

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра

«Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование кафедры)

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль)/специализация)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему Разработка стенда для исследования характеристик регуляторов
тормозных сил. Исследование характеристик регуляторов

Студент

Букаров А.Е.

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Черепанов Л.А.

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

Краснопевцева И.В.

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Москалюк А.Н.

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Гудкова С.А.

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Егоров А.Г.

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

И. о. заведующего кафедрой

к.т.н., доцент А.В. Бобровский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ »

20 18 г.

Тольятти 2018

АННОТАЦИЯ

Цель дипломного проекта состоит в проведении стендовых испытаний регулятора давления в гидроприводе задних тормозов автомобиля. Исследована взаимосвязь регулируемого давления с показателями интенсивности торможения и кинематическими характеристиками задней подвески колес. Регуляторы давления устанавливаются, как правило, в приводе к задним тормозным механизмам с целью повышения устойчивости движения заторможенного автомобиля за счет исключения опережающего блокирования задних колес и снижения вероятности их блокирования. Одновременно улучшается использование сцепной массы, а, следовательно, повышается эффективность его торможения. В гидравлическом приводе тормозов легковых автомобилей широкое применение получили редукторы давления с кусочно-линейной характеристикой, срабатывающие в зависимости от изменения нагрузки на задние колеса. Общим конструктивным признаком редукторов давления является дифференциальный поршень, на который действует меньшее плечо упруго-передаточного элемента связи регулятора с подвеской.

ABSTRACT

The title of the graduation work is «Development of a stand for studying characteristics of regulators braking force. Studying characteristics of regulators».

The purpose of the work is holding bench tests of the pressure regulator in the hydraulic drive of the rear brakes of the car. Pressure regulators are usually installed in the drive to the rear brakes. It is done to increase the stability of the movement of the braked car by eliminating the pre-lock rear wheels and reduce the likelihood of blocking them. In the hydraulic drive of passenger car brakes, pressure reducers with piecewise linear characteristics. It is activated depending on the change in the load on the rear wheels, are widely used.

Firstly, we investigate the relationship of the regulated pressure with indicators of the intensity of braking and kinematic characteristics of the rear suspension wheels. The General design feature of the pressure reducers is a differential piston, which acts on a smaller lever of the elastic-transfer element of the regulator connection with the suspension.

The following results are achieved:

- the use of the coupling mass has been improved and, consequently, the braking efficiency is improved;
- graphs showing the characteristics of the regulation braking forces of the car without load and with load are constructed;
- the data of the total and partial vehicle mass, the coefficient of adhesion and acceleration are analyzed;
- relevant conclusions are drawn.

The safety and environmental friendliness of the facility is investigated.

The diploma paper consists of 73 pages including explanatory note, graphic part on 9 sheets of the application with graphics, 7 of them are sheets of A1 and 2 sheets of A0 format.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА.....	8
1.1. Регулирование тормозных сил автомобиля.....	8
1.2. Обзор и тенденции развития стендов.....	14
1.3. Выбор и обоснование принятого варианта конструкции стенда.....	15
1.4. Описание лабораторной установки.....	15
2. ЗАЩИТА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ.....	22
3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	23
3.1. Тягово-динамический расчет автомашины.....	23
3.1.1. Приготовление начальных данных расчета.....	23
3.1.2. Установление передаточного числа главной передачи.....	24
3.1.3. Вычисление внешней характеристики скоростной.....	25
3.1.4. Нахождение передаточных чисел КП.....	27
3.1.5. Тяговый баланс автомашины.....	28
3.1.6. Характеристика динамики автомашины.....	31
3.1.7. Ускорение автомашины.....	32
3.1.8. Путь и время разгона автомашины.....	35
3.1.9. Мощностной баланс автомашин.....	37
3.1.10. Топливо-экономическая характеристика.....	38
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС СБОРКИ.....	41
5. АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЪЕКТА.....	42
Введение.....	42
5.1. Составление общего процесса НИР.....	44
5.2. Расчет бюджета трат на НИР.....	47
5.3. Расчет амортизационных отчислений.....	48
5.4. Экономическая эффективность НИОКР.....	51

5.5. Классификация вычисленных экономических данных.....	51
6. БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ ОБЪЕКТА.....	53
6.1. Описание разработки стенда.....	53
6.2. Инструменты по работе со стендом.....	54
6.3. Требования безопасности при работе со стендом.....	54
6.3.1. Риск нарушения здоровья при работе со стендом.....	54
6.3.2. Меры предупреждения поражения электричеством.....	56
6.3.3. СИЗ при работе со стендом.....	57
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	58
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	59
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	61

ВВЕДЕНИЕ

Регулятор тормозных усилий, в простонародье колдун, представляет собой механическое устройство, предназначенное для сброса избыточного давления в задних барабанных тормозах.

Применение регуляторов тормозных сил исключает опережающее блокирование задних колес и повышает устойчивость движения заторможенного автомобиля, а также улучшает эффективность торможения за счет более рационального использования сцепной массы автомобиля при всех его нагрузочных состояниях.

Регуляторы давления на автомобилях ВАЗ-2109, ВАЗ-2108, на ВАЗ-2114 и других переднеприводных моделях тольяттинского производства устанавливался в задней левой части кузова, под днищем, перед балкой задней подвески. Регулятор давления тормозов на модели ВАЗ-2107 и другой «классике» расположен справа по ходу движения автомобиля в приводе тормозов задних колес и снимают вероятность их блокирования на сухом асфальте, что обеспечивает высокую устойчивость движения на дорогах с усовершенствованным покрытием. Корректируя соотношения давлений в приводе передних и задних тормозов, регуляторы тормозных сил полностью не исключают возможности блокирования колес в отличие от противоблокировочных устройств. Однако достаточно высокая эффективность при простоте конструкции и малой стоимости определила весьма широкое их распространение, особенно на легковых автомобилях.

При проектировании или модернизации тормозной системы с регулятором давления выбираются тип регулятора и его характеристика, определяются конструктивные параметры, которые согласуются с параметрами тормозных сил механизмов и подвески задних колес. Кроме общепринятых требований простоты конструкции, малых металлоемкости и трудозатрат на обслуживание, учитываются тенденции применения диагональной.

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что Регулятор тормозных усилий является элементом системы безопасности автомобиля, отчасти сохраняющим его устойчивость на дороге при экстренном нажатии на педаль тормоза. На современных моделях эту функцию выполняет ABS. Именно поэтому в использовании на производстве технически устаревшего устройства сегодня нет необходимости.

1 Состояние вопроса

1.1 Регулирование тормозных сил автомобиля

Торможение автомобиля должно реализовываться максимально эффективно с одновременным сохранением его устойчивости и управляемости. В момент торможения возникает зависящее от высоты центра масс h_C и замедления J автомобиля переназначение нормальных реакций Z_1 и Z_2 , которые действуют его мосты

$$\frac{P_{T1}}{Z_1} = \frac{P_{T2}}{Z_2} = \varphi. \quad (1.1)$$

При увеличении замедления движения реакция на задний мост уменьшается, а на передний увеличивается. Наибольшая результативность торможения достигается путем максимального использования сцепного веса автомобиля. Соотношение тормозных сил на колесах передней и задней осей P_{T1} и P_{T2} определяется по выражению

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{(b + \varphi h_C)}{(a - \varphi h_C)}, \quad (1.2)$$

где a , b , h_C – координаты расположения центра масс автомобиля по длине и высоте.

Из этого следует, что для обеспечения наибольшего применения сцепного веса необходимо, чтобы соотношение между P_{T1} и P_{T2} изменялось в соответствии с коэффициентом сцепления φ . Соотношение тормозных сил, развиваемых тормозными механизмами, соответствует выражению

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{K_{T1} \times p_1}{K_{T2} \times p_2}, \quad (1.3)$$

где K_{T1} и K_{T2} – коэффициенты пропорциональности, обуславливаемые законом распределения давления в тормозном механизме и конструктивными параметрами механизмов торможения (колесные цилиндры и тормозные камеры); p_1 и p_2 – давление рабочей среды в исполнительных частях.

Следовательно, в реальной тормозной системе распределение тормозных сил складывается из свойств тормозных механизмов и давления

рабочей среды в контурах привода. Для имеющихся тормозных механизмов значения коэффициентов K_{T1} и K_{T2} , как правило, неизменны, при этом $K_{T1} \neq K_{T2}$.

По этой причине регулирование тормозных сил – изменение давления в контурах тормозного привода.

Для максимального применения сил сцепления требуется изменять давления p_1 и p_2 по выражениям

$$p_1 = \frac{P_{T1}}{K_{T1}} = \frac{Z_1 \times \varphi}{K_{T1}} = m_a \times g \times b + \varphi \times h_e \times \frac{\varphi}{L \times K_{T1}}; \quad (1.4)$$

$$m_a \times g \times a - \varphi \times h_e \times \frac{\varphi}{L \times K_{T2}}, \quad (1.5)$$

где L – база автомобиля.

Для приемлемого управления тормозными силами давления p_1 и p_2 должны изменяться в соответствии с дорожными условиями (коэффициентом сцепления φ) и нагрузкой на автомобильные мосты.

Есть три вида перераспределения тормозных сил по мостам:

1. Постоянное перераспределение (нерегулируемое).
2. Регулируемое перераспределение без обратной связи.
3. Регулируемое перераспределение с обратной связью.

Давление в контурах в первом случае равно $p_1 = p_2$, присутствует постоянное соотношение

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{K_{T1}}{K_{T2}}. \quad (1.6)$$

Во втором случае, имеющем наиболее частое распространение, применяются регуляторы тормозных сил (РТС). Они размещены, как правило, в заднем контуре тормозного привода и гарантируют определенный закон нахождения отношения P_{T2}/P_{T1} . Функциональная схема регулятора тормозных сил автомобиля показана на рис. 1.1.



Рис. 1.1. Функциональная схема регулятора тормозных сил автомобиля

Из графика А (рис. 1.2) видно, что при $p_1 = p_2$, $\varphi = \varphi_0$, т. е. при непрерывном распределении сил торможения, максимальное применение сцепного веса достигается лишь при конкретных дорожных условиях. По этой причине при $\varphi < \varphi_0$ сначала блокируются колеса переднего моста, автомобиль лишается управляемости, а при $\varphi > \varphi_0$ – теряется устойчивость.

На графике Б изображено наилучшее соотношение давлений контуров для груженого (кривая 2) и негруженого (кривая 3) автомобилей. Данные кривые построены из зависимостей, точки кривых соответствуют определенным значениям коэффициента сцепления φ . Нерегулируемый привод охарактеризован линией 1 ($p_1/p_2 = 1$).

График показывает, что идеальное распределение тормозных сил при разнообразных нагрузках и коэффициенте сцепления обеспечивается регулированием давления в тормозном приводе по довольно сложному нелинейному закону, реализация которого на практике затруднительна.

Имеющиеся регуляторы тормозных сил создаются таким образом, чтобы осуществлялась кусочно-линейная зависимость p_1 и p_2 , т. е. линий ОАВ и ОА1В1. С данными характеристиками при любой силе торможения обеспечивается опережающее блокирование передних колес, что позволяет сохранить устойчивость перемещения транспортного средства.

График зависимостей $p_1 = f(p_2)$ называется статической характеристикой регулятора, имеющей два параметра:

1. Давление, которое обеспечивает включение регулятора в работу (точка А), т. е. регулятор не корректирует работу привода.

2. Коэффициент передачи (усиления) регулятора K_0 , выражаемого тангенсом угла α наклона характеристики на участке АВ, где давление равно

$$p_2 = p_{1A} + K_0 \times p_1 - p_{1A} \quad (1.7)$$

Тормозная система, которая оборудована РТС, – разомкнутая САР по возмущению (статическая нагрузка и замедление).

Водитель, оказывающий воздействие на тормозную педаль, управляет замедлением автомобиля, которое устанавливается суммарной тормозной силой, а тормозные силы распределяются между мостами регулирующей системой. Правильность регулирования обуславливается способностью чувствительного элемента к передаче точной информации о возмущающем действии.

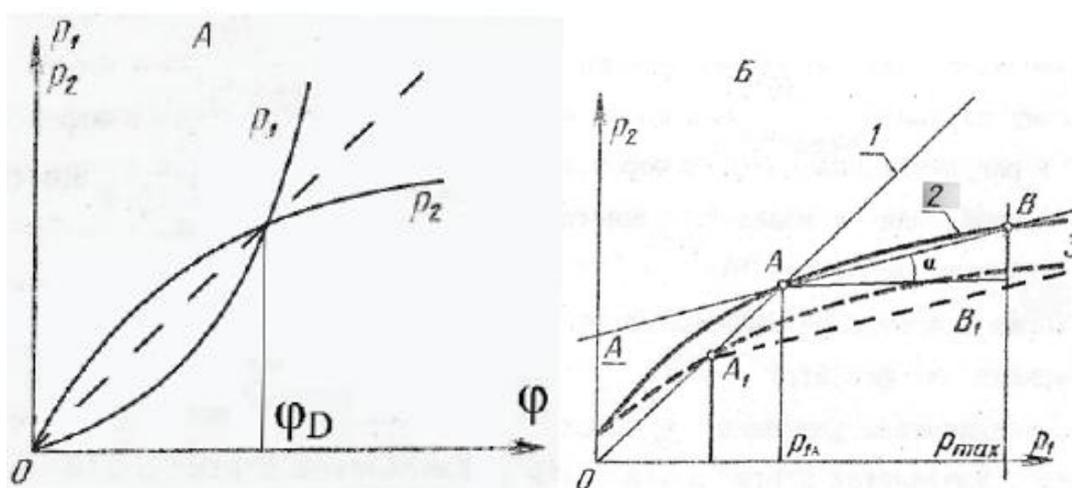


Рис. 1.2. Графики зависимостей P_{T1} и P_{T2} от коэффициента сцепления φ

По принципу работы и способу реализации управления все РТС, используемые в тормозных системах автомобилей, подразделяются на:

1. Отсекатели (ограничители давления), поддерживающие в диапазоне давление $p_1 > p_{1A}$ в заднем контуре привода на постоянном уровне ($K_0 = 0$), благодаря специальному клапану с уравновешивающей пружиной. Ограничители применяются без коррекции точки включения (рис. 1.3, а) и с её коррекцией (рис. 1.3, б).

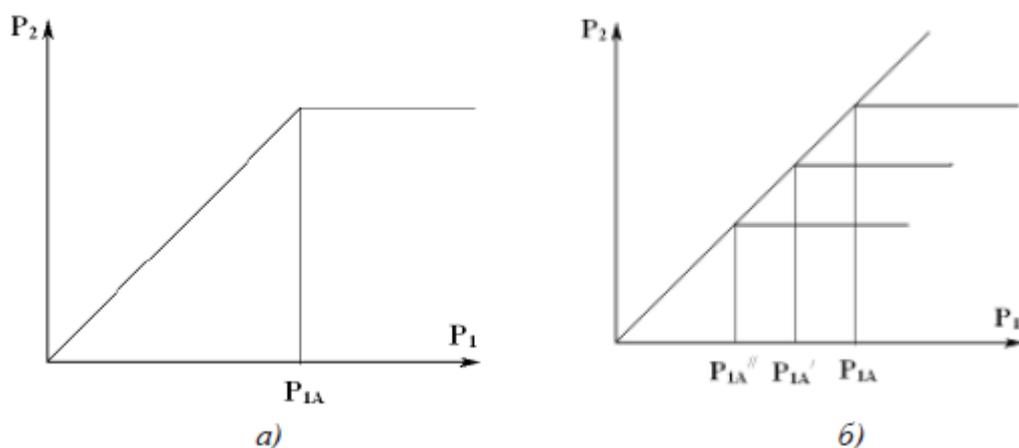


Рис. 1.3. Статические характеристики ограничителей давления

Коррекция точки включения ограничителей давления осуществляется в зависимости от нагрузки на задний мост (торсион одним концом соединен с мостом, другим – с поршнем ограничителя).

2. Компенсаторы (регуляторы давления), у которых меняется наклон характеристики ($K_0 \neq 0$) после точки А.

Регуляторы первого типа применяются мало, т. к. их настоящая характеристика в большей степени отличается от идеальной.

Регуляторы давления делятся на пять типов:

1) Регуляторы, понижающие интенсивность повышения давления P_2 при достижении определенного давления P_1 без изменения давления в точке включения (рис. 1.4, а).

2) Регуляторы, реализующие коррекцию давления в соответствии с нагрузкой на задний мост в точке включения, но с неизменным коэффициентом передачи (рис. 1.4, б).

3) Регуляторы, которые при изменении нагрузки на задний мост корректируют коэффициент передачи, но при непрерывном давлении в точке включения (рис. 1.4, в).

4) Регуляторы, осуществляющие при изменении нагрузки на задний мост коррекцию давления в точке включения и коэффициента передачи (рис. 1.4, г).

5) Регуляторы лучевого типа, которые изменяют коэффициент передачи в соответствии с нагрузкой на задний мост (рис. 1.4, д).

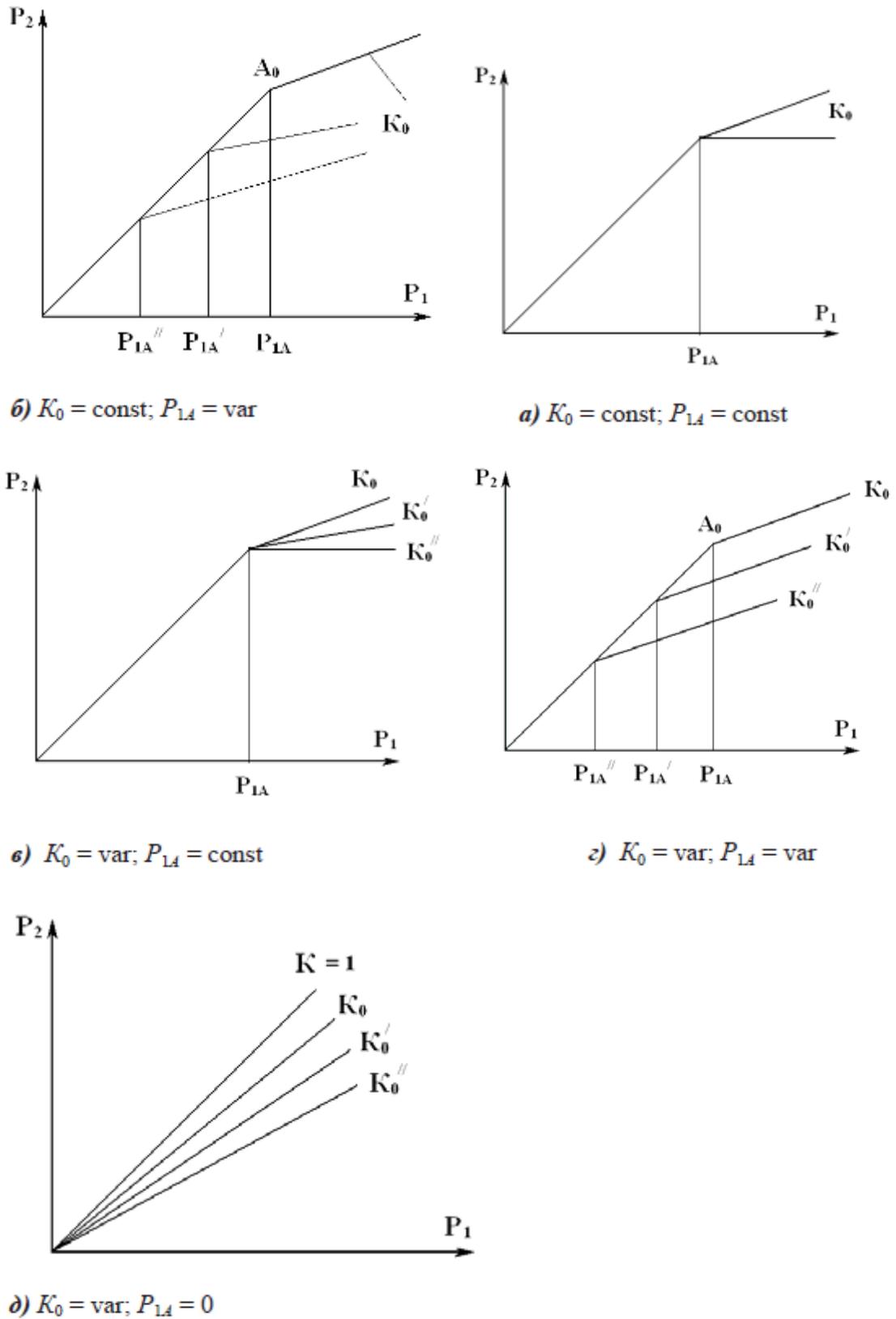


Рис. 1.4. Статические характеристики регуляторов давления

Принцип работы регулятора состоит в следующем.

Площади верхней и нижней частей клапана соответственно:

$$F_B = \frac{\pi D^2}{4}; \quad (1.8)$$

$$F_A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (1.9)$$

Под действием давления жидкости неуравновешенная сила стремится смещать вниз дифференциальный поршень 1. Препятствием для этого служит сила пружины 5 сила упругости РУ торсиона 7. Достижение давления

$$P_{1A} = \frac{(P_y + P_{ПР})}{(F_B - F_A)} \quad (1.10)$$

приведет к закрытию клапана, что разобьет полости А и Б. После этого (точка А₀ 2-й тип) увеличение в полости А давления вызовет под воздействием суммарной силы РУ + РПР и возрастающего давления Р1 уменьшение закрытого объема полости Б и установление в задних тормозных механизмах давления

$$P_2 = \frac{F_A}{F_B} \times P_1 + \frac{(P_y + P_{ПР})}{F_B}. \quad (1.11)$$

1.2 Обзор и тенденции развития стендов

Стенды можно квалифицировать так:

Для бензиновых и дизельных двигателей. Для испытания топливной аппаратуры. Измерение мощностного баланса ДВС. Ресурсные испытания. Обкаточные. Универсальные, для применения более новых агрегатов или систем, устанавливаемых на двигателе.

Для испытания сцеплений. Испытания ведомого диска. Испытания нажимного диска. Фрикционных накладок. Испытания на долговечность. Разомкнутыми и замкнутыми потоками мощности.

Для испытания коробок передач. Ресурсные испытания.

Для испытания приводных валов.

Для испытания элементов подвески. Пружин, амортизаторов, балок, сайлентблоков, рулевых наконечников, шаровых опор, рычагов.

1.3 Выбор и обоснование принятого варианта конструкции стенда

В данной работе целью являлась разработка стенда для исследования характеристик регуляторов тормозных сил. Этот стенд должен быть прост в изготовлении, занимать мало мест, иметь минимум подключаемого к нему оборудования для того, чтобы снизить трудоемкость при выполнении исследований. Для использования стенда в учебном процессе необходимо иметь возможность наглядно показать снятие параметров. Конструкция стенда была создана с нуля, выбора для применения другой конструкции не было. Металлопрокат, примененный для изготовления рамы, обеспечил высокую прочность. Габаритные размеры стенда достаточно малы. Данная конструкция стенда отвечает всем назначениям и требованиям.

1.4 Описание лабораторной установки



Рис. 1. Стенд для исследования регуляторов тормозных сил

1-рама, 2-главный тормозной цилиндр, 3-тормозная педаль, 4-передние тормозные механизмы, 5-задние тормозные механизмы, 6-РТС, 7-торсион, 8- соединительные трубки, 9-шток силового цилиндра, 10-штанга, 11-ролики, 12-распределитель, 13-тросики, 14-натяжной ролик, 15-педаль, 16-тяги, 17-палец, 18-гидравлический насос, 19-электродвигатель, 20-шланги.

Лабораторная установка для снятия характеристик регуляторов представляет собой следующее: на раме 1 смонтирована тормозная гидравлическая система автомобиля, включающая главный тормозной цилиндр 2 с бачком и педалью 3, передние 4 и задние 5 тормозные механизмы, регуляторы тормозных сил 6 с торсионами 7, соединительные трубки 8. Гидравлический силовой цилиндр 9 закреплен к раме 1. Шток силового цилиндра 9 соединен с распределителем 12 и со штангой 10, опирающуюся через ролики 11 на раму 1. Шток силового цилиндра 9 через тросик 13 соединен со свободными концами торсионов 7. Одновременно свободные концы торсионов 7 тросиками 13 соединены с натяжным устройством 14. Педаль 3 через тяги 16 перемещает палец 15 распределителя 12. Гидравлический насос 17 вращается через клиноременную передачу электродвигателем 18. Шланги 19 соединяют гидравлический насос 17 с распределителем 12 и силовым цилиндром 9.

Тормозная система стенда (рис. 1.5) создана из тормозной системы автомобиля и содержит: главный тормозной цилиндр 1 с бачком 3 и педалью 7; передние 2 и задние тормозные механизмы 5; регуляторы тормозных сил 6 автомобилей Волжского автозавода и завода им. Ленинского комсомола, включенные в контуре задних тормозов и действующие один на правый, другой на левый тормозные механизмы; для контроля за давлением тормозной жидкости в системе имеются три манометра 4. Все узлы соединены

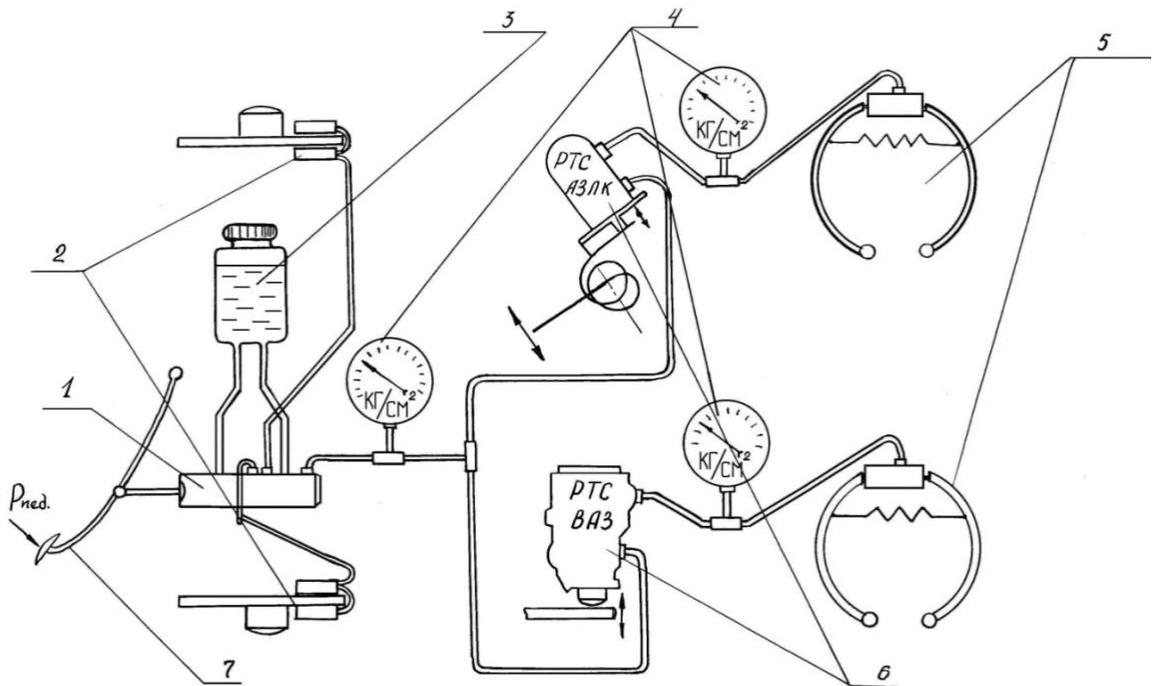


Рис. 1.5. Схема гидравлической тормозной системы автомобиля.

Торсионы 7 и 8 раскручиваются при перемещении влево поршня силового цилиндра. Гидравлическая схема привода изображена на рис.1.6 и включает распределитель 1 с силовым цилиндром 3, гидравлический насос 6 с бачком 4, сливной 5, нагнетательный 7 и соединительные 2 шланги. Палец 3 распределителя тягами с регулируемой длиной 1 и кулисой 2 соединен с педалью тормоза (рис. 1.7).

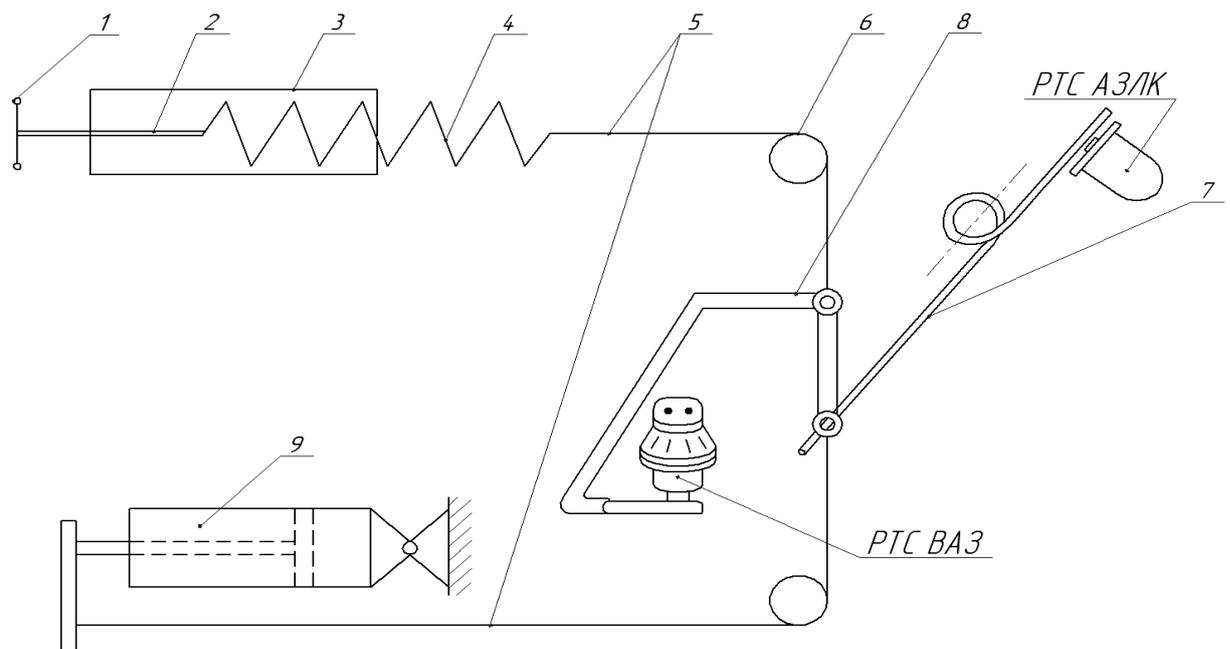


Рис. 1.6. Схема устройства для измерения угла закрутки торсионов регуляторов.

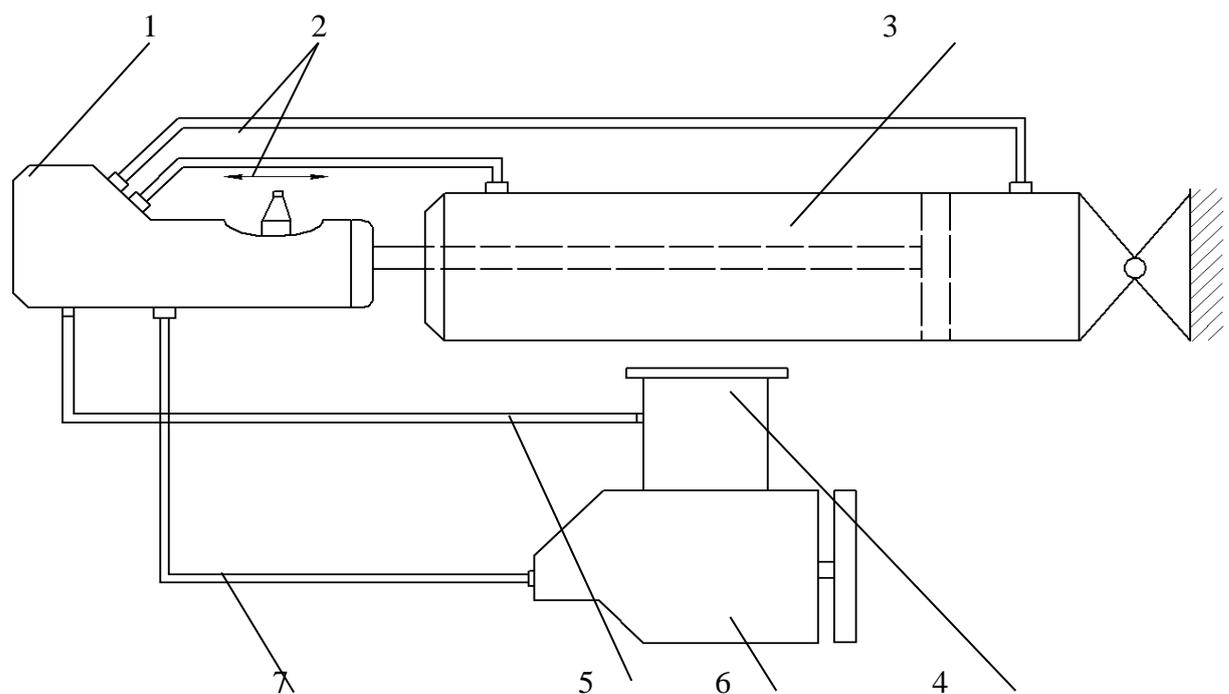


Рис. 1.7. Схема гидравлического привода раскрутки торсионов.

На панели приборов стенда (рис. 1.8) установлен манометр и миллиамперметр. Манометр 1 измеряет давление жидкости на выходе главного тормозного цилиндра, и манометр 2 измеряет давление на выходе регулятора тормозных сил автомобилей ВАЗа, манометр 3 измеряет давление

на выходе регулятора тормозных сил автомобилей АЗЛК. Миллиамперметр 4 измеряет усилие на педали тормоза при торможении.

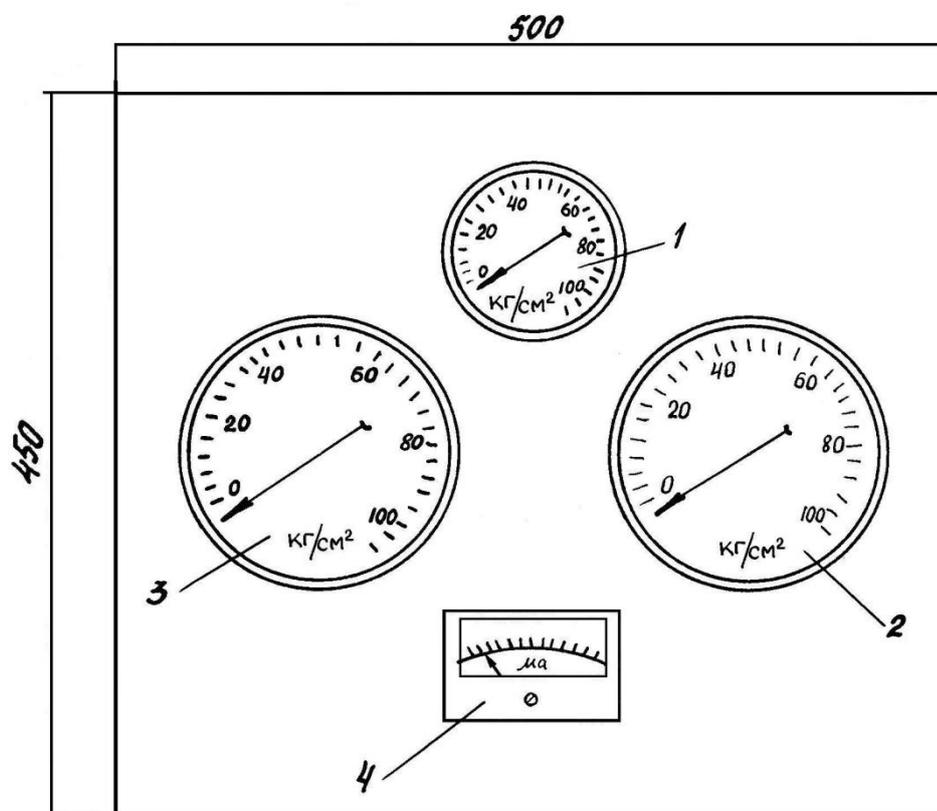


Рис. 1.8. Панель приборов.

Стенд работает следующим образом: маховиком натяжного устройства 14 торсиона 7 регуляторов 6 закручиваются на угол соответствующий определенной нагрузке приходящейся на заднюю ось автомобиля (значение нагрузки указывается при испытаниях преподавателем).

При нажатии на педаль 3 (усилие нажатия на педаль фиксируется миллиамперметром) увеличивается давление на выходе главного тормозного цилиндра 2 (давление измеряется манометром). Одновременно через тяги приводится в движение золотник распределителя, в результате чего масло под давлением подается в правую полость силового цилиндра и шток цилиндра перемещается влево. При перемещении штока торсионы раскручиваются, т.е. имитируют подъем задней части кузова автомобиля при

торможении. Регуляторы тормозных сил, срабатывая, ограничивают давление тормозной жидкости, поступающее в рабочие цилиндры задних тормозных механизмов.

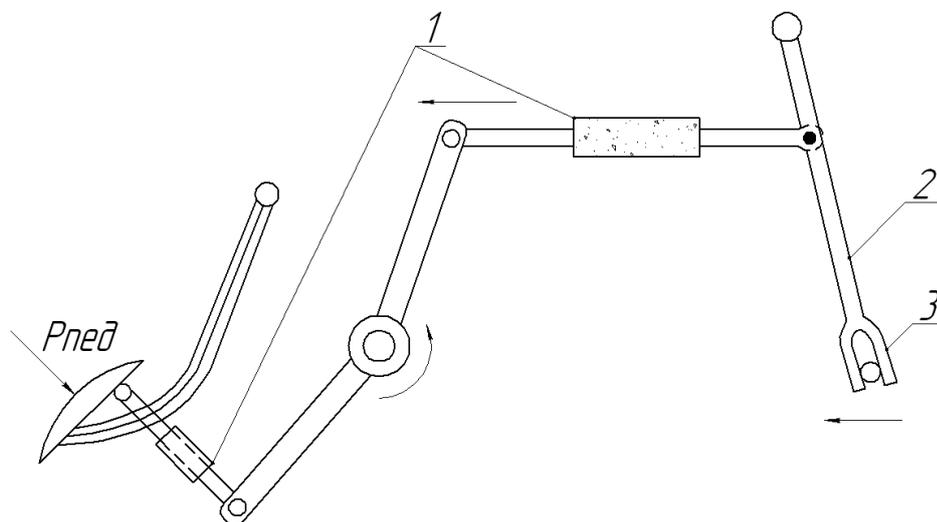


Рис.1.9. Схема механического привода.

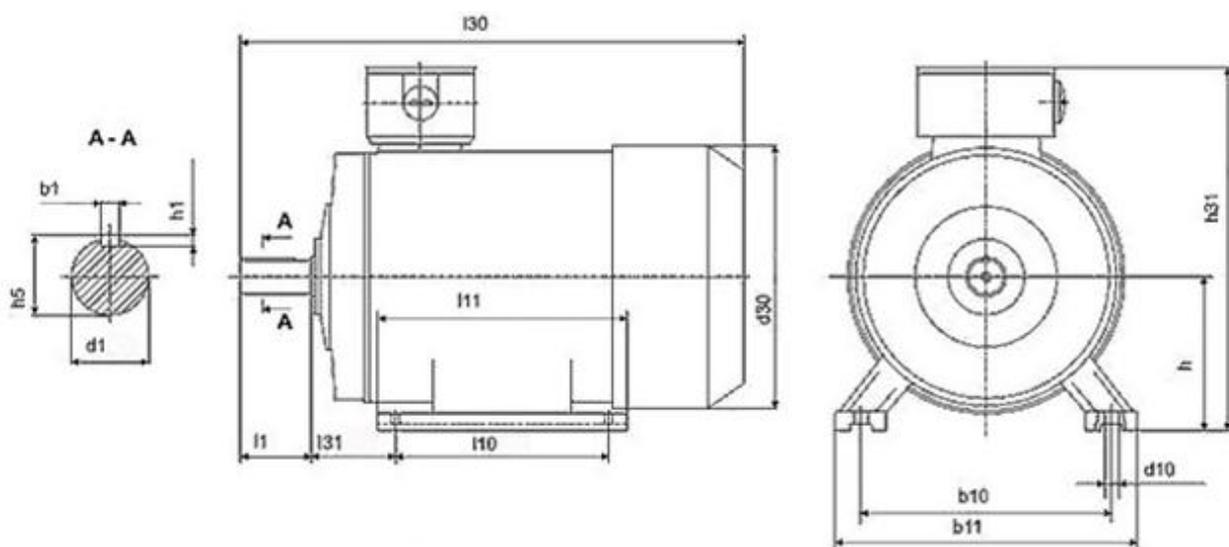


Рис. 1.10. Трехфазный асинхронный электродвигатель АИР 112МВ6

Трехфазный асинхронный электродвигатель АИР 112МВ6 относится к категории общепромышленных электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором. Мощность электродвигателя АИР 112МВ6 4,0 кВт, а частота оборотов - 1000 об/мин. Высота оси вращения (габарит) электродвигателя АИР112 МВ6 – 112 мм, диаметр вала – 32 мм. Степень защиты IP55 – повышенная защита электродвигателя от влаги и пыли. Класс

изоляции обмоток статора "F" – пиковая температура нагрева 150 °С.
 Монтажное исполнение – ИМ 1001 (на лапах).

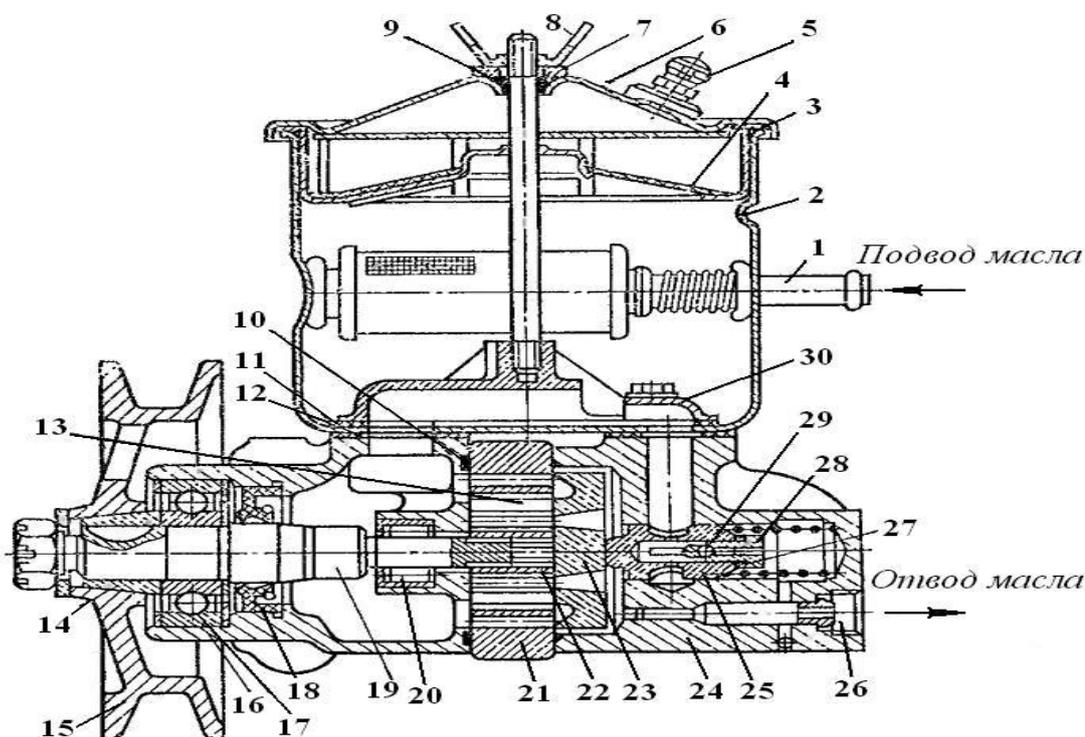


Рис.1.11. Пластинчатый насос двойного действия¹

Пластинчатый насос двойного действия предназначен для работы в системе рулевого управления грузовых автомобилей и автобусов. Устанавливается на автомобили марки «ЗИЛ-130» и их модификации.

Номинальная объемная подача при 600 об/мин., $\text{дм}^3/\text{мин.}$, не менее 9

Номинальная объемная подача при 2000 об/мин, $\text{дм}^3/\text{мин.}$, не более 17

Давление, $7,0 \pm 0,5$ МПа

Интервал частоты вращения входного вала, $600-4800 \text{ мин}^{-1}$

Теоретический рабочий объем, $19,8 \text{ см}^3$

Температура рабочей жидкости, $-20+90 \text{ С}$

Масса, 7,5 кг.

¹ 1 — патрубок; 2 — бачок; 3 — прокладка; 4 — сетчатый фильтр; 5 — сапун; 6 — крышка бачка; 7 — шайба; 8 — гайка-барашек; 9, 10 — уплотнительные кольца; 11 — прокладка коллектора; 12 — прокладка бачка; 13 — лопасть гидросилителя; 14 — конусная втулка; 15 — шкив; 16 — корпус; 17 — передний подшипник; 18 — сальник; 19 — вал; 20 — задний подшипник; 21 — статор; 22 — ротор; 23 — распределительный диск; 24 — крышка; 25 — перепускной клапан; 26 — нагнетательное отверстие; 27 — регулировочные прокладки; 28 — седло предохранительного клапана; 29 — предохранительный клапан; 30 — коллектор.

2 Защита интеллектуальной собственности

Не предусмотрено.

Руководитель: _____ / Черепанов Л.А. /

3 Конструкторская часть

3.1 Тягово-динамический расчет автомашины

Исходные данные ВАЗ 2106:

Компоновочная схема автомашины	Заднеприводный
Длина авто	4185мм
Ширина авто	1611мм
Высота авто	1440мм
Масса авто при снаряженном состоянии	1035кг
Шины	175/70 R13
Коэффициент сопротивления качению	0,012
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,40
Коэффициент уклона	0,26
Предельная скорость	150 км/ч

3.1.1 Приготовление начальных данных расчета.

Полная масса автомашины:

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} n + m_6 = 1460 \text{ кг} \quad (3.1)$$

где,

m_a — снаряженная масса автомашины

m_0 — снаряженная масса автомашины

$m_{\text{ч}}$ — 75 кг масса пассажира

n — количество людей вместе с водителем

m_6 — вес багажа по 10 кг на 1 человека

Нагрузка осей:

• заднюю ось 43%

• переднюю ось 57%

$$m_1 = 1460 \cdot 0,43 = 627,8 \text{ кг},$$

$$m_2 = 1460 \cdot 0,57 = 832,2 \text{ кг}.$$

Выбор шин:

$$r_{\text{ст}} = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H = 0,270 \text{ м} \quad (3.2)$$

d – посадочный $D_{\text{шины}}$

λ_z – величина нормальной деформации, который зависит от шины

$$\frac{H}{B} = 0,65 \text{ мм}$$

На дорогах с покрытием твердым $r_{ct} \approx r_{\delta} \approx r_k$

r_{δ} – изменчивый $R_{\text{колеса}}$

r_k – R качения колеса

$K_{\text{обтекаемости}}$:

$$k = \frac{c_x \cdot \rho}{2} = \frac{0,4 \cdot 1,293}{2} = 0,26 \quad (3.3)$$

ρ – воздушная плотность при н.у. 760 мм.рт.ст

$$\rho = 1,293$$

$S_{\text{обтекаемость}}$:

$$F = 0,8 \cdot B_{\Gamma} \cdot H_{\Gamma} = 0,8 \cdot 1,611 \cdot 1,440 = 1,86 \text{ м}^2$$

B_{Γ} – ширина автомашины габаритная

H_{Γ} – высота автомашины габаритная

Коэффициент полезного действия трансмиссии автомашины будет
принят: $\eta_{\text{тр}} = 0,92$

Величина сопротивления качению:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right) = 0,0224 \quad (3.4)$$

f_0 – величина сопротивления качению автомашины на маленькой скорости

V – скорость автомашины, м/с

3.1.2 Установление передаточного числа главной передачи

$$U_0 = \frac{r_k}{U_k} \cdot \frac{\omega_{max}}{V_{max}} = 4,98 \quad (3.5)$$

ω_{max} – предельная скорость углового коленчатого вала

U_k – передаточное число передачи высшей, позволяющая достичь предельную скорость автомашины

$U_0 = 4.98$ - передаточное число главной передачи

3.1.3 Вычисление внешней характеристики скоростной

Мощность двигателя на предельной скорости:

$$N_v = \frac{1}{\eta_{тр}} G_a \cdot \psi_v \cdot V_{max} + \frac{c_x \cdot \rho}{2} \cdot F \cdot V_{max}^3 = 74 \text{ кВт} \quad (3.6)$$

ψ_v – величина сопротивления дороги на предельной скорости автомашины

$G_a = m_a \cdot g$ – цельный вес автомашины

$\psi_v = f = 0,0224$

Предельная мощность двигателя:

$$N_{max} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 + c \cdot \lambda^3} \quad (3.7)$$

a, b, c – коэффициенты эмпирические

$a = b = c = 1$

$\lambda = \frac{\omega_{max}}{\omega_N}$ - отношение частоты вращения коленного вала на предельную

скорости к частоте вращения коленного вала на предельную мощности.

Данное отношение возьмем как $\lambda = 1,11$

$$\omega_N = \frac{\omega_{max}}{\lambda} = \frac{580}{1,11} = 522,52 \text{ рад сек}$$

Вычисляем внешнюю скоростную характеристику:

$$N_e = N_{\max} \left(a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - c \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right) \quad (3.8)$$

ω_e – действующее значение угловой скорости коленного вала (рад/сек)

N_e – действующее значение мощности двигателя (Вт)

Результаты сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1

ω_e, c^{-1}	100	153	206	259	312	365	418	471	524	577
$N_e,$ кВт	15,3	24,48	33,91	43,22	52,05	60,01	66,75	71,90	75,07	75,9
$M_e,$ Нм	153	160,0	164,6	166,8	166,8	164,4	159,6	152,6	143,2	131

На рисунке 3.1 показана внешняя скоростная характеристика двигателя.

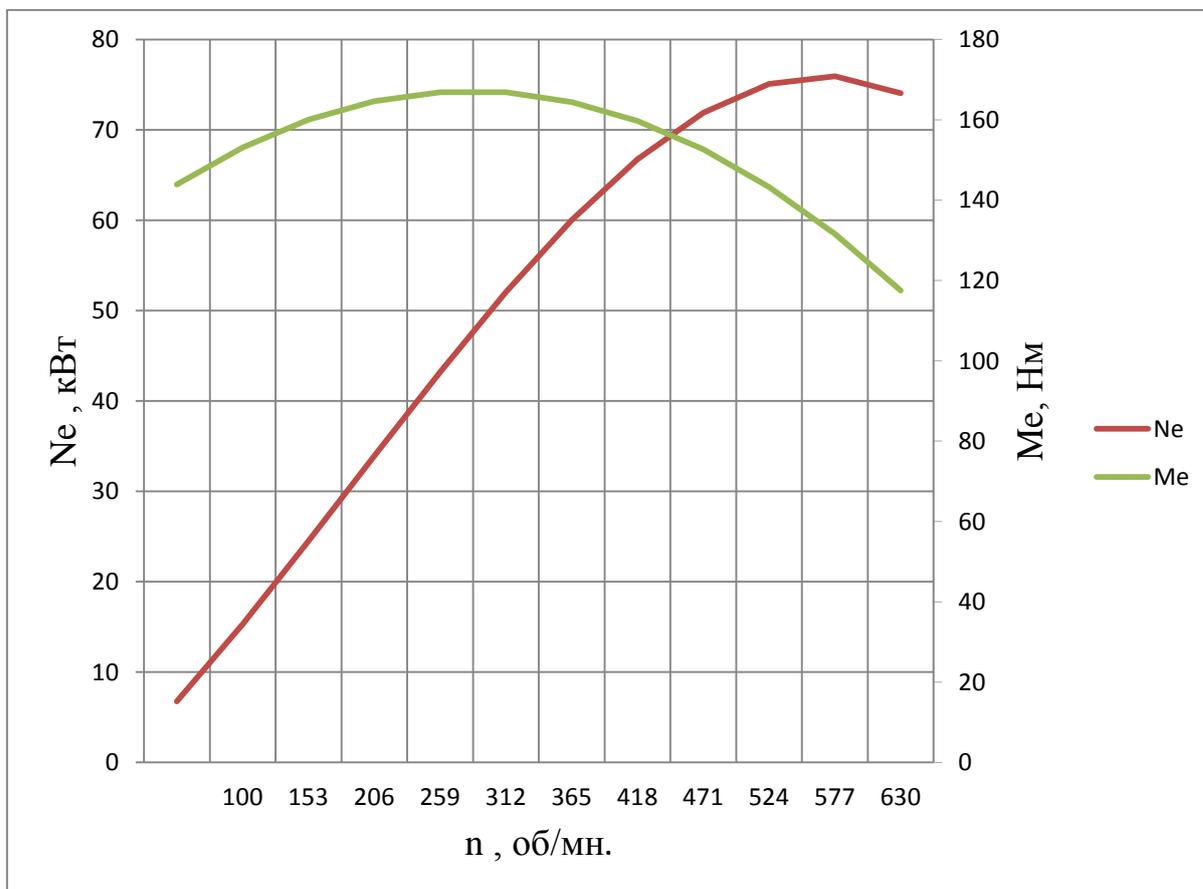


Рисунок 3.1– Внешняя скоростная характеристика двигателя

3.1.4 Нахождение передаточных чисел КП

$$U_0 = \frac{r_k}{U_k} \times \frac{\omega_{\max}}{V_{\max}} = \frac{0,2704}{0,755} \times \frac{630}{41,67} = 4,98 \quad (3.9)$$

ω_{\max} – предельная угловая скорость коленчатого вала двигателя.

U_k – передаточное число КП при включенной первой передаче.

$$U_0 = \frac{0,2704}{0,755} \times \frac{630}{41,67} = 4,98$$

где U_0 – передаточное число главной передачи;

$$U_1 \geq \frac{G_a \times \psi_{\max} \times r_k}{M_{\max} \times \eta_{\text{тр}} \times U_0} \geq \frac{14322,5 \times 0,272 \times 0,2705}{166,8 \times 0,65 \times 4,9} \quad (3.10)$$

M_{\max} – предельный эффективный момент двигателя, Нм

$\psi_{\max} = \alpha_{\max} + f_0 = 0,28 + 0,010 = 0,29$ – предельная величина сопротивления дороги

$$U_1 \leq \frac{G_{\text{сц}} \times \varphi \times r_k}{M_{\max} \times \eta_{\text{тр}} \times U_0} \leq \frac{12890 \times 0,8 \times 0,2705}{166,8 \times 0,65 \times 4,9} \leq 5,15 \quad (3.11)$$

$G_{\text{сц}} = m_1 \cdot G = 0,9 \cdot 1460 = 12890$ Н – сцепной вес автомашины;

Для автомашины с приводом на передние и задние колеса сцепную массу автомашины нужно вычислять по формуле:

$$G_{\text{сц}} = m_1 G_1, \quad \text{или} \quad G_{\text{сц}} = m_2 G_2, \quad (3.12)$$

G_1 и G_2 – масса, соответствующая передней оси автомашины;

m_1 и m_2 – величины перераспределения нагрузки соответственно на передние колеса.

Для вычислений нужно брать $m_1=0,8\dots0,9$; $m_2=1,05\dots1,12$; $\varphi=0,8$ (заасфальтированное, сухое шоссе в нормальном состоянии)

Принимаем $U_1 = 3$.

$$U_{\text{II}} = 1,98$$

$$U_{\text{III}} = 1,29$$

$$U_{\text{IV}} = 1$$

$$U_{3x} = 1,3 * U_1 = 1,3 * 3,24 = 4,1$$

Производим определение скорости автомашины для каждой передачи:

$$V = \frac{r_k \times \omega_B}{U_0 \times U_k} \quad (3.13)$$

Результаты заносим в таблицу 3.2.

Таблица 3.2

n, об/мин	I	II	III	IV
955	1,32	2,68	3,81	5,29
1461	2,02	4,1	5,83	8,1
1967	2,73	5,52	7,85	10,9
2473	3,43	6,94	9,87	13,71
2979	4,13	8,36	11,89	16,51
3486	4,83	9,78	13,91	19,32
3992	5,53	11,2	15,93	22,12
4498	6,23	12,62	17,95	24,73
5004	6,93	14,04	19,97	27,73
5510	7,63	15,46	21,99	30,53
6016	8,33	16,88	24,02	33,34

3.1.5 Тяговый баланс автомашины

Уравнение тягового баланса:

$$P_T = P_d + P_B + P_{и} \quad (3.14)$$

P_T – мощность тяги

P_d – мощность дорожной сопротивляемости

P_B – мощность сопротивляемости воздуха

$P_{и}$ – мощность сопротивляемости разгону автомашины

Тяговая мощность ведущих колес для определенной передачи высчитываются с помощью формулы:

$$P_T = \frac{U_K \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (3.15)$$

U_K – передаточное число КП

M_e – показатель эффективного момента движителя (Нм)

Потенциал сопротивляемости дороги

$$P_D = G_a \cdot \psi \quad (3.16)$$

Мощность сопротивляемости воздуха

$$P_B = \frac{c_x \cdot \rho \cdot F \cdot V^2}{2} \quad (3.17)$$

Вычисляем тяговую мощность на ведущих колесах автомашины.

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3

n, об/мин	Тяговая мощность на ведущих колесах на передаче, Н				Мощность сопротивляемости на V передаче, Н		
	I	II	III	IV	P _B	P _D	P _Σ
955	7522,20	3714,95	2610,70	1880,55	11,68	175,63	187,31
1461	7862,14	3882,83	2728,68	1965,54	27,37	180,67	208,04
1967	8087,69	3994,22	2806,96	2021,92	49,65	187,84	237,49
2473	8198,85	4049,12	2845,54	2049,71	78,42	197,09	275,51
2979	8195,61	4047,52	2844,42	2048,9	113,85	208,48	322,33
3479	8077,98	3989,43	2803,59	2019,5	155,73	221,95	377,68
3996	7845,95	3874,84	2723,06	1961,49	204,32	237,57	441,89
4498	7499,54	3703,75	2602,83	1874,89	259,48	255,31	514,79
5004	7038,72	3476,1	2442,90	1759,68	321,05	275,11	596,16
5510	6463,52	3192,10	2243,26	1615,88	389,36	297,07	686,43
6016	5773,92	2851,53	2003,93	1443,48	464,04	321,09	785,13

На рисунке 3.2 показан тяговый баланс автомашины.

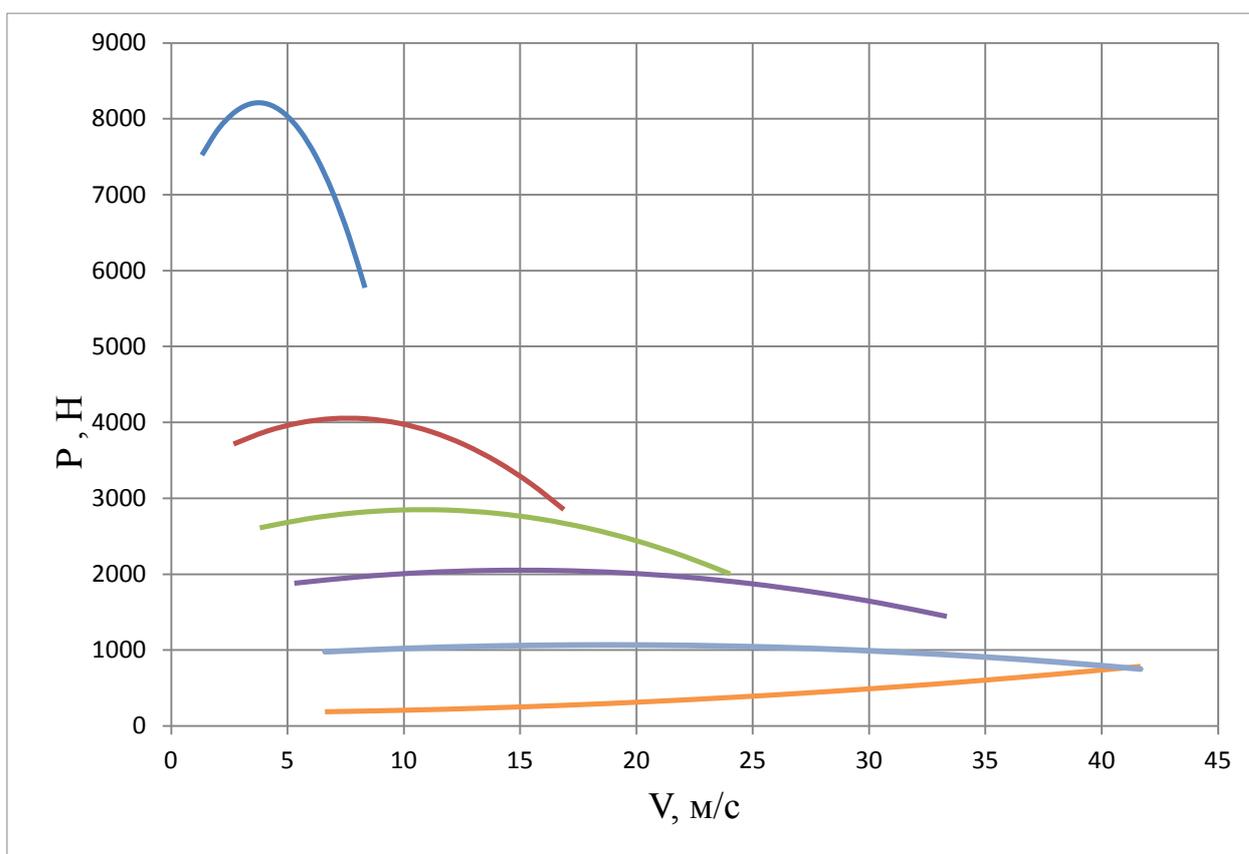


Рисунок 3.2 – Тяговый баланс автомашины

Проводим расчет воздушного сопротивления на каждой передаче, результаты заносим в таблицу 3.4.

Таблица 3.4

I		II		III		IV	
V, м/с	P _B						
1,32	0,47	2,68	1,92	3,81	3,88	5,29	7,48
2,02	1,09	4,1	4,49	5,83	9,08	8,1	17,53
2,73	1,99	5,52	8,14	7,85	16,47	10,9	31,75
3,43	3,14	6,94	12,87	9,87	26,03	13,71	50,23
4,13	4,56	8,36	18,68	11,89	37,78	16,51	72,85
4,83	6,23	9,78	25,56	13,91	51,71	19,32	99,75

Продолжение таблицы 3.4

I		II		III		IV	
V, м/с	P _B						
5,53	8,17	11,2	33,52	15,93	67,82	22,12	130,76
6,23	10,37	12,62	42,56	17,95	86,11	24,93	166,09
6,93	12,83	14,04	52,68	19,97	106,58	27,73	205,5
7,63	15,56	15,46	63,87	21,99	129,23	30,53	249,09
8,33	18,54	16,88	76,15	24,02	154,19	33,34	297,06

3.1.6 Характеристика динамики автомашины

Фактор динамики на нужной передаче:

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a} \quad (3.19)$$

P_B – мощность сопротивляемости воздуха

P_m – тяговая мощность на ведущих колесах автомашины

G_a – сцепная масса автомашины

Проводим расчет фактора динамики на всех передачах данные заносим в таблицу 3.5.

Таблица 3.5

n, об/мин	Фактор динамики D на передаче				Величина сопротивляемости f			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
955	0,53	0,26	0,18	0,13	0,02	0,02	0,02	0,02
1461	0,55	0,27	0,19	0,14	0,02	0,02	0,02	0,02
1967	0,56	0,28	0,19	0,14	0,02	0,02	0,02	0,02
2473	0,57	0,28	0,20	0,14	0,02	0,02	0,02	0,03
2979	0,57	0,28	0,20	0,14	0,02	0,02	0,02	0,03
3486	0,56	0,28	0,19	0,13	0,02	0,02	0,03	0,03
3992	0,55	0,27	0,19	0,13	0,02	0,02	0,03	0,03
4498	0,52	0,26	0,18	0,12	0,02	0,02	0,03	0,03
5004	0,49	0,24	0,16	0,11	0,02	0,03	0,03	0,03

Продолжение таблицы 3.5

n, об/мин	Фактор динамики D на передаче			Величина сопротивляемости f				
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
5510	0,45	0,22	0,15	0,10	0,02	0,03	0,03	0,03
6016	0,40	0,19	0,13	0,08	0,02	0,03	0,03	0,04

На рисунке 3.3 показан фактор динамики.

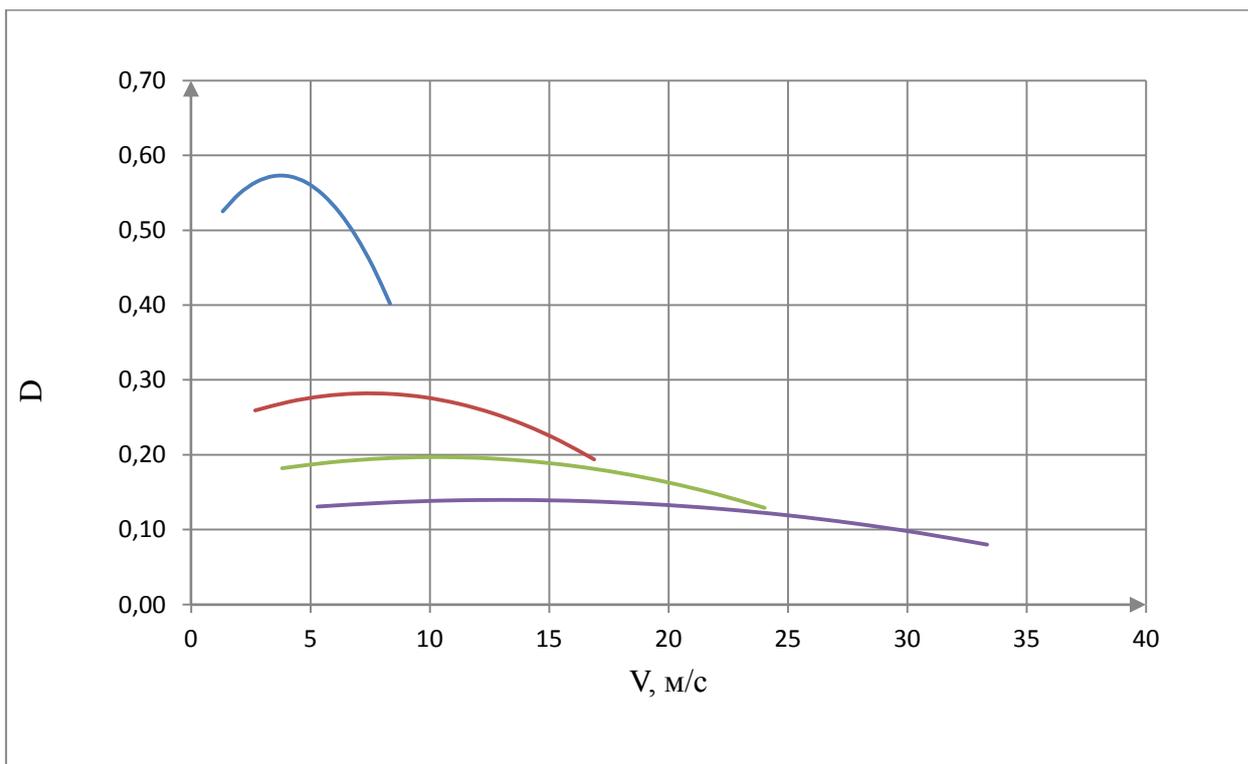


Рисунок 3.3 – Динамический фактор

3.1.7 Ускорение автомашины

При разгоне ускорение определяется во время движения автомашины по дороге горизонтальной ($i=0$) с покрытием твердым положительного качества при предельном использовании силы движителя и отсутствии буксирования ведущих колес [11]. Ускорение рассчитывают из выражение:

$$J = \frac{D - f \cdot g}{\delta_{вр}} \quad (3.20)$$

$\delta_{вр}$ – величина анализа вращающихся масс

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{I_M \cdot \eta_{тр} \cdot U_{тр}^2 + I_K \cdot g}{G_a \cdot r_k^2} \quad (3.21)$$

I_M – положение инерции вращающихся частей движителя

$U_{тр} = U_0 \cdot U_K$ – передаточное число трансмиссии

I_K – суммарное положение инерции ведущих колес

Определим коэффициент вращающихся масс по формуле:

$$\delta_{вр} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_K^2 \quad (3.22)$$

δ_1 – величина анализа вращающихся масс колес

δ_2 – величина учитывание вращающихся масс движителя

Возьмем $\delta_1 = \delta_2 = 0,04$

Данные заносим в таблицу 3.6.

Таблица 3.6

I	II	III	IV
1,20	1,14	1,10	1,08

Величина сопротивляемости качению для каждой передаче:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{2000} \right)$$

$$f_0 = 0,012$$

Производим расчет ускорения автомашины для каждой передачи результаты заносим в таблицу 3.7.

Таблица 3.7

n, об/мин	Ускорение на передачи м/с^2				Величина, обратная ускорению на передаче, $\text{с}^2/\text{м}$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
955	2,61	1,85	1,36	0,96	0,38	0,54	0,74	1,04
1461	2,73	1,94	1,43	1,01	0,37	0,52	0,70	0,99
1967	2,81	2,00	1,47	1,04	0,36	0,50	0,68	0,96
2473	2,85	2,03	1,49	1,04	0,35	0,49	0,67	0,96
2979	2,85	2,02	1,48	1,03	0,35	0,49	0,68	0,97
3486	2,81	1,99	1,45	0,99	0,36	0,50	0,69	1,01
3992	2,72	1,92	1,39	0,94	0,37	0,52	0,72	1,07
4498	2,60	1,82	1,31	0,86	0,39	0,55	0,77	1,16
5004	2,43	1,69	1,20	0,77	0,41	0,59	0,83	1,31
5510	2,22	1,53	1,07	0,65	0,45	0,65	0,94	1,54
6016	1,97	1,34	0,91	0,51	0,51	0,75	1,10	1,95

На рисунке 3.4 показано ускорение автомашины.

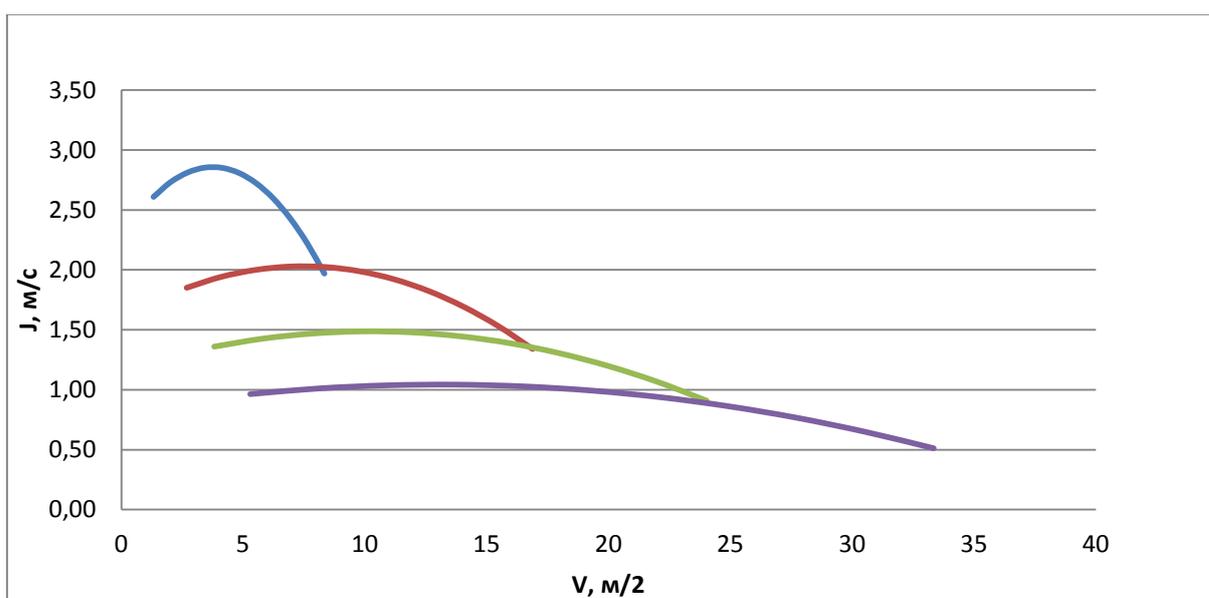


Рисунок 3.4 – Ускорение автомашины

На рисунке 3.5 показано обратные ускорения автомашины.

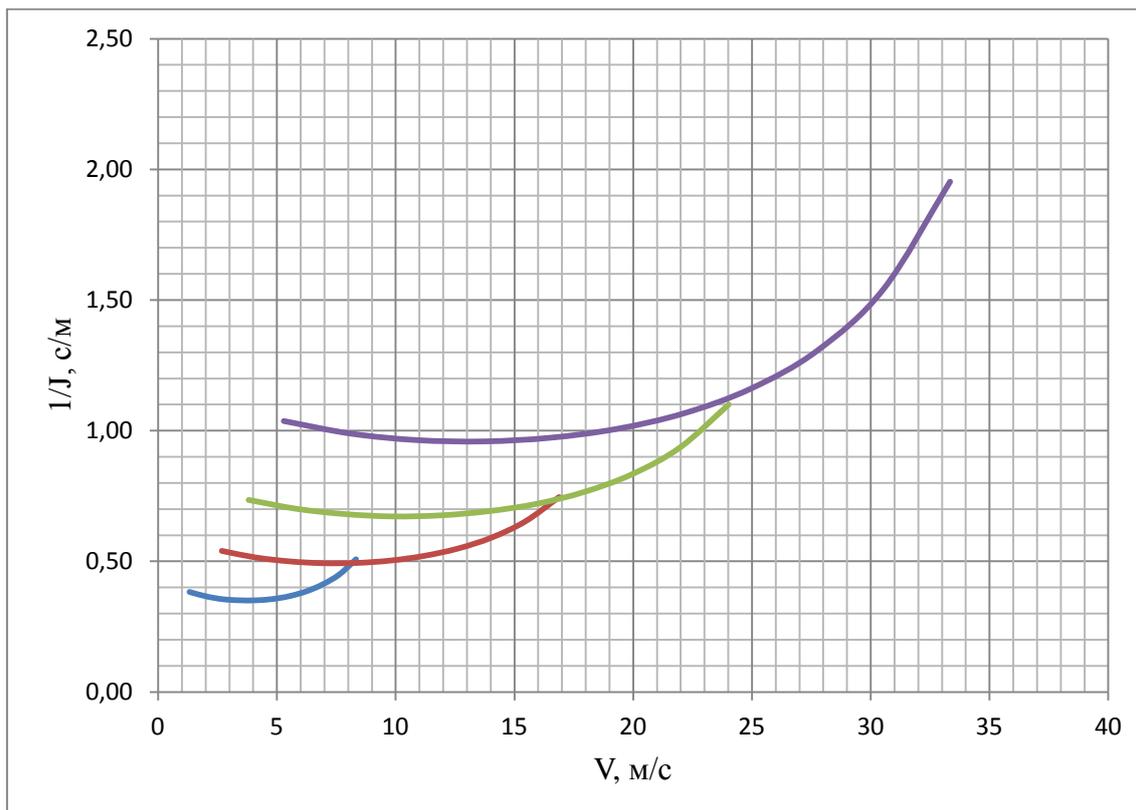


Рисунок 3.5 – Обратное ускорение автомашины

3.1.8 Путь и время разгона автомашины

Путь и время разгона автомашины определим графоаналитическим способом. Интегрирование подменим суммой финальных величин [11].

$$\Delta t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} \times dV \approx \left(\frac{1}{j_{cp}} \right)_2 \times (V_2 - V_1) \quad (3.23)$$

Показатели расчетов приведены в таблицах 3.8 и 3.9.

Таблица 3.8

t, с	0	2.06	4.14	7.04	11.12	16.18	23.98	35.41
V, м/с	0	1.71	8.28	14.85	21.42	27.99	34.57	41.13
ΔS	0	1.76	18.61	77.31	194.55	388.68	734.01	1316.4
S	0	1.76	20.38	95.92	271.86	583.23	1122.69	2050.4

Таблица 3.9

$V, \text{ м/с}$	0	1.71	8.28	14.85	21.42	27.99	34.57	41.13
$1/J_{\text{ср}}$	0	0.314	0.316	0.442	0.62	0.77	1.189	2.347
$t, \text{ с}$	0	2.06	4.14	7.04	11.12	16.18	23.98	35.41

На рисунке 3.6 показано время разгона автомашины.

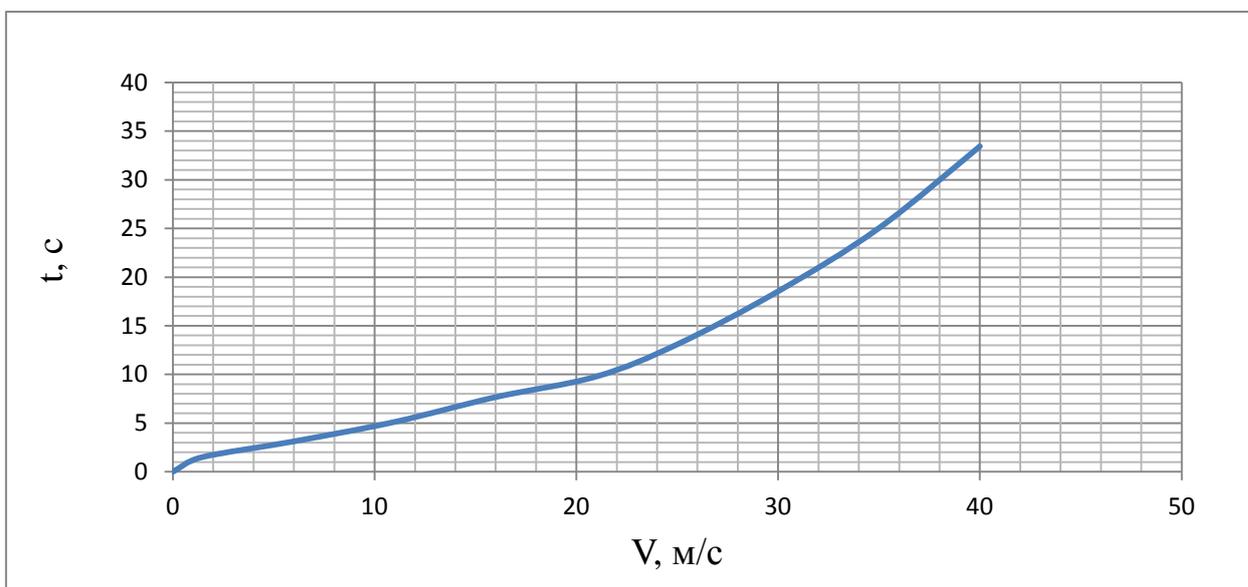


Рисунок 3.6 – Время разгона автомашины

На рисунке 3.7 показан путь разгона автомашины.

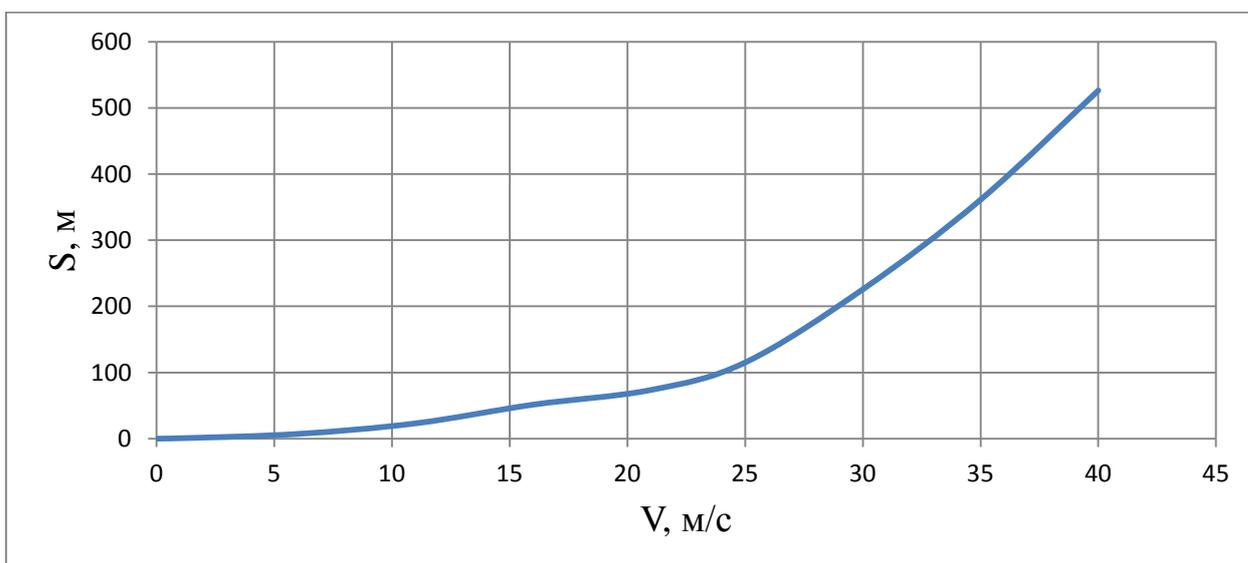


Рисунок 3.7 – Путь разгона автомашины

На рисунке 3.8 показан график интенсивности разгона.

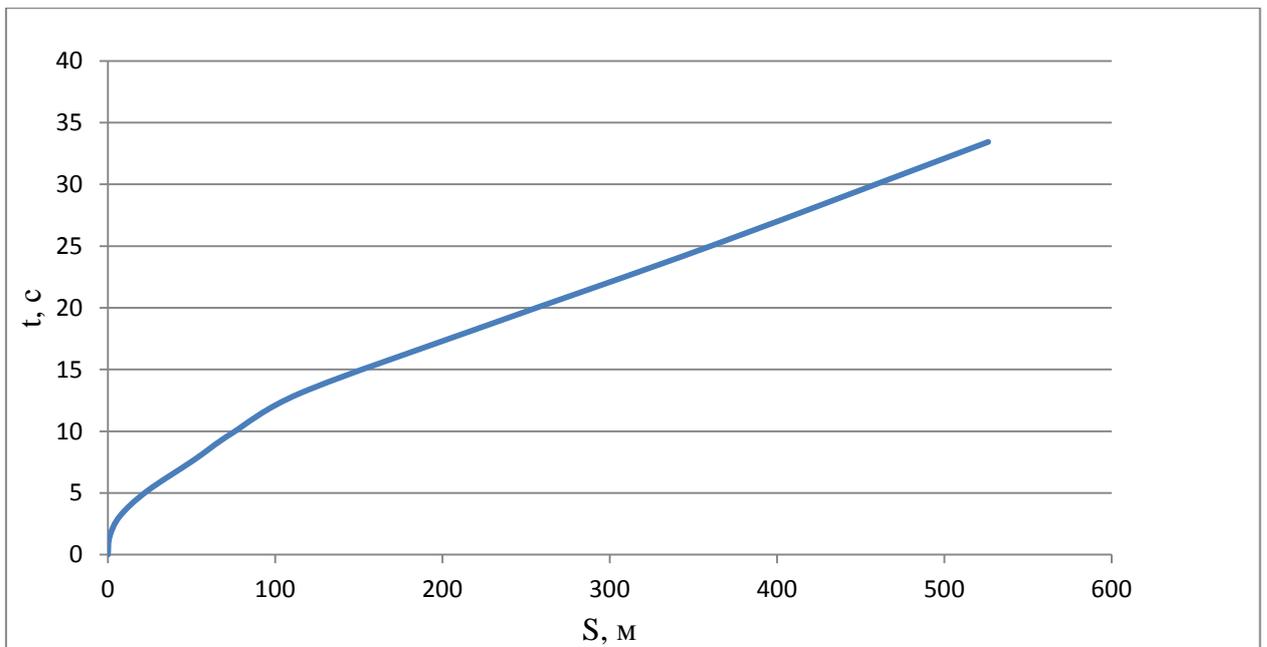


Рисунок 3.8 – График интенсивности разгона

3.1.9 Мощностной баланс автомашины

Уравнение баланса мощностного:

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_f + N_{п} + N_B + N_{и} \quad (3.24)$$

N_T – тяговая интенсивность, или интенсивность подводимая к ведущим колесам

$N_{тр}$ – интенсивность, теряемая в агрегатах трансмиссии

$N_f = P_f \cdot V$ – интенсивность, потраченная на преодоление $F_{сопр}$ качения колес

$N_{п} = P_{п} \cdot V$ – интенсивность, потраченная на преодоление $F_{сопр}$ подъему

$N_B = P_B \cdot V$ – интенсивность, потраченная на преодоление $F_{сопр}$ воздуху

$N_{и} = P_{и} \cdot V$ – интенсивность, потраченная на преодоление $F_{сопр}$ инертности

$N_d = P_d \cdot V = N_f + N_{п}$ – интенсивность, потраченная на $F_{сопр}$ дороги

Показатели расчетов приведены в таблице 3.10.

Таблица 3.10

$v, \text{ м/с}$	6,61	10,12	13,63	17,13	20,64	24,14	27,65
$N_e, \text{ кВт}$	15,31	24,48	33,91	43,22	52,05	60,01	66,75
$N_T, \text{ кВт}$	9,95	15,91	22,04	28,09	33,83	39,01	43,39
$N_B, \text{ кВт}$	0,08	0,28	0,68	1,34	2,35	3,76	5,65
$N_d, \text{ кВт}$	1,16	1,83	2,56	3,38	4,30	5,36	6,57
$N_B + N_d$	1,24	2,11	3,24	4,72	6,65	9,12	12,22
$(N_B + N_d)/N_T$	0,12	0,13	0,15	0,17	0,20	0,23	0,28

На рисунке 3.9 показан мощностной баланс автомашины.

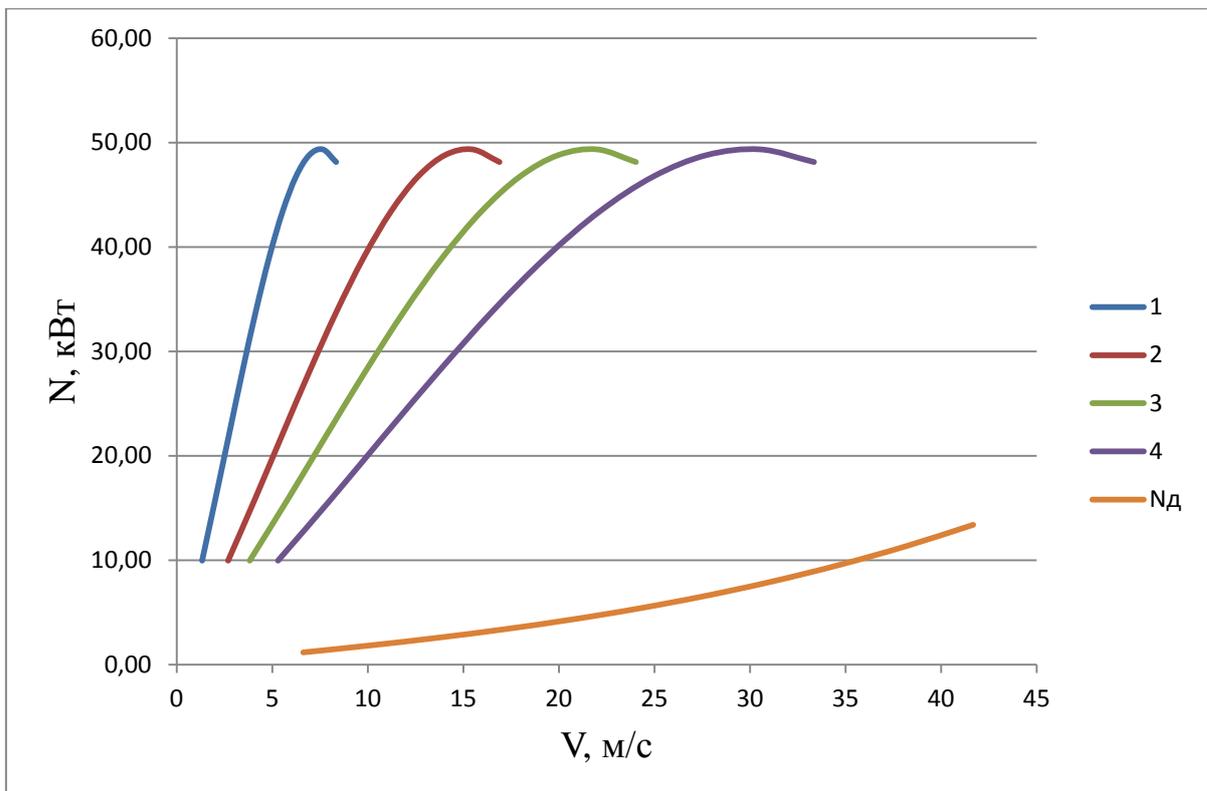


Рисунок 3.9 – Мощностной баланс автомашины

3.1.10 Топливоно-экономическая характеристика

$$q_{\Pi} = \frac{k_{\text{СК}} \cdot k_{\text{И}} \cdot P_{\text{Д}} + P_{\text{И}} \cdot g_{\text{emin}} \cdot 1,1}{36000 \cdot \rho_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{ТР}}} \quad (3.25)$$

$k_{\text{СК}}$ – величина, предусматривающие трансформации экономичного расхода топлива в зависимости от ω

$k_{\text{И}}$ – величина, предусматривающие изменение трансформации расхода топлива в зависимости от N

g_{emin} – наименьшие трансформация расхода топлива

Возьмем его равным 340 г/кВт ч

ρ_{T} – топливная плотность

Возьмем ее равной 0,73 кг/л

Величины $k_{\text{СК}}$ и $k_{\text{И}}$ определим благодаря графикам

Показатели расчетов приведены в таблице 3.11.

Таблица 3.11

$V, \text{ м/с}$	6,61	10,12	13,63	17,13	20,64	24,14	27,65
ω_e/ω_N	2,45	2,3	2,2	1,95	1,75	1,5	1,36
$k_{\text{СК}}$	0,12	0,13	0,14	0,16	0,19	0,23	0,28
$(N_{\text{В}} + N_{\text{Д}})/N_{\text{Т}}$	1,12	1,06	1,01	0,98	0,97	0,96	0,95
$k_{\text{И}}$	0,17	0,26	0,36	0,45	0,54	0,64	0,73
q_{Π}	11,27	11,18	11,55	11,58	11,97	11,90	12,60

На рисунке 3.10 показано топливоно – экономическая характеристика автомашины.

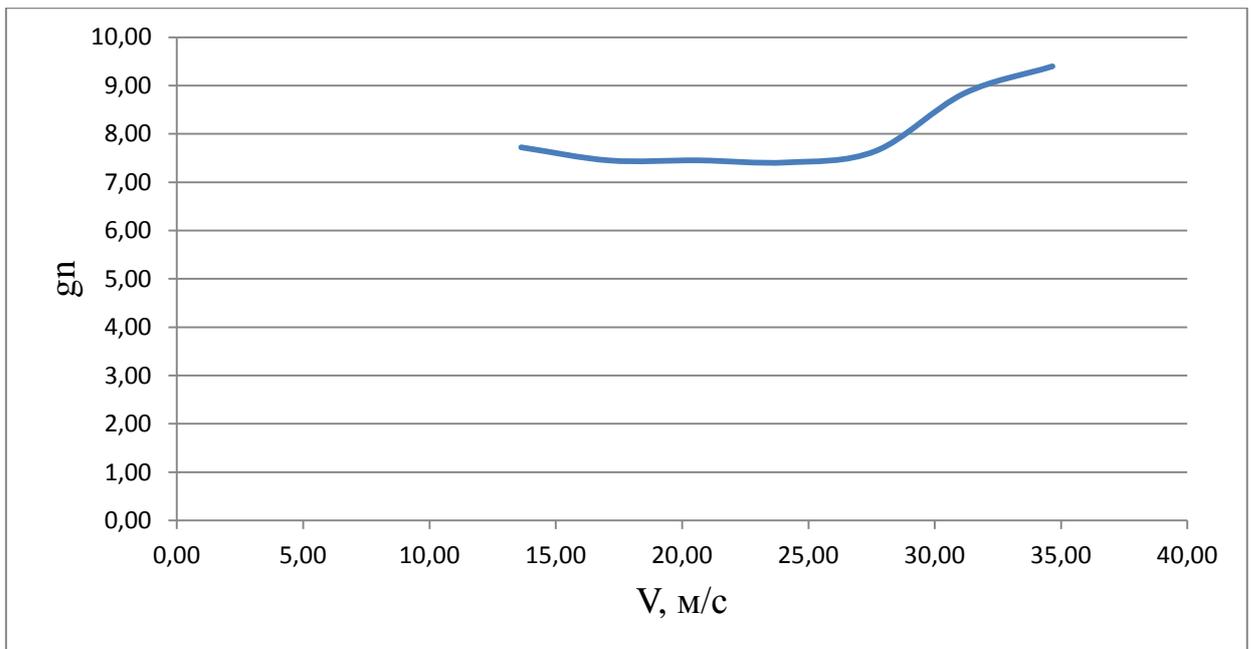


Рисунок 3.10 – Топливо – экономическая характеристика автомашины

Графики тягово – динамического расчета представлены в Приложение А.

4 Технологический процесс сборки

На раму 1 крепится панель приборов 2, в которую устанавливается манометр входного давления 16, манометр выходного давления Москвич 14 и манометр выходного давления ВАЗ 15. Так же на раме монтирована гидравлическая система 3, которая в свою очередь по гидравлическим шлангам качается насосом 10, приводимым в движение при помощи электрического двигателя 11. В гидравлическую систему входит рабочий цилиндр 12 с педалью управления 13. Задние тормозные барабаны 5 и передние тормозные диски 4 с суппортами 17 закреплены на раме.

На задней части стенда установлен Регулятор тормозных сил от Москвича 7, в передней регулятор тормозных сил ВАЗ 6.

Педаля тормоза 23 связана через шток 22 с главным тормозным цилиндром 8, закрепленным на стенде. Труба преднатяга торсиона 9 закреплена в верхней части стенда в которой располагается пружина преднатяга торсиона 18 закрепленная с торсионом 20 тросом 19. По другую сторону трубы находится винт преднатяга 21.

5 Анализ экономической эффективности объекта

Введение

В данной работе представлено исследование стенда, на котором показаны характеристики регуляторов тормозных сил. Более точные исследования проводят на стендах с высококласным оборудованием, которые предельно приближены к производственным. Выполнение такого рода испытаний требует большого количества времени, финансовых и трудовых возможностей. В представленном дипломном проекте используется разработка, которая делает возможным снизить издержки на проведения

исследования, а так же дать возможность проведения испытаний студентам, а не только квалифицированным инженерам.

Наименование работ	Трудоем- кость, Дни	Должность исполнителя	Кол-во исполнит елей чел.	Применяемое оборудовани е
--------------------	---------------------------	--------------------------	---------------------------------	---------------------------------

Целью дипломного проектирования является сравнение двух регуляторов давления разных марок автомобилей.

Целью экономического раздела диплома будет являться оценка затратности на создание и реализации проекта, так же предположение коммерческой выгоды разработанного проекта.

Чтобы определить показатель затратности, разработка была структурирована на этапы, так же был построен график длительности каждого этапа, так же была составлена ведомость затрат.

Перечень стадий и этапов выполнения НИиОКР сведен в таблице 5.1

	t_{\min}	t_{\max}			
Маркетинговые исследования	1	3	Инженер б/к	1	ПК
Разработка программы исследований характеристик	3	5	Ведущий инженер, Инженер б/к	2	ПК
Оценка эффективности использования результатов	1	2	Инженер б/к	1	ПК
Установка электрического двигателя	1	2	Инженер б/к	2	Стенд
Предварительные испытания	0,5	1	Ведущий инженер, Инженер б/к	3	Стенд
Доводочные работы	0,5	1	Ведущий инженер, Инженер б/к	3	Стенд
Испытания регуляторов давления	1	2	Ведущий инженер, Инженер б/к	3	Стенд
Анализ полученных результатов	1	2	Инженер б/к	1	ПК
Расчёт затрат на проведение НИиОКР	2	3	Инженер б/к	1	ПК
Составление отчёта по проделанной работе	1	2	Инженер б/к	1	ПК
Непредвиденные работы	1	2	Инженер б/к	1	
Итого:	13	25			

Таблица 5.1 - Этапы проведения

Ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы и этапа (чел-дн), рассчитывается по формуле:

$$t_{\text{ожд}i} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5}, \quad (5.1)$$

где $t_{\min i}$ - минимальная трудоемкость i -го этапа,

$t_{\max i}$ - максимальная трудоемкость i -го этапа.

Результаты подсчета $t_{\text{ожид } i}$ сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Ожидаемая трудоемкость

Этап №	$t_{\min i}$	$t_{\max i}$	$t_{\text{ожид } i}$
1.	1	3	1,8
2.	3	5	3,8
3.	1	2	1,4
4.	1	2	1,4
5.	0,5	1	0,7
6.	0,5	1	0,7
7.	1	2	1,4
8.	1	2	1,4
9.	2	3	2,4
10.	1	2	1,4
11.	1	2	1,4

5.1 Составление общего процесса НИР

Продолжительность i -го этапа, определяется по формуле:

$$T_{\text{этап } i} = \frac{t_{\text{ожид } i}}{\tau_i}, \quad (5.2)$$

где, τ_i – количество исполнителей.

Общий процесс НИР (дн), вычисляется по формуле:

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m T_{\text{этап } i} \quad (5.3)$$

Объем производства каждого этапа вычисляется в %, при T_{Σ} за 100%:

$$УД_{\text{этапа } i} = \frac{T_{\text{этапа } i}}{T_{\Sigma}} \cdot 100\% \quad (5.4)$$

Целесообразно будет совместить осуществляемые этапы НИиОКР для того чтобы оптимизировать общую продолжительность научно-исследовательской работы. Обращая внимание на специфичность выполняемой работы, можно сказать, что совмещение этапов НИР маловероятно [13].

Исходные данные по численности исполнителей и результаты расчетов заносятся в таблицу 5.3, строится план-график:

Таблица 5.3 - Суммарная длительность НИиОКР

№ Этапа	Количество исполнителей			t _{ож}	T _Σ	УД _{эт}	Δ%
	Ведущий инженер	Инженер б/к	Итого				
1		1	1	1,8	17,8	10,11	10,11
2	1	1	2	3,8		21,35	31,46
3		1	1	1,4		7,86	39,32
4		2	2	1,4		7,86	47,18
5	1	2	3	0,7		3,93	51,11
6	1	2	3	0,7		3,93	55,04
7	1	2	3	1,4		7,86	62,90
8		1	1	1,4		7,86	70,76
9		1	1	2,4		13,48	84,24
10		1	1	1,4		7,86	92,10
11		1	1	1,4		7,86	100

На рисунке 5.1 показан план-график длительности этапов НИиОКР.

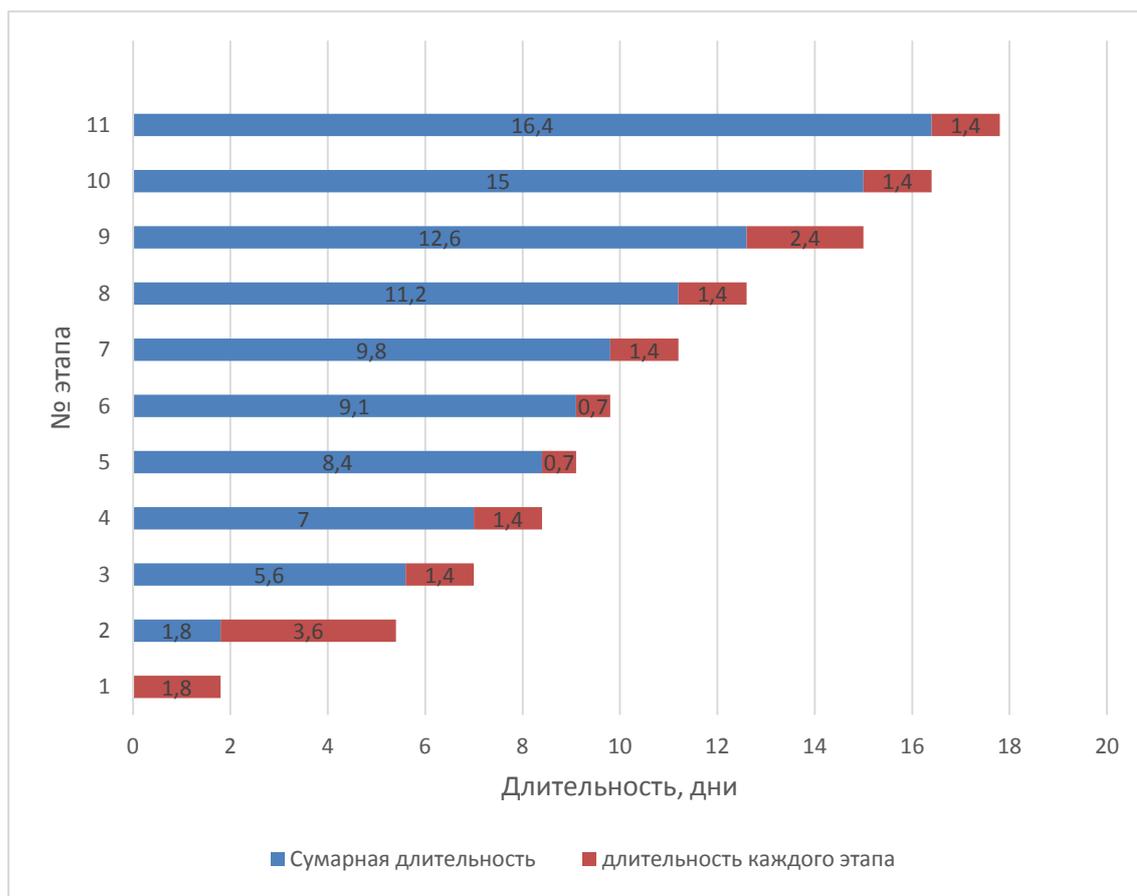


Рисунок 5.1 - План-график длительности этапов НИиОКР

Показатели расчетов приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 - Табелирование работ НИиОКР

Этап	Исполнители		
	Ведущий инженер	Инженер б/к	Инженер б/к
1	0	1,8	0
2	1,9	1,9	0
3	0	1,4	0
4	0	0,7	0,7
5	0,23	0,23	0,23
6	0,23	0,23	0,23
7	0,46	0,46	0,46
8	0	1,4	0

Продолжение таблицы 5.4

Этап	Исполнители		
	Ведущий инженер	Инженер б/к	Инженер б/к
9	0	2,4	0
10	0	1,4	0
11	0	1,4	0
Итого	2,82	13,32	1,62

5.2 Расчет бюджета трат на НИР

Расчет эффективного годового фонда рабочего времени:

$$F_{\text{эффек}} = (365 - P_{\text{р}} - V_{\text{ых}} - N_{\text{ев}}) * q - N_{\text{празд}}, \quad (5.5)$$

$P_{\text{р}}$ - праздничные дни;

$V_{\text{ых}}$ - выходные дни;

$N_{\text{ев}}$ - количество планируемых невыходов;

q - количество часов за смену;

$N_{\text{празд}}$ - количество нерабочих часов в предпраздничные дни.

$$F_{\text{эффек}} = (365 - 14 - 104 - 5) * 8 - 6 = 1930 \text{ часов};$$

Расчет заработной платы исполнителей с окладами:

$$Z_{\text{инр}} = K_{\text{испол. } i} * \text{Докл.}, \quad (5.6)$$

$K_{\text{испол. } i}$ – время работы i -го исполнителя, мес.

Докл. – должностной оклад i -го исполнителя, руб.

В таблице 5.5 рассчитываем заработную плату всех исполнителей.

Таблица 5.5 – Заработная плата всех исполнителей

Должность исполнителя	Кол-во исполнителей, чел.	Среднемесячный оклад, руб.	Время работы, месяцы	Заработная плата, руб.
Ведущий инженер	1	19500	0,13	2535
Инженер б/к	2	15500	0,71	22010
Итого				24545

Расчет заработной платы всех исполнителей:

$$Z_{испол} = Z_{инр.} \quad (5.7)$$

Расчет отчислений страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС:

$$Cс.в. = Z_{испол.} * Kс.в._{\square} = 24545 * 0,30 = 7363,5 \text{ руб.} \quad (5.8)$$

Расчет затрат на электроэнергию:

$$C_{элек.} = N_y * K_{испол.} * K_{загруз.} * D_i * q * n * C_{элек.}, \quad (5.9)$$

где N_y - мощность оборудования;

$K_{испол}$ - коэффициент использования;

$K_{загруз}$ - коэффициент загрузки;

D_i - время работы $i^{ого}$ оборудования;

В таблице 5.6 рассчитываем затраты на электроэнергию.

Таблица 5.6 – Затраты на электроэнергию

Наименование оборудования	N_y , кВт	$K_{загуж}$	$K_{испол.}$	D_i , дни	$C_{элек.}, руб.$	$C_{элек.}, Руб.$
ПК	0,4	0,6	0,8	12,2	2,75	51,53
Освещение	0,7	0,8	0,9	4,2		46,57
Вентиляция	1,4	0,6	0,9	4,2		69,96
Итого:						168,06

5.3 Расчет амортизационных отчислений

Затраты на амортизацию необходимо рассчитать только тогда, если оборудование будет нужно для других НИиОКР. Если данное оборудование необходимо только для конкретной НИиОКР, тогда его стоимость будет относиться к полным расходам и будет включена в расходы на НИиОКР [13].

$$\sum C_{\text{амо}} = \frac{C_{\text{обору.}} \cdot N_{\text{аморт.}} \cdot \sum t_{\text{м.}}}{F_{\text{обор.}} \cdot 100}, \text{ руб.} \quad (5.10)$$

где $F_{\text{оборуд.}}$ – годовое эффективное время работы оборудования:

$N_{\text{амор}}$ – величина амортизационных отчислений;

$K_{\text{загруж.}}$ – коэффициент загрузки i -го используемого оборудования;

$t_{\text{общ.}}$ – общее время работы используемого оборудования:

$$t_{\text{общ.}} = D_{\text{обору.}} \cdot i \cdot q \cdot n \cdot K_{\text{испол.}}, \quad (5.11)$$

$D_{\text{обору.}} \cdot i$ – время работы i -го оборудования;

n – количество проведенных экспериментов;

$K_{\text{испол.}}$ – коэффициент использования i -го оборудования;

$C_{\text{обору.}}$ – первоначальная стоимость используемого оборудования.

Калькуляция затрат на амортизацию занесена в таблицу 5.7.

Таблица 5.7 – Амортизация используемого оборудования

Наименование оборудования	$C_{\text{обору.}}$ Руб.	$K_{\text{загруж.}}$	$K_{\text{испол.}}$	$N_{\text{амор}}$	$\sum t_{\text{м.}}$ час	$F_{\text{обору.}}$ Час.	$C_{\text{амо.}}$ Руб.
ПК	30000	0,9	0,9	0,2	88	1771	298,14
Стенд	40000			0,5	33		372,67
Итого:							670,81

Расчет накладных затрат:

$$C_{\text{наклад}} = Z_{\text{испол.}} \cdot K_{\text{наклад}} / 100 = 24545 \cdot 35 / 100 = 8590,75 \text{ руб.}, \quad (5.12)$$

где, $K_{\text{наклад}} = 35$ - коэффициент накладных расходов, %

$Z_{\text{испол.}}$ - заработная плата работников.

Расчет статьи затрат “Покупные детали и материалы” производится по формуле:

$$\Sigma\Pi = \Sigma Ci \cdot B_{ni} + K_{тзр}/100, \text{руб.} \quad (5.13)$$

Ci – оптовая цена покупных изделий i -го вида, руб.

B_{ni} – количество покупных изделий i -го вида, шт.

В таблице 5.8 рассчитываем затраты на покупные материалы и детали

Таблица 5.8 – Затраты на покупные материалы и детали

Наименование	Тип	Кол-во B_{ki}	C_{ki} , руб.	S_{ki} , руб.
Тормозная жидкость	DOT 3	1	150	150
Ремень привода	клиновой	1	300	300
Регулятор давления тормозов	задний	1	700	700
Тормозной диск с суппортом	передний	1	1500	1500
			Итого:	2650

Капитальные вложения в данной НИОКР не запланировано.

В таблице 5.9 сведены результаты расчетов сметы затрат на НИОКР, на основании проведенных расчетов.

Так же при составлении бюджета расходов необходимо учитывать затраты на разработку : $C_{стен.} = 40000 \text{ р.}$

Таблица 5.9 – Смета затрат

Статьи	Обозначение	Сумма, руб.
Текущие затраты, Ктек.		
Материальные затраты, в т. ч.:		
- покупные материалы, комплектующие	Mi	2650
- энергоносителей	$C_{злек.}$	168,06
Фонд оплаты труда исполнителей	$Z_{испол.}$	24545
Отчисления на единый социальный налог	$C_{с.в.}$	7363,5
Амортизационные отчисления	$C_{аморт.}$	670,81
Накладные расходы	$C_{наклад.}$	8590,75

Продолжение таблицы 5.9

Статьи	Обозначение	Сумма, руб.
Итого:		43988,12
Первоначальная стоимость стенда	<i>Сстен.</i>	40000
Всего:	<i>Ссредпр.</i>	83988,12

5.4 Экономическая эффективность НИОКР

Актуальный чистый доход:

$$ЧД = C_{дор.исп.} - C_{пред.} = 180000 - 83988,12 = 96011,88 \quad (5.14)$$

$C_{дор.исп.} = 180000$ руб. – затраты на дорожные испытания;

$$J_0 = C_{пред.} = 83988,12 \text{ руб.} \quad \text{[?]}$$

Индекс доходности:

$$JD = \frac{ЧД}{J_0} = \frac{96011,88}{83988,12} = 1,14 \quad (5.15)$$

Период окупаемости проекта:

$$Токуп. = \frac{J_0}{ЧД} = \frac{83988,12}{96011,88} = 0,87 \quad \text{[?]} \quad (5.16)$$

В таблице 5.10 приведена коммерческая эффективность.

Таблица 5.10 - Коммерческая эффективность

Актуальный чистый доход	<i>ЧД</i>	96011,88
Капиталообразующие инвестиции	<i>J₀</i>	83988,12
Индекс доходности	<i>JD</i>	1,14
Период окупаемости проекта	<i>Токуп.</i>	0,87

5.5 Классификация вычисленных экономических данных

Вычисления коммерческой производительности дорожных испытаний в результате исследования оказались дороже, чем испытания в лабораторных условиях. $С_{\text{пр}} < С_{\text{дор.исп}}$

Чистая прибыль положительна ($ЧД=96011,88$ руб.), отсюда следует, что данная разработка эффективна, а так же вопрос о его принятии становится актуальным.

Высокая инвестиционная эффективность или индекс доходности $JD=1,14 > 1$. Означает, что данная разработка продуктивна. $JD > 1$ говорит о том, что на каждое вложение в проект есть своя отдача.

Сравнительно небольшой период окупаемости $T_{\text{окуп}}=0,87$, говорит о незначительных рисках разработанного проекта.

Отсюда следует, что данная разработка исследования характеристик регуляторов тормозных сил в лабораторных условиях характеризуется как экономически выгодная и может быть использована на производстве для испытаний, как на автозаводе, так и в высших и средне специальных учебных заведениях.

6 Безопасность и экологичность объекта

6.1 Описание разработки стенда

В представленной работе велось изучение регуляторов тормозных сил. Каркас стенда состоит из металлопроката. На каркасе фиксируются электрический двигатель, гидравлический насос, главный тормозной цилиндр с бачком и педалью, передние и задние тормозные механизмы, регуляторы тормозных сил с торсионами, соединительные трубки.

Данная разработка должна выполнять следующие условия, то есть обеспечивать:

- безопасное производство
- прочность
- долговременное использование
- исправность работы
- доступность в применении
- максимально верные измерения характеристик.

Для проведения исследований необходимо 2 человека. При нажатии на педаль (усилие нажатия на педаль фиксируется миллиамперметром) увеличивается давление на выходе главного тормозного цилиндра (давление измеряется манометром). Одновременно через тяги приводится в движение золотник распределителя, в результате чего масло под давлением подается в правую полость силового цилиндра и шток цилиндра перемещается влево. При перемещении штока торсионы раскручиваются, т.е. имитируют подъем задней части кузова автомобиля при торможении. Регуляторы тормозных сил срабатывая ограничивают давление тормозной жидкости, поступающее в рабочие цилиндры задних тормозных механизмов. Строятся графики, затем обрабатываются показатели графиков и выводятся заключение о выполненной работе.

6.2 Инструменты по работе со стендом

Составлена таблица 6.1 с использованным инструментом.

Таблица 6.1 Используемые инструменты

Инструменты
Сварочный аппарат
Дрель электрическая
Слесарные тиски
Гаечные ключи
Отвертки
Плоскогубцы
Молоток
Спиральное сверло
Щетка по металлу
Рулетка

6.3 Требования безопасности при работе со стендом

6.3.1 Риск нарушения здоровья при работе со стендом

1. Технические травмы

Причинами технических травм на данном рабочем месте служат:

а) падение деталей на конечности. Будут предотвращены, если соблюдать технику безопасности. Для того чтобы исключить вариант травмирования деталями необходимо хранить детали и узлы в разных контейнерах [14].

б) ожоги глаз при попадании искры от сварочного аппарата. Будут предотвращены, если соблюдать технику безопасности, применяя средства индивидуальной защиты (спец. одежда, перчатки, маска).

2. Травма слухового анализатора от фонового шума работающего стенда

Причины шума:

а) включенная дрель;

б) включенный электродвигатель;

Защита слухового анализатора: беруши или наушники.

3. Травматизм от удара электричеством.

Поражение электричеством вероятно только при нарушении проводки освещения или механизмов электродвигателя. Рабочее место на котором может произойти травма электрическим током относится к 2 категории - помещению с повышенной опасностью, потому что возможен риск одновременного соприкосновения с соединенными с землей электропроводными элементами и металлическим каркасом. Для исключения травм от электрического тока обязательно должно присутствовать заземление.

4. Ядовитые вещества

Стенд был окрашен нами токсичной краской. Лакокрасочное покрытие пожароопасно и ядовито. Для осуществления покрасочных действий помещение должно быть хорошо вентилируемым. Для защиты открытых участков тела нужны халат и перчатки.

Составлена таблица 6.2 с факторами влияющими на здоровье человека при работе со стендом.

Таблица 6.2 Факторы влияющие на здоровье человека при работе со стендом

Вредные факторы на производстве	Оборудование	Влияние на организм
Физические		
1. Подвижные части производственного оборудования	Электродвигатель и его составные части	Шум, общая вибрация, повреждение частей тела
2. Повышенная запыленность и загрязненность воздуха, интенсивное тепловыделение	Аппарат для сварки	Нарушения работы органов дыхания, воздействие высокой температуры на организм
3. Повышенное напряжение электросети	Электросети и оборудование с электроприводом	Воздействие электрического поля на организм

Продолжение таблицы 6.2

Вредные факторы на производстве	Оборудование	Влияние на организм
Физические		
4.Отсутствие или недостаток естественного освещения	Рабочие место, освещение	Нарушение зрения, утомляемость, скорая усталость
Токсичные		
1.Раздражающие вещества	Смазка, краска, пыль	Раздражение кожного покрова, затруднение дыхания

6.3.2 Меры предупреждения поражения электричеством

Источниками травмирования электричеством являются:

1. Неосторожное обращение с проводящими ток предметами, находящимся под напряжением;

2. Возникновение высокого напряжения на электропроводные части конструкции:

- нарушение изоляции электропроводные детали конструкции;
- замыкание сети;
- соприкосновение кабеля под напряжением, на металлические детали

разработки.

3. Возникновение напряжения на отключенных электропроводных деталях как результат:

- неосторожного включения выключенной из сети установки;
- замыкания между выключенными и работающими под напряжением

электропроводными деталями;

- удара молнии подключенной к сети станда [15].

4. Появление тока в области земли, где стоит человек, как результат:

- замыкания сети на землю;
- повреждения защитного заземления.

Для защиты участников территории от электрических травм, стенд подключен к электрической сети имеющей заземление.

6.3.3 СИЗ при работе со стендом

Для разработки стенда необходимо пользоваться специальной защищающей одеждой, перчатками, наушниками и специальной обувью.

Для исключения травматизма в результате осуществления исследования стенда, нужно соблюдать технику безопасности:

- воздерживаться от контакта с острыми предметами;
- не засовывать пальцы в движущиеся детали;
- исключать падение стенда.

Составлена таблица 6.3 с методами и средствами снижения профессиональных рисков.

Таблица 6.3 Методы и средства снижения профессиональных рисков

Опасные или вредные факторы при работе со стендом	Организационно – технические методы и технические средства защиты, полного устранения опасного или вредного фактора при работе со стендом	Средства индивидуальной защиты студента
Незащищенные подвижные элементы стенда	Исключение травм рук обеспечивается за счет безопасного расстояния от подвижных (вращающихся) частей стенда. Работу следует производить в перчатках, которые облегают руки	Установленная (специализированная) обувь, одежда, перчатки
Отлетающие части используемого инструмента	Исключение механического повреждения от вращающихся частей, они должны иметь защитные ограждения и кожухи	Установленная (специализированная) обувь, одежда, перчатки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленной работе были проведены испытания характеристик регуляторов тормозных сил. В ходе работы были выстроены графики и проведена оценка полученных результатов. В экономической части были рассчитаны расходы на выполнение НИиОКР и разработан план для реализации испытаний. На основании плана были выведены графики продолжительности этапов. Результатом выполненных исследований стал вывод о том, что применение стенда в изучении характеристик регуляторов тормозных сил целесообразнее, чем испытания на дороге. Вместе с этим был разработан ряд действий для сокращения травм полученных при работе со стендом. Определены средства индивидуальной защиты для специализированных работ.

Разработана и создана конструкция стенда для исследования характеристик регуляторов тормозных сил. Стенд был создан по оптимально подобранным параметрам для упрощенного использования и проведения на нем исследований в закрытых помещениях.

Разработанный стенд можно использовать для занятий на кафедре «Проектирование и эксплуатация автомобилей» по дисциплине «Теория автомобиля».

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Борисенко, Г.В. Анализ работы регуляторов давления гидравлических тормозных систем автомобилей [Текст] / Г.В. Борисенко. – Киев: Техника, 1971. – 65 с.
2. Скутнев, В.М. О повышении качества работы регулятора давления задних тормозов автомобилей ВАЗ [Текст] / В.М. Скутнев. – Тольятти: НИИНавтопром, 1978. – 90 с.
3. Скутнев, В.М. Исследование регулирования тормозных сил легковых автомобилей [Текст] / В.М. Скутнев. – Харьков: Канд. Дисс, 1976. – 72 с.
4. Мордашов, Ю.Ф. Вопросы установки регулятора в гидроприводе задних тормозов легкового автомобиля [Текст] / Ю.Ф. Мордашов. – М. : Автомобильная промышленность, 1980. – 30 с.
5. Гредескул, А.Б. Определение параметров тормозной системы автомобиля с регулятором тормозных сил [Текст] / А.Б. Гредескул, А.С. Федосов, В.М. Скутнев. – М. : Автомобильная промышленность, 1975. – 55 с.
6. Скутнев, В.М. Об эффективности применения регулятора тормозных сил легкового автомобиля [Текст] / В.М. Скутнев. – Киев: Техника, 1975. – 32 с.
7. Скутнев, В.М. Тормозные системы легковых автомобилей: учеб. пособие [Текст] / В.М. Скутнев. – М. : КуАИ, 1983. – 63 с.
8. Петров В.А. Расчет регуляторов тормозных сил легковых автомобилей [Текст] / В.А. Петров. – М. : Автомобильная промышленность, 1976. – 62 с.
9. Мордашов, Ю.Ф. К вопросу выбора параметров регулятора давления задних тормозов автомобиля ГАЗ – 24 [Текст] / Ю.Ф. Мордашов. – М. : Автомобильная промышленность, 1976. – 35 с.

10. Родионов, В.Ф. Проектирование легковых автомобилей [Текст] / В.Ф. Родионов. – М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.
11. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. пособие [Текст] / Л.А. Черепанов. – Тольятти : ТГУ, 2016 – 39 с.
12. Скутнев, В.М. Регуляторы тормозных сил легковых автомобилей: учеб. пособие [Текст] / В.М. Скутнев. – Куйбышев : КуАИ, 1985. – 48 с.
13. Капрора, В.Г. «Технико – экономическое обоснование дипломного проекта конструкторского и исследовательского направлений». Уч. – методическое пособие [Текст] / В.Г. Капрора. – Тольятти: ТГУ, 2017 – 50 с.
14. Долина, П.А. Основы техники безопасности в электроустановках: учеб. пособие [Текст] / П.А. Долина. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 448 с.
15. Горина, Л.Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта». Уч. – методическое пособие [Текст] / Л.Н. Горина. – Тольятти: ТГУ, 2016. – 33 с.
16. Curtis, A. Getting it into proportion [Text] / A. Curtis. – Detroit: Motor, 1977. – 151 p.
17. Doyle, J.C. Essentials of robust control [Text] / J.C. Doyle. – N.Y.: Prentice Hall, 1998. – 100 p.
18. Reimpell, J. Vehicle classic 1 [Text] / J. Reimpell. – Wurzburg : Vogel – Buchverlag, 1983. – 92 p
19. Reimpell, J. Vehicle classic: mechanic of elastic suspension [Text] / J. Reimpell. – Wurzburg: Vogel – Buchverlag, 1983. – 130 p
20. Uspensky, I.N. Design of vehicle suspension [Text] / I.N. Uspensky. – М. : Mashinostroenie, 1976. – 90 p

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Графики тягово – динамического расчета

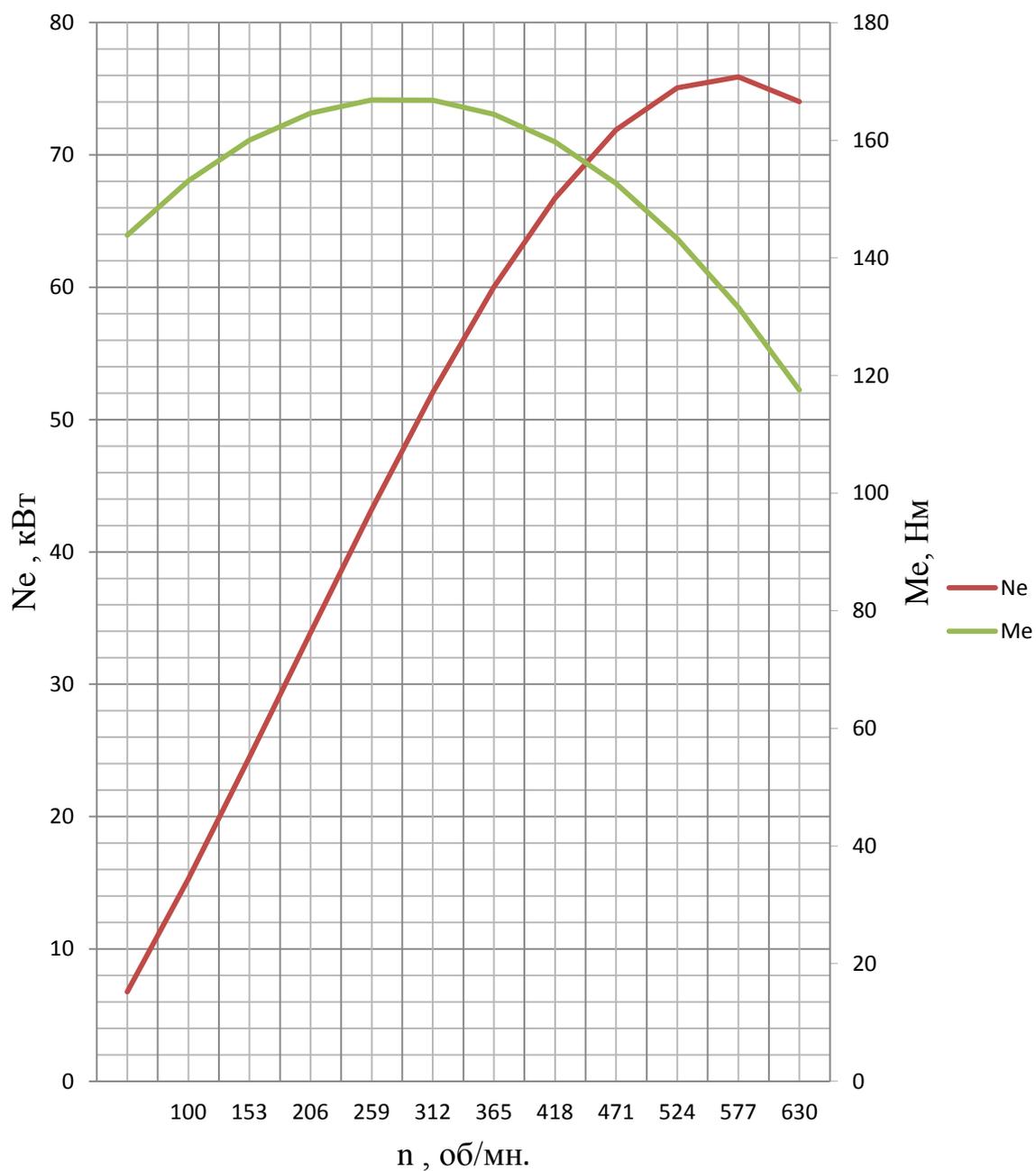


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика

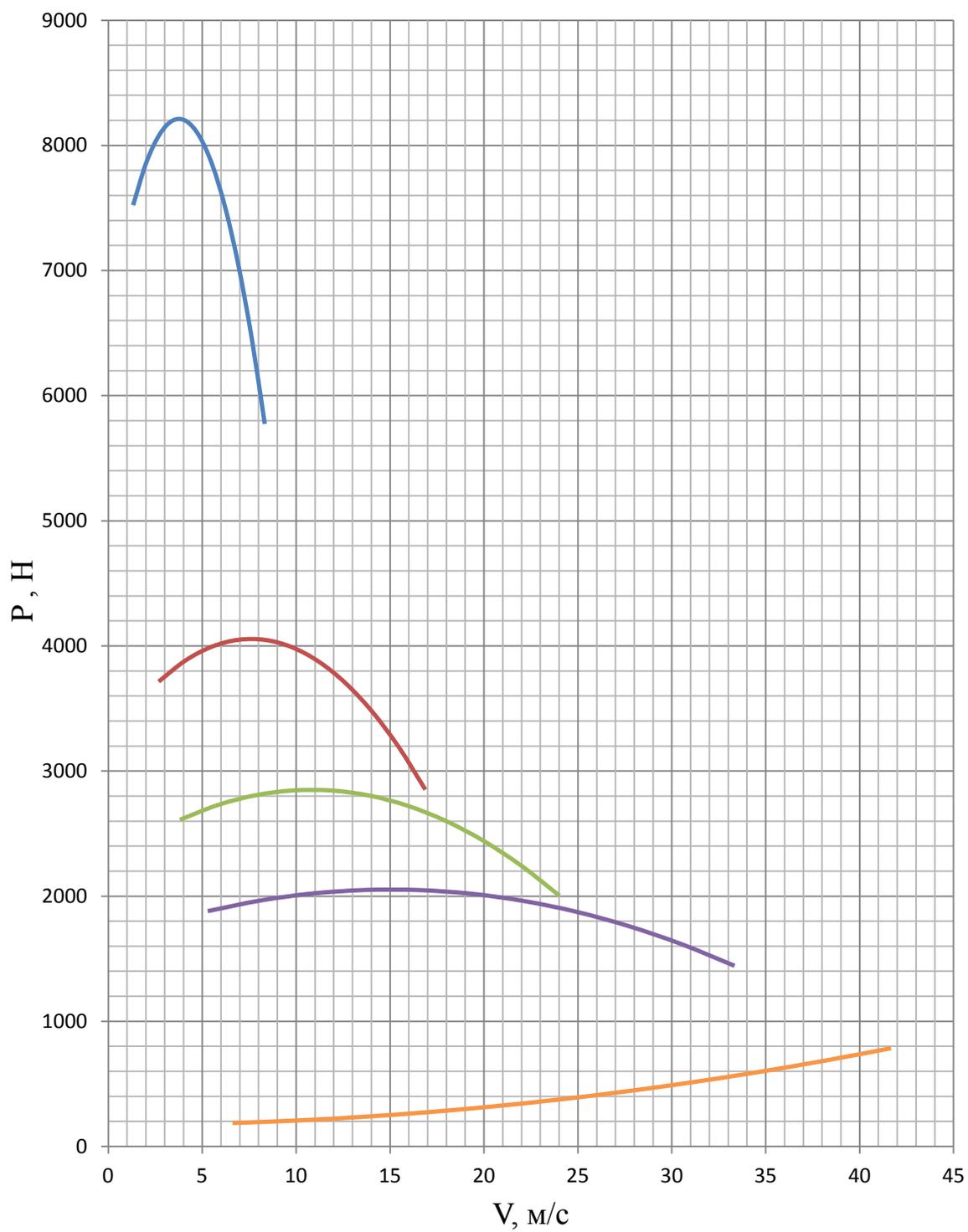


Рисунок А.2 – Тяговое равновесие автомашины

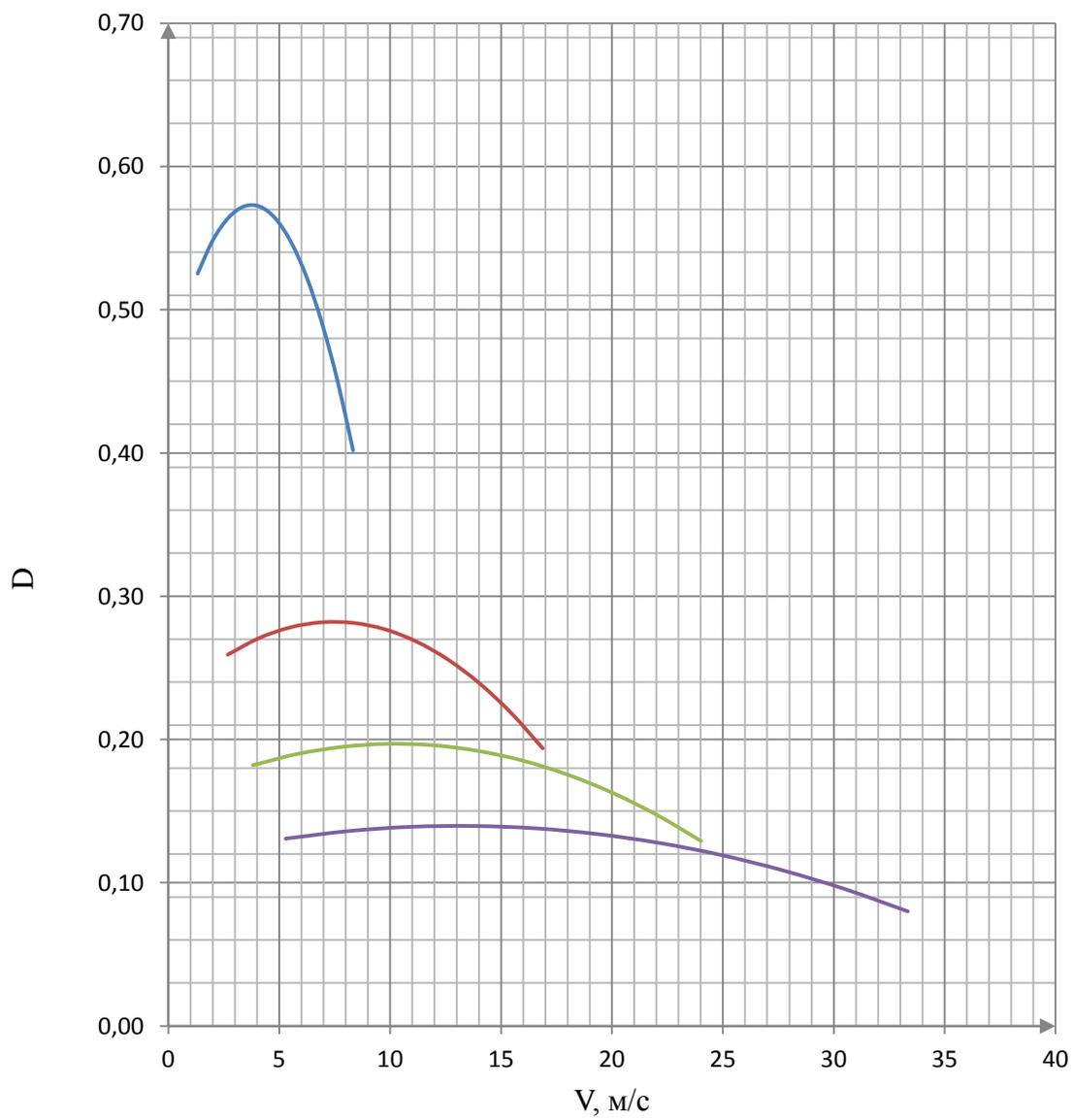


Рисунок А.3 – Динамическая характеристика

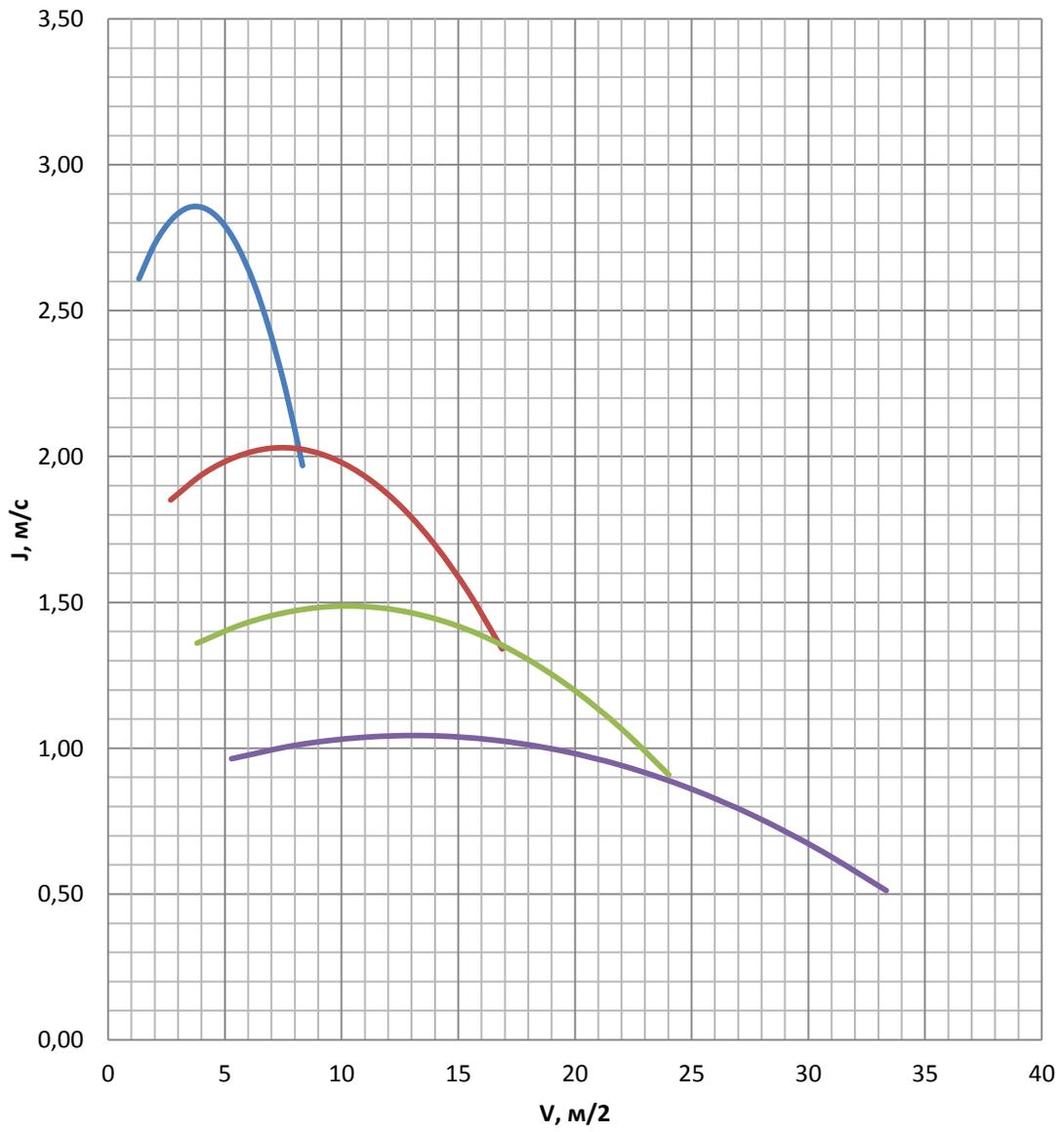


Рисунок А.4 – Ускорения автомашины

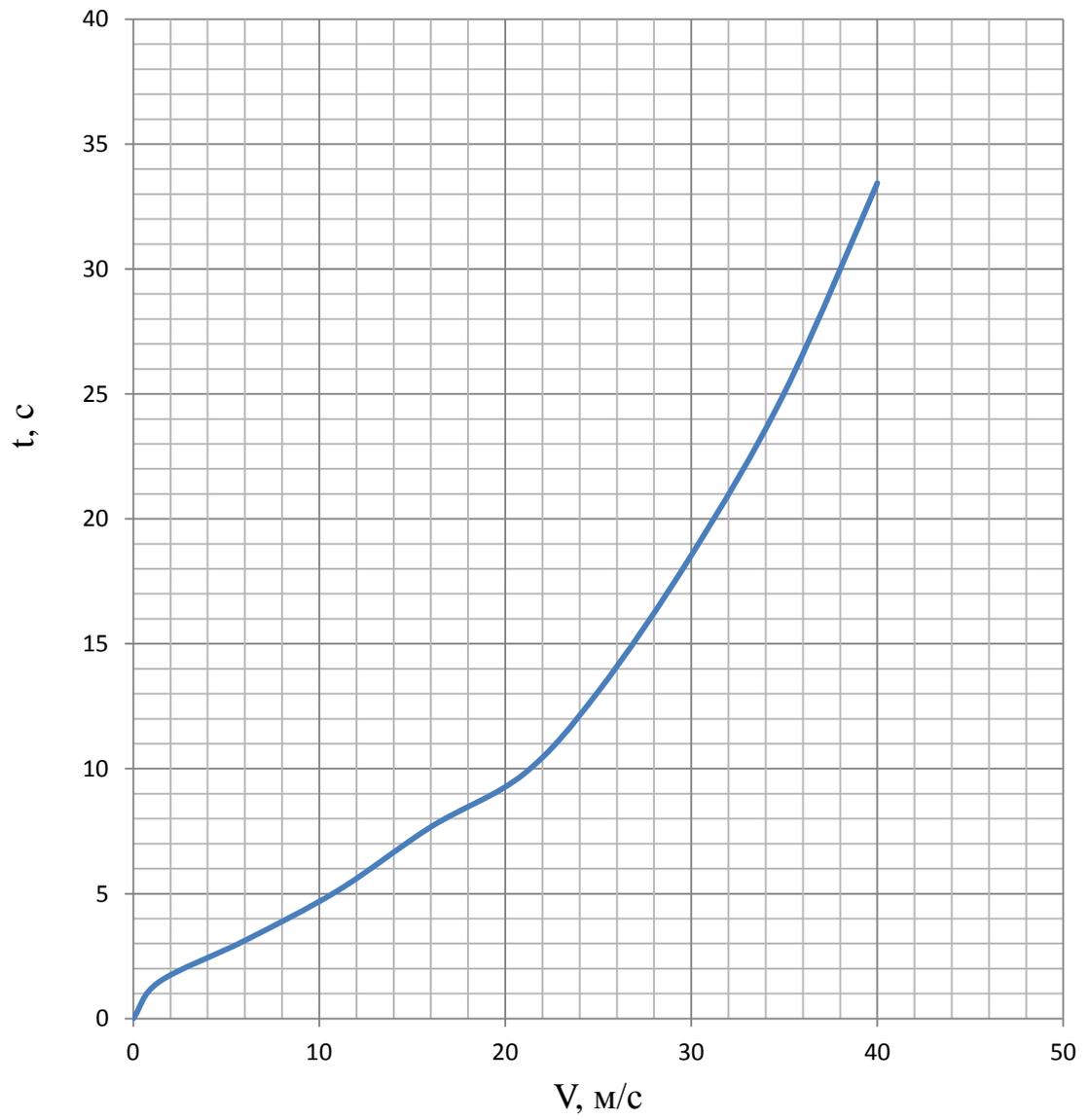


Рисунок А.5 – Время разгона автомашины

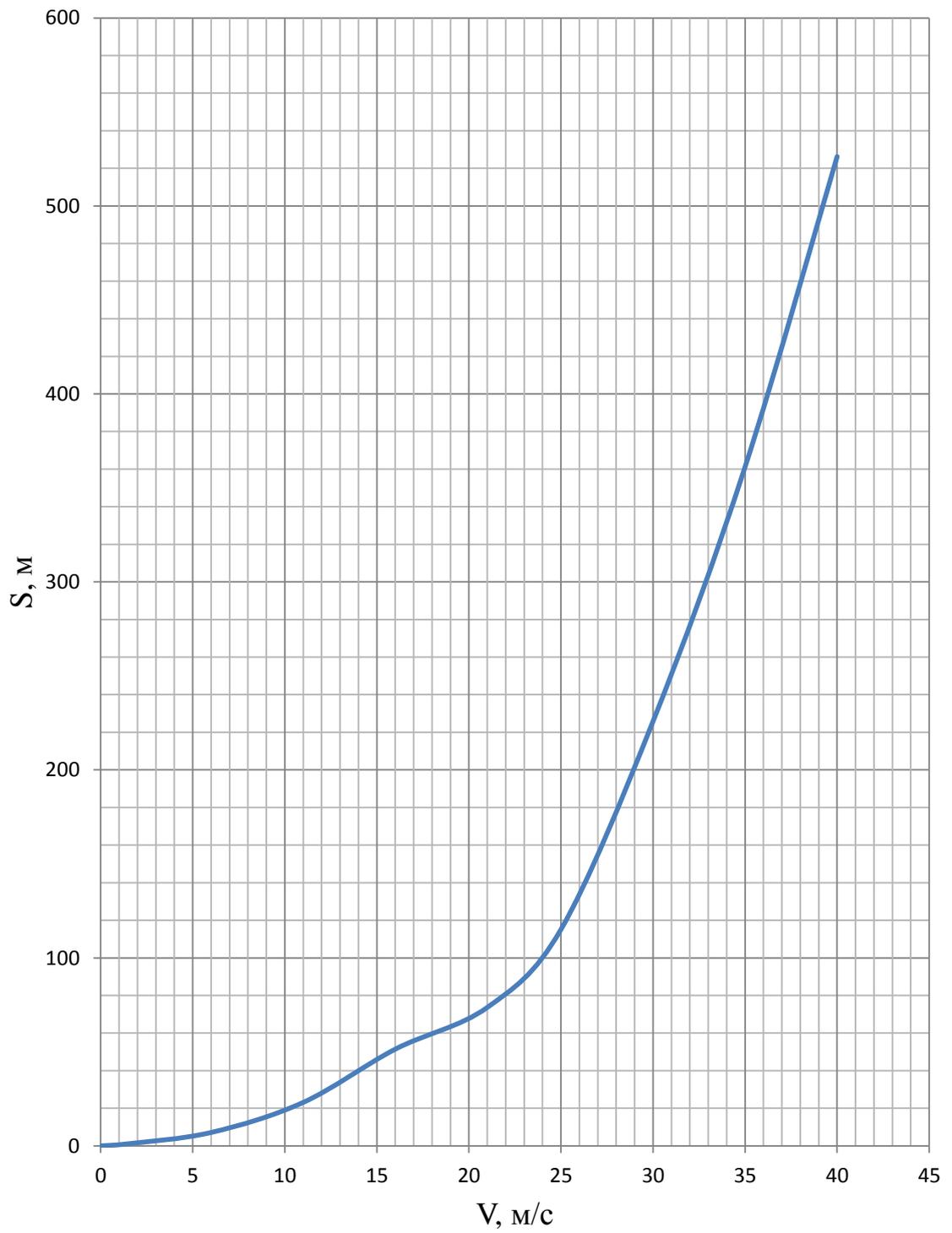


Рисунок А.6 – Путь разгона автомашины

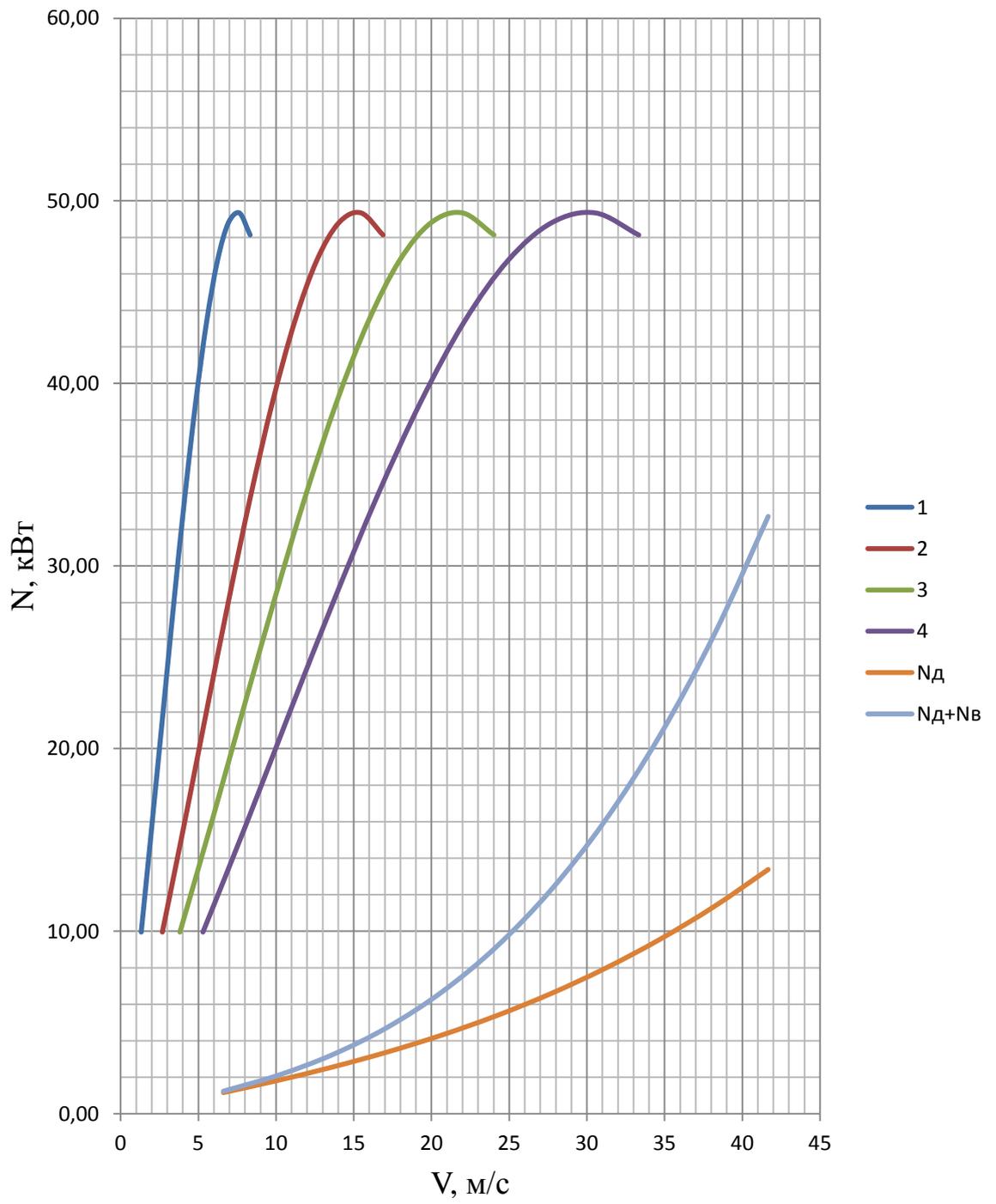


Рисунок А.7 – Мощностной баланс

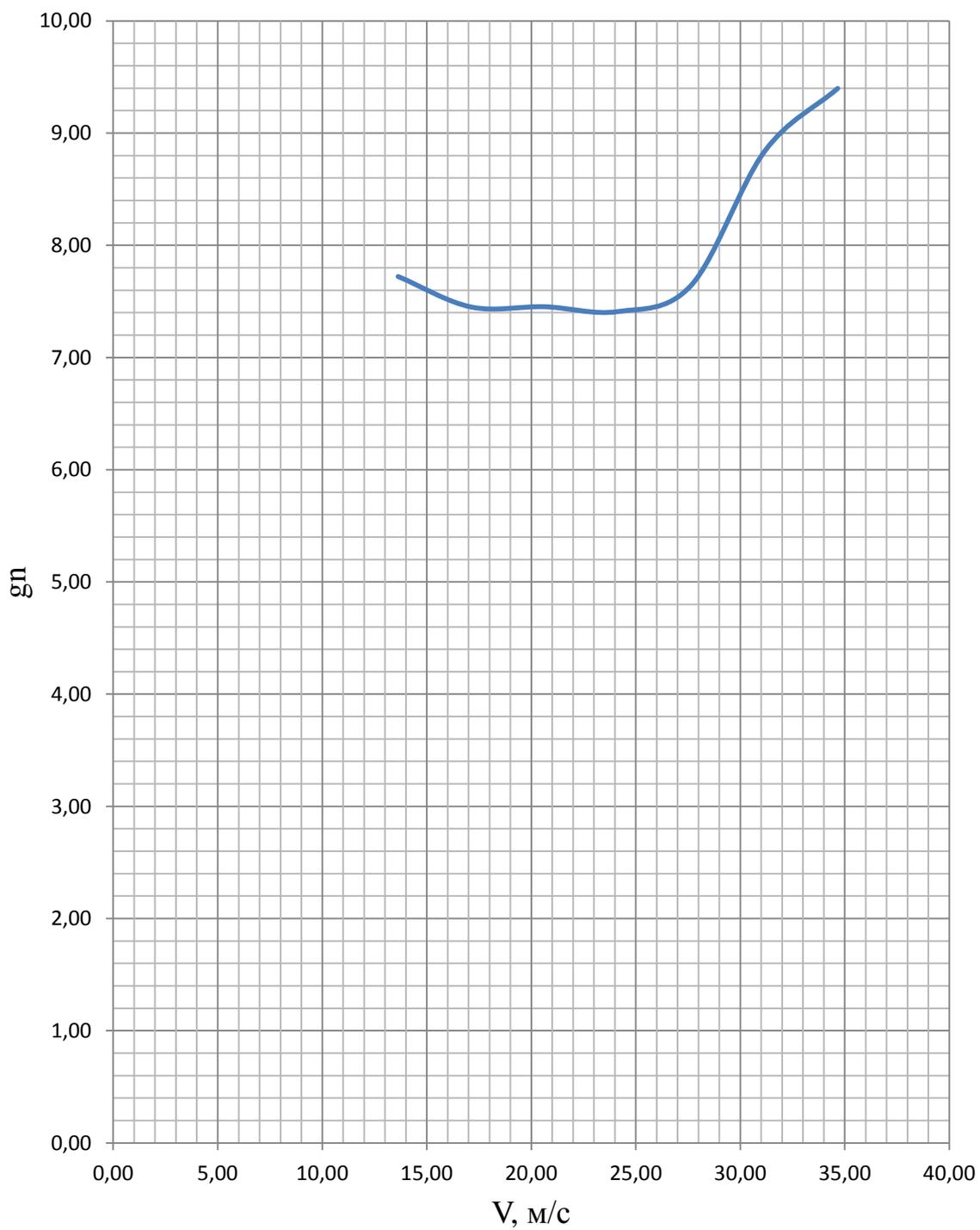


Рисунок А.8 – Топливо-экономическая характеристика

Формат		Зона		Гыз.		Обозначение		Наименование		Кол.		Примечание	
Гор. примен.													
Стр. №						A1		17.КП.01.103.01.00.000.СБ		Стенд в сборе		1	

