возможность управления автомобилем при значительном увеличении усилия на рулевом колесе. Для снижения гидравлических потерь при неработающем насосе в корпус распределителя встроен шариковый клапан, через который при повороте автомобиля перетекает жидкость из одной полости цилиндра в другую.

Вариант конструкции распределителя типа Б показан на рисунке 3.1.23. Пальцы 5 и 4 крепятся соответственно к сошке и продольной тяге, а корпус 3 — к корпусу цилиндра, шток которого закреплен на левом лонжероне рамы. Палец 5 сошки может смещать золотник 1 в осевом направлении с помощью стакана 2 и тяги 6 на величину зазора δ .

Реактивные площади золотника выполняются пропорциональными рабочим площадям силового цилиндра справа и слева от поршня. Вследствие этого золотник при прямолинейном движении автомобиля несколько смещен от среднего положения в сторону реактивной камеры с меньшей площадью. Это обуславливает равенство сил, действующих на поршень справа и слева при

различных давлениях жидкости. Работает данный распределитель в соответствии со схемой, показанной на рисунке 3.1.20.

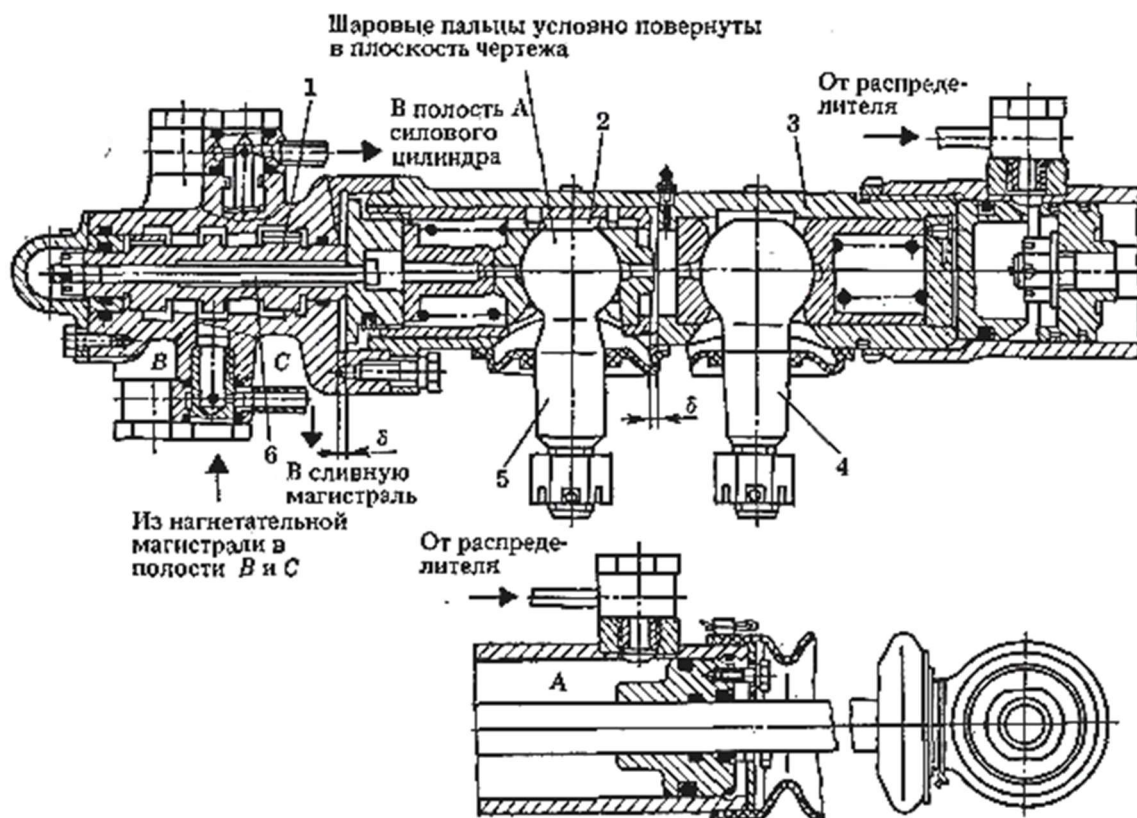


Рисунок 3.1.23. – Распределитель типа Б, выполненный в одном блоке с силовым цилиндром (МАЗ-500)

Из-за отсутствия центрирующих упругих элементов усилие, необходимое для смещения золотника относительно среднего положения, незначительно. Вследствие этого, распределители типа Б обладают повышенной чувствительностью к случайным воздействиям со стороны дороги, которые могут приводить к самовключению усилителя и влианию управляемых колес. Этот недостаток устранен в распределителях типа А с реактивными плунжерами и центрирующими предварительно сжатыми пружинами. Несмотря на более сложную конструкцию, они широко используются на автомобилях, и им отдается предпочтение при разработке усилителей для перспективных автомобилей. Эти конструкции, как и рассмотренные выше, относятся к распределителям с осевым перемещением.

В усилителе (Рисунок 3.1.24) нагнетательная магистраль постоянно соединена с полостью А между реактивными плунжерами 1 и 3. Максимальное осевое смещение золотника из среднего положения составляет 1,1 мм. Если повернуть рулевое колесо на некоторый угол, например, вправо, винт 5 повернется по часовой стрелке, стремясь переместить вправо поршень-рейку 4. При неподвижных управляемых колесах винт вывернется из неподвижной гайки и сместит золотник из среднего положения влево. Для смещения золотника 6 необходимо дополнительно сдвинуть влево плунжеры 3, на которые действуют силы пружин 2 и давление жидкости, стремящиеся вернуть золотник в среднее положение. В остальном работа данного усилителя аналогична работе рассмотренных выше усилителей.

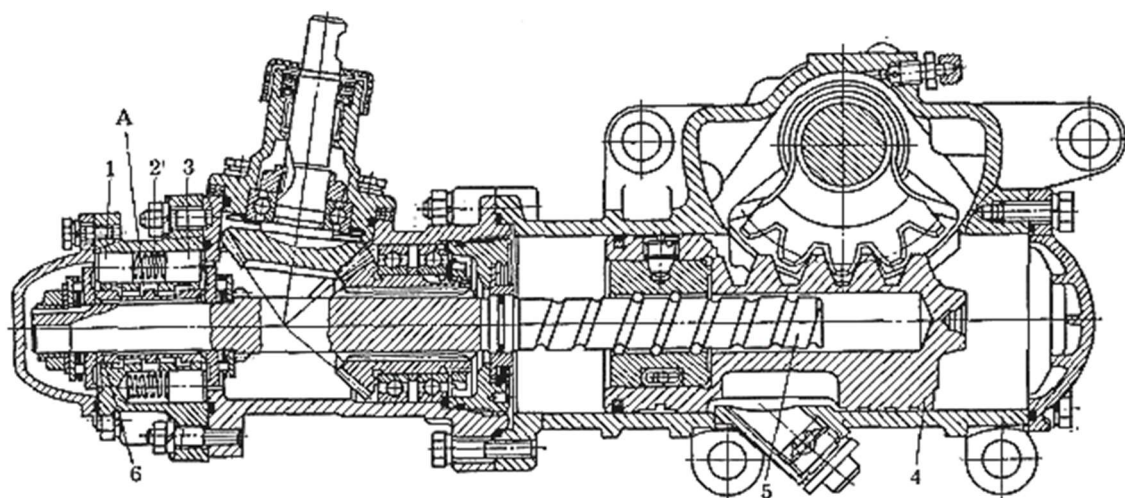


Рисунок 3.1.24. – Гидроруль (КамАЗ)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
93

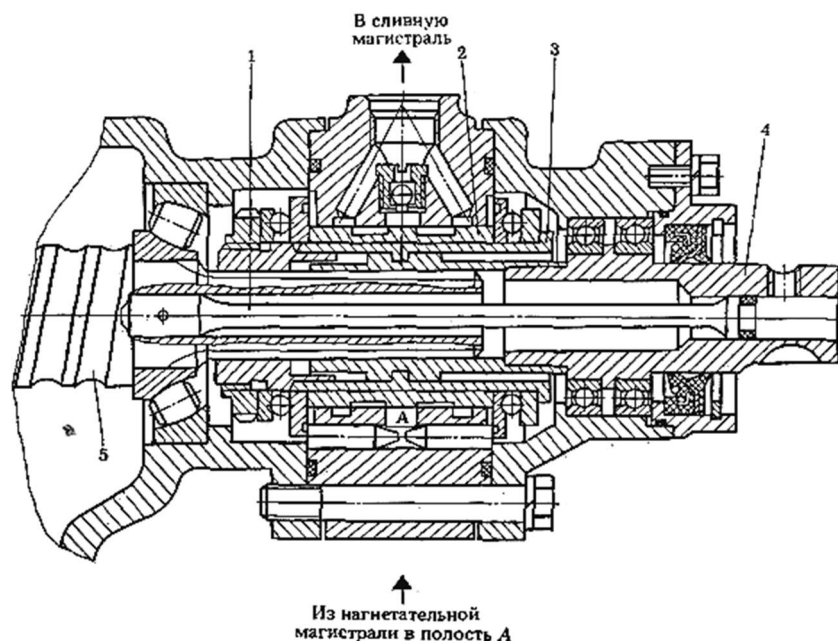


Рисунок 3.1.25. – Распределитель усилителя рулевого управления, предназначенный для автомобилей МАЗ

В распределителе, расположенном в одном корпусе с рулевым механизмом, винт 5, установленный в радиально-упорных роликоподшипниках, не имеет осевого перемещения (Рисунок 3.1.25). При повороте рулевого колеса винтовая втулка 3 с закрепленным на ней золотником 2 перемещается в осевом направлении, в результате чего усилитель начинает работать. Смещение золотника определяется угловым зазором в шлицевом соединении вала 4 и винта 5. Для удержания золотника в среднем положении имеется торсион 1, соединяющий вал и винт. В остальном работа данного распределителя принципиально не отличается от рассмотренных выше.

В распределителях тина А обеспечивается равенство давлений в рабочих полостях цилиндра. Поскольку активная площадь поршня со стороны штока меньше, при прямолинейном движении создается небольшая сила, стремящаяся повернуть управляемые колеса в одну сторону.

Момент на рулевом колесе от действия реактивных элементов распределителя в легковых автомобилях может достигать 1/3 момента сопротивления повороту колес. Чтобы сохранить следящее действие по усилию

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
94

и не допускать чрезмерного усилия на рулевом колесе, в некоторых усилителях вводятся устройства, ограничивающие реактивное действие распределителя.

Все рассмотренные выше распределители имеют осевое перемещение золотника. В наиболее распространенных схемах усилителей (Рисунок 3.1.21, а, б) привод золотника достаточно сложен, что является существенным недостатком конструкции. Привод существенно упрощается, если использовать золотник не с осевым, а с угловым перемещением (роторный). Такие усилители имеют незначительный гидравлический люфт, так как в этом случае золотник непосредственно соединен с нижним концом рулевого вала. Роторным распределителем трудно придать слежение по усилию, что является их недостатком.

На рисунке 3.1.26 показан вариант конструкции роторного распределителя. Золотник 2 имеет четыре длинных продольных паза, соединенных с нагнетательной магистралью, и четыре коротких, соединенных со сливом радиальными отверстиями. При отпущенном рулевом колесе золотник удерживается в среднем положении торсионом 1, соединяющим золотник и винт 4 рулевого механизма. Винт имеет беззазорное соединение с гильзой 3 при помощи пальца 5 и соединение с золотником при помощи торцевых зубьев, допускающих относительное угловое смещение золотника и гильзы до 3° . Таким образом, обеспечивается необходимое смещение золотника относительно гильзы для включения усилителя.

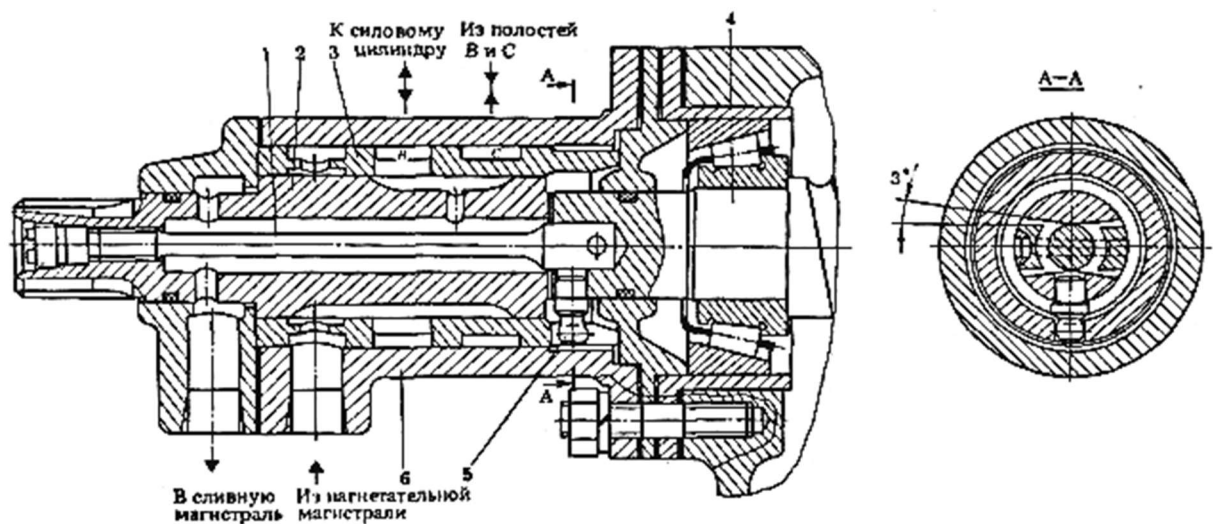


Рисунок 3.1.26. – Вариант конструкции роторного распределителя

При повороте рулевого колеса золотник поворачивается относительно гильзы на угол 3° , закручивая торсион и включая усилитель. При дальнейшем вращении рулевого колеса вместе с золотником вращается гильза относительно корпуса 6. Работа распределителя понятна из рисунка, она принципиально не отличается от работы рассмотренных выше распределителей с осевым перемещением золотника.

3.2. Конструирование и расчет узла

3.2.1. Кинематический расчёт рулевого управления

Кинематический расчёт заключается в определении углов поворота управляемых колёс, нахождении передаточных чисел рулевого механизма, привода и управления в целом [11].

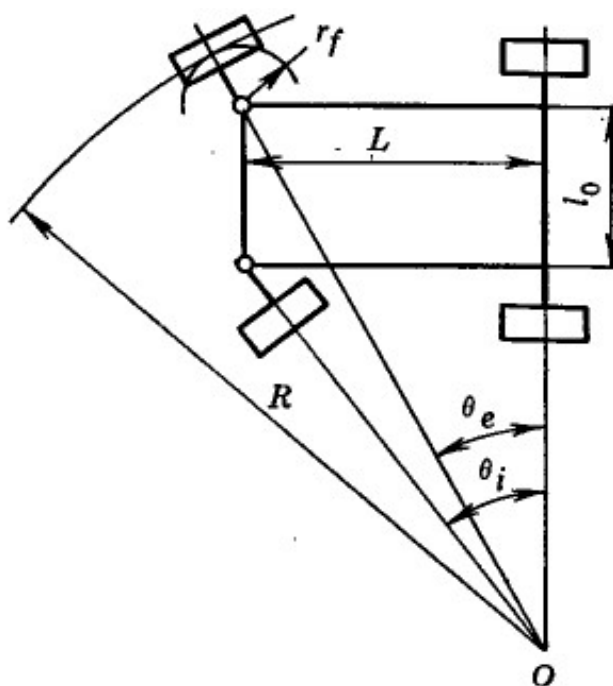


Рисунок 3.2.1. – Кинематика поворота жестких колес с одним управляемым мостом

Для того, чтобы управляемые жесткие колёса катились при повороте без проскальзывания, их мгновенный центр поворота должен лежать на пересечении осей вращения всех колёс (Рисунок 3.2.1.). Наружный θ_e (H_{\max}) и внутренний θ_i (BH_{\max}) углы поворота колёс связаны зависимостью

$$\operatorname{ctg}\theta_e - \operatorname{ctg}\theta_i = l_0/L, \quad (3.1)$$

где L – база автомобиля, м. $L = 1,550$ м;

l_0 – расстояние между точками пересечения осей шкворней с опорной поверхностью, м. $l_0 = 1,247$ м.

Угол θ_{imax} ограничивается по условиям компоновки автомобиля. В нашем автомобиле был принят равным 40° . После постановки θ_{imax} в (3.1) находится θ_{emax}

Максимальный угол поворота наружного колеса:

$$ctg\theta_e - ctg\theta_i = l_0/L \Rightarrow \theta_{emax} = \text{arctg}(l_0/L + ctg(\theta_{imax}));$$

$$\theta_{emax} = \text{arctg}(1247/1550 + ctg(40^\circ)) = 27^\circ.$$

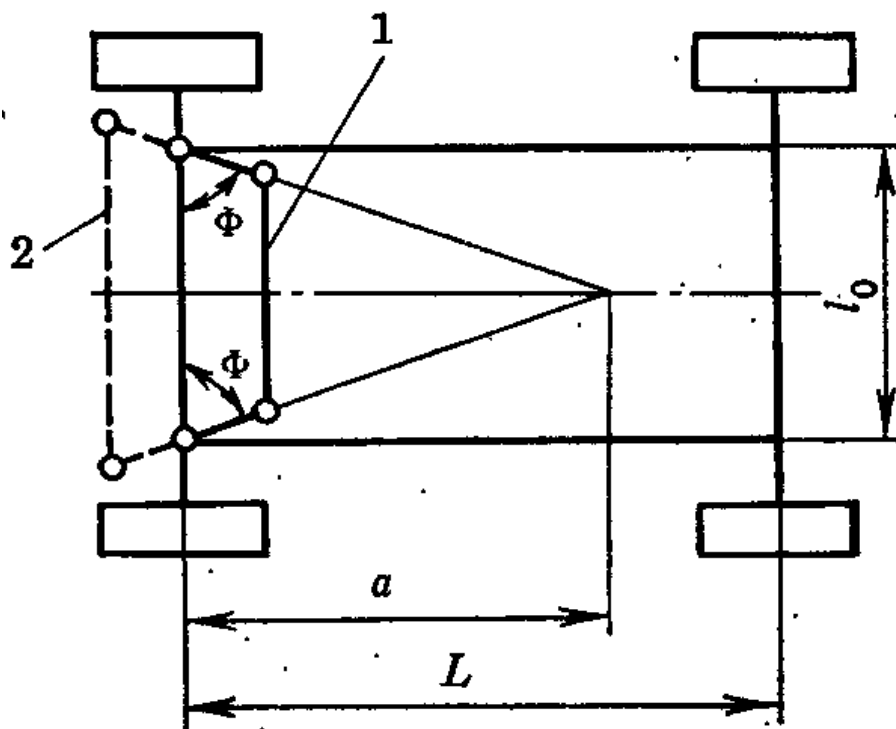


Рисунок 3.2.2. – Схемы расположения задней 1 и передней 2 рулевых трапеций

Подбор параметров трапеции при жестких в боковом направлении управляемых колеса начинается с определения угла Φ наклона боковых рычагов трапеции. Графическим методом определили угол Φ равный 68° .

Графическим методом определили ход рейки в одну сторону равен 38 мм. ($l_p = 38 * 2 = 76 \text{ мм} = 0,076 \text{ м}$).

Общее кинематическое передаточное число рулевого управления, определяемое передаточными числами механизма u_{PM} и привода u_{PP} , равно отношению полного угла поворота рулевого колеса к углу поворота колес от упора до упора:

$$u_{ру} = \frac{\alpha_{max}}{(\theta_e + \theta_i)_{max}},$$

где α_{max} – максимальный угол поворота рулевого колеса в обе стороны, град.
 $\alpha_{max} = 220^\circ$.

$$u_{ру} = \frac{220^\circ}{(27^\circ + 40^\circ)_{max}} = 3,3.$$

Передаточное число рулевого механизма

$$u_{рм} = \frac{\alpha_{max}}{l_p};$$

$$u_{рм} = \frac{220^\circ}{76} = 2,895.$$

Передаточное число рулевого привода

$$u_{ру} = u_{рм} \times u_{рп} \Rightarrow u_{рп} = \frac{u_{ру}}{u_{рм}};$$

$$u_{рп} = \frac{3,3}{2,895} = 1,141.$$

3.2.2. Силовой расчет рулевого управления

Основной задачей силового расчета является нахождение усилия на ободе рулевого колеса при повороте колес.

В силовом расчете определяются усилия: необходимое для поворота управляемых колес на месте; развиваемое цилиндром усилителя (если он имеется); на рулевом колесе при работающем и неработающем усилителе; на рулевом колесе со стороны реактивных элементов распределителя; на колесах при торможении; на отдельных деталях рулевого управления.

Наибольшего значения усилие на рулевом колесе достигается при повороте автомобиля, стоящего на сухом асфальтобетонном покрытии. В движении это усилие значительно снижается (до двух раз).

Сила F_p , необходимая для поворота управляемых колес стоящего на горизонтальной поверхности автомобиля, находится исходя из суммарного момента M_Σ на цапфах управляемых колес:

$$M_\Sigma = M_f + M_\varphi + M_\beta + M_\gamma,$$

где M_f – момент сопротивления перекачиванию управляемых колес при их повороте вокруг шкворней; M_φ – момент сопротивления деформации шин и трения в контакте с опорной поверхностью вследствие проскальзывания шины; M_β , M_γ – моменты, обусловленные поперечным и продольным наклонами шкворней (Рисунок 3.2.3.)

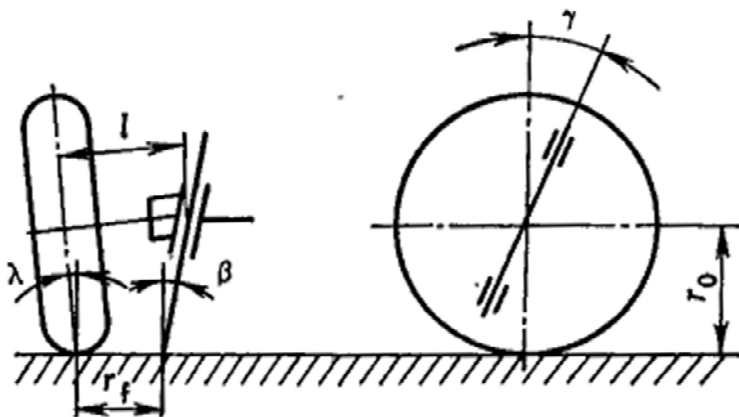


Рисунок 3.2.3. – К расчету момента сопротивления повороту колес

Момент сопротивления перекачиванию управляемых колес при их повороте вокруг шкворней:

$$M_f = f G_1 r_f = f G_1 [l - \pi r_0 (\lambda + \beta) / 180];$$

$$M_f = 0,018 \times 1177 \times 0,0335 = 0,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления деформации шин и трения в контакте с опорной поверхностью вследствие проскальзывания шины:

$$M_\varphi = \varphi G_1 r_\varphi;$$

$$M_\varphi = 0,8 \times 1177 \times 0,0379 = 35,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, обусловленный поперечным наклоном шкворня:

$$M_\beta = 0,5 G_1 r_f \sin \beta (\sin \theta_e + \sin \theta_i) \approx G_1 r_f \sin \beta \sin \theta_m ;$$

$$M_{\beta} = 0,5G_1r_f \sin \beta (\sin \theta_e + \sin \theta_i) =$$

$$= 0,5 \times 1177 \times 0,0335 \times \sin 4^{\circ} \times (\sin 27^{\circ} + \sin 40^{\circ}) = 1,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, обусловленный продольным наклоном шкворня:

$$M_{\gamma} \approx -G_1r_0 \sin^2 \gamma \sin \theta_m ;$$

$$M_{\gamma} \approx -1177 \times 0,26 \times \sin^2 5^{\circ} \times \sin 33^{\circ} = -1,28 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где G_l – осевая нагрузка, передаваемая управляемыми колесами; f – коэффициент сопротивления перекачиванию колес: $f \approx 0,018$; φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью: $\varphi \approx 0,8$; r_0 – расчетный радиус колеса; r_f – радиус обкатки колеса вокруг оси шкворня; r_{φ} – плечо силы трения скольжения относительно центра отпечатка шины. Если принять, что давление по площади отпечатка распределяется равномерно, $r_{\varphi} = 0,5\sqrt{r_c^2 - r_0^2}$; r_c – свободный радиус колеса. В случае, когда $r_0 \approx 0,96r_c$, $r_{\varphi} = 0,14r_c = 0,14r_0/0,96 = 0,14 \times 0,26/0,96 = 0,0379$; l – длина цапфы; λ – угол развала колес, град; β , γ – углы наклона шкворня в боковом направлении и назад, град; θ_e (H_{\max}), θ_i (BH_{\max}) – углы поворота наружного и внутреннего колес, град; θ_m – средний угол поворота колес: $\theta_m = (\theta_e + \theta_i)/2 = 33^{\circ}$.

Суммарный момента M_{Σ} на цапфах управляемых колес:

$$M_{\Sigma} = M_f + M_{\varphi} + M_{\beta} + M_{\gamma};$$

$$M_{\Sigma} = 0,71 + 35,71 + 1,5 + (-1,28) = 36,64 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Усилие на ободе рулевого колеса:

$$F_p = \frac{M_{\Sigma}}{(R_p u \eta)};$$

$$F_p = \frac{36,64}{(120 \times 3,3 \times 0,9)} = 102,72 \text{ Н}.$$

где R_p – радиус рулевого колеса, $R_p=120$ мм; η – КПД рулевого управления: $\eta = 0,9$; u – передаточное число рулевого управления, равное произведению передаточных чисел рулевого механизма и привода.

3.2.3. Расчет цилиндрической прямозубой передачи рулевого механизма

3.2.3.1. Выбор материалов и термической обработки колес

При мелкосерийном производстве и невысоких требованиях к размерам редуктора выбираем материалы [12]:

для шестерни сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 269–302 НВ, средняя твердость HB01 = 285;

для рейки сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 235–262 НВ, средняя твердость HB02 = 249.

3.2.3.2. Допускаемые контактные напряжения шестерни и рейки соответственно

Допускаемое контактное напряжение определяется по формуле:

$$[\sigma]_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_R Z_V}{S_H},$$

где σ_{Hlim} – предел выносливости по контакту,

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot HB + 70,$$

для шестерни $\sigma_{Hlim1} = 2 \cdot 285 + 70 = 640$ МПа;

для рейки $\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot 249 + 70 = 567$ МПа;

S_H – коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,1$;

Z_N – коэффициент долговечности,

Z_R – коэффициент учитывающий шероховатость,

Z_V – коэффициент учитывающий влияние окружной скорости,

В проектировочных расчетах допустимо принимать произведение $Z_N Z_R Z_V = 1$

Допустимые контактные напряжения:

для шестерни:

$$[\sigma]_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_R Z_V}{S_H} = \frac{640 \times 1}{1,1} = 581,818 \text{ МПа.}$$

для рейки:

$$[\sigma]_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N Z_R Z_V}{S_H} = \frac{567 \times 1}{1,1} = 515,5 \text{ МПа.}$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HP2} = 515,5 \text{ МПа.}$$

3.2.3.3. Допускаемые напряжения изгиба шестерни и рейки соответственно

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле:

$$[\sigma]_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_R Y_A}{S_F}$$

где σ_{Flim} – предел выносливости по изгибу,

$$\sigma_{Flim} = 1,75 \cdot HB,$$

$$\text{для шестерни } \sigma_{Flim1} = 1,75 \cdot 285 = 498 \text{ МПа;}$$

$$\text{для рейки } \sigma_{Flim2} = 1,75 \cdot 249 = 434,88 \text{ МПа;}$$

S_F – коэффициент запаса прочности, $S_F = 1,7$;

Y_N – коэффициент долговечности,

Y_R – коэффициент учитывающий шероховатость,

Y_A – коэффициент влияния двустороннего приложения нагрузки,

В проектировочных расчетах допустимо принимать произведение $Y_N Y_R Y_A = 1$

Допускаемое напряжение изгиба:

для шестерни:

$$[\sigma]_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_R Y_A}{S_F} = \frac{498 \times 1}{1,7} = 293 \text{ МПа.}$$

для рейки:

$$[\sigma]_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_R Y_A}{S_F} = \frac{434,88 \times 1}{1,7} = 256 \text{ МПа.}$$

3.2.4. Расчет параметров зацепления

Для расчета реечного зацепления исходными данными являлись максимальный угол поворота рулевого колеса при максимальном повороте управляемого колеса, а также ход рейки, который был определен графическим методом.

Исходные данные:

Модуль упругости (Юнга) $E=210000$ Мпа;

Коэффициент Пуассона $\mu=0,3$;

Твердость поверхности зуба HRC=30;

Коэффициент ширины зубчатого венца шестерни $\psi=0,5$;

Угол профиля $\alpha=20^\circ$;

Угол наклона зубьев $\beta=0^\circ$;

Коэффициент высоты головки $h_a^* = 1,0$;

Коэффициент радиального зазора $c^*=0,25$;

Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,38$;

Коэффициент смещения зубчатого колеса $x_l=0$;

Ширина рейки $B=20$ мм;

Высота рейки $H=16$ мм;

Длина нарезанной части рейки $L \approx 115$ мм;

Расчет:

1. Момент на рулевом валу

$$M_p = \frac{F_p D_p}{2},$$

где D_p – диаметр рулевого колеса, $D_p=240$ мм.

$$M_p = \frac{102,72 \times 0,24}{2} = 12,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Расчетный делительный диаметр шестерни:

$$d_p \geq \sqrt[3]{2 \times 2 \times M_p \times 1000 \times E / \pi \times (1 - \mu^2) \times [\sigma_H]^2 \times \psi \times \sin(2 \times \alpha)};$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
104

$$d_p \geq \sqrt[3]{2 \times 2 \times 12,4 \times 1000 \times \frac{210000}{\pi} \times (1 - 0,3^2) \times 515^2 \times 0,5 \times \sin(2 \times 20^\circ)}$$

$$= 35,1 \text{ мм.}$$

3. Расчетный модуль зацепления:

$$m_p = d_p / (17 \times \cos^3 \beta);$$

$$m_p = 35,1 / (17 \times \cos^3 0^\circ) = 2,07 \text{ мм.}$$

4. Модуль зацепления принимаем из стандартного ряда:

$$m = 2 \text{ мм.}$$

5. Расчетное число зубьев шестерни:

$$z_{1p} = 17 \times \cos^3 \beta;$$

$$z_{1p} = 17 \times \cos^3 0^\circ = 17 \text{ шт.}$$

6. Число зубьев шестерни принимаем равное:

$$z_1 = 20 \text{ шт.}$$

7. Делительный диаметр шестерни:

$$d = m \times \frac{z_1}{\cos \beta};$$

$$d = 2 \times \frac{20}{\cos 0^\circ} = 40 \text{ мм.}$$

8. Диаметр вершин зубьев шестерни:

$$d_a = d + 2m;$$

$$d_a = 40 + 2 \times 2 = 44 \text{ мм.}$$

9. Диаметр впадин зубьев шестерни:

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

$$d_f = 40 - 2,5 \times 2 = 35 \text{ мм.}$$

10. Ширина зубчатого венца шестерни:

$$b_1 \approx b_2 + (2 \dots 4)$$

$$b_1 \approx 20 + 4 = 24 \text{ мм.}$$

11. Ширина зубьев рейки:

$$b_2 \approx d\psi;$$

$$b_2 \approx 40 \times 0,5 = 20 \text{ мм.}$$

12. Окружная сила на шестерне (сила на рейке):

$$F_{t1} = F_{t2} = 2 \times \frac{M_p}{d_1} \times 1000;$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 2 \times 12,4/40 \times 1000 = 620 \text{ Н.}$$

13. Радиальная сила в зацеплении

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \times \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 620 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 225,7 \text{ Н}$$

Расчет рейки:

1. Нормальный шаг:

$$p_n = \pi m;$$

$$p_n = \pi \times 2 = 6,2832.$$

2. Число зубьев рейки:

$$z_2 = \frac{L}{p_n} + 0,5;$$

$$z_2 = 115/6,2832 + 0,5 = 18 \text{ шт.}$$

3. Уточненная длина нарезанной части:

$$L = (z_2 - 0,5)p_n;$$

$$L = (18 - 0,5) \times 6,2832 = 118 \text{ мм.}$$

4. Высота зуба:

$$h = (2h_a^* + c^*)m;$$

$$h = (2 \times 1 + 0,25) \times 2 = 4,5 \text{ мм.}$$

5. Высота головки зуба:

$$h_a = h_a^* m;$$

$$h_a = 1 \times 2 = 2 \text{ мм.}$$

6. Толщина зуба:

$$\bar{s}_y = 0,5\pi m;$$

$$\bar{s}_y = 0,5\pi \times 2 = 3,1416.$$

3.2.5. Проверочный расчет на прочность

3.2.5.1. Проверочный расчет передачи на контактную прочность

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u + 1)}{d_1 b_2 u}} \leq [\sigma_{HP}],$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес:

$$Z_E = \sqrt{0,175 \times E} = 194 \text{ МПа};$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для прямозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{4 - 1,54/3} = 0,91$

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] = [1,88 - 3,2(1/20 + 1/18)] = 1,54;$$

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Для прямозубых передач $Z_H \approx 2,49$;

K_H – коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\beta} K_{H\nu}$,

где – $K_{H\beta}$ коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. $K_{H\beta} = 1,02$;

$K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку. $K_{H\nu} = 1,002$;

$$K_H = 1,02 \times 1,002 \approx 1,022$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 194 \times 0,91 \times 2,49 \times \sqrt{\frac{620 \times 1,022 \times (2,895 + 1)}{40 \times 20 \times 2,895}} = 450 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 450 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HP}] = 515 \text{ МПа},$$

Отклонение расчетного напряжения от допускаемых контактных напряжений

$$\Delta\sigma_H = \frac{450 - 515}{515} * 100 = -13 \text{ \%}.$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
107

Недогрузка передачи составляет 13 %.

3.2.5.2. Проверочный расчет передачи на прочность при изгибе

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_2 m} Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_F],$$

где K_F – коэффициент нагрузки;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 27,9 \frac{x}{z_v} + 0,092 x^2,$$

где z_v – эквивалентное число зубьев колес;

x – коэффициент смещения;

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 1$;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1$.

Для прямозубых передач без смещения исходного контура $x_1 = x_2 = 0$ и $z_v = z$.

Для шестерни:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{20} = 4,13;$$

Для рейки:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{18} = 4,203;$$

K_F – коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$,

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. $K_{F\beta} = 1,026$;

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку. $K_{Fv} = 1,006$;

$$K_F = 1,026 \times 1,006 \approx 1,032$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях рейки

$$\sigma_{F2} = \frac{620 \times 1,032}{20 \times 2} \times 4,203 \times 1 \times 1 = 66,85 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{FP} = 256 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = \frac{66,85 \times 4,13}{4,203} = 65,68 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{FP} = 293 \text{ МПа.}$$

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>109</i>

4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1. Разработка чертежа общего вида, сборочного чертежа

Теперь, когда рассчитаны параметры рулевого управления, можно приниматься за эскизы. Было потрачено немало времени, чтобы прийти к разработанной конструкции рулевого механизма. Для начала был создан чертеж общего вида рулевого механизма, затем сборочный чертеж. Также выполнил 3D модель рулевого механизма.

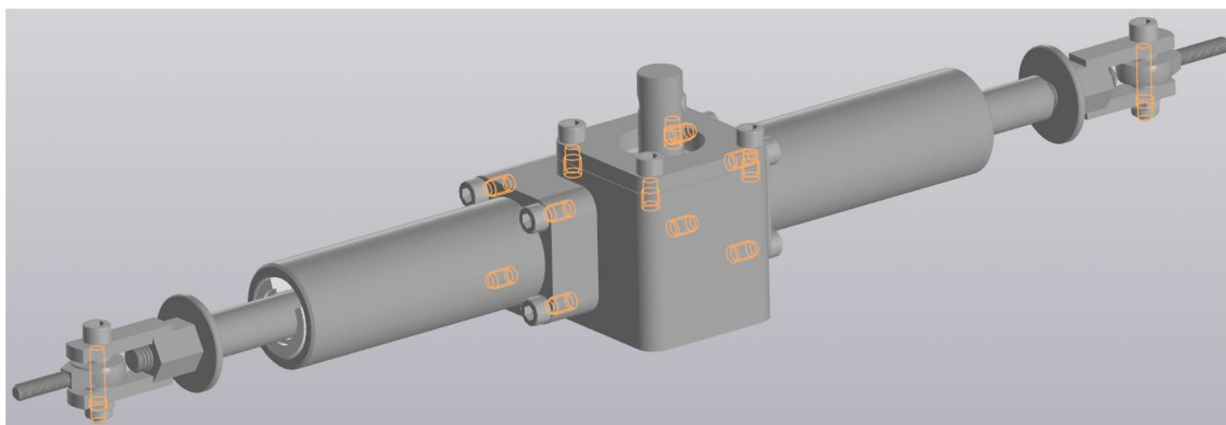


Рисунок 4.1.1. – 3D модель рулевого механизма

4.2. Производство деталей рулевого механизма

Были выполнены чертежи всех деталей, входящих в состав рулевого механизма. Следует отметить, что часть деталей были изготовлены непосредственно в гараже. К примеру наконечник, к которому крепится боковая тяга и некоторые другие детали.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>110</i>



Рисунок 4.2.1. – Изготовленные детали рулевого механизма

4.3. Сборка реечного рулевого механизма на гоночном автомобиле

Собирать гоночный болид ничуть не легче, чем проектировать. Требовались определенные навыки работы с инструментом, точные замеры, терпение и трудолюбие для того, чтобы качественно и в срок собрать рулевое управление. Порядок сборки:

- 1) Установка подшипника 6-80103 в корпус рулевого механизма;
- 2) Установка линейных подшипников LM 16 UU OP в чулок;
- 3) Соединение первого чулка с корпусом рулевого механизма при помощи четырех болтов М6х12 DIN 912;
- 4) В линейный подшипник LM 16 UU OP вставить первый вал;
- 5) Зубья рейки смазать густой смазкой Литол-24 ГОСТ 21150-87;
- 6) Соединить рейку с первым валом;
- 7) Соединить рейку со вторым валом;

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
111

- 8) В линейный подшипник LM 16 UU OP вставить второй вал;
- 9) Соединение второго чулка с корпусом рулевого механизма при помощи четырех болтов М6х12 DIN 912;
- 10) Зубья вал-шестерни смазать густой смазкой Литол-24 ГОСТ 21150-87;
- 11) Установка зацепления между рейкой и вал-шестерней;
- 12) Установка подшипника 6-80103 в крышку;
- 13) Соединение крышки с корпусом рулевого механизма при помощи четырех болтов М6х12 DIN 912;

4.4. Установка реечного рулевого механизма на гоночном автомобиле

Порядок установки:

- 1) Установка опор рулевого механизма;
- 2) Установка рулевого механизма на опоры;
- 3) Центрирование рулевого механизма для установки боковых рычагов.
- 4) Соединение крышки опоры с опорой при помощи двух болтов М6х45 DIN 912 (в двух местах).

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>112</i>

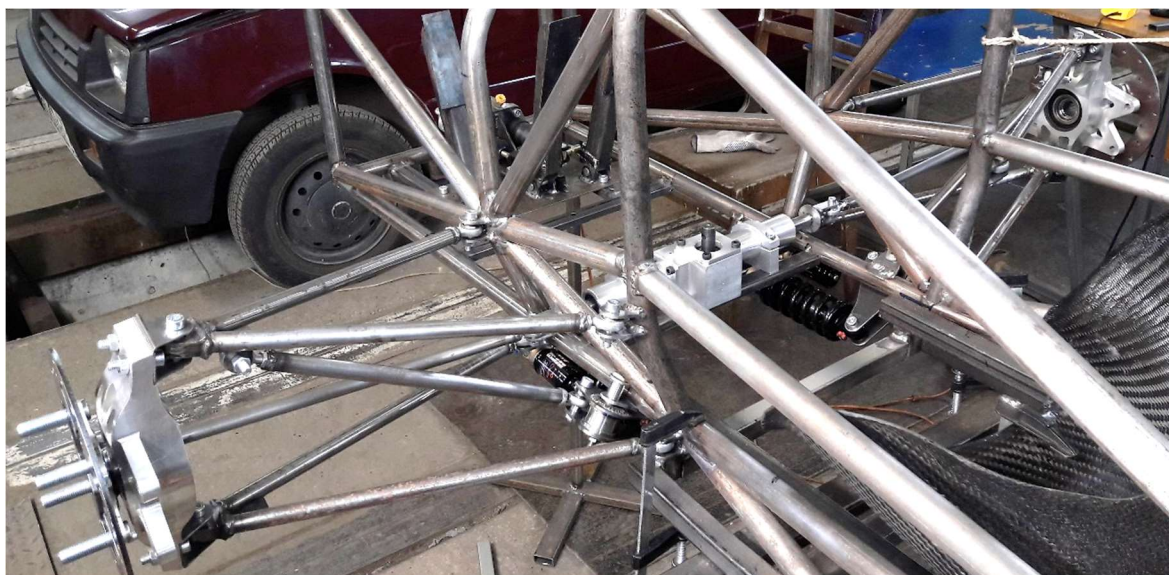
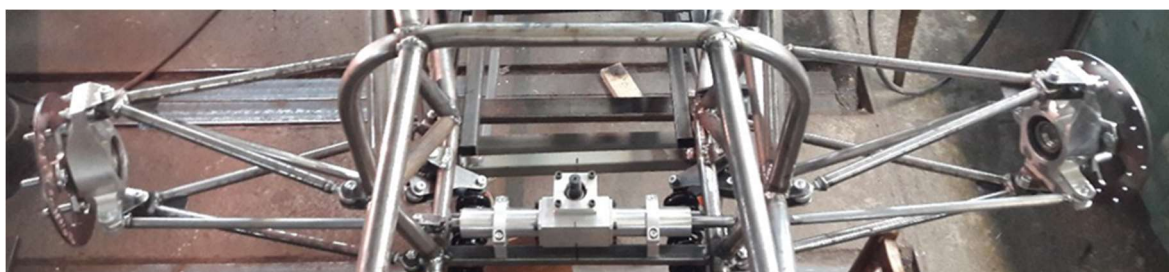


Рисунок 4.3.1. – Рулевой механизм в сборе

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

*Лист
113*

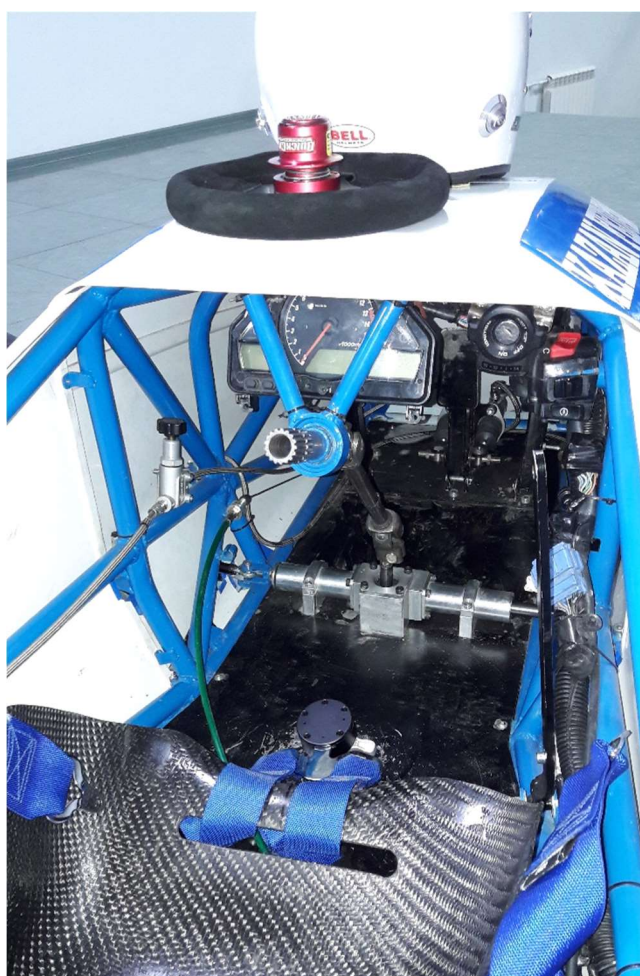


Рисунок 4.3.2. – Рулевое управление в сборе

Рулевое управление спроектировано и собрано, а также установлено на гоночный автомобиль класса «Формула студент» показанный на рисунке 4.3.2.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
114



Рисунок 4.3.3. – Гоночный автомобиль класса «Формула студент» команды FS
KFU

5. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В данном разделе рассматривается организация рабочего места инженера–конструктора, оптимизация микроклимата на рабочем месте, требования к освещению рабочего места, электро- и пожаробезопасности, меры защиты при чрезвычайных ситуациях, опасные и вредные факторы при выполнении работ.

5.1. Характеристика учебного заведения по опасным и вредным факторам

Научно-технический прогресс внёс изменения в условия производственной деятельности работников умственного труда. Их труд стал более интенсивным, напряжённым, требующим затрат умственной, эмоциональной и физической энергии. Это имеет прямое отношение и к специалистам, связанным с проектированием, разработкой, и модернизацией автомобилей и автоагрегатов различного назначения.

На рабочем месте инженера-конструктора должны быть созданы условия для высокопроизводительного труда. В настоящее время всё большее применение находят автоматизированные рабочие места, которые оснащаются персональными компьютерами.

Инженер-конструктор испытывает значительную нагрузку, как физическую (сидячее положение, нагрузка на глаза), так и умственную, что приводит к снижению его трудоспособности к концу рабочего дня.

На рабочем месте оператор подвергается воздействию следующих неблагоприятных факторов:

- недостаточное освещение;
- шум от работающих компьютеров
- электромагнитное излучение;
- выделение избытков теплоты.

Поэтому необходимо разработать средства защиты от этих вредных факторов. К данным средствам защиты относятся: вентиляция, искусственное

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>116</i>

освещение, звукоизоляция. Существуют нормативы, определяющие комфортные условия и предельно допустимые нормы запылённости, температуры воздуха, шума, освещённости. Так, для лёгкой работы, выполняемой в помещениях с незначительными избытками явной теплоты в холодный период года, допустимые параметры следующие: температура 19...25°C, относительная влажность не более 75%, скорость движения воздуха не более 0,2 м/с.

В системе мер, обеспечивающих благоприятные условия труда, большое место отводится эстетическим факторам: оформление производственного интерьера, оборудования, применение функциональной музыки и др., которые оказывают определённое воздействие на организм человека. Важную роль играет окраска помещений, которая должна быть светлой.

5.2. Опасные и вредные факторы, имеющие место при выполнении исследовательской работы

5.2.1. Источники шума

Источниками шума могут являться: а) ПК работающая; б) принтер работающий.

Таблица 5.2.1. Предельные уровни звука, децибел, на рабочих местах.

Категория напряженности труда	Категория тяжести труда			
	Легкая	Средняя	Тяжелая	Очень тяжелая
Мало напряженный	80	80	75	75
Умеренно напряженный	70	70	65	65
Напряженный	60	60	-	-
Очень напряженный	50	50	-	-

Максимальный показатель уровня шума на исследуемом участке (рабочее место инженера) не должен превышать показателя 50дБА. Для того чтобы

снизить данный показатель, внутренние стены помещений облицовывают (покрывают) материалами, которые способны поглощать звук. Чтобы снизить уровень вибрации, оборудование устанавливают на специальные виброизоляторы.

5.2.2. Температурный режим

Такие показатели как скорость ветра в помещении, температура, а также относительная влажность необходимо поддерживать:

- а) в условиях теплого сезона (показатель среднесуточной температуры не менее +10 °С): температура +20...22 °С, относительная влажность воздуха 40...60%, скорость движения воздуха не превышает 0,4 м/с;
- б) в условиях холодного сезона (показатель среднесуточной температуры не более +10°С): температура +17...19 °С, относительная влажность воздуха 40...60%, скорость движения воздуха не превышает 0,3 м/с.

Освещение в рабочем помещении искусственное: местное и общее (дневные лампы), а также совмещенное-естественное (свет через окна в стене). Расположение плафонов имеет форму сдвоенных рядов, где лампы в количестве 2 штук располагаются в каждом из них. В одном ряду, между платформами, расстояние составляет примерно 1,3 м. Расстояние между рядами – 5м. Высота подвеса плафона составляет примерно 2 метра.

5.2.3. Электротравмы

Вероятность получения электротравмы возрастает, при неисправностях освещения, проводки и в том числе прочих механизмов и приспособлений. Данное помещение относится ко второму классу степени опасности поражения электрическим током. Это обусловлено большой вероятностью одновременного контакта металлического корпуса оборудования и с металлическими элементами технологического оборудования, которые имеют соединение с землей

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>118</i>

(металлоконструкциями здания). В данном случае, чтобы избежать поражение электрическим током, необходимо заземлить электроустановки, которые находятся под напряжением.

5.2.4. Взрывоопасность и пожарная безопасность

Данное помещение по взрывоопасной и пожарной безопасности относится к «В» категории.

Таблица 5.2.4.1. - Опасные и вредные факторы

1. Физ. факторы		
Подвижные части оборудования	Вращающиеся части инструмента	Шумность, вибрационный
Повышенная загрязненность воздуха	Отходы от жизнедеятельности человека	Перегрев организма
Повышенное напряжение электричества	Электросети и оборудование с электроприводом	Удар электрическим током
Электромагнитное и ионизирующее излучение	Монитор ПК	Повышенная усталость и влияние на органы зрения
Недостаточное естественное освещение	Осветительное оборудование	Влияние на органы зрения, повышенная утомляемость
2. Хим. факторы		
Раздражающие вещества	Пыль	Воздействие на органы дыхания
3. Психофизические факторы		
Физические перегрузки	Утомление, нагрузка на позвоночник	
Нервно-психические	Социальное общение с коллективом, усталость, эмоциональное напряжение психологическое	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лист
119

5.3. Электромагнитные поля

В следующей таблице 5.3.1. отражены допустимые значения параметров неионизирующих электромагнитных излучений, исходящих от компьютерного монитора.

Максимальный показатель рентгеновского излучения оператора компьютера на рабочем месте не должен превышать значения 10 мкбэр/ч. Показатели интенсивности ультрафиолетового и инфракрасного излучений от монитора фиксируются в пределах 10...100 мВт/м².

Таблица 5.3.1. – Доп. значения параметров неионизирующих электромагнитных излучений (в соответствии СанПиНом 2.2.2.542-96)

Наименование параметра	Допустимые значения
Напряженность электрической составляющей электромагнитного поля	10 В/м
Напряженность магнитной составляющей электромагнитного поля на расстоянии 50 см от поверхности видеомонитора	0,3 А/м
Напряженность электростатического поля не должна превышать: - для взрослых пользователей - для дошкольников и школьников - для средних специальных и высших учебных заведений	20 кВ/м 15 кВ/м 20 кВ/м

В целях избежать повышенного воздействия излучений различных видов, чаще всего применяют мониторы с пониженным уровнем излучения вредных факторов. Так же необходимо устанавливать защитные экраны и соблюдать регламентированные режимы труда.

5.4. Мероприятия по созданию безопасных условий труда на рабочем месте

5.4.1. Мероприятия посвященные охране труда

Одним из важнейших мероприятий по охране труда является инструктаж рабочих и служащих по технике безопасности, производственной санитарии, противопожарной охране и другим правилам охраны труда.

Существует множество видов инструктажа. Состоялся вводный инструктаж, главным условием которого было обязательное прохождение его всеми вновь трудоустроившимися на предприятие, а также командированные и учащиеся, которые прибыли на практику.

Регламентированные перерывы в течение всей рабочей смены необходимы для обеспечения оптимальной работоспособности и в том числе, для сохранения здоровья сотрудников. При учете их категории работы, а также уровня тяжести, необходимо установить перерывы, два часа с момента начала рабочей смены и через 1,5÷2,0 часа после обеденного перерыва. Продолжительность каждого должна составлять 10-15 минут через каждый час работы.

5.4.2. План мероприятий

К планировочным мероприятиям часто относят рациональное расположение рабочих мест, что обеспечит: а) доступ сотрудника к рабочему месту; б) возможность срочной эвакуации рабочих; в) дальность источников шума, вибрационных, токсичных веществ и тому подобные.

5.4.3. Обеспечение технической безопасности

Необходимо осуществить системы освещения рабочего места, приточной и вытяжной вентиляции, климатических условий. В том числе, не стоит забывать, что электрооборудование должно обеспечивать полное отсутствие соприкосновения персонала с деталями, которые находятся под напряжением.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>121</i>

Таблички с указателями, которые будут информировать о месте нахождения эвакуационного выхода или оборудования под высоким напряжением должны быть расположены в заранее предусмотренных и хорошо просматриваемых местах инженерного помещения.

5.4.4. Эргономика рабочего места

Одной из важнейших проблем эргономического проектирования является проектирование рабочих мест, которые снабжены видеотерминалами.

Рабочее пространство и взаимное положение или расположение всех его элементов должно удовлетворять физическим (физическая усталость) и психологическим требованиям.

Немаловажным фактором так же является характер работы. Например, при организации рабочего места инженера, необходимо соблюдать такие основные условия как:

- одним из лучших размещений оборудования, которое входит в рабочее место;
- необходимое рабочее пространство, которое позволило бы осуществлять требуемые перемещения.

К эргономическим аспектам проектирования видеотерминальных рабочего пространства, относят: высоту рабочего стола, размеры пространства для ног сидящего, расположению документов (различного размещения документов, расстояние от глаз пользователя до экрана, документа, клавиатуры и так далее), требования к покрытию рабочего стола. Регулируемость разных элементов рабочего пространства.

Именно стол и кресло принято считать основными элементами рабочего места инженера. Положение сидя – основное рабочее положение. Это обусловлено тем, что именно данная поза вызывает минимальное утомление при работе. Четкий порядок является немаловажной составляющей рационального планирования рабочего пространства. Например, то, что максимально часто

необходимо для рабочего процесса, как правило, располагается в зоне легкой досягаемости.

Существует такое понятие, как «моторное поле». Это рабочего места, в котором осуществляется двигательные действия человека.

Понятие «максимальная зона досягаемости рук» расшифровывается как часть двигательного поля рабочего места, которое ограничено дугами, описываемыми максимально вытянутыми руками при движении их в плечевом суставе.

Оптимальная зона – часть моторного поля рабочего места, ограниченного дугами, описываемыми предплечьями при движении в локтевых суставах с опорой в точке локтя и с относительно неподвижным плечом.

Зоны досягаемости рук в горизонтальной плоскости показаны на рисунке 5.4.4.1.

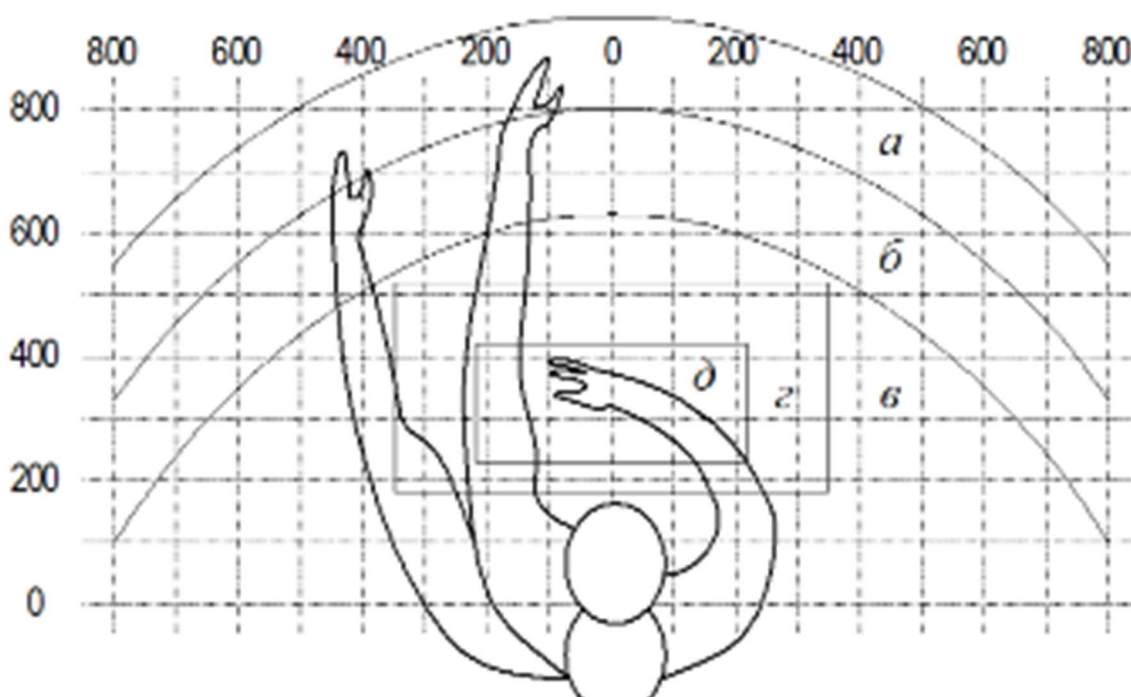


Рисунок 5.4.4.1. Зоны досягаемости рук в горизонтальной плоскости: а - зона максимальной досягаемости; б - зона досягаемости пальцев при вытянутой руке; в - зона легкой досягаемости ладони; г - оптимальное пространство для грубой ручной работы; д - оптимальное пространство для тонкой ручной работы.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ

Лучшее размещение предметов труда и бумаг в зонах досягаемости:

1. Экран - размещается в зоне а (в центре);
2. Системный блок - размещается в предусмотренной нише стола;
3. Клавиатура - в зоне г/д;
4. «МЫШЬ» - в зоне в справа;
5. Ксерокс - в зоне а/б (слева);
6. Ксерокс - находится в зоне а (справа);
7. Документы и бумаги: необходимые при работе - в зоне быстрой досягаемости ладони, а в выдвижных ящиках стола - книжки, неиспользуемые постоянно.

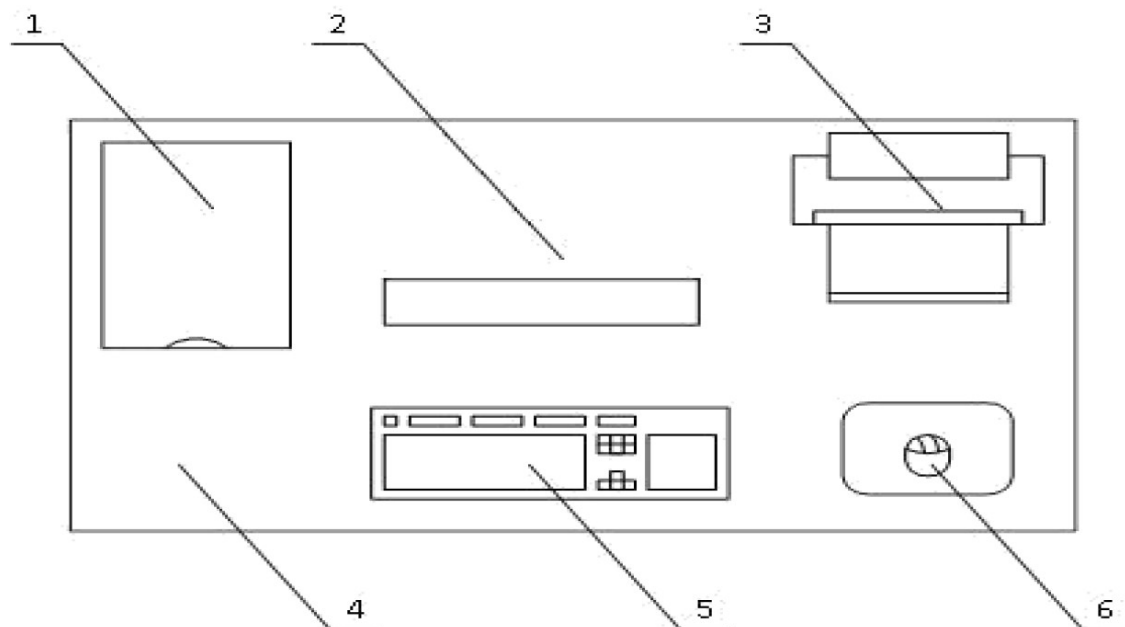


Рисунок 5.4.4.2. – Пример размещения основных и периферийных составляющих ПК на рабочем столе инженера: 1– сканер или ксерокс, 2 – монитор, 3 – принтер или ксерокс, 4 – поверхность рабочего стола, 5 – клавиатура, 6 – «мышь».

Чтобы работа проходила в комфортных для сотрудника условиях, необходимо следовать нижеперечисленным пунктам:

- 1) высота стола должна быть выбрана с учетом возможности сидеть свободно, в удобной позе, при необходимости опираясь на подлокотники;

- 2) нижняя часть стола должна быть сконструирована так, чтобы программист мог удобно сидеть, не был вынужден поджимать ноги;
- 3) поверхность стола должна обладать свойствами, исключающими появление бликов в поле зрения программиста;
- 4) конструкция стола должна предусматривать наличие выдвижных ящиков (не менее 3 для хранения документации, листингов, канцелярских принадлежностей, личных вещей).
- 5) Рабочая поверхность не должна превышать показатель высоты более чем на 680-760 мм;
- 6) Высота поверхности, где будет располагаться клавиатура, должна быть примерно 650 мм.

Важным элементом рабочего места студента является кресло. Оно выполняется в соответствии с ГОСТ 21.889-76. При проектировании кресла исходят из того, что при любом рабочем положении программиста его поза должна быть физиологически правильно обоснованной, т.е. положение частей тела должно быть оптимальным. Для удовлетворения требований физиологии, вытекающих из анализа положения тела человека, в положении сидя, конструкция рабочего сидения должна удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) допускать возможность изменения положения тела, т.е. обеспечивать свободное перемещение корпуса и конечностей тела друг относительно друга;
- 2) допускать регулирование высоты в зависимости от роста работающего человека (в пределах от 410 до 560 мм);
- 3) иметь слегка вогнутую поверхность,
- 4) иметь небольшой наклон назад.

Желательно, при проектировании рабочего пространства предусматривать возможность многофункционального размещения документов: сбоку от видеотерминала, между монитором и клавиатурой и т.п. В случаях, когда

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		125

видеотерминал имеет низкое качество изображения, расстояние от глаз до экрана не должно быть менее 700 мм, а расстояние от глаза до документа около 300-450 мм. Но зачастую, если качество изображения высокое, на видеотерминале расстояние от глаз пользователя до экрана, документа и клавиатуры может быть равным. Обязательно необходимо правильно регулировать экран: по высоте +3 см; по наклону от -10 до +20 относительно вертикали; в правом и левом направлениях.

Также очень многое зависит от правильной рабочей позы сотрудника (пользователя). В том случае, если сотрудник занимает неудобное положение, возможно появление болей в двигательных мышцах, суставах и сухожилиях. Существуют следующие основные правила к рабочей позе сотрудника: наклон головы не должен составлять более 20; состояние плечевых суставов должно быть расслабленным; локти находятся под углом 80...100; предплечья и кисти рук расположены в горизонтальном положении.

Такие факторы как отсутствие подставки для документов, высокое расположение клавиатуры, низкое расположение документов, отсутствие места для руки и кисти, маленькое пространство для ног, являются причиной неправильной позы. Для того чтобы избежать указанных недостатков, необходимо следовать рекомендациям: приобретать передвижную клавиатуру; предусматривать специальные приспособления и оборудования с регулированием высоты стола, клавиатуры и экрана.

Одно из важнейших значений имеют размеры значков на компьютере, плотность их размещения, яркость экрана и фоновая заставка. В том случае, если расстояние от глаз до экрана составляет 60...80 см, высота значка не должна быть менее 3 мм, а оптимальное соотношение ширины и высоты значка составляет 3:4. В то же время, расстояние между значками должно составлять 15...20% их высоты. Соотношение яркости фона экрана и символов - от 1:2 до 1:15.

Медицинские работники советуют устанавливать монитор на расстоянии 50-60 см от глаз, при работе с компьютером, дело в том, что верхняя часть видеодисплея должна располагаться на уровне глаз или чуть ниже этого уровня, так как в тот момент, когда человек смотрит прямо перед собой, его глаза открываются шире, чем, когда он смотрит вниз. В данной ситуации площадь обзора увеличивается, что несет за собой обезвоживание глаз.

Таким образом, мы видим, что создание благоприятных условий труда и правильное эстетическое оформление рабочих мест на производстве ведет к значительному облегчению труда, а также повышает его привлекательность, положительно влияющей на производительность труда.

5.5. Требования к электробезопасности на рабочем месте

Данное помещение можно отнести ко второму классу по степени опасности поражения электрическим током. Это обусловлено тем, что на участке возможно прикосновение сотрудников к электрооборудованию и металлоконструкциям, имеющим связь с землёй.

Преднамеренное электрическое соединение с землей называется защитным заземлением. К заземлению подлежат элементы, сделанные из металла электроустановок, которые доступны для соприкосновения с человеком. Данные электроустановки не имеют других видов защиты.

5.6. Пожарная безопасность на рабочем месте

Так как в данном помещении находятся такие вещества как, смазки, краска (сгораемые вещества), то помещение смело можно отнести к категории «В» по степени взрывоопасной и пожарной безопасности.

В случае возгорания, срочно использовать, в зависимости от класса пожара, огнетушащие средства: класс «Е» (электроустановки) – порошковые огнетушители вместимостью 2 литра; хладоновые огнетушители вместимостью

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>127</i>

2 (3) литра; углекислотные огнетушители вместимостью 5 (8) литра, класс «А» (твердые горючие материалы). Если же класс «В» (плавящееся при нагревании материалы), то рекомендуется использовать пену, порошки, распылённую воду.

Все помещения обязательно должны быть оборудованы первичными средствами для тушения пожара, в том случае, если персоналу будет необходимо действовать в экстренной ситуации.

В случае пожара, срабатывает охранная сигнализация, которая извещает органы пожарной охраны о месте возникновения пожара.

5.7. Экологические соответствия проектируемого объекта

Вредные выбросы в атмосферу отсутствуют. Такие показатели как «тепловое и электромагнитное излучение» являются не значительными, а шум не «уходит» за пределы помещения.

5.8. Требование к освещению рабочего места

Одним из важнейших факторов является освещение рабочего места. И искусственный и естественный свет являются необходимыми элементами в производственном помещении.

К современному производственному освещению, в том числе освещению помещений, а также гаражных боксов Набережночелнинского института Казанского (Приволжского) федерального университета (НЧИ К(П)ФУ), предъявляются высокие требования, как гигиенического, так и технико-экономического характера. Правильно спроектированное и выполненное освещение обеспечивает высокий уровень работоспособности, оказывает положительное психологическое воздействие на учащихся и работающих, способствует повышению производительности труда.

К системам производственного освещения предъявляются следующие основные требования:

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>128</i>

- Отсутствие резких теней, прямой и отраженной блескости;
- Соответствие уровня освещенности рабочих мест характеру выполняемой зрительной работы;
- Экономичность, долговечность, электро- и пожаробезопасность, эстетичность, удобство и простота эксплуатации.
- Оптимальная направленность излучаемого осветительными приборами светового потока.

В аудитории рабочие места учащихся, работающих с дисплеями, расположены таким образом, чтобы оконные проемы находились сбоку. Окна снабжены жалюзи.

Для исключения засветки экранов дисплеев прямыми световыми потоками светильники общего освещения расположены сбоку от рабочего места, параллельно линии зрения оператора и стене с окнами.

5.9. Безопасность в чрезвычайной ситуации

Разберемся, что же означает понятие «Чрезвычайная ситуация». Это в первую очередь состояние, при котором может в результате возникновения источника, появляется опасность жизни и здоровью человека, наносится ущерб имуществу населения.

Чрезвычайные ситуации (ЧС) можно классифицировать следующим образом:

1. ЧС, связанные со стихийными бедствиями (землетрясения, катастрофы, наводнения, ураганы и штормовые ветры, снежные бури и заносы, сели оползни, обвалы, лавины, лесные и торфяные пожары, эпидемии и др.).
2. ЧС, связанные с выбросом вредных веществ в окружающую среду (аварии на АЭС и других объектах ядерной энергетики с выбросом (утечкой) радиоактивных веществ (РВ) в атмосферу; аварии на объектах, имеющих сильно действующие ядовитые вещества (СДЯВ), с выбросом (утечкой) их

в окружающую среду; аварии на производственных предприятиях с выбросом (утечкой) биологических средств (БС).

3. ЧС, связанные с возникновением пожаров и взрывов и их последствиями (разрушение и повреждение зданий, сооружений, технологических установок, емкостей и трубопроводов на предприятиях со взрыво- и пожароопасной технологией; пожары и взрывы в населенных пунктах и на транспортных коммуникациях и т.д.).

4. ЧС конфликтного характера (вооруженные нападения на военные объекты и склады, волнения в отдельных районах, вызванные выступлениями экстремистских групп (элементов), применение оружия массового поражения (ОМП) и других современных средств поражения).

В результате различных ЧС возникает очаг поражения – территория, в пределах которой произошли массовые разрушения и повреждения зданий, сооружений и других объектов, сопровождающиеся поражениями и гибелью людей, животных, растений.

В данном помещении используются два направления минимизации возникновения чрезвычайных ситуаций:

1. Разработка мероприятий, которые способствуют уменьшению вероятности опасного поражающего потенциала технологических систем;
2. Подготовка объекта, персонала и населения к действиям в условиях чрезвычайных ситуаций.

С целью осуществления контроля, за наблюдением мер безопасности возможно проведение лекций, которые включают в себя: общую информацию об объекте; анализ опасности промышленного объекта; обеспечение готовности промышленного объекта к ликвидации чрезвычайной ситуации; информирование общественности; приложения, включающие план объекта и информационный лист.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>130</i>

5.10. Перечень нормативных документов, регламентирующих факторы, влияющие на жизнедеятельность

1. Требования по обеспечению комфортности на рабочем месте:
 - а) Требования к микроклимату на рабочем месте ГОСТ 12.1. 005-88;
 - б) Требования к освещенности СНиП-23-05-95, ГОСТ 17677-88; ГОСТ 24940-91.
2. Защита от негативных факторов производственной среды:
 - а) Вибрация ГОСТ 12.1.012-90; СН 2.2.4/2.1.8.556-96;
 - б) Акустические колебания:
 - 1) шум ГОСТ 12.1.003-83; СН 2.2.4/2.1.8. 562-96;
 - 2) ультразвук ГОСТ 12.1.001-89;
 - 3) инфразвук СН 2.2.4/2.1.8.583-96;
 - в) Защита от электромагнитных полей излучений:
 - 1) электромагнитные поля промышленной частоты ГОСТ 12.1.002-84;
 - 2) электростатические поля ГОСТ 12.1.045-84;
 - 3) электромагнитные излучения ГОСТ 12.1.006-84; СанПиН 2.2.4/2.1.8.055-96
 - 4) инфракрасное излучение ГОСТ 12.1.005-88; СН.2.2.4.548-96
 - 5) ультрафиолетовое излучение СН 4557-88
 - 6) лазерное излучение СН 5804-91
 - 7) защита от пожарной опасности. ССБТ ГОСТ 12.1.004-91
 - г) Защита от электрического тока ГОСТ 12.1.038-82
3. Обеспечение безопасности труда на рабочем месте: ГОСТ 12.0.002-80;
4. Мероприятия по повышению устойчивости функционирования в условиях чрезвычайных ситуаций мирного и военного времени: ГОСТ Р. 22.3.01-94;
5. Подготовка и проведение спасательных работ при возникновении очага поражения: ГОСТ Р. 22.9.04-95.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>131</i>

Вывод: в рамках раздела «Безопасность жизнедеятельности» были рассмотрены опасные и вредные производственные факторы, а также их воздействие на организм человека.

Разработаны следующие мероприятия по созданию обеспечения безопасных условий труда:

- 1) Электробезопасность на рабочем месте.
- 2) Пожаробезопасность на рабочем месте.

Система освещения в полной мере соответствует всем необходимым нормам освещенности помещения для выполнения исследований и работы за ПК на данном участке.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		132

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ВКР было спроектировано рулевое управление для гоночного болида класса «Формула студент» с задним поперечно расположенным двигателем и задними ведущими колесами.

Рулевое управление является одним из основных элементов автомобиля, влияющих на управляемость и безопасность движения. Поэтому к его состоянию предъявляются повышенные требования.

Помимо общих требований к рулевому управлению (отсутствие бокового скольжения, легкость управления, высокая маневренность, малые габариты, простая технология изготовления и др.) добавились еще технические требования регламента соревнований: привод механический, без усилителя, ограничение суммарного люфта до 7° , быстросъемная конструкция рулевого колеса, ограничение угла поворота рулевого колеса до 110° .

Пришлось рассмотреть многие типы рулевых механизмов. Самым подходящим оказался реечный рулевой механизм с центральным расположением шестерни при креплении боковых тяг к концам рейки.

В реечном рулевом механизме усилие к колесам передается с помощью прямозубой или косозубой шестерни, установленной в подшипниках, и рейки, перемещающейся в направляющих втулках.

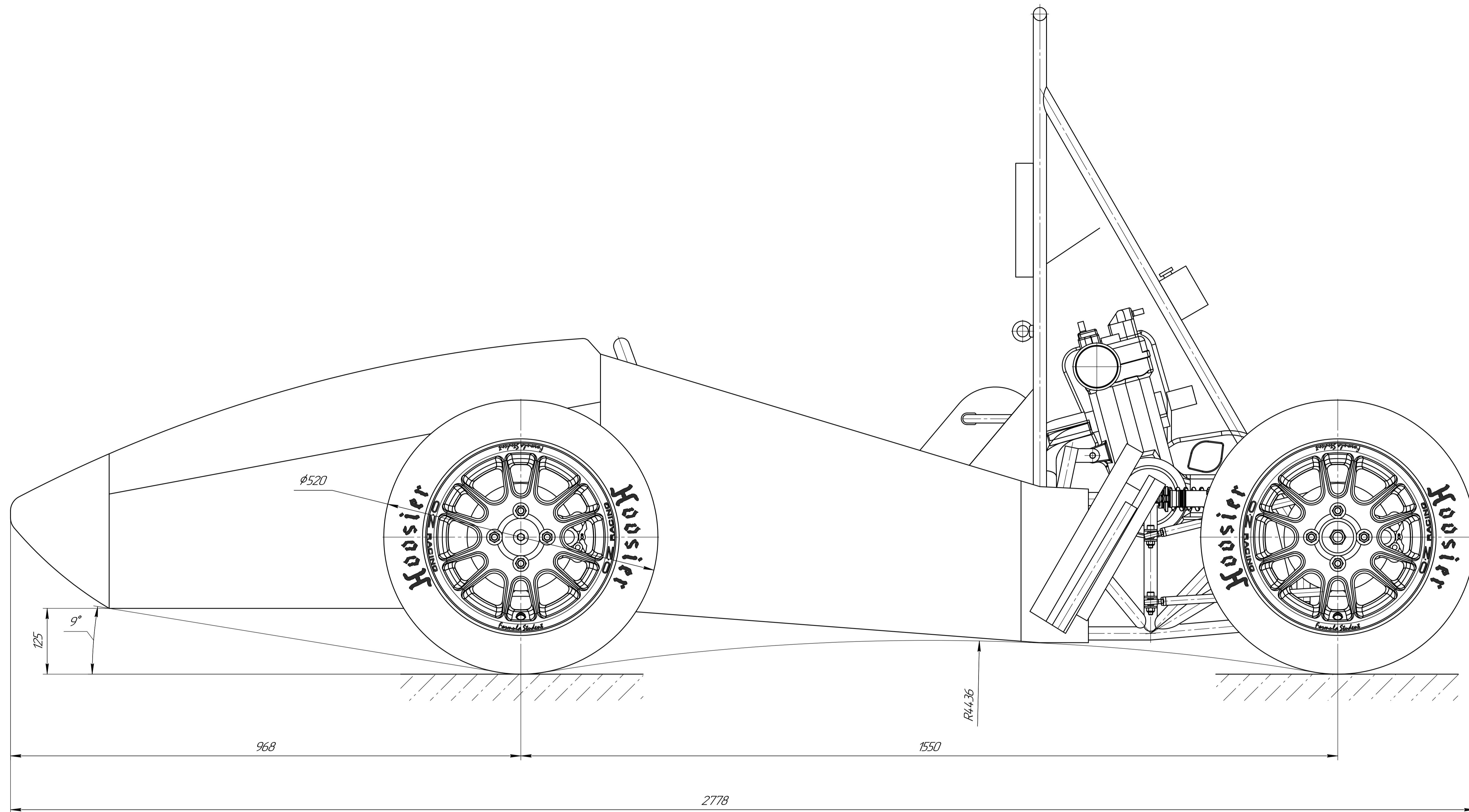
Был произведен тягово-динамический расчет, кинематический и силовой расчет рулевого управления, расчет параметров зацепления, а также расчет на прочность реечной цилиндрической зубчатой передачи.

Я считаю, что цель данной работы была достигнута. Следует отметить, что именно с создания рулевого управления, началась моя дорога в инженерию. Благодаря «Формуле студент» у меня появилась огромное желание постичь все тонкости инженерного дела. Верю в то, что у проекта «Формула студент» большое будущее и много побед.

					<i>ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		<i>133</i>

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. <https://www.drive2.ru/r/other/350880/> FS-MAMI Iguana EVO⁴. (Дата обращения: 01.03.2020).
2. <https://www.rennteam-stuttgart.de/f0711-13-2018/#1540489197664-bf75c6f4-942c> UNI Stuttgart F0711-13. (Дата обращения: 02.03.2020).
3. <https://www.racecar-engineering.com/cars/tu-graz/> Graz TU. (Дата обращения: 03.03.2020).
4. Magazine 2019 // Formula Student Germany. – 2019. – С. 93-131.
5. Formula Student Rules 2020. Version: 1.0. – 133 с.
6. Теория автомобиля. Методические указания для выполнения контрольной работы по дисциплине «Автомобили, ч. 2» для студентов заочной формы обучения специальности 150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство». / Составители: М.М. Мухаметдинов, А.Ю. Барыкин, А.А. Гусева. – Набережные Челны: КамПИ, 2003. – с.
7. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля : электронное учеб.-метод. пособие / Л.А. Черепанов. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2016. – 1 оптический диск. – 60 с.
8. Хусаинов, А. Ш. Тяговый расчет автомобиля : учебное пособие по дисциплине «Теория автомобиля» для студентов, обучающихся по специальности 19020165 - Автомобиле- и тракторостроение / А. Ш. Хусаинов. - Ульяновск : УлГТУ, 2009. - 47 с.
9. <https://studfile.net/preview/1709327/page:2/> Назначение рулевого управления. Основные требования. (Дата обращения: 24.03.2020).
10. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчёта. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
11. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учебное пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выс. Шк., 1987. – 200 с.
12. Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания/ сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПб ГТУРП. – СПб., 2012.-45 с.



Технические характеристики

1. Максимальная скорость 180 (км/ч).
2. Снаряженная масса 250 (кг).
3. Полная масса 318 (кг).
4. Распределение полной массы:
 - на переднюю ось 153 (кг);
 - на заднюю ось 165 (кг);
5. Двигатель Honda CB 600 F Hornet.
6. Мощность 75 кВт (102 л.с.) при 12500 об/мин.
7. Рабочий объем 600 (см3).
8. Дифференциал VAL-RACING, повышенного трения.
9. Шины 20.5x7.0 R13 Hoosier.

				ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00 ГЧ				
Имя	Лист	№ докум.	Лист	Дата	Гонимый автомобиль	Лит	Масса	Масштаб
Разраб	Тимофеев НВ				Габаритный чертёж	250	14	
Проб	Шкатулаев ИР					Лист 1	Листов 3	
Нконтр					НЧМ КФУ			
Чтб	Вологов ДХ				зр. 1151160			
				Копирован		Формат А1		

Лист 1

Сторона №

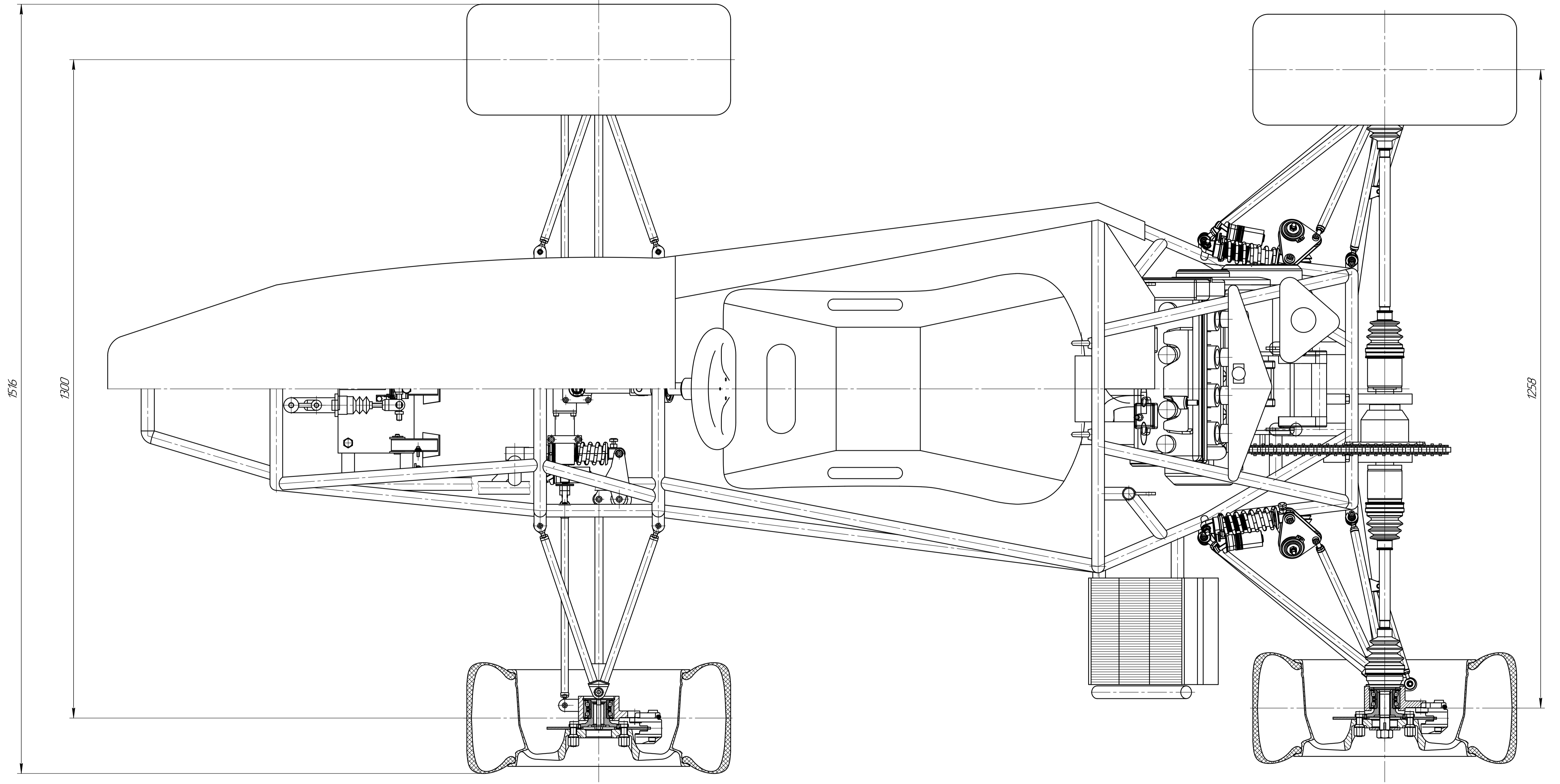
Лист и дата

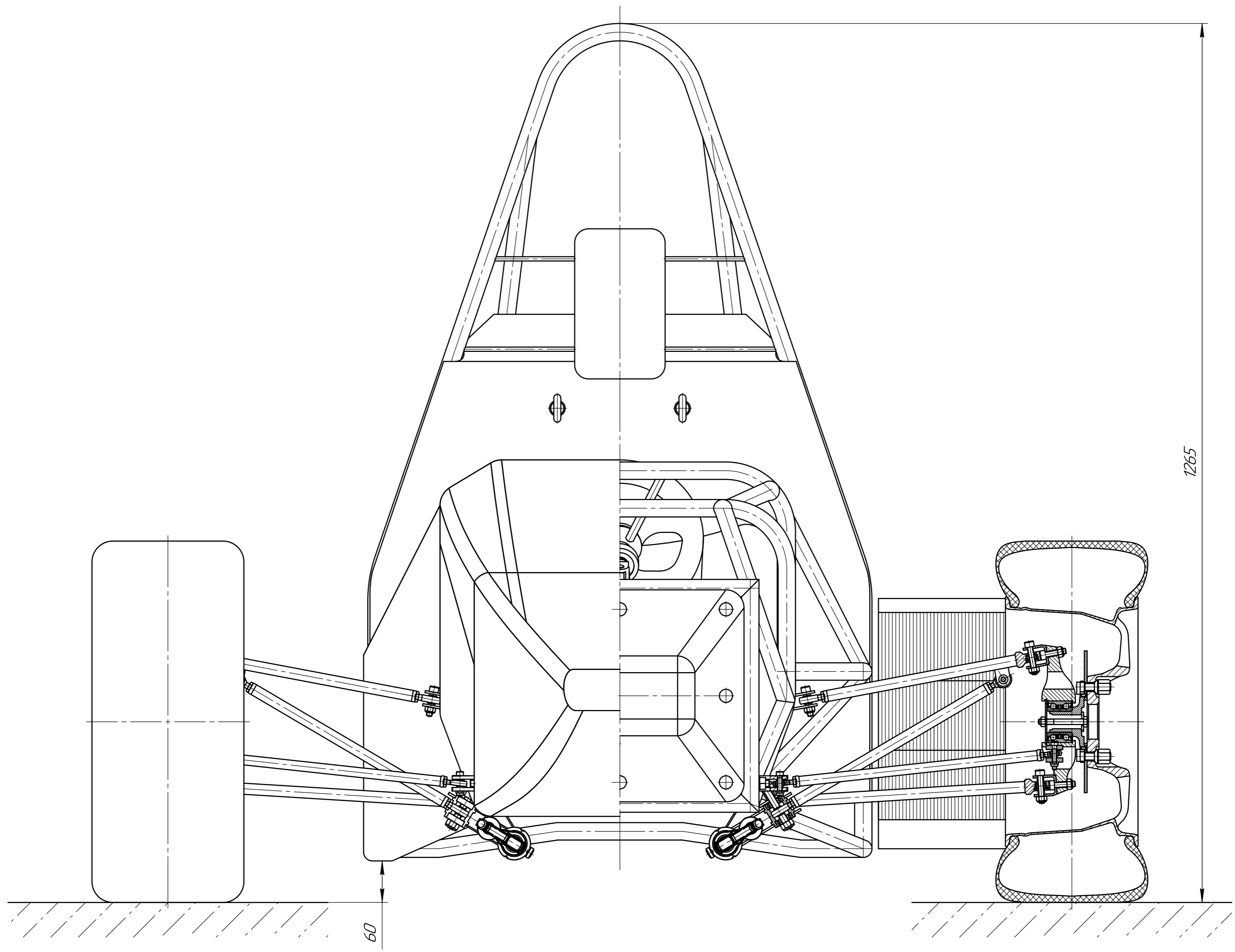
Лист № докум.

Лист № докум.

Лист и дата

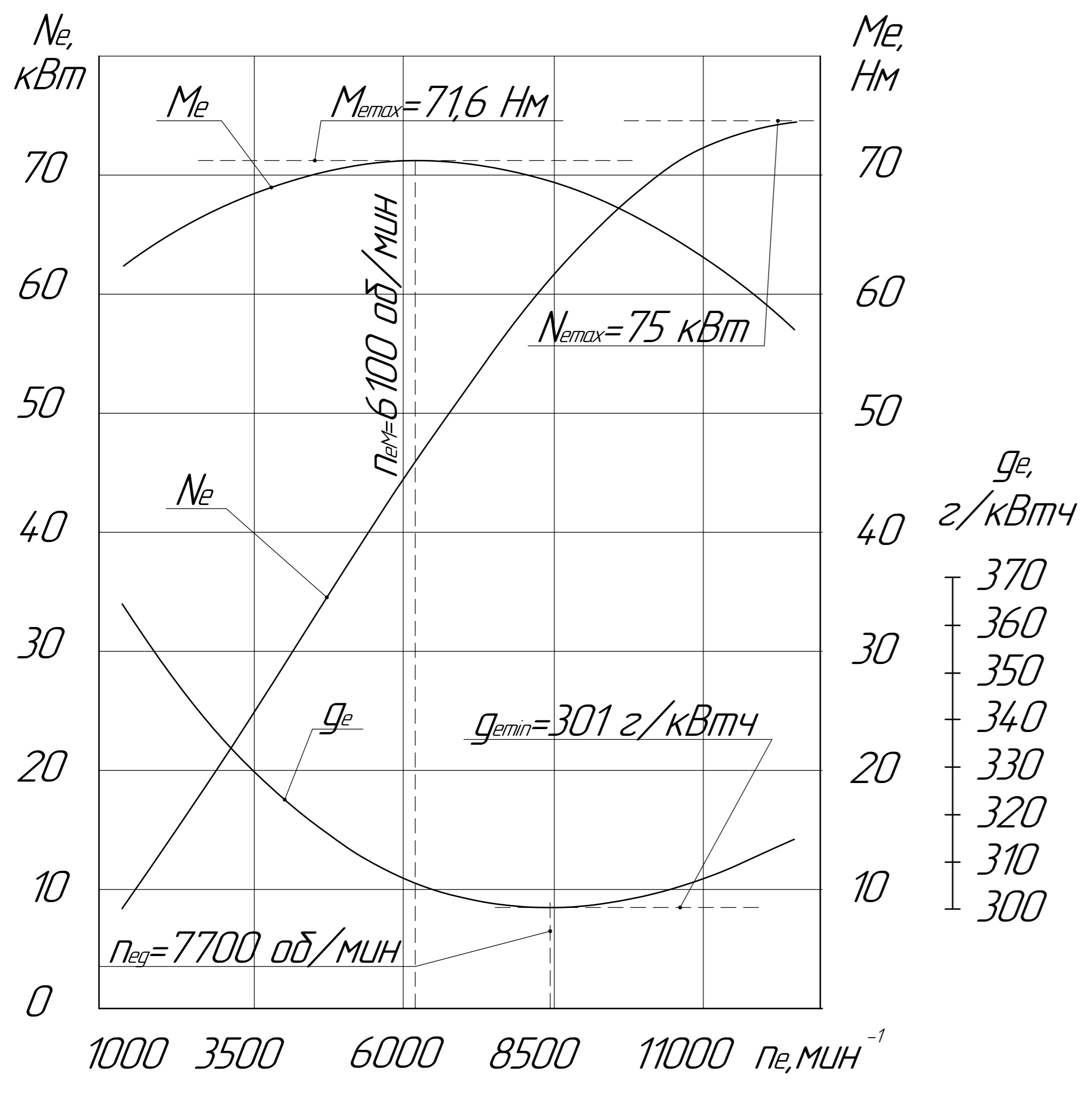
Лист № докум.



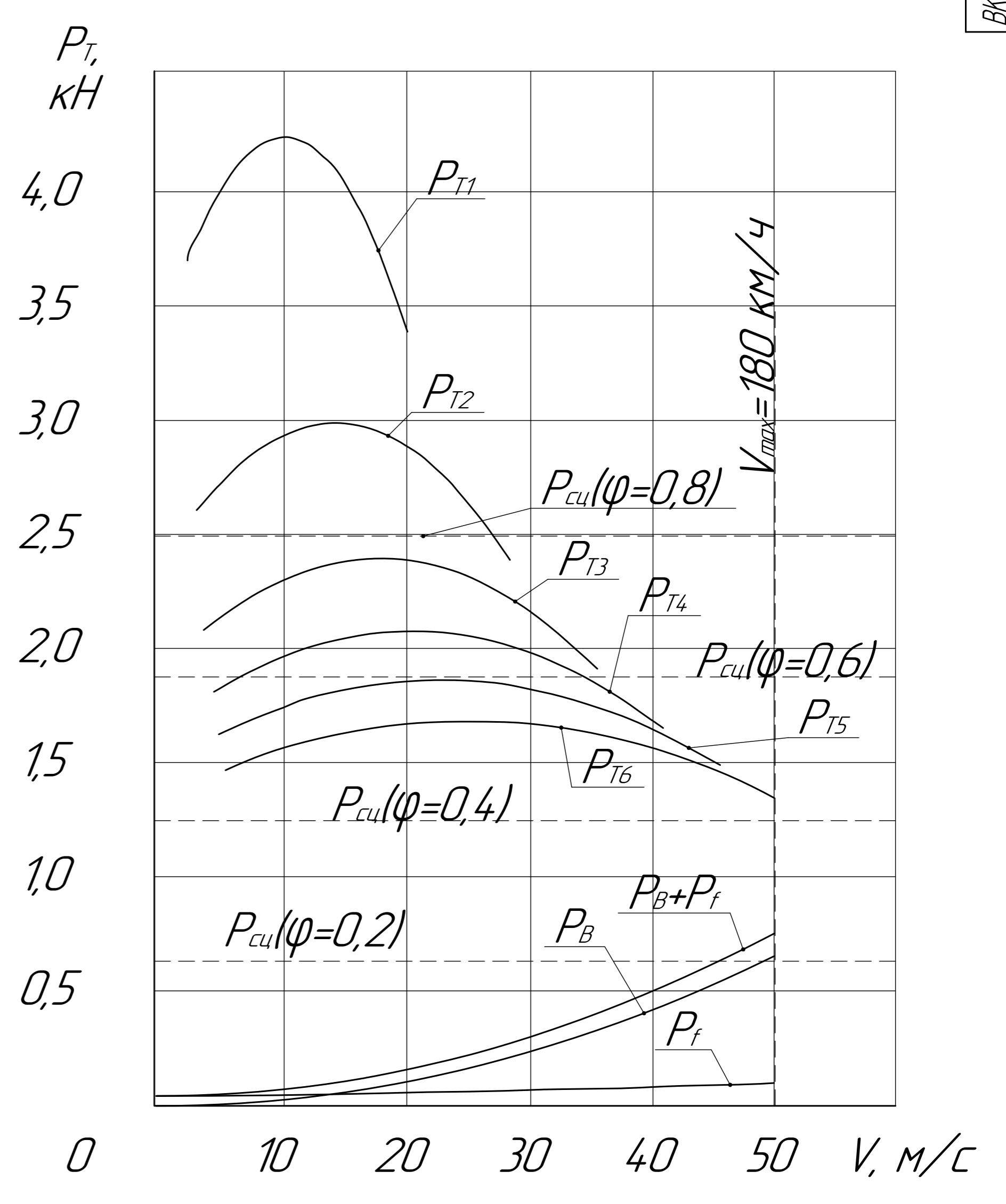


Изд. №	Лист №	Изд. №	Лист №
1	1	1	1

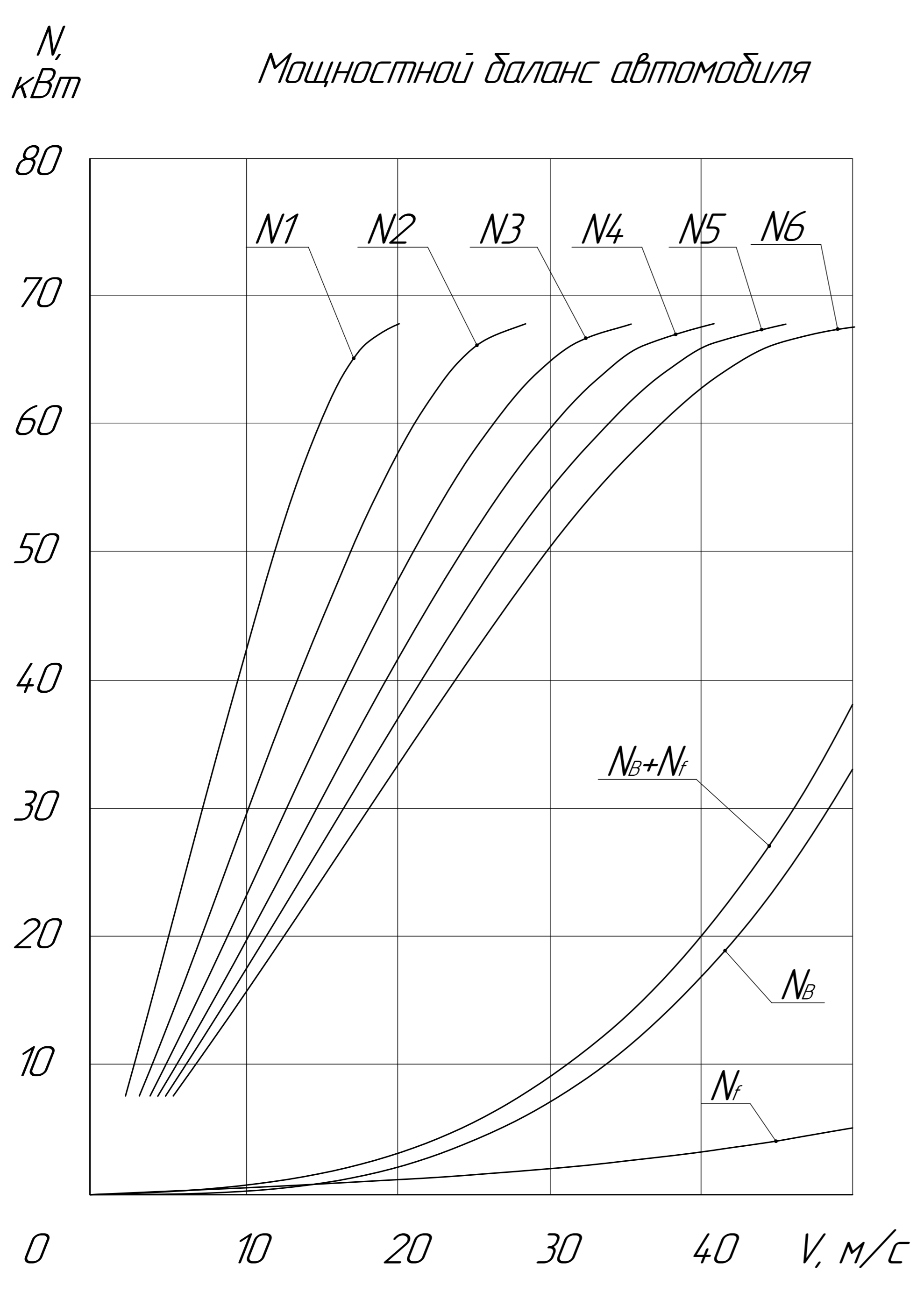
Внешняя скоростная характеристика двигателя



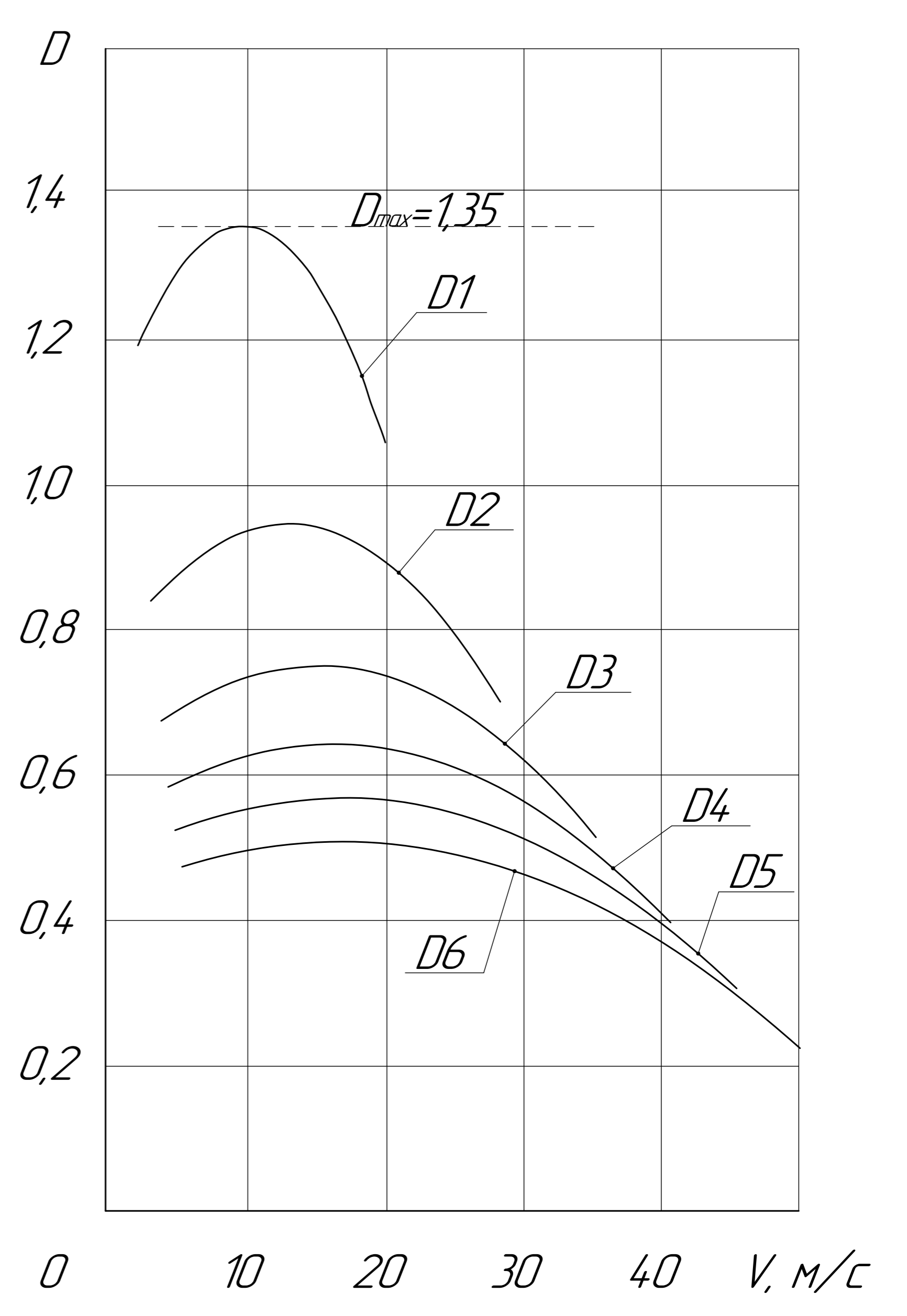
Тяговый баланс автомобиля



Мощностной баланс автомобиля



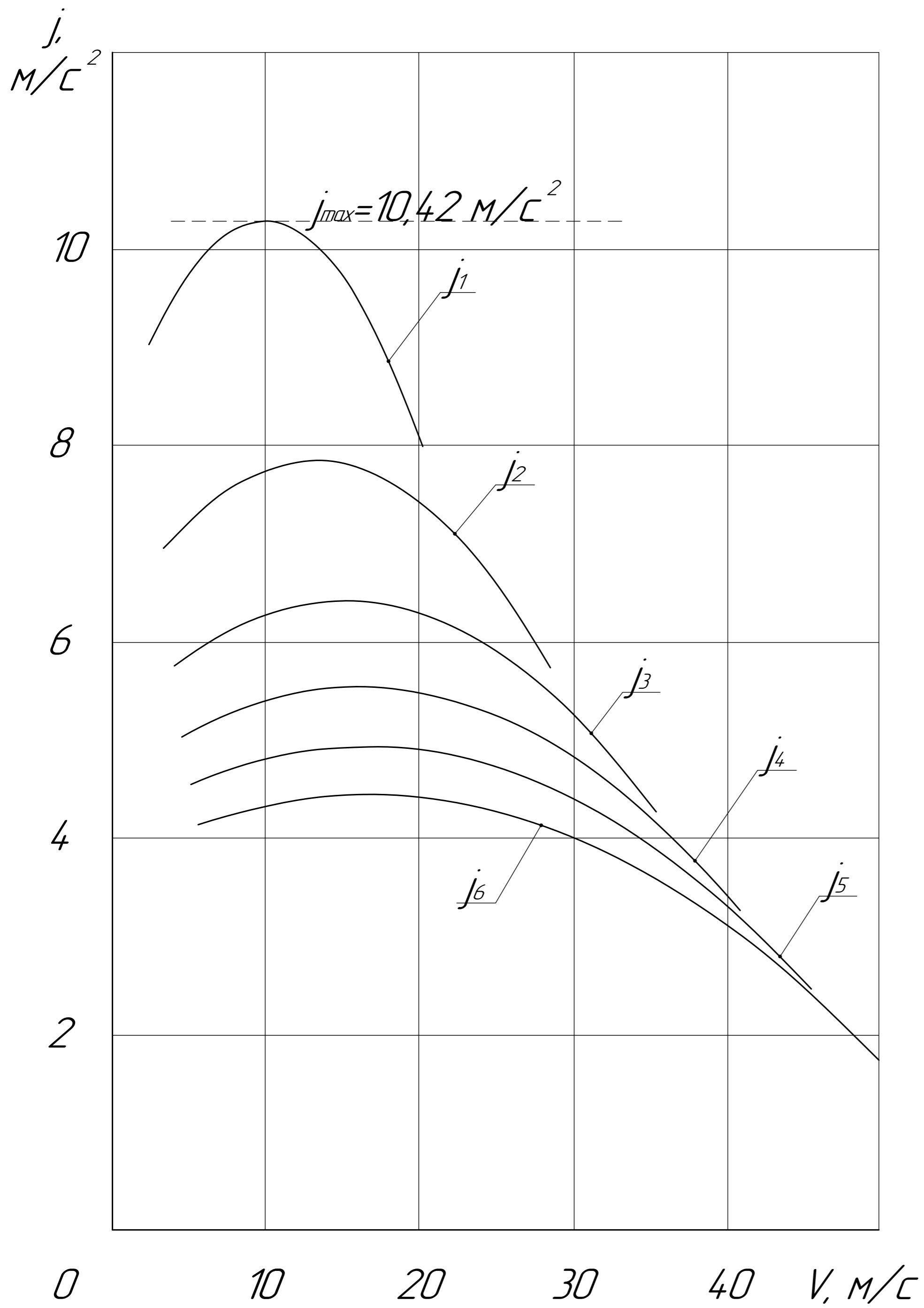
Динамическая характеристика автомобиля



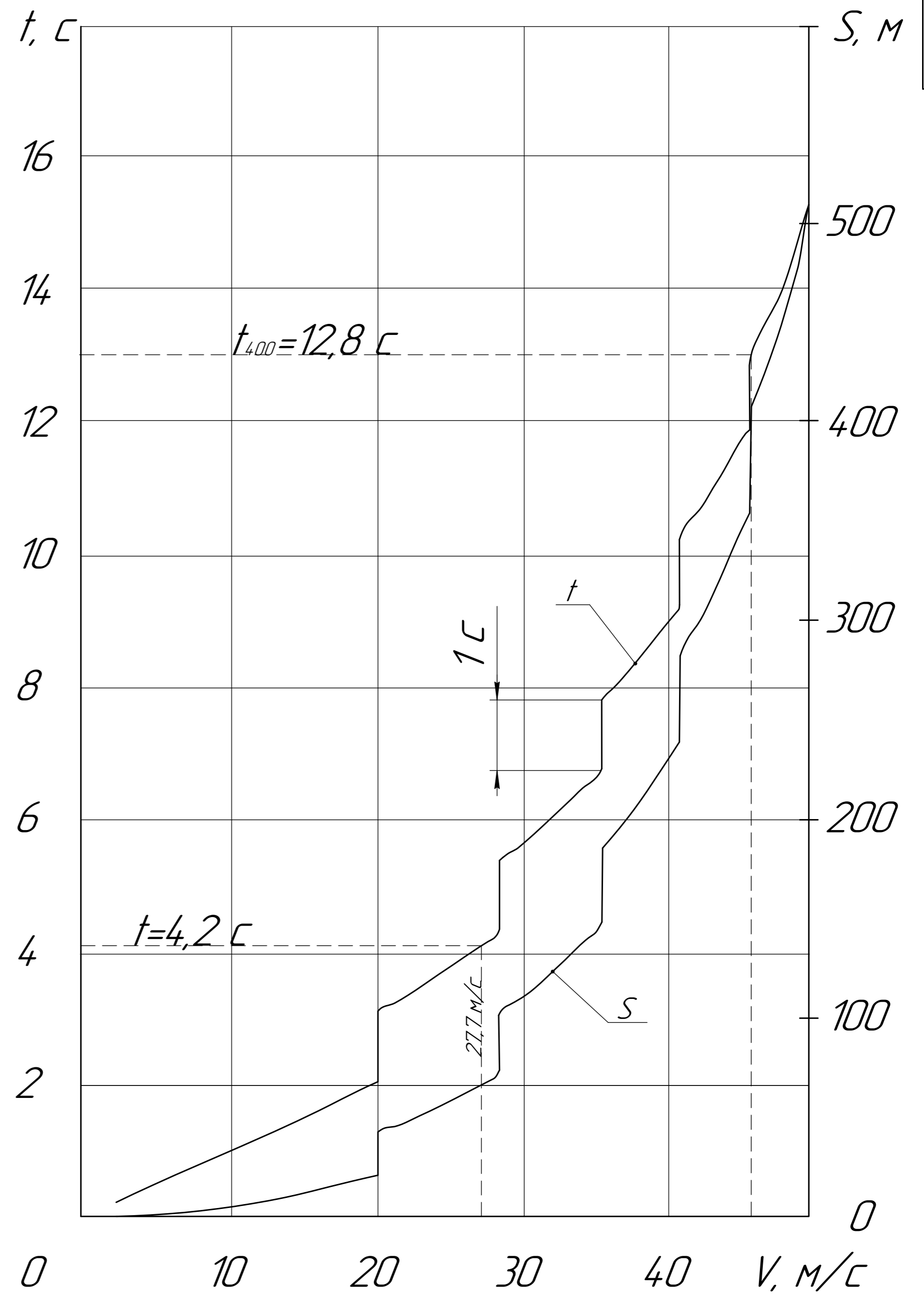
Лист 1
Лист 2
Лист 3
Лист 4
Лист 5
Лист 6
Лист 7
Лист 8
Лист 9
Лист 10
Лист 11
Лист 12
Лист 13
Лист 14
Лист 15
Лист 16
Лист 17
Лист 18
Лист 19
Лист 20
Лист 21
Лист 22
Лист 23
Лист 24
Лист 25
Лист 26
Лист 27
Лист 28
Лист 29
Лист 30
Лист 31
Лист 32
Лист 33
Лист 34
Лист 35
Лист 36
Лист 37
Лист 38
Лист 39
Лист 40
Лист 41
Лист 42
Лист 43
Лист 44
Лист 45
Лист 46
Лист 47
Лист 48
Лист 49
Лист 50
Лист 51
Лист 52
Лист 53
Лист 54
Лист 55
Лист 56
Лист 57
Лист 58
Лист 59
Лист 60
Лист 61
Лист 62
Лист 63
Лист 64
Лист 65
Лист 66
Лист 67
Лист 68
Лист 69
Лист 70
Лист 71
Лист 72
Лист 73
Лист 74
Лист 75
Лист 76
Лист 77
Лист 78
Лист 79
Лист 80
Лист 81
Лист 82
Лист 83
Лист 84
Лист 85
Лист 86
Лист 87
Лист 88
Лист 89
Лист 90
Лист 91
Лист 92
Лист 93
Лист 94
Лист 95
Лист 96
Лист 97
Лист 98
Лист 99
Лист 100

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00				Лист	Масса	Масштаб
Изд.	Лист	№ докум.	Лист	Лист		
Разраб.		Лицензия	ИЗ			11
Проб.		Штукатурный	ИЗ			
Техн.пр.						
Исполн.						
Удп.		Валеев ДХ				
Тягово-динамические характеристики автомобиля				Лист 1	Листов 2	
				ИЧИ КФУ		
				зр. 1151160		
				Формат А1		

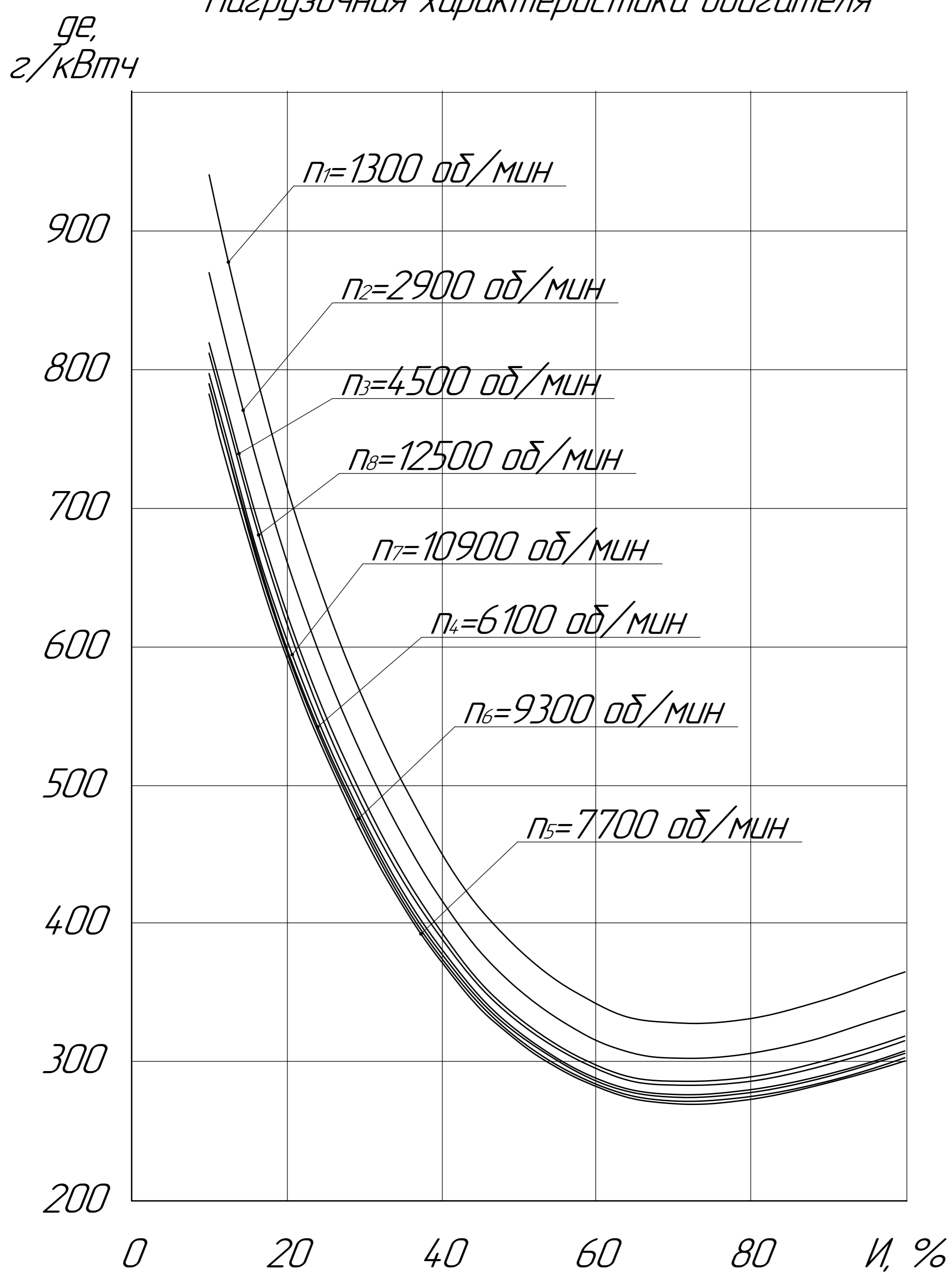
Характеристика ускорения автомобиля



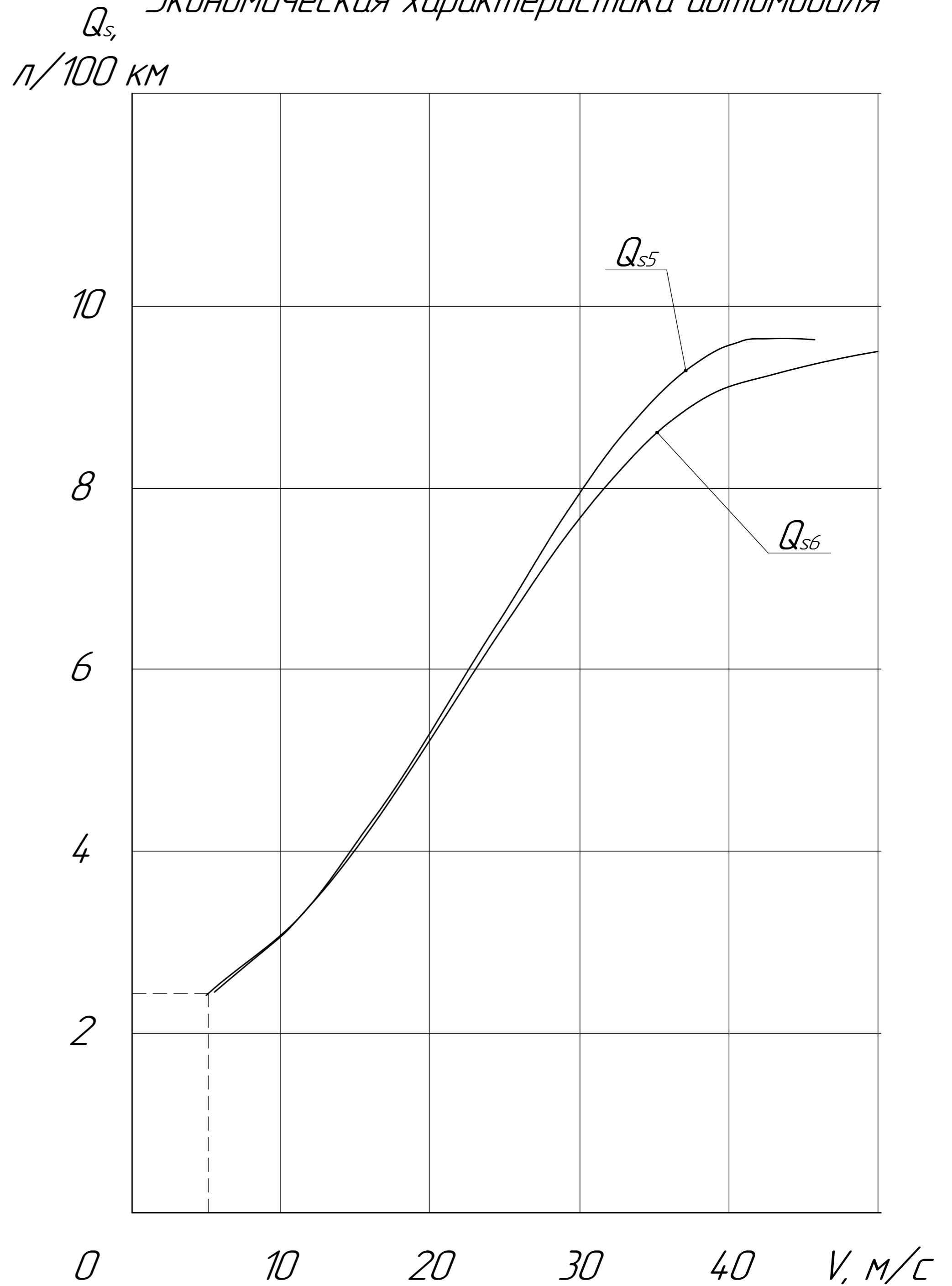
Характеристика разгона автомобиля



Нагрузочная характеристика двигателя



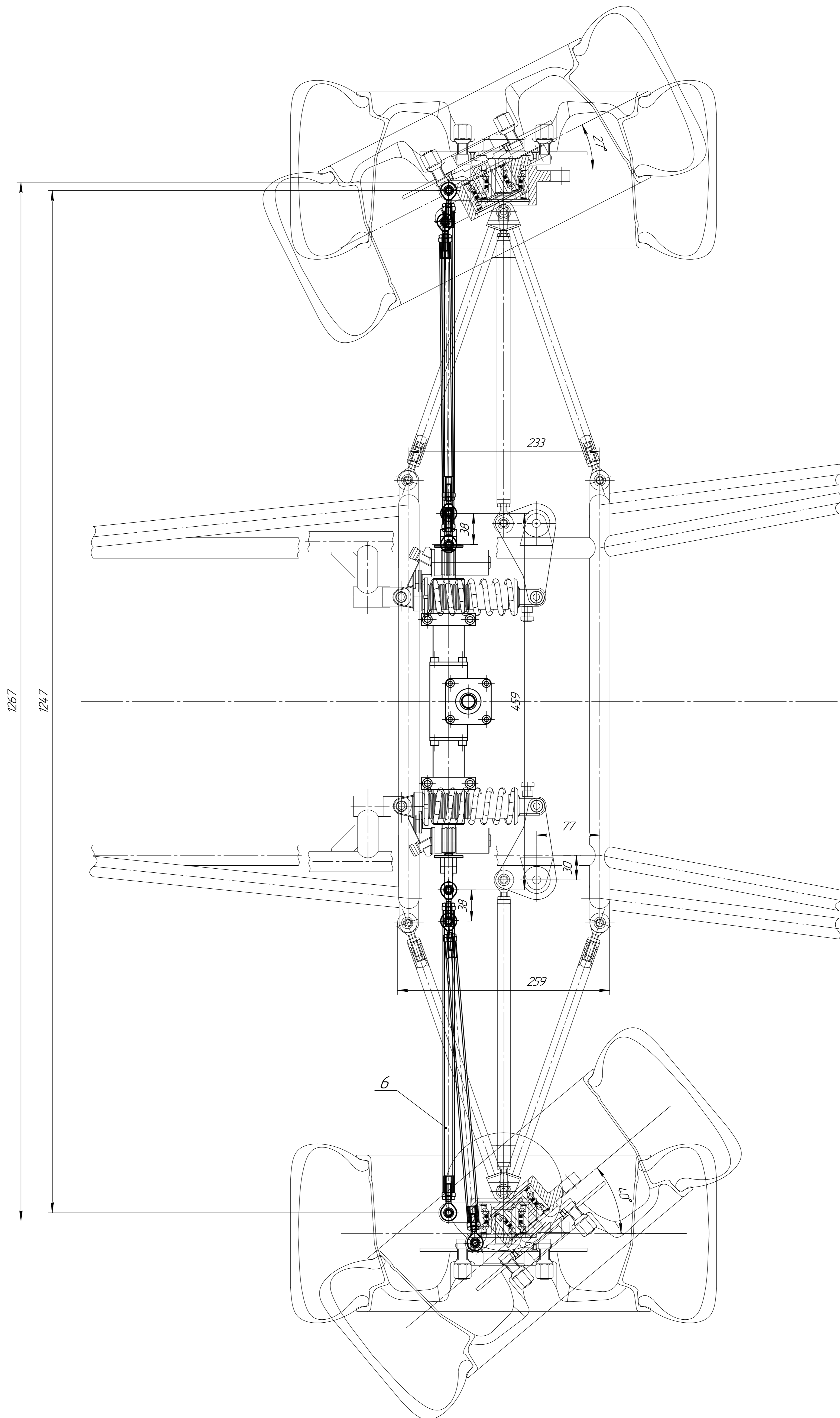
Экономическая характеристика автомобиля



ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00

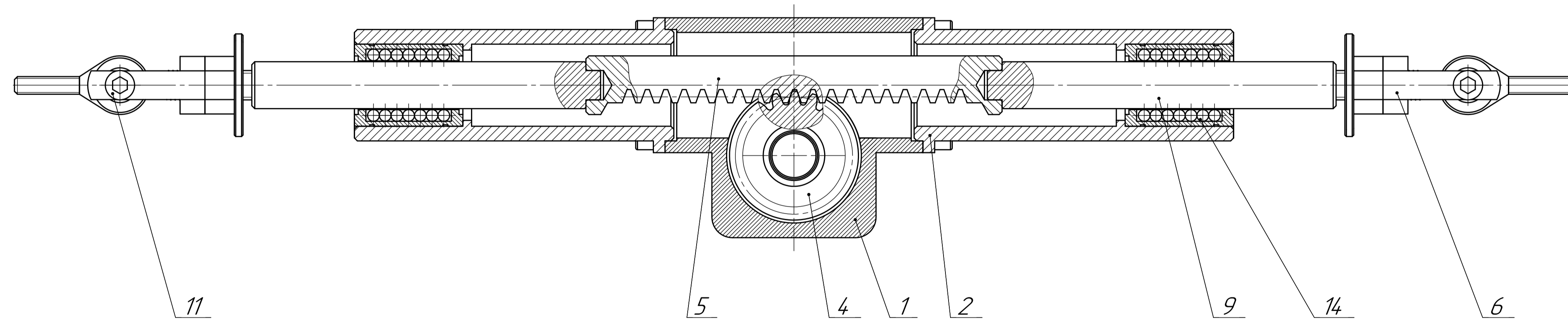
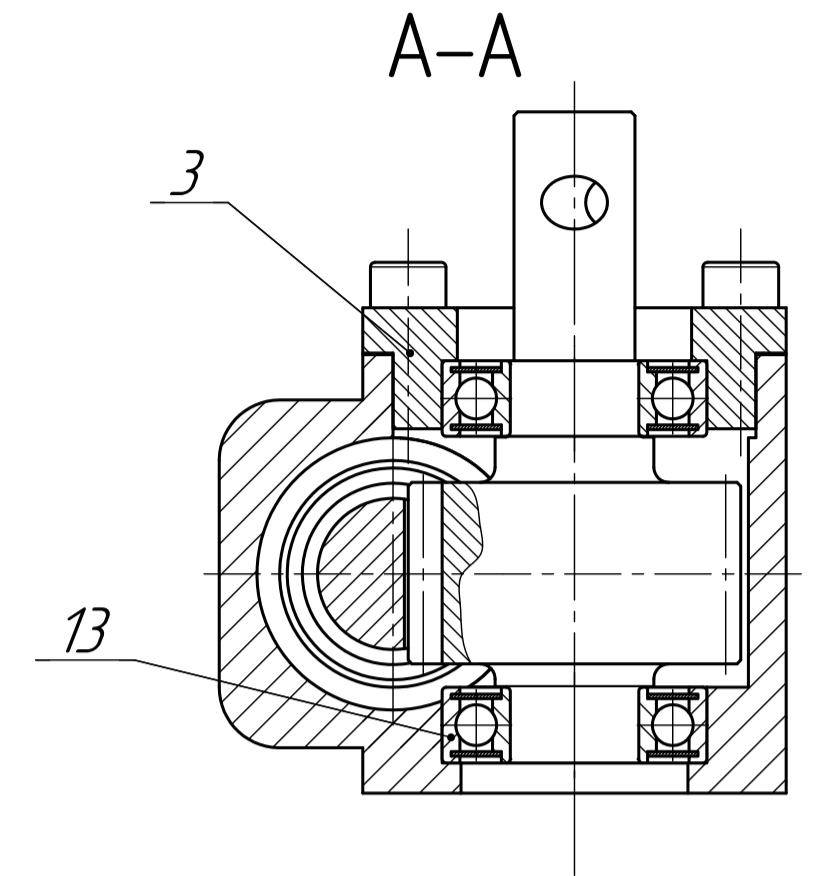
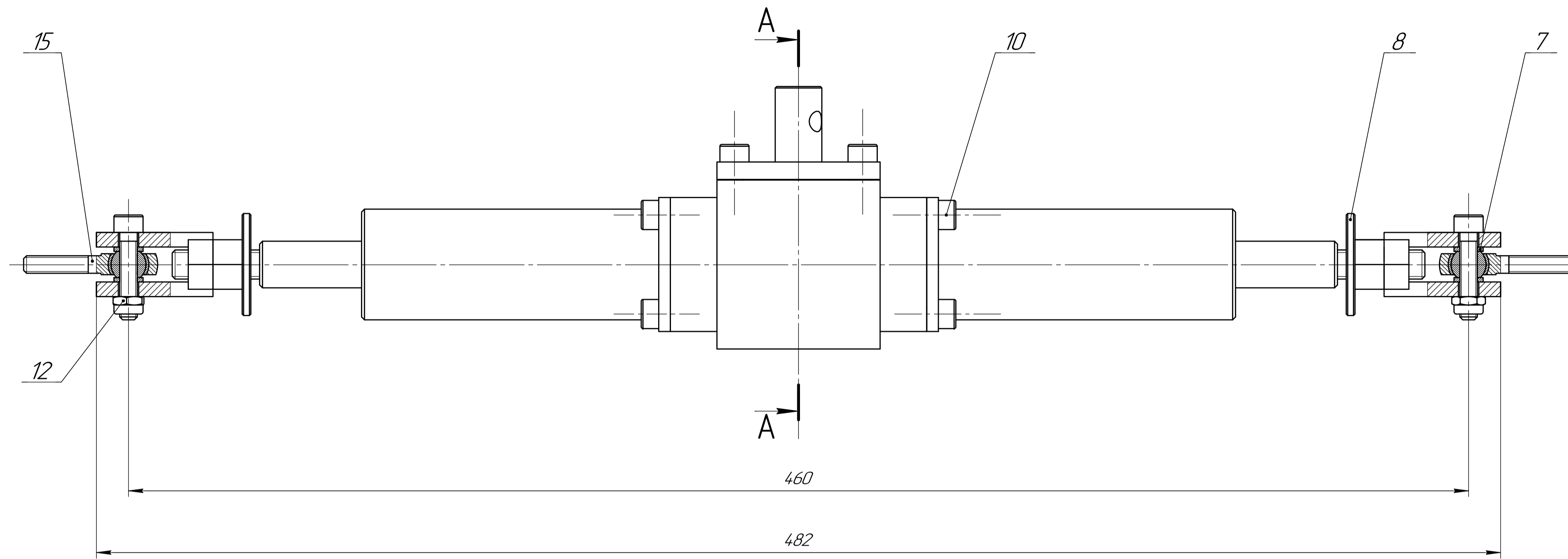
Изд. № 1/01
Лист № 1/01
Всего листов № 1/01
Листы и дата

A (лист 1) (1:2,5)



Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
раб.	диз.	кон.	исп.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A4			ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00. ПЗ	Пояснительная записка	1	
A1			ВКР 23.05.01.20.17.01.00.00. СБ	Сборочный чертеж	1	2хА1
<i>Сборочные единицы</i>						
A1	1		ВКР 23.05.01.20.17.01.01.00.	Рулевой механизм	1	
	2		ВКР 23.05.01.20.17.01.02.00.	Рулевое колесо	1	
	3		ВКР 23.05.01.20.17.01.03.00.	Быстросъемная муфта	1	
	4		ВКР 23.05.01.20.17.01.04.00.	Вал рулевой	1	
	5		ВКР 23.05.01.20.17.01.05.00.	Карданный вал	1	
	6		ВКР 23.05.01.20.17.01.06.00.	Тяга	2	
<i>Детали</i>						
	7		ВКР 23.05.01.20.17.01.07.00.	Крышка опоры	2	
	8		ВКР 23.05.01.20.17.01.08.00.	Опора	2	
	9		ВКР 23.05.01.20.17.01.09.00.	Втулка	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
	10			Болт М6х45 DIN 912	4	
	11			Гайка М6 DIN 985	5	
	12			Болт М6х30 DIN 912	1	
	13			Подшипник 105 ГОСТ 8338-75	1	
	14			Кольцо стопорное 25 DIN 471	1	
	15			Кольцо стопорное 47 DIN 472	1	
ВКР 23.05.01.20.17.01.00.00.						
Изм. Лист			№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.			Тимофеев Н.В.			
Проб.			Шамсутдинов И.Р.			
Н.контр.						
Утв.			Валеев Д.Х.			
Рулевое управление				Лит.	Лист	Листов
						1
				НЧИ КФУ зр. 1151160		



- Технические характеристики*
1. Передаточное число рулевого механизма $i_{рм}=2,895$.
 2. Усилие на ободе рулевого колеса $F_p=102,66$ Н.
 3. Окружное усилие на шестерне $F_1=6,20$ Н.
 4. Количество зубьев шестерни $z_1=20$.
 5. Количество зубьев рейки $z_2=18$.

- Технические требования*
1. При сборке недопускается попадание пыли, грязи и инородных тел.
 2. Зубья шестерни и рейки смазать густой смазкой Литол-24 ГОСТ 21150-87.
 3. Заложить в подшипники смазку Литол-24 ГОСТ 21150-87.
 4. На поверхности дефекты не допускаются.

ВКР 23.05.01.20.17.01.01.00. СБ				Лист	Масса	Масштаб
Рулевой механизм					2,85	1:1
Сборочный чертёж				Лист	Листов	1
Исполн.	Провер.	Утверд.	Инженер	НЧМ КФУ		
Черт.	Волосов ДХ			зр. 1151160		
				Формат А1		

Лист 1 из 1
 Дата: 2023.05.01
 Проект: ВКР 23.05.01.20.17.01.01.00. СБ
 Исполн.: Волосов ДХ
 Провер.:
 Утверд.:
 Инженер:

ВКР 23.05.01.20.17.01.01.01

Перв. примен.

Справ. №

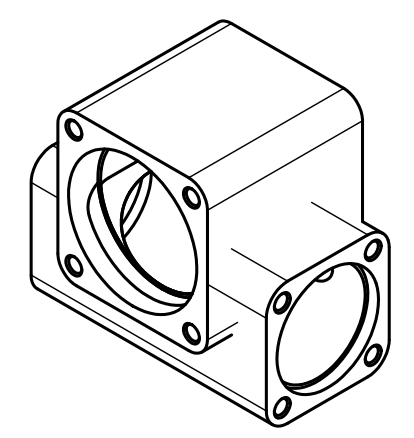
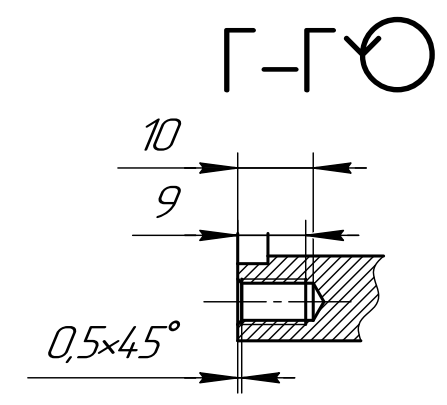
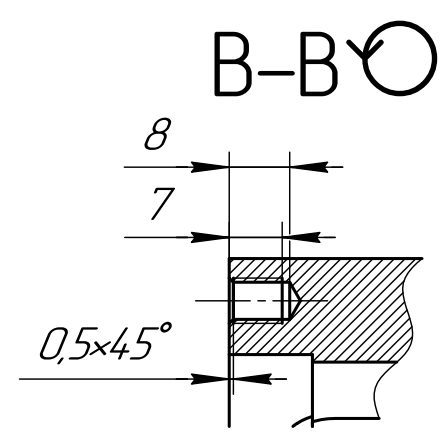
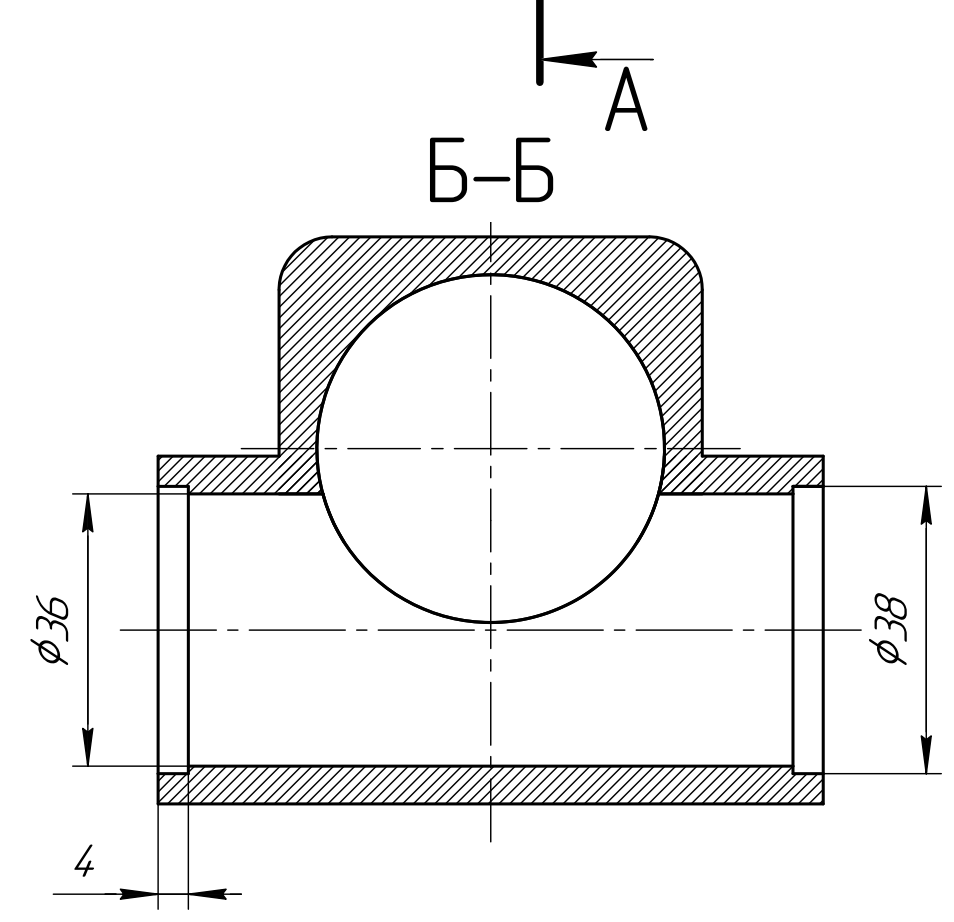
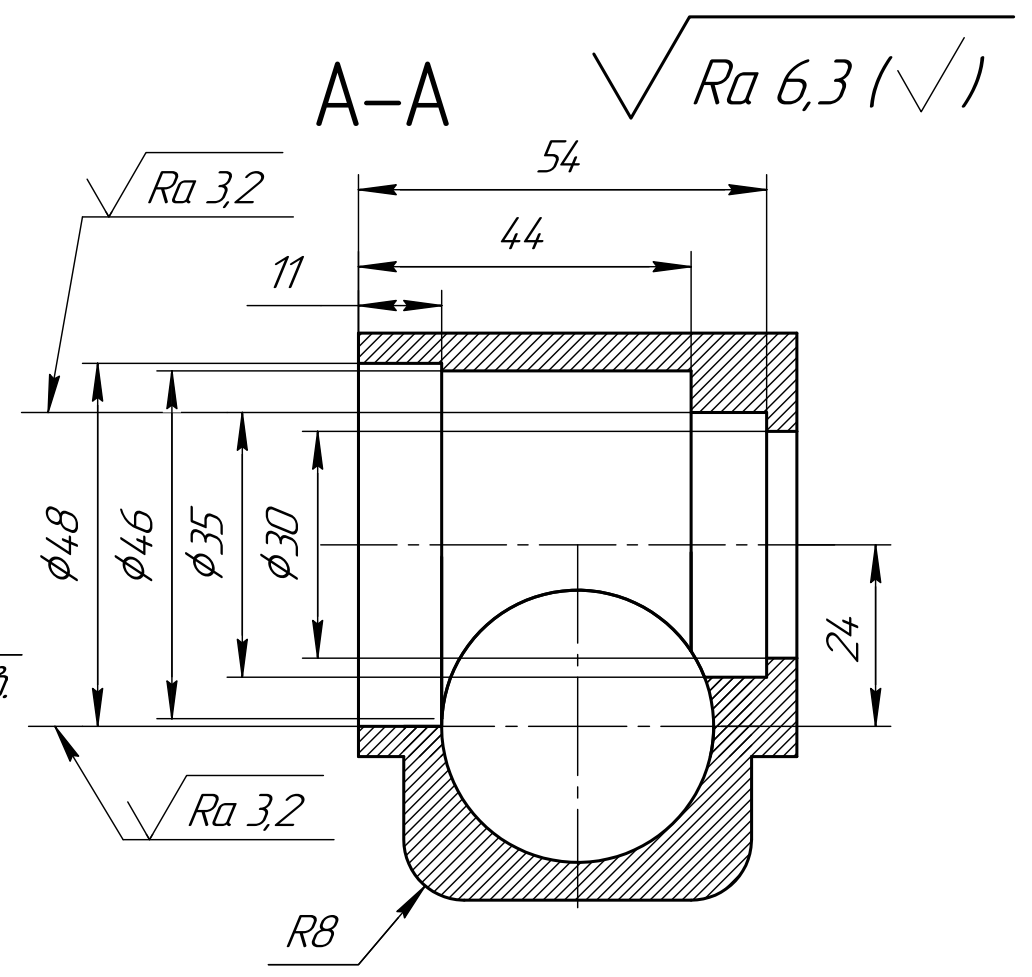
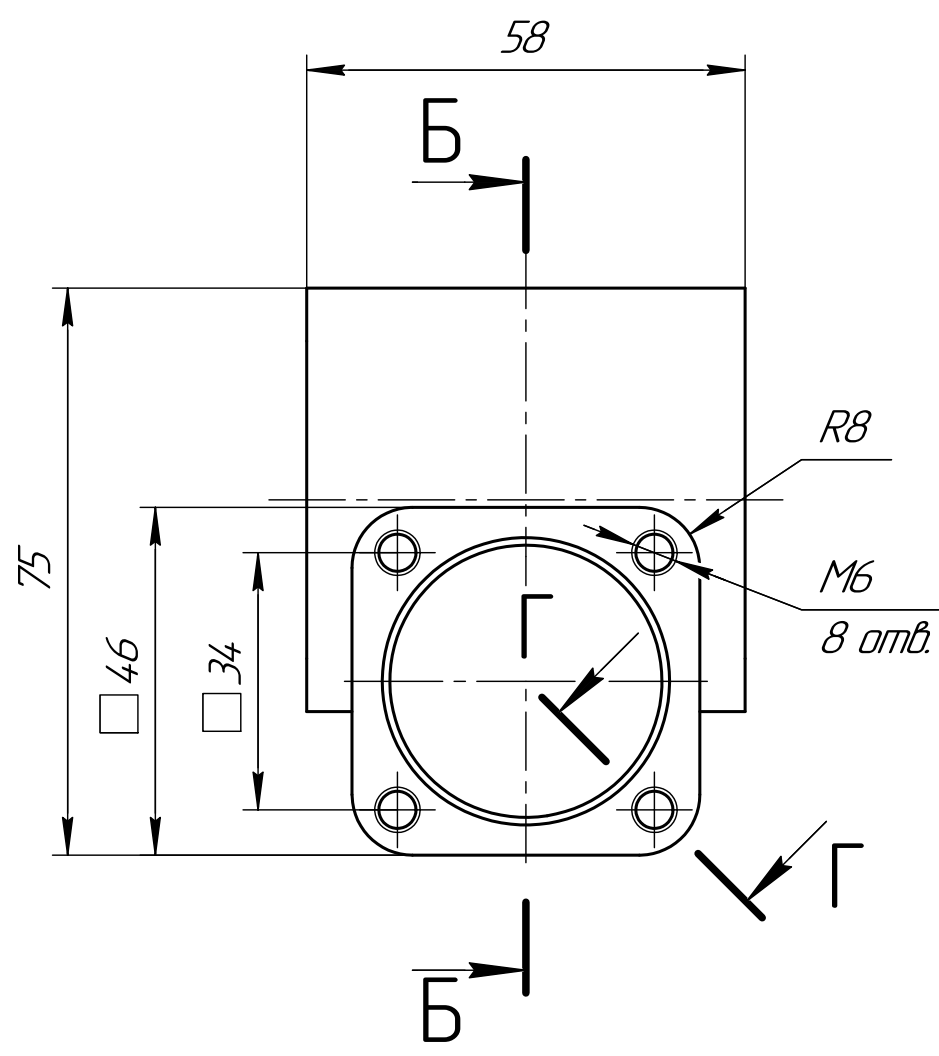
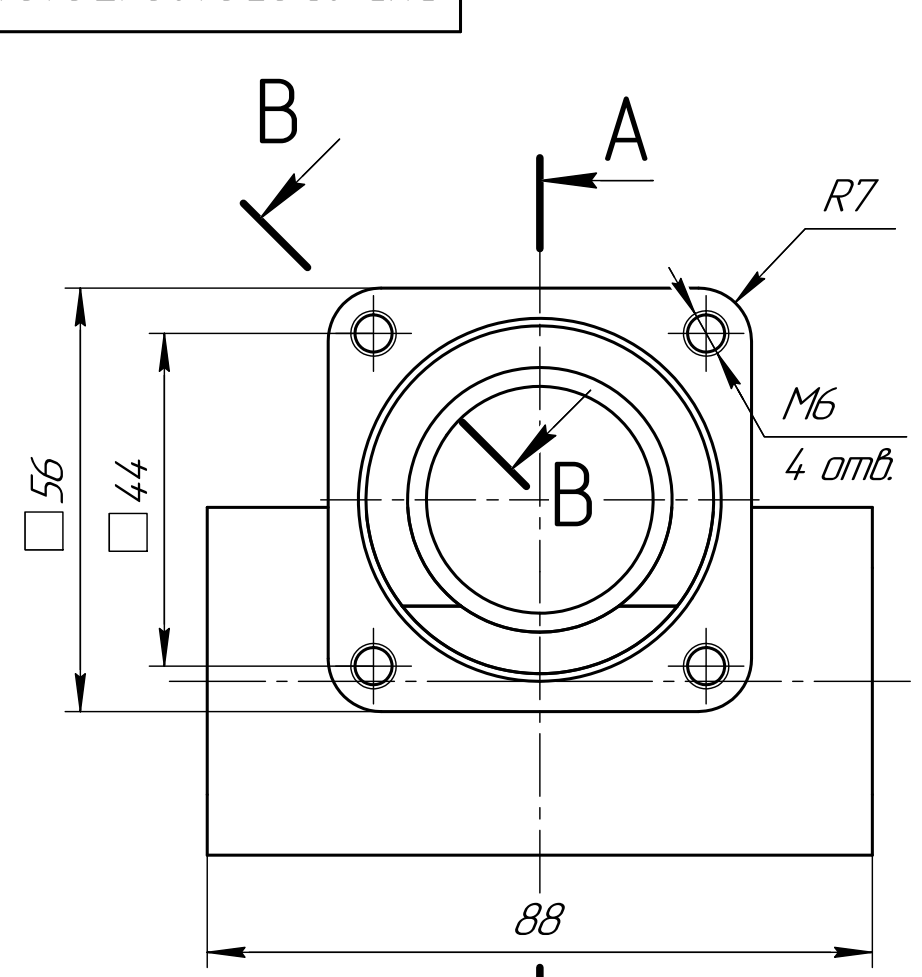
Подп. и дата

Изм. № дораб.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.



Неуказанный предельные отклонения размеров: отверстий - H7, валов - h7, остальных $\pm \frac{IT14}{2}$.

				ВКР 23.05.01.20.17.01.01.01				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Корпус рулевого механизма	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Тимофеев Н.В.						0,4	1:1
Пров.	Шамсутдинов И.Р.					Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.					Д16Т ГОСТ 4784-97	НЧИ КФУ зр. 1151160		
Утв.	Валеев Д.Х.							

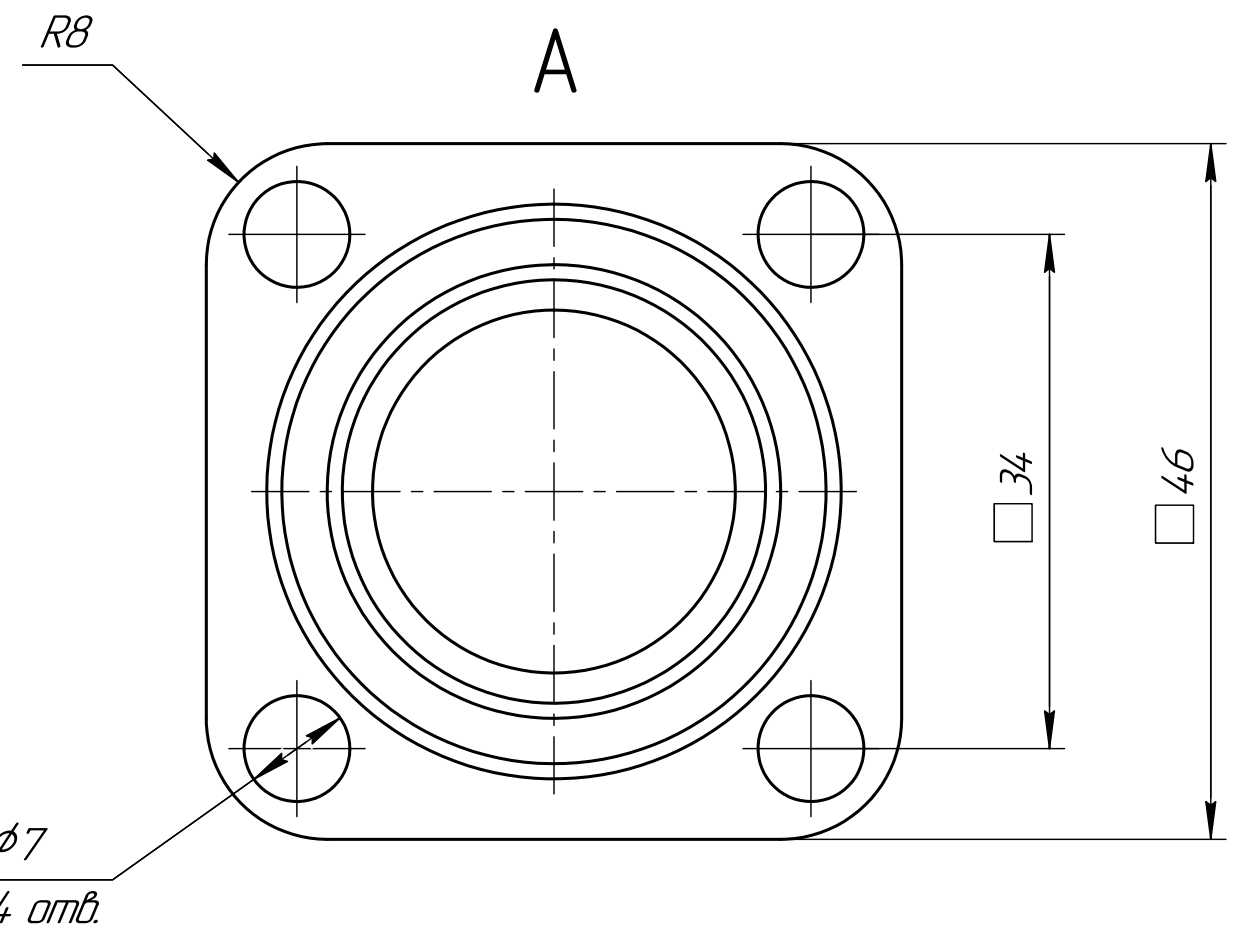
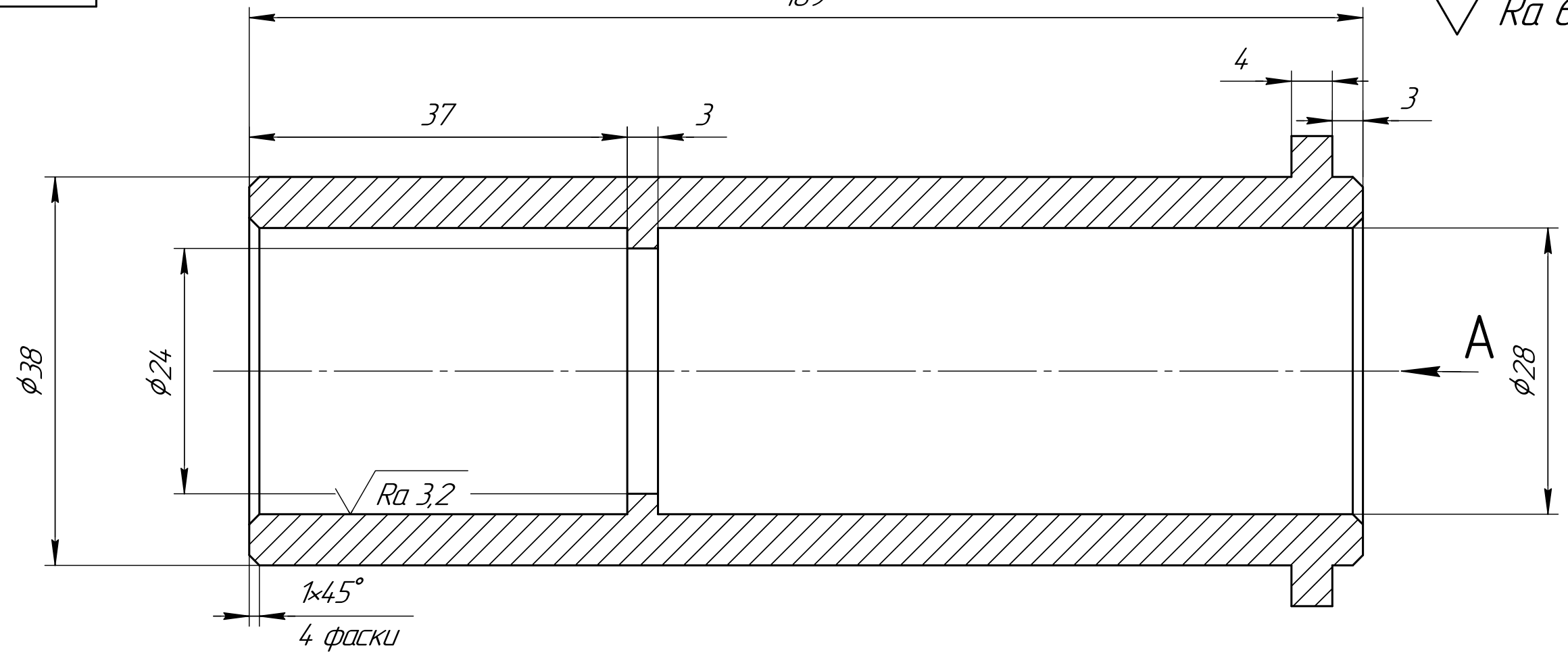
Копировал

Формат А3

ВКР 23.05.01.20.17.01.01.02

109

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$



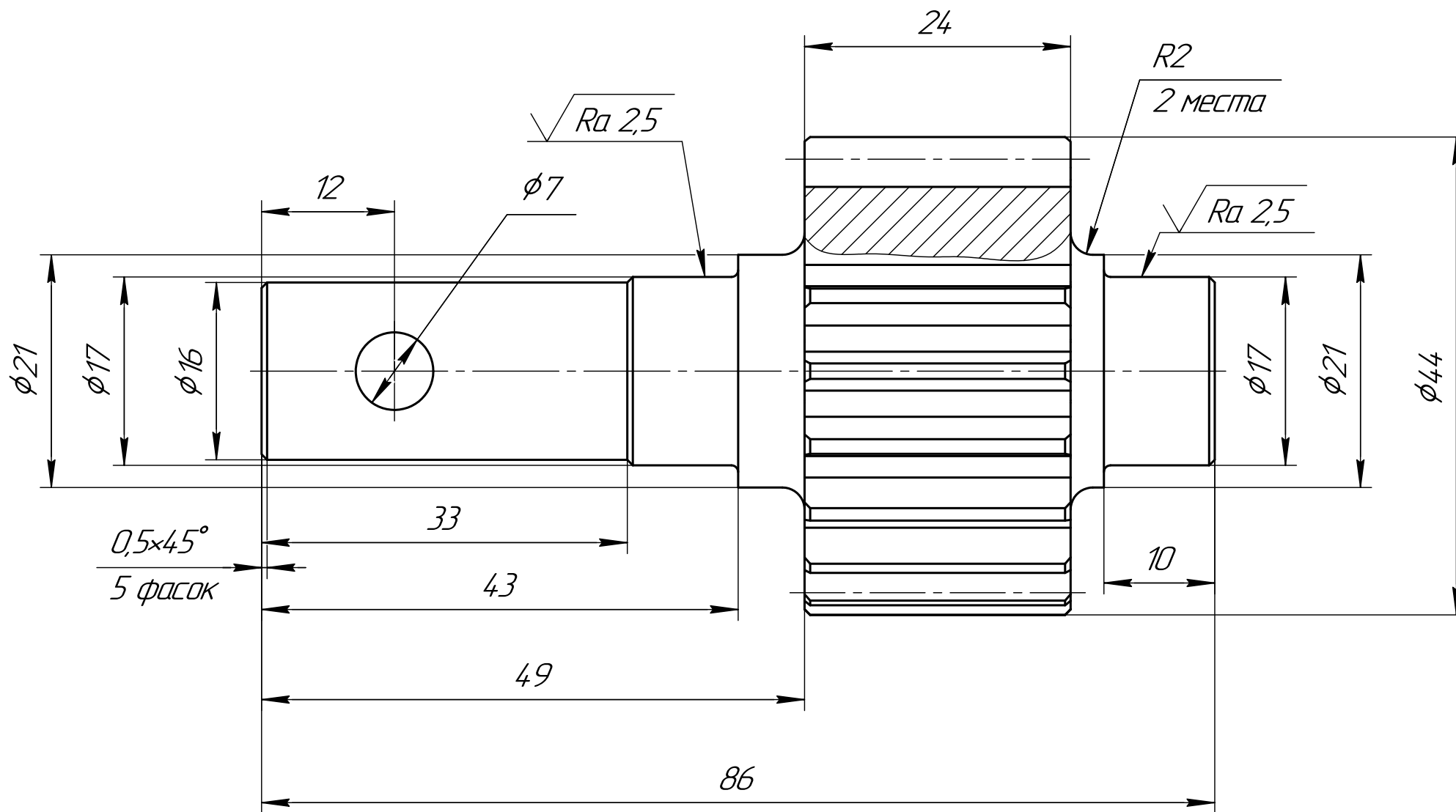
Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий - H7, валов h7, остальных $\pm \frac{IT14}{2}$.

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Изм. № докум.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Изм. № подл.

					ВКР 23.05.01.20.17.01.01.02			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ЧУЛОК	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Тимофеев Н.В.					0,17	2:1
Пров.		Шамсутдинов И.Р.				Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.					Д16Т ГОСТ 4784-97	НЧИ КФУ		
Утв.		Валеев Д.Х.				зр. 1151160		

ВКР 23.05.01.20.17.01.01.04.

√ Ra 6,3 (√)



Модуль	m	2
Число зубьев	z	20
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-2015
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-С
Длина общей нормали	W	15,321 ^{-0,06} _{-0,14}
Допуск на радиальное биение зубчатого венца	F _r	0,045
Допуск на торцовое биение базовой поверхности	F _T	0,016
Делительный диаметр	d	40
Межосевое расстояние	a _w	34
Обозначение чертежа сопряженной зубчатой рейки	ВКР 23.05.01.20.17.01.01.05	

1. Улучшение 269...302 НВ.
2. Неуказанные пределы отклонения размеров: отверстий H7, валов h7, остальных ± $\frac{IT14}{2}$.

					ВКР 23.05.01.20.17.01.01.04.			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вал-шестерня	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Тимофеев Н.В.						0,34	2:1
Пров.	Шамсутдинов И.Р.					Лист	Листов 1	
Т.контр.								
Н.контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	НЧИ КФУ гр. 1151160		
Утв.	Валеев Д.Х.				Копировал			Формат А3

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № докум.

Взам. инв. №

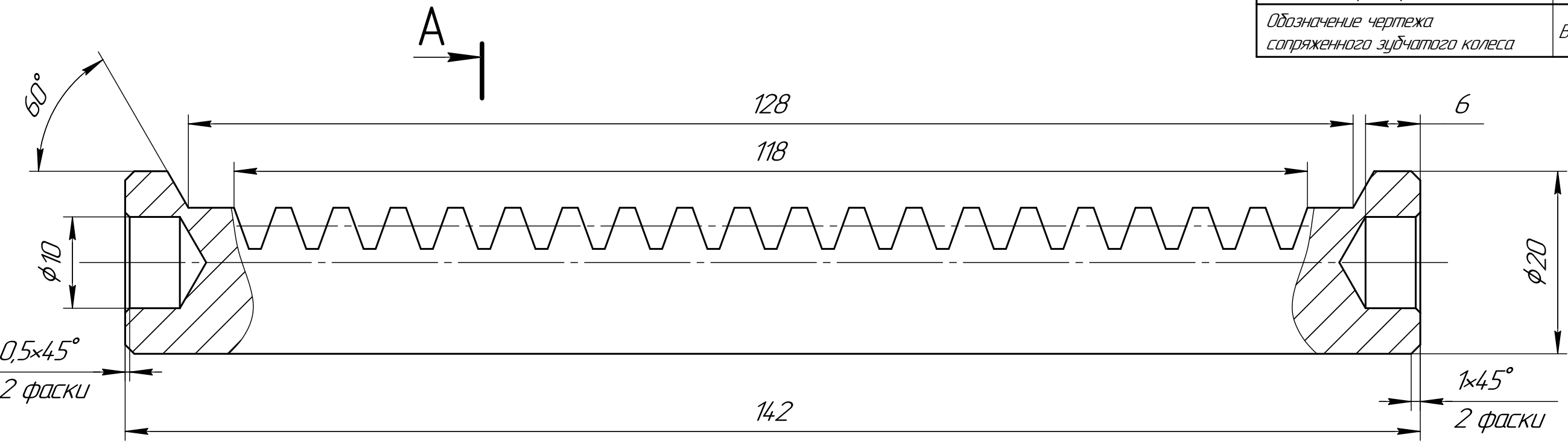
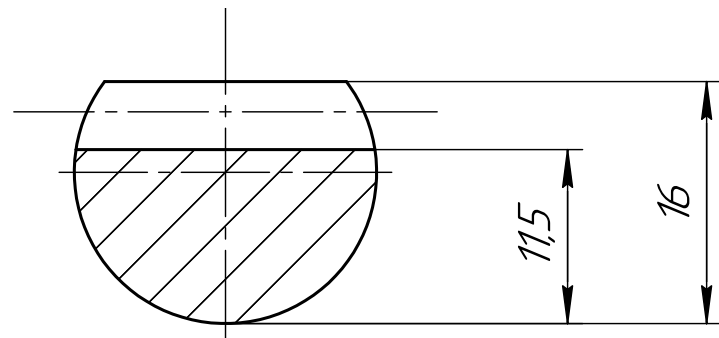
Подп. и дата

Изм. № подл.

ВКР 23.05.01.20.17.01.01.05

$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\checkmark)}$

A-A



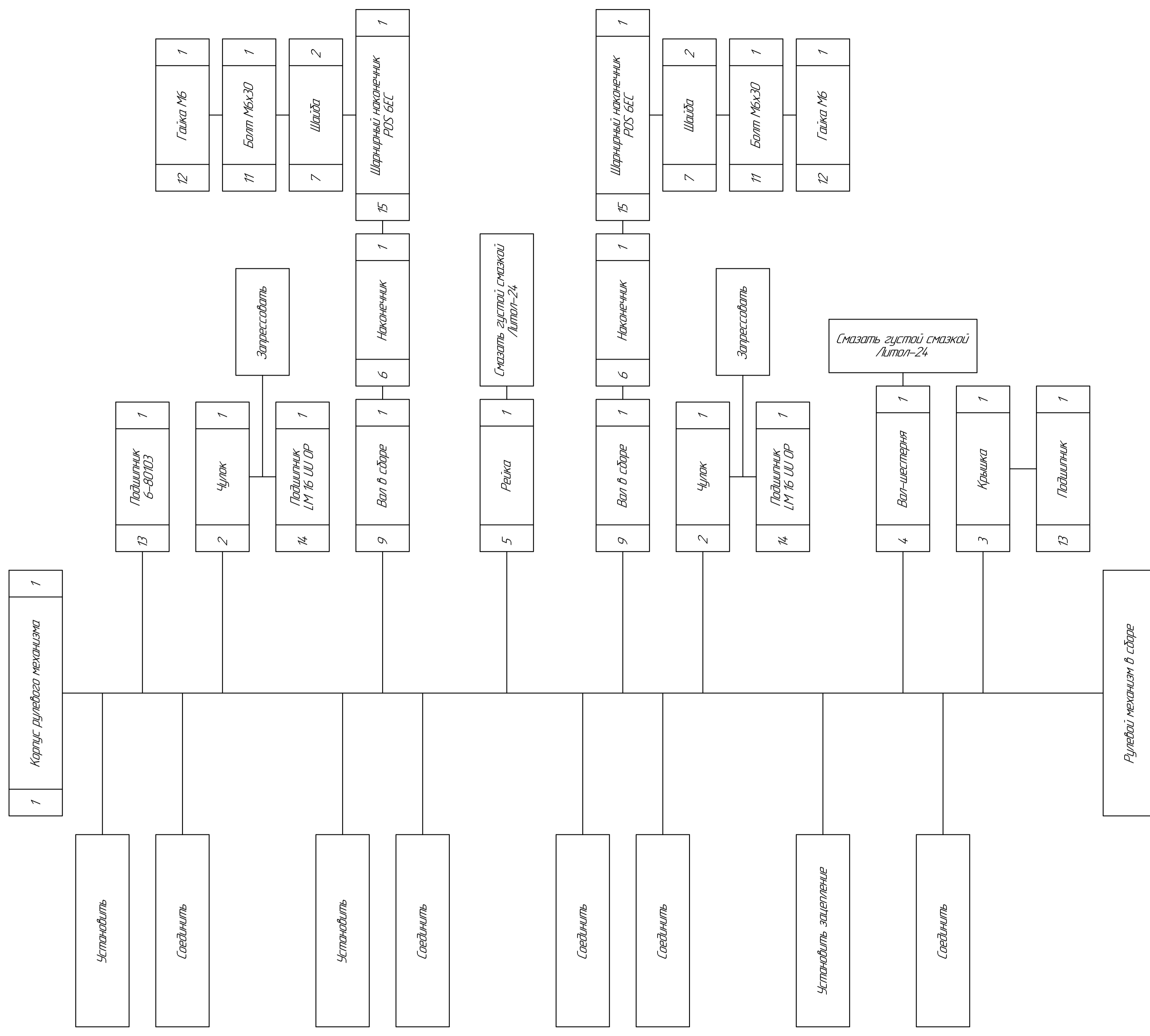
Модуль	<i>m</i>	2
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-2015
Степень точности по ГОСТ 10242-81	-	8-Г
Размер по роликам	<i>M</i>	16,48 ^{-0,09} _{-0,2}
Диаметр ролика	<i>D</i>	3,464
Измерительная высота зуба	<i>h_{ay}</i>	4,5 _{-0,09}
Число зубьев	<i>z</i>	18
Нормальный шаг	<i>P_n</i>	6,283
Монтажный размер	<i>a'</i>	34±0,038
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса	ВКР 23.05.01.20.17.01.01.04.	

1. Улучшение 235...262 НВ.
2. Неуказанные пределы отклонения размеров: отверстий H7, валов h7, остальных $\pm \frac{IT14}{2}$.

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Изм. № докум.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Изм. № подл.

				ВКР 23.05.01.20.17.01.01.05				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<h1>Рейка</h1>	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Тимофеев Н.В.					0,26	2:1
Пров.		Шамсутдинов И.Р.				Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	НЧИ КФУ гр. 1151160		
Утв.		Валеев Д.Х.			Копировал	Формат А3		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документация</i>							
A1			<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.00. СБ</i>	<i>Сборочный чертеж</i>	1		
<i>Детали</i>							
A3	1		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.01.</i>	<i>Корпус рулевого механизма</i>	1		
A3	2		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.02.</i>	<i>Чулок</i>	2		
	3		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.03.</i>	<i>Крышка</i>	1		
A3	4		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.04.</i>	<i>Вал-шестерня</i>	1		
A3	5		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.05.</i>	<i>Рейка</i>	1		
	6		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.06.</i>	<i>Наконечник</i>	2		
	7		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.07.</i>	<i>Шайба</i>	4		
	8		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.08.</i>	<i>Ограничитель хода</i>	2		
	9		<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.09.</i>	<i>Вал</i>	2		
<i>Стандартные изделия</i>							
	10			<i>Болт М6х12 DIN 912</i>	12		
	11			<i>Болт М6х30 DIN 912</i>	2		
	12			<i>Гайка М6 DIN 985</i>	2		
	13			<i>Подшипник 6-80103 ГОСТ 7242-81</i>	2		
	14			<i>Подшипник LM 16 UU OP</i>	2		
<i>Прочие изделия</i>							
	15			<i>Шарнирный наконечник POS 6EC</i>	1		
<i>ВКР 23.05.01.20.17.01.01.00.</i>							
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата		
Разраб.		Тимофеев Н.В.					
Пров.		Шамсутдинов И.Р.					
Н.контр.							
Утв.		Валеев Д.Х.					
<i>Рулевой механизм</i>				Лит.		Лист	
				Листов		1	
<i>НЧИ КФУ</i>				г.р. 1151160			
				Формат А4			



Справ. № _____
Лист 1

Взам. инв. № _____
Лист 1 из 1
Изд. № _____
Лист 1 из 1
Исполн. _____
Упр. _____

ВКР 23.05.01.20.17.00.00.00			
Схема сборки рулевого механизма			
Лист	Масса	Масштаб	
1		1:1	
Исполн.		НЧМ КФУ	
Упр.		Формат А1	