

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
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 Оптимизация передаточного числа первой передачи автомобиля
«Формула Студент»

Студент

И.В. Янзытов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Л.А. Черепанов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А.Н. Москалюк

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

О.М. Сярдова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

С.А. Гудкова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент А.В.Бобровский

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

(личная подпись)

« _____ »

20 19 г.

Тольятти 2019

АННОТАЦИЯ

Темой данного диплома является «Оптимизация передаточного числа первой передачи автомобиля «Формула Студент». Основная цель, в рамках рассматриваемой тематики, изучение, определение, назначение, классификации трансмиссии спортивных болидов и требования, предъявляемые к конструированию спортивных автомобилей, а также выбор и обоснование методов подбора передаточных чисел.

Ключевым моментом диплома является подготовка теоретического и расчетного материала, методы оптимизации передаточного числа.

Содержание диплома определено пятью основными частями. В первой части рассматриваются основные требования, назначение трансмиссии, а также обзор основных направлений в конструкции трансмиссии. Во второй части внимание сосредоточено на инженерные расчеты тягово-динамических характеристик болида. В третьей части рассматриваются методы оптимизации передаточного числа первой передачи. Часть четвертая содержит обеспечение безопасности жизни и здоровья пилота при аварийных ситуациях и перечень основных технических инспекций при допуске болида к соревнованиям. В пятой части определена стоимость продукта исходя из экономических расчетов.

Расчеты проводились по техническим характеристикам болида «Формула Студент» 2018 г.

ABSTRACT

The theme of this diploma is "Optimization of the gear ratio of the first transfer of the car "Formula student". The main purpose of the diploma project is study, determination, classification of the transmission in sports cars and the requirements for the design of sports cars, as well as the choice and justification of the methods of selection of gear ratios.

The key point of the diploma is the preparation of theoretical and computational material, methods of optimization of the gear ratio.

The content of the diploma is determined by five main parts. The first part discusses the basic requirements, the purpose of the transmission, as well as an overview of the main directions in the design of the transmission. The second part focuses on the engineering calculations of traction-dynamic characteristics of the car. The third part deals with the methods of optimization of the gear ratio of the first gear. Part four contains the safety of life and health of the pilot in emergencies and a list of the main technical inspections at the admission of the car to the competition. In the fifth part, the cost of the product is determined on the base of economic calculations.

Calculations were carried out on the technical characteristics of the car "Formula Student" 2018.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Состояние вопроса	9
1.1 Назначение трансмиссии. Состав трансмиссии. Виды трансмиссий.....	9
1.2 Назначения, требования и виды коробок передач.....	12
1.3 Передаточные числа	16
2 Тягово-динамический расчет	19
2.1 Подготовка исходных данных для тягового расчета.....	20
2.2 Расчет внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя	21
2.3 Силовой баланс автомобиля	23
2.4 Динамическая характеристика автомобиля	25
2.5 Разгон автомобиля.....	27
2.6 Время и путь разгона.....	29
2.7 Мощностной баланс автомобиля.....	33
2.8 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля	34
3 Расчет основных параметров исследуемого объекта	37
3.1 Классификация методов оптимизации в технике	37
3.2 Метод Гаусса-Зейделя.....	38
3.3 Оптимизация передаточного числа первой передачи по методу Гаусса-Зейделя.....	39
3.3.1 Тягово-динамический расчет с оптимизированным передаточным числом первой передачи	41

3.4 Оптимизация передаточного числа первой передачи по максимальному ускорению.....	46
3.5 Анализ полученных данных при оптимизации передаточного числа первой передачи	56
4 Экономическая часть	57
4.1 Составление сметы затрат на выполнение НИиОКР	57
4.2 Составление общего процесса НИР	59
4.3 Расчет бюджета трат на НИР	62
4.4 Расчет затрат на комплектующие с учетом транспортно заготовительных расходов	64
4.5 Экономическая эффективность НИОКР	65
4.6 Классификация вычисленных экономических данных	66
5 Безопасность проведения соревнований болида «Формула Студент»	68
5.1 Техническая инспекция.....	68
5.1.1 Технический осмотр.....	69
5.1.2 Тест на наклонном столе	69
5.1.3 Тест на шум.....	70
5.1.4 Тест на торможение	70
5.1.6 Инспекционные отверстия	70
5.2 Безопасность.....	71
5.2.1 Каркас	71
5.2.2 Подвеска.....	73
5.2.3 Рулевое управление.....	74
5.2.4 Тормозная система	74

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	75
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	76
ПРИЛОЖЕНИЯ А	78

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность в потребности средства передвижения всегда волновала умы людей и продолжает волновать по сегодняшний день.

Наше, современное общество, невозможно представить без транспортного средства, будь то легковая машина, грузовая или же спортивный болид.

Ежедневно, согласно данным Международной ассоциации производителей автомобилей (OICA) в мире производится около 165 тыс. транспортных средств. Каждый из них на этапе проектирования претерпевает множество изменений, исходя из потребностей общества.

Так, в гонке за скоростью и стремлением обуздать новые возможности автомобиля, разрабатываются новые технологии по их модернизации. По этой причине с целью обеспечения конкурентоспособности машин, перед конструкторами образуется задача о увеличении производительности их применении и экономичности в эксплуатации. В интересах данной деятельности ведутся непрерывные работы в области совершенствования конструкции и улучшения характеристик машин, а также трансмиссии.

Одним из направлений деятельности считается отбор подходящего ряда передаточных чисел агрегатов трансмиссии, которые разрешают достичь увеличение характеристик показателей динамики, а при отсутствии потребности уменьшение пользования горючего (топлива).

Таким образом, данным родом деятельности занимается и команда студентов-непрофессионалов, перед которыми ставится цель не только выиграть в технических дисциплинах, но и в инженерной защите разработанного проекта.

С данными задачами благополучно справляется команда Тольяттинского государственного университета «Формула Студент», где молодые инженеры модернизируют болид «Формула Студент», используя свои знания по функциональному значению изделия, в нашем случае это болид «Формула Студент», предъявляя к нему определенные требования.

Основной целью данной дипломной работы является улучшения тягово-скоростных свойств автомобиля при трогании с места без буксования ведущих колес за счет оптимизации передаточного числа первой передачи автомобиля «Формула Студент».

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение трансмиссии. Состав трансмиссии. Виды трансмиссий

Рассмотрение вопросов, затрагивающих основные свойства трансмиссии всегда интересовали конструкторов и исследователей автомобилестроения. В результате рассмотрения научной литературы, учебных пособий, было выявлено некоторое сходство в определении трансмиссии автомобиля. Так, в учебниках теоретического значения, о конструировании автомобилях, сказано, что трансмиссией принято считать силовую передачу, которая в свою очередь осуществляет связь двигателя с колесами ведущего типа [1]. Так же, в одном из изученных ранее учебных пособий указано, что основным предназначением трансмиссии автомобиля является передача крутящего момента от двигателя к колесам ведущего типа, а также двигателя отведущих колес.

КП должна гарантировать: необходимый диапазон управления; который передается на ведущие колеса с значительно высокой эффективностью; реверсирования; как короткий, так и длинный двигатель на холостом ходу, а также вероятность запуска.

Как известно, трансмиссия включает в себя:

- коробка передач;
- сцепление;
- карданная передача;
- дифференциал;
- главная передача, а также приводные валы.

Задача сцепления состоит в том, чтобы вовремя остановить или отсоединить от трансмиссии крутящий момент двигателя. Одним из важных требований к сцеплению является, прежде всего, защита КП от перегрузки, например, при резком замедлении оборотов двигателя.

Кроме того, немаловажно выделить что основная задача главной передачи заключается в преобразовании крутящего момента автомобиля при передаче на ведущие колеса от любых видов коробок передач.

Говоря о передаче крутящего момента от вала универсального шарнира на ведущие колеса, находящихся под прямым углом и обеспечивающихся главной передачей, состоящей в свою очередь из КП с передаточным числом. Дифференциал - это устройство, которое позволяет одному входу управлять двумя выходами с разными скоростями. Это означает, что когда вам нужно передать мощность от двигателя на колеса, и вы едете по кривой, одно колесо может вращаться быстрее, чем другое, в то время как оба они получают мощность двигателя. Дифференциал в основном представляет собой комбинацию шестерен, которая позволяет колесам вращаться на разных скоростях, рисунок 1.1, отображенный в разрезе.

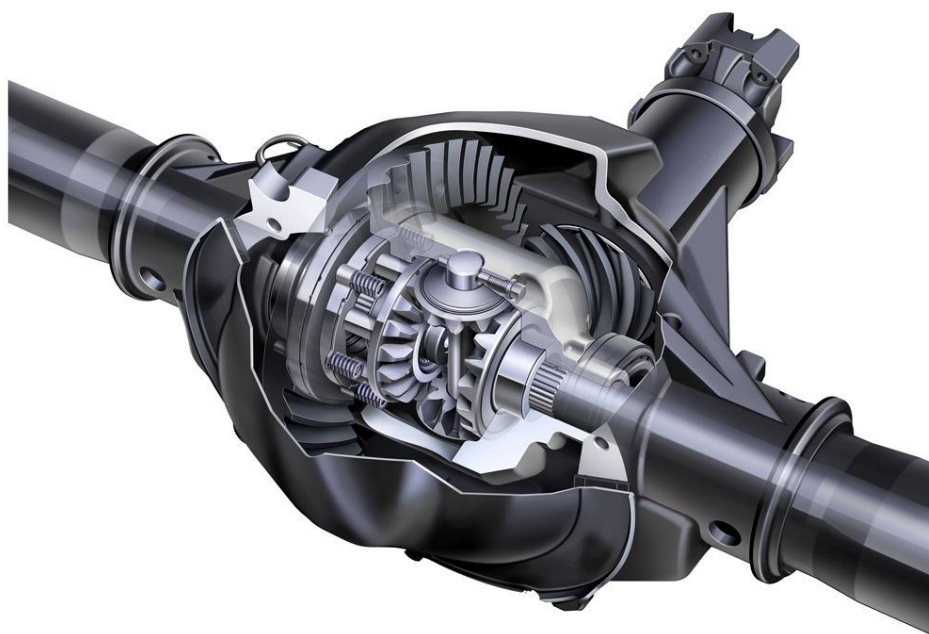


Рисунок 1.1- Дифференциал в разрезе

В зависимости от расположения дифференциала зависит от езды. В переднем приводе автомобиля он расположен в корпусе коробки передач. В заднем приводе, он встречается в корпусе ведущего моста. В полно

приводных автомобилях, дифференциал располагается одновременно в корпусах переднего и заднего мостов или в раздаточной коробке.

«По отношению к видам преобразователя момента трансмиссии, выделяют следующие группы: механический ступенчатые и бесступенчатые.» [1]

Рассмотрим виды таких трансмиссий.

«Механическая ступенчатая трансмиссия является самой простой, самой высоконадежной (с высоким КПД), а также имеет наименьшую стоимость, что является ее преимуществом среди автолюбителей из представленных ниже видов трансмиссий»[1]. Передаточное число в этом типе передачи является постоянным на каждом этапе. Гидротрансформатор этого типа трансмиссии изменяет передаточное отношение путем переключения передач между входным и выходным валами. При проектировании спортивного болида студентами Тольяттинского государственного университета пользуется особым спросом механическая ступенчатая трансмиссия. Благодаря своей простоте и высоконадежности, она завоевала пристальное внимание многих автомехаников.

Говоря о трансмиссии бесступенчатого типа, передаточное число плавно изменяется между валами во всех зонах управления благодаря преобразователю момента в виде устройства. Полный диапазон регулирования обеспечивается дополнительной скоростной коробкой передач.

В свою очередь бесступенчатые трансмиссии подразделяются на следующие типы: электромеханические; гидростатическое; механический; гидротехнические. Наиболее широко используется трансмиссия гидравлического типа, которая состоит из механической и гидродинамической трансмиссии.

Электромеханическая трансмиссия складывается из передач электрического и механического вида. В трансмиссиях подобного вида,

электрическая энергия вырабатывается с помощью генератора, приводящийся во вращение с помощью двигателя.

Гидрообъемная трансмиссия состоит из регулируемого гидронасоса и как из одного, так нескольких регулируемых или нерегулируемых гидромоторов.

1.2 Назначения, требования и виды коробок передач

«Основным и немаловажным агрегатом трансмиссии автомобиля является коробка передач. Стоит отметить, что коробка передач рассчитана на то, чтобы преобразовывать крутящий момент двигателя и долго отсоединения двигателя с ведущими колесами». [3]

Механическая коробка передач необходима для преобразования крутящего момента и скорости вращения, которые развивает двигатель, чтобы получить различное тяговое усилие, а также скорости вращения на ведущих колесах, что фактически необходимо, когда автомобиль разгоняется и тормозит в различных дорожных условиях и при изменении траектории движения автомобиля с минимально возможной скоростью. Кроме того, КП обязан создать условия для реверса и выключения двигателя из трансмиссии автомобиля. Потребность в переустройстве крутящего момента характеризуется его изменением двигателя внутреннего сгорания. Для этого стоит установить коробку передач и одновременно менять передаточное число, в результате чего происходит изменение крутящего момента в нужном диапазоне.

Виды механических коробок передач.

- Двухвальная коробка передач.

Рассмотрим ниже представленный рисунок 1.2, отображающий схематично устройство и принцип работы двухвальной коробки передач.

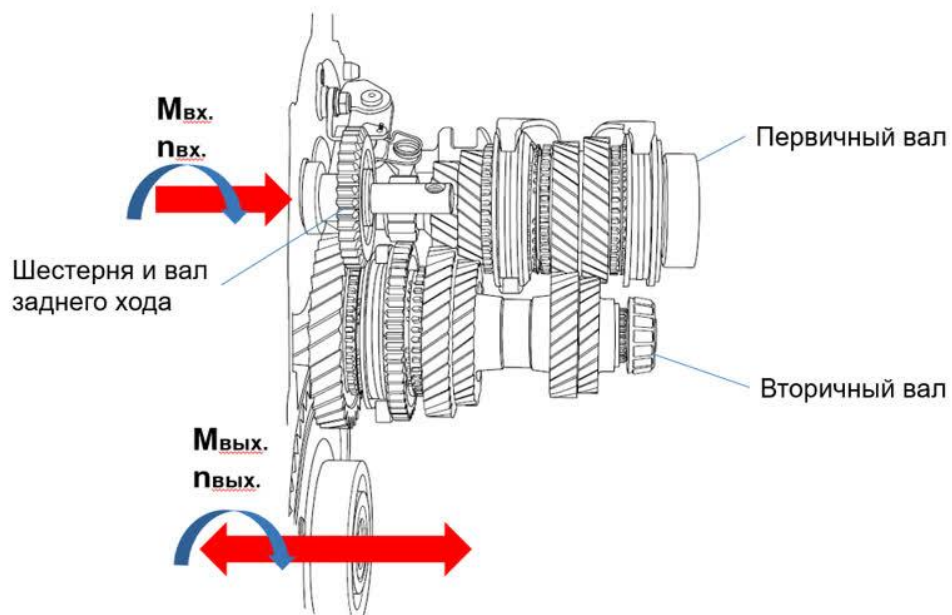


Рисунок 1.2-Схема двухвальной коробки передач: устройство и принцип работы

Данный тип коробки передач пользуется большим спросом среди автолюбителей. Принцип работы коробки передач определен крутящим моментом, который на первичный вал передается от двигателя через муфту сцепления. От видов двухвальных коробок передач зависит конструкция шестерен на первичном и вторичном валах, на которых часть свободно вращаются, а есть те, которые жестко закреплены на них. Минимум один синхронизатор присутствует на каждом валу. Это нужно для того, чтобы шестерни свободно вращались на валу, а другие шестерни первичного и вторичного валов находились в постоянном взаимном зацеплении [4].

В жестком зацеплении находится шестерня главной передачи, которая в свою очередь закреплена на ведомом валу. От вторичного вала к колесам автомобиля передается крутящий момент через дифференциал и главную передачу.

Для включения необходимой передачи необходимы следующие механизмы: вилки и штоки, муфты синхронизаторов, которые расположены в корпусе коробки передач, также в корпусе присутствует защита от включения сразу нескольких передач.

- Трехвальная коробка передач.

Рассмотрим ниже представленный рисунок 1.3, отображающий схематично устройство и принцип работы трехвальной коробки передач.



Рисунок 1.3-Устройство трехвальной коробки передач: устройство и принцип работы

Основное отличие трехвальной механики от двухвальной заключается в том, что количество валов в коробке передач три вида: промежуточный, ведомый и ведущий.

На промежуточный вал, крутящий момент передает первичный вал через соответствующую шестерню, благодаря которой валы находятся в постоянном зацеплении.

На одной оси с входным валом является вторичным. Это отвечает за упорный подшипник на приводном валу, который включает в себя вторичный вал. При этом шестерни ведомого вала могут свободно вращаться и не имеют жесткой фиксации с валом. Шестерни вторичного вала находятся в постоянном контакте с шестернями промежуточного вала. Поэтому в нейтральном положении трансмиссии крутящий момент передается от

входного вала на промежуточный вал, а затем на шестерни выходного вала. Но поскольку они свободно вращаются на валу, машина не движется.

Между шестернями вторичного вала, находятся синхронизаторы, работа которых заключается в выравнивании угловых скоростей шестерен вторичного вала с угловой скоростью самого вала за счет сил трения.

Синхронизаторы жестко закреплены на валу и благодаря щелевому соединению могут перемещаться вдоль него в осевом направлении.

В отличие от двухвальной коробки передач, механизм переключения в трехвальной коробке передач расположен на корпусе коробки и состоит из рычага управления и штоков с вилками. Механизм оснащен блокирующим устройством, которое предотвращает одновременное включение двух передач.

Он также может иметь пульт дистанционного управления. В то же время, механизм дистанционного переключения обеспечивает кабели соединения или шарнирного соединения.

Принцип переключения передач в трехвальной коробке передач аналогичен принципу работы двухвальной коробки передач.

Следующие основные требования предъявляются к коробкам передач:

- обеспечение высоких тяговых, скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля;
- высокий КПД в рабочем диапазоне передаточных чисел (снижает расход топлива);
- минимальная передача вибрации и шума, что позволяет повысить комфорт автомобиля;
- удобство и простота вождения;
- подбор мощности для привода дополнительного оборудования, как на специальных коробках передач, так и на специализированных грузовиков.

1.3 Передаточные числа

Требуемые свойства коробки передач: динамические и экономичные, определяются значениями передаточных чисел и количеством передач. При использовании ускоряющих передач с передаточным числом 0,65–0,8, которое используется при движении по проезжей части с хорошим покрытием, число оборотов вала двигателя уменьшается на 1 км, что способствует не только снижению износа, но и также снижает расход топлива.

Передаточное число — это отношение зубьев ведомой шестерни к ведущей шестерни [5]. Их соотношение, например, равно: 44:22, то есть одна шестерня будет иметь 44 зубьев- ведомой, а другая 22 зубьев- ведущая, исходя из данного отношения передаточное число будет равняться 2.

Исходя из выше написанной информации, отобразим ее на рисунке 1.4.



Рисунок 1.4- Схема передаточного отношения

Увеличивать или уменьшать передаваемый крутящий момент-одна из основных характеристик зубчатых колес. Они обеспечивают крутящий момент к приводу другого устройства от двигателя автомобиля. Например, изменяя число зубьев на шестернях, меняется крутящий момент,

передающийся от двигателя внутреннего сгорания на колеса ведущего типа через коробку передач. Значение передаточного числа достаточно велико. Оно влияет на тяговые, динамические, экономические характеристики автомобилей разных классов, например, болида «Формула Студент».

«Формула Студент»-это проект, охватывающий страны по всему миру. Она объединяет людей, вовлеченных в одно дело. История конкурса богата. В 1981 году были проведены первые соревнования, и с каждым годом они набирали популярность во всем мире. Проект также приобрел значительную популярность в России, где наша страна представлена в мировом рейтинге группами молодых инженеров, состоящими из 7 команд.

Влияние величины передаточного числа оказывается на динамику и максимальную скорость болида, автомобилей в целом. Основное влияние оказывается на пробуксовку ведущих колес при трогании с места. Чем больше число, тем короче и "тяговитее" передача.

Особой популярностью при конструировании автомобилей «Формула Студент» используются двигатели четырёхцилиндрового типа и коробка передач от спортивных мотоциклов благодаря их скоростным свойствам. Мотор раскручивается при разгоне до максимальных оборотов, что способствует увеличению скорости автомобиля. Таким образом, возникает необходимость в выборе такого передаточного числа первой передачи, чтобы предотвратить пробуксовку ведущих колёс при трогании с места.

Модернизируя болид студенты-инженеры Опорного Вуза Тольяттинского Государственного Университета, которому не безразлично будущее автомобилестроения, сталкиваются с проблематикой подбора передаточных чисел. Одной из наиболее важной проблемы является подбор передаточного числа первой передачи, которая устраняет пробуксовку ведущих колес при трогании болида с места, которая, в свою очередь, улучшила бы тяговую динамику.

Для решения данной проблемы, студенты проводят испытания болида на различных этапах его проектирования, а также рассчитывают тягово-

динамические характеристики конструируемого болида расчет внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя пример которого отображен в тягово-динамической части диплома.

Пример проектируемого студентами болида, представлен на рисунке 1.5 ниже.



Рисунок 1.5- болид Black Scorpion – Togliatti Racing Team

2 Тягово-динамический расчет

Первостепенные значения для тягово-динамического расчета с формулой колес 4x2 гоночного болида «Формула Студент» занесем в таблицу 2.1. Расчет был выполнен в аналогии с пособием из примера». [3]

Таблица 2.1 - Первостепенные значения для тягово-динамического расчета

Параметр	Значение
Колесная формула	4x2
Количество мест	1
Снаряженная масса m_0 , кг	235
Максимальная скорость V_{max} , км/ч (м/с)	200(55,56)
Угловая скорость коленчатого вала ω_e^{max} , рад/с (об/мин)	838 (8000)
Максимальная мощность двигателя N_e^{max} , кВт	43
Максимальный крутящий момент двигателя M_e^{max} , Н·м	52,2
Тип и размерность колеса	200/75R13
Коэффициент аэродинамического сопротивления C_x	0,3
Величина максимального преодолеваемого уклона i	0,34
КПД трансмиссии $\eta_{тр}$	0,91
Габаритная ширина автомобиля B , мм	1450
Габаритная высота автомобиля H , мм	1130
Коэффициент сопротивления качению f_0	0,02
Передаточные числа:	
– первой передачи коробки передач U_1	2,5
– второй передачи коробки передач U_2	1,75
– третьей передачи коробки передач U_3	1,33
– четвертой передачи коробки передач U_4	1,095
– пятой передачи коробки передач U_5	0,95
– шестой передачи коробки передач U_6	0,87

2.1 Подготовка исходных данных для тягового расчета

«Полная масса автомобиля:» [7]

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

где m_0 – снаряженная масса автомобиля, кг;

$m_{\text{ч}} = 75$ кг – масса одного человека;

n – число пассажиров;

$m_{\text{б}}$ – вес багажа.

$$m_a = 235 + 75 \cdot 1 = 310 \text{ кг}$$

«Полный вес автомобиля:» [7]

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

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 » [7]

$$G_a = 310 \cdot 9,81 = 3059,7 \text{ Н}$$

У болида колесная формула 4x2 (задний привод) развесовка болида рассчитана в отношении: 46% на переднюю ось и 54% - на заднюю ось.

Вес, находящийся на передних колесах:

$$G_1 = 0,46 \cdot G_a = 0,46 \cdot 3059,7 = 1407,5 \text{ Н;}$$

Вес, находящийся на приводных колесах:

$$G_2 = 0,54 \cdot G_a = 0,54 \cdot 3059,7 = 1652,2 \text{ Н}$$

Аэродинамика болида:

Коэффициент обтекаемости:

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2}, \quad (2.3)$$

где $\rho = 1,293$ – плотность воздуха в нормальных условиях, кг/м^3 » [7]

$$k = \frac{0,3 \cdot 1,293}{2} = 0,193$$

«Лобовая площадь автомобиля:» [7]

$$F = 0,8 \cdot B \cdot H, \quad (2.4)$$

где B – габаритная ширина автомобиля, м;» [7]

«Н – габаритная высота автомобиля, м» [7]

$$F = 0,8 \cdot 1,53 \cdot 1,13 = 1,38 \text{ м}^2$$

По данной ширине 200/75R13, радиус качения данного колеса рассчитывается по формуле:

$$r_k = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H \quad , \quad (2.5)$$

где «d – посадочный диаметр шины, дюйм;» [7]

« $\lambda_z = 0,85$ – коэффициент вертикальной деформации;» [7]

«Н – высота профиля шины.» [7]

$$r_k = 0,5 \cdot 0,33 + 0,85 \cdot 0,12 = 0,267 \text{ м}$$

2.2 Расчет внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя

«Мощность двигателя при максимальной допустимой скорости следования:» [7]

$$N_V = N_{\max} \cdot a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3 \quad , \quad (2.6)$$

где a, b, c – эмпирические коэффициенты (a = b = c = 1 для карбюраторного двигателя),

$$\lambda = \frac{\omega_{\max}}{\omega_N} = \frac{759}{710} = 1,14.$$

$$N_V = 43000 \cdot 1,14 + 1,14^2 - 1,14^3 = 41196 \text{ Вт.}$$

Расчет ВСХ двигателя рассчитывается по следующей формуле:

$$N_e = N_{\max} \frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3 \quad , \quad (2.7)$$

где « ω_e – текущее значение угловой скорости коленвала, рад/с;» [7]

« ω_N – угловая скорость коленвала при максимальной мощности, рад/с (733рад/с)» [7]

« N_e – текущее значение эффективной мощности двигателя, Вт» [7]

Для построения кривой эффективного момента M_e (Н · м) применяем формулу:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad , \quad (2.8)$$

Зависимость получается следующая $N_e(\omega_e)$ и $M_e(\omega_e)$. Полученные данные переносим в таблицу (см. табл.2.2) и получаем график.

Таблица 2.2 – Результаты расчетов ВСХ

n_e , об/мин	ω_e , рад/с	N_e , кВт	M_e , Н·м
3250	340	14	47
4250	445	19	48
4500	471	24	52
4750	498	30	58
5000	524	33	60
5250	550	36	62
5750	602	38	61
6250	655	42	61
6750	707	43	59
7250	759	43	52

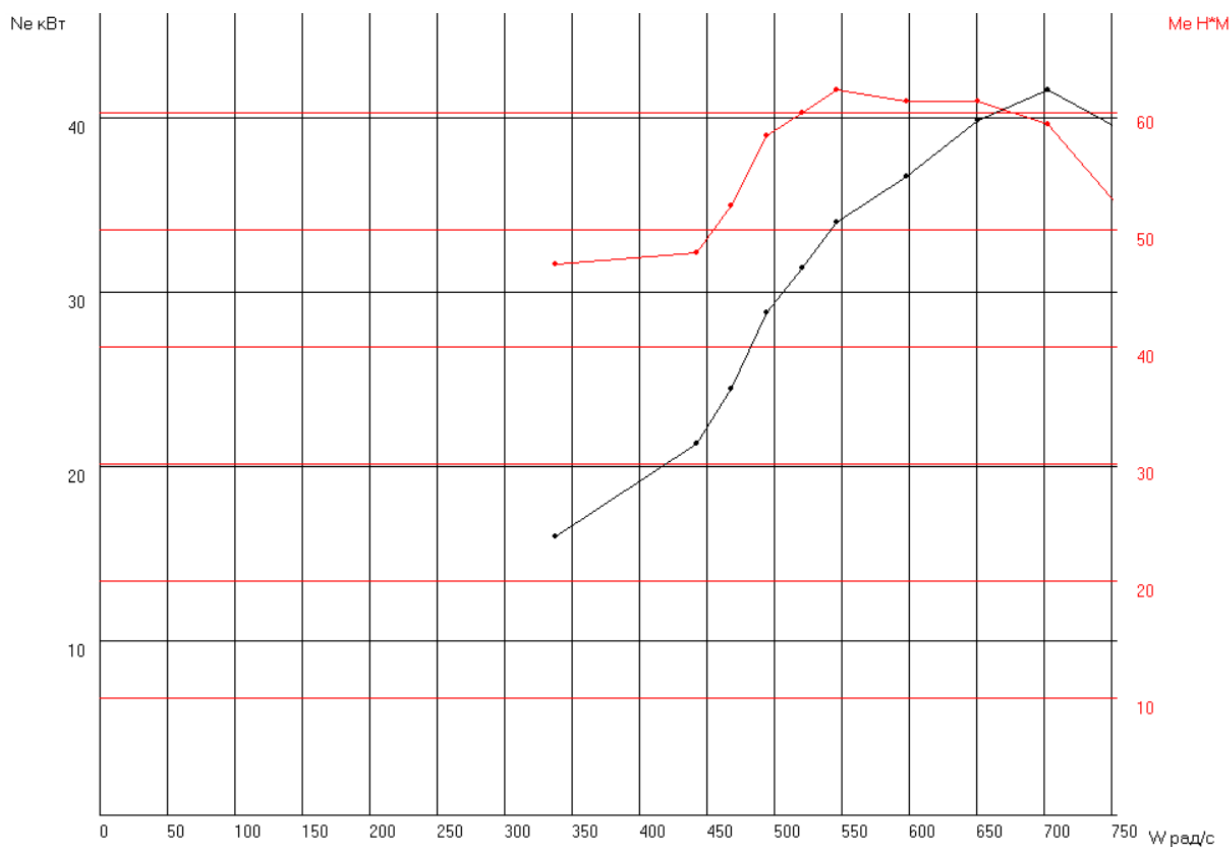


Рисунок 2.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.3 Силовой баланс автомобиля

«Главная передача – ее передаточное число U_0 рассчитывается, опираясь на максимальную скорость болида V_{\max} :» [7]

$$U_0 = \frac{r_k \cdot \omega_{\max}}{U_k \cdot V_{\max}}, \quad (2.9)$$

где $U_k = U_6 = 0,87$ – передаточное число высшей передачи в коробке передач автомобиля, на которой обеспечивается максимальная скорость;

$$U_0 = \frac{0,267 \cdot 759}{0,87 \cdot 55,56} = 3,46$$

Чтобы приступить к следующим расчётам, берем значение главной передачи принятой в задании на дипломный проект $U_0=3,46$.

Последующие расчеты проводим по повышенному ряду передаточных чисел (повышенная передача в раздаточной коробке).

Силовой баланс автомобиля

Уравнение силового баланса:

$$F_T = F_d + F_B + F_{\text{и}}, \quad (2.10)$$

где « F_T – сила тяги ведущих колес, Н;» [7]

« F_d – сила дорожного сопротивления, Н;» [7]

« F_B – сила сопротивления воздуха, Н;» [7]

« $F_{\text{и}}$ – сила сопротивления разгону автомобиля, Н (не учитываем).» [7]

Силу тяги на разных передачах рассчитывают по формуле:

$$F_{Ti} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{\text{TP}}}{r_k}, \quad (2.11)$$

«Сила аэродинамического сопротивления воздуха:» [7]

$$F_B = k \cdot F \cdot V_a^2, \quad (2.12)$$

«Сила дорожного сопротивления автомобиля (без учета сопротивления подъему):» [7]

$$F_d = G_a \cdot f, \quad (2.13)$$

где $f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{2000}\right)$ – зависимость коэффициента трения качения от скорости движения автомобиля.

Пользуемся выбранными при расчете ВСХ значениями ω_e , приводя в соответствие с ними скорости автомобиля на разных передачах.

Результаты расчетов занесем в таблицу 2.3.

Таблица 2.3- Значение расчетов ВСХ

I	V_a , м/с	10,5	14	14,5	15,5	16	17	18	20	22	24
	F_T , кН	1,3	1,35	1,6	1,7	1,8	1,9	1,7	1,7	1,75	1,6
II	V_a , м/с	15	19	22	23	24	24,5	26	28	31	33
	F_T , кН	0,9	0,95	1,1	1,2	1,25	1,3	1,25	1,25	1,2	1,1
III	V_a , м/с	19	26	27	28	30,5	32	34,5	37	41	44
	F_T , кН	0,75	0,75	0,8	0,9	0,95	1	0,95	0,95	0,9	0,8
IV	V_a , м/с	24	31	33	35	36	37	43	46	49	53
	F_T , кН	0,55	0,55	0,6	0,75	0,8	0,85	0,8	0,8	0,75	0,7
V	V_a , м/с	30	35	39	41	44	46	48	54	57	60
	F_T , кН	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,75	0,75	0,75	0,6	0,6
VI	V_a , м/с	30	35	39	41	44	46	48	54	57	60
	F_T , кН	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,75	0,75	0,75	0,6	0,6

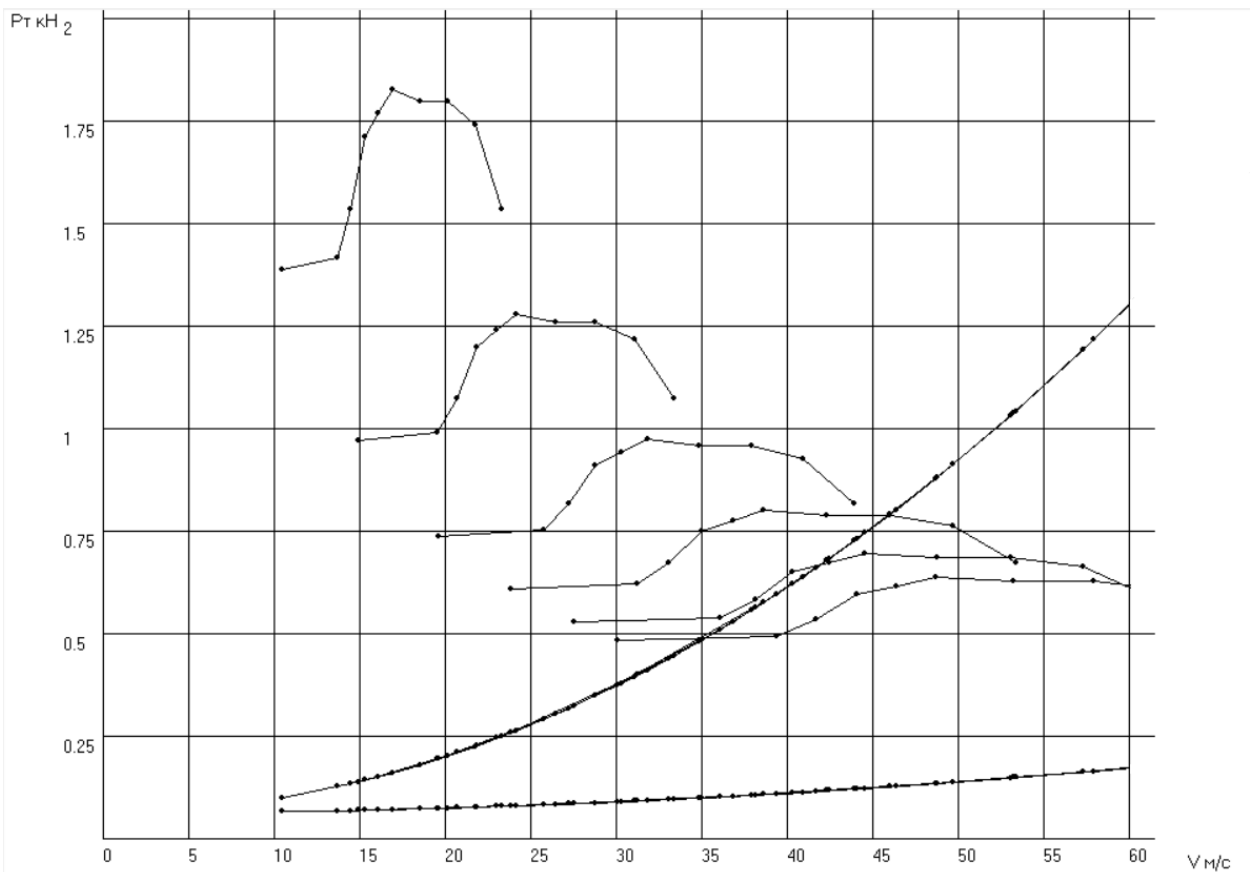


Рисунок 2.2 – Тяговый баланс автомобиля

2.4 Динамическая характеристика автомобиля

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a}, \quad (2.14)$$

«По этой формуле и данным силового баланса рассчитываем и строим динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора D от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля.» [7]

Данные расчета заносим в таблицу 2.4 и представляем графически.

Чтобы учесть влияние буксования ведущих колес, определяем динамический фактор по сцеплению:

$$D_{\text{сц}} \approx \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi}{G_a} = \frac{1792,6 \cdot 0,7}{3059,7} = 0,41.$$

Таблица 2.4 – Данные расчета динамической характеристики

Передач а	Динамический фактор D								
	I	0,45	0,45	0,47	0,56	0,57	0,56	0,55	0,45
II	0,30	0,28	0,32	0,31	0,33	0,35	0,36	0,3	0,24
III	0,30	0,30	0,30	0,35	0,38	0,36	0,36	0,33	0,26
IV	0,24	0,23	0,23	0,26	0,28	0,26	0,25	0,23	0,00
V	0,20	0,19	0,18	0,20	0,21	0,19	0,18	0,15	0,07
VI	0,07	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,03	0,02	0,01

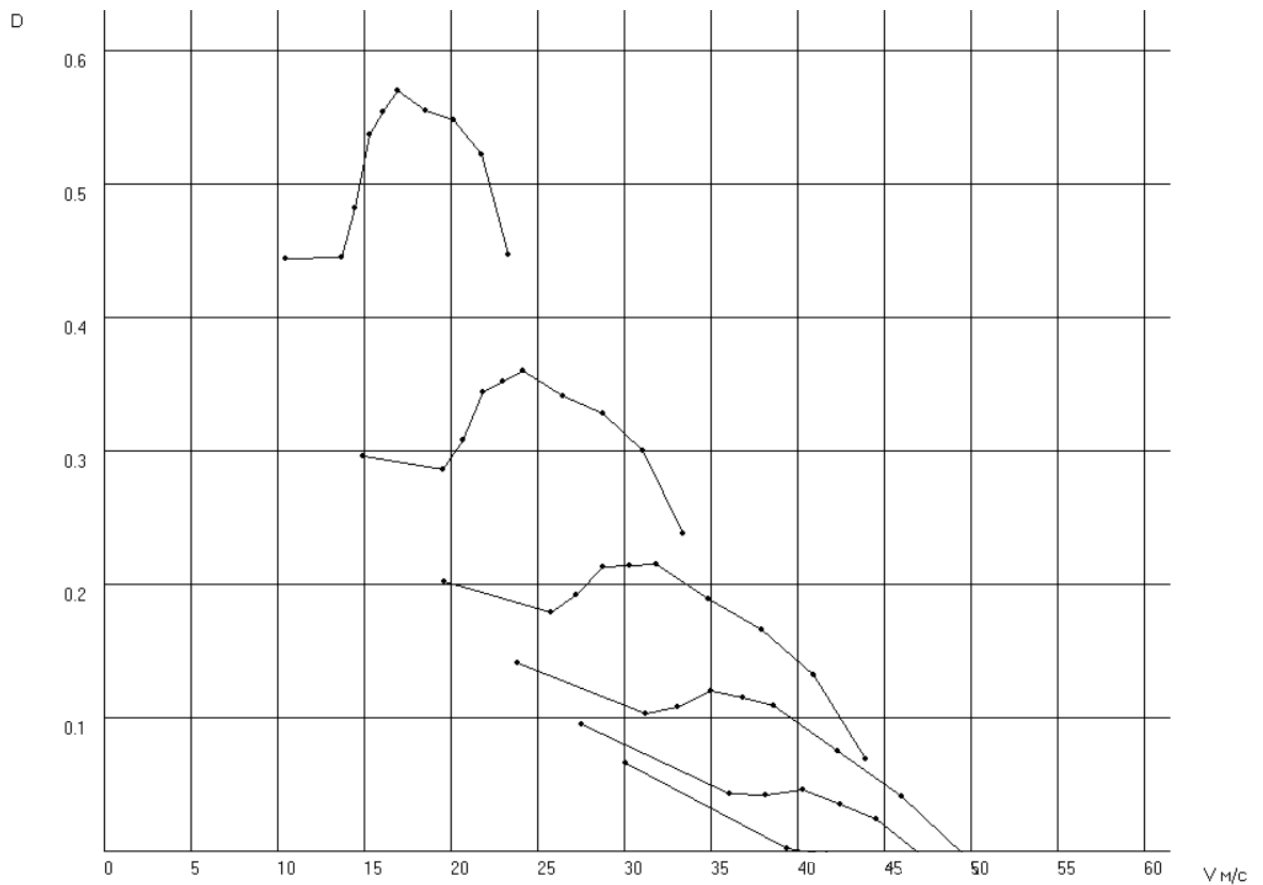


Рисунок 2.3 – Динамическая характеристика автомобиля

2.5 Разгон автомобиля

Разгон автомобиля во время ускорения определяется по горизонтальной дороге с твердой поверхностью хорошего качества с максимальным использованием мощности двигателя и без буксирования ведущих колес.

Ускорение находим из выражения:

$$j = \frac{D-f \cdot g}{\delta_{вр}}, \quad (2.15)$$

где $\delta_{вр} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_K^2)$ – коэффициент учета вращающихся масс двигателя, который определяем для каждой передачи в отдельности по формулам:» [7]

$$\delta_{вр1} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_1^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 2,5^2 = 1,362$$

$$\delta_{вр2} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_2^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 1,75^2 = 1,203$$

$$\delta_{вр3} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 1,33^2 = 1,138$$

$$\delta_{вр4} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_4^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 1,095^2 = 1,110$$

$$\delta_{вр5} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_5^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 0,95^2 = 1,095$$

$$\delta_{вр6} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_6^2 = 1 + 0,05 + 0,05 \cdot 0,87^2 = 1,088$$

Определяем ускорение разгона, вносим результаты в таблицу 2.5 и строим график зависимости $j = f(V)$

Таблица 2.5 – Значения ускорение разгона

Передача	Ускорение j , м/с ²								
	3,1	3,1	3,4	3,75	3,8	4	3,9	3,85	3,1
I	3,03	3,01	3,02	3,60	3,89	3,70	3,67	3,38	2,60
II	2,24	2,18	2,13	2,44	2,59	2,34	2,22	1,87	0,99
III	1,69	1,57	1,45	1,54	1,56	1,24	1,01	0,59	0,35
IV	0,56	0,48	0,4	0,42	0,56	0,53	0,42	0,46	0,46
V	0,3	0,02	0,05	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
VI									

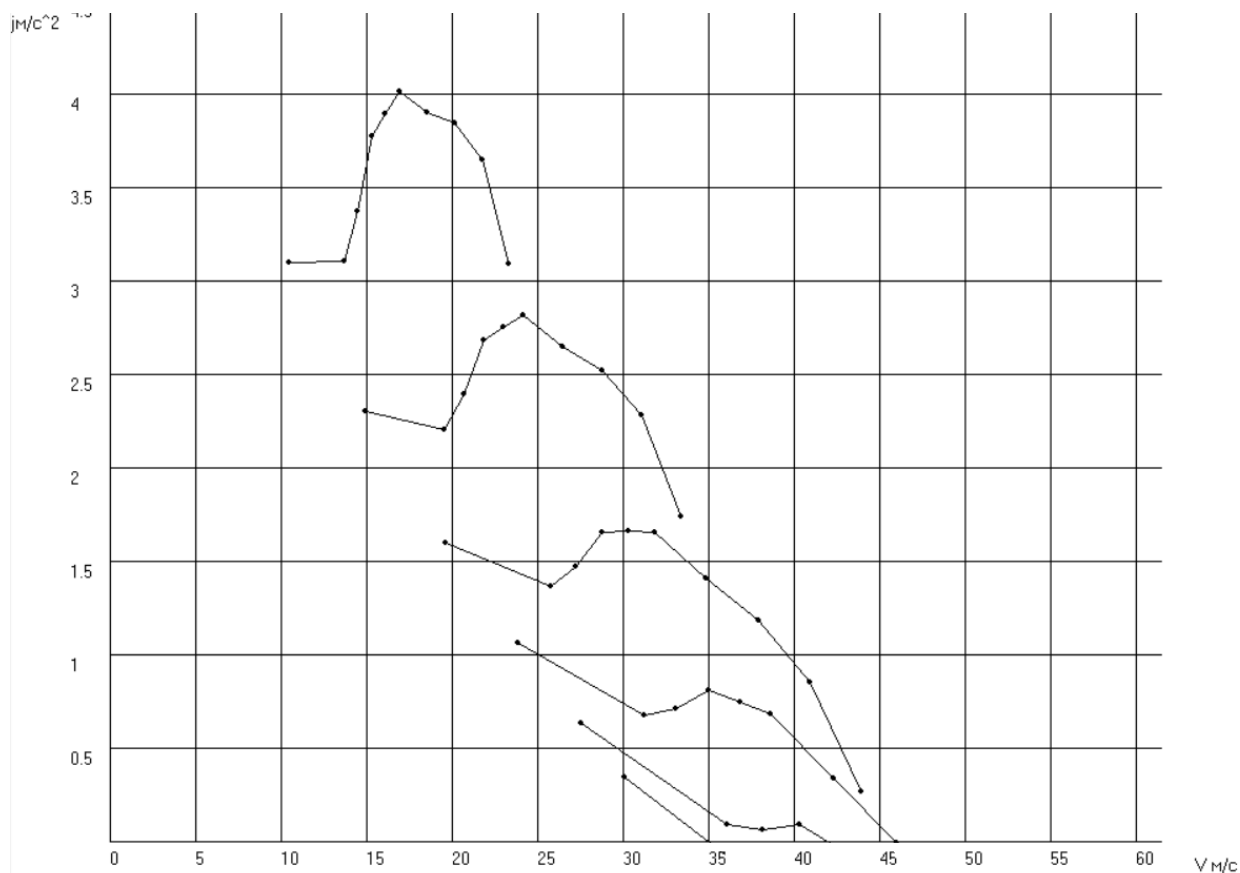


Рисунок 2.4 – Ускорения автомобиля

Затем определяем значения обратных ускорений ($1/j$) и заносим их в таблицу 6. Поскольку при скоростях V , близких к максимальной, ускорение стремится к нулю, то для расчета обратных ускорений ограничиваются скоростью $V = (0,8 \dots 0,9) V_{\max}$.

Таблица 2.6 – Значения обратных ускорений.

Передач а	Величина, обратная ускорению $1/j$, $\text{с}^2/\text{м}$								
	I	0,25	0,25	0,24	0,20	0,18	0,19	0,19	0,19
II	0,32	0,32	0,32	0,26	0,24	0,25	0,25	0,26	0,32
III	0,42	0,42	0,42	0,36	0,33	0,35	0,35	0,39	0,52

Продолжение таблицы 2.6

Передач а	Величина, обратная ускорению $1/j, \text{с}^2/\text{м}$								
	IV	0,53	0,54	0,55	0,48	0,45	0,49	0,51	0,59
V	0,65	0,68	0,71	0,64	0,61	0,71	1,00	1,05	5,57
VI	0,75	0,81	0,88	0,82	0,81	1,02	1,26	2,19	-2,64

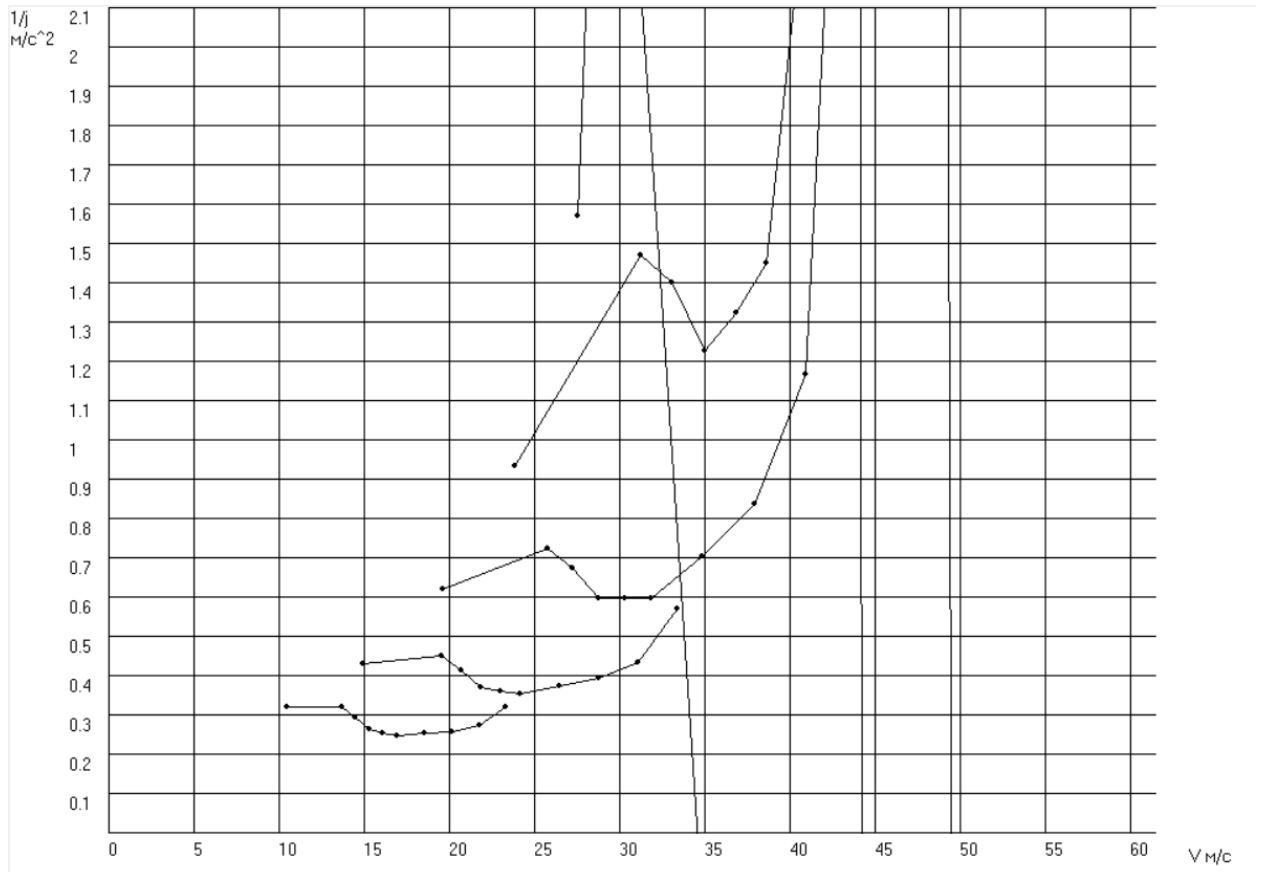


Рисунок 2.5 - Обратные ускорения автомобиля

2.6 Время и путь разгона

Время и путь разгона автомобиля определяем как графическим, так и аналитическим способами. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \frac{1}{j_{\text{CP } i+1}} \cdot V_{i+1} - V_i, \quad (2.16)$$

«Для этого кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = \text{const}$, которому соответствуют значения $(1/j) = \text{const}$. Эти величины можно определить следующим образом:» [7]

$$\frac{1}{j_{\text{CP } k}} = \frac{1 j_{k-1} + 1 j_k}{2}, \quad (2.17)$$

где « k – порядковый номер интервала» [7]

«Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $\frac{1}{j_{\text{CP } k}}$, переходим к приближенному интегрированию:» [7]

$$\Delta t = \frac{1}{j_{\text{CP } k}} \cdot V_k - V_{k-1}, \quad (2.18)$$

$$t_1 = \Delta t_1, t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k$$

где « t_1 – время разгона от скорости V_0 до скорости V_1 ;» [7]

« t_2 – время разгона до скорости V_2 .» [7]

Результаты расчета сводим в таблицу 2.7.

Таблица 2.7 – Значения скорости и времени

$V_a, \text{ м/с}$	$t, \text{ с}$
10	1,81
15	2,73
20	2,95
25	3,85
30	4,9
35	9
40	14
44	21

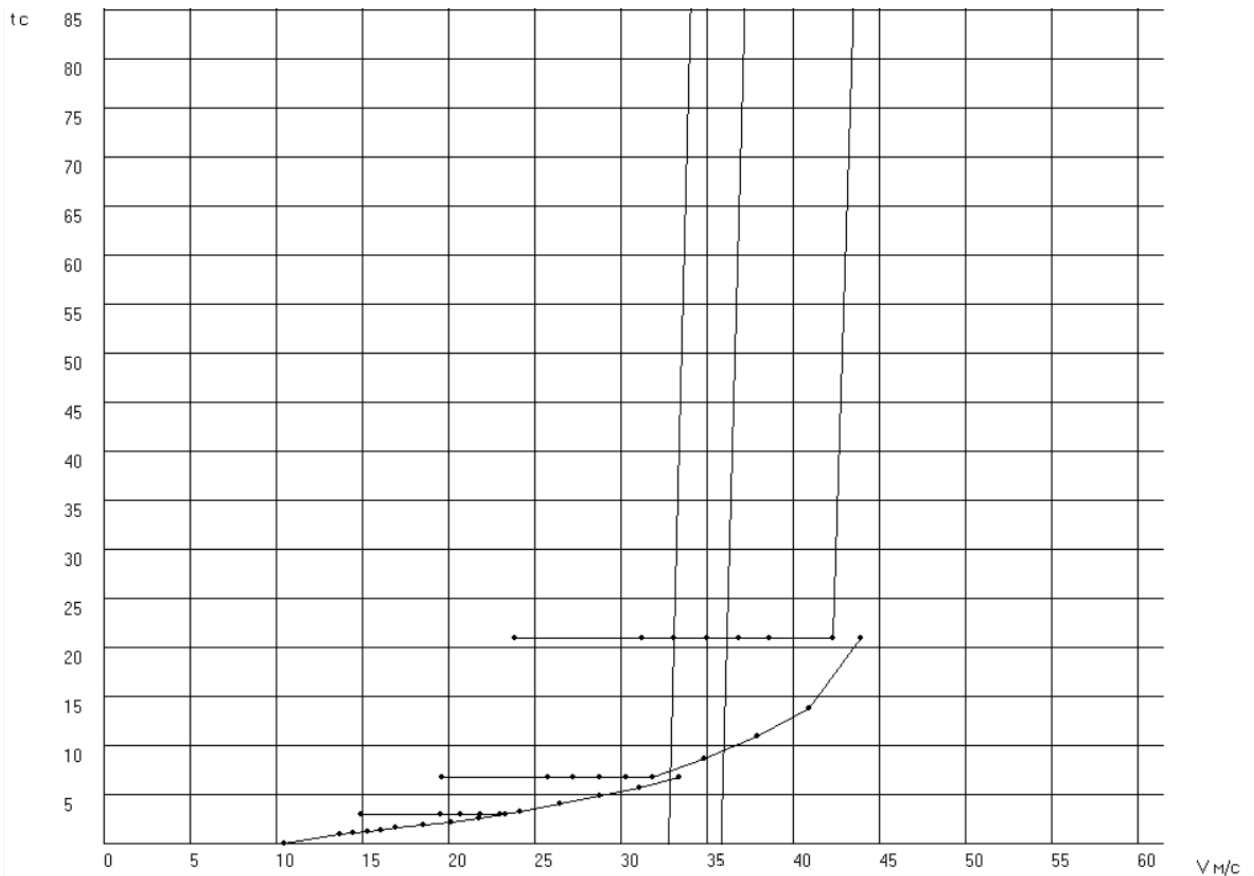


Рисунок 2.6 - Время разгона автомобиля

Аналогично, графическое интегрирование зависимости $t = f(V)$ выполняется для получения зависимости траектории S ускорения от скорости транспортного средства.

В данном случае кривая $t=f(V)$ разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения $V_{\text{срк}}$.

«Площадь элементарного прямоугольника в интервале Δt_k есть путь, который проходит автомобиль от отметки t_{k-1} до отметки t_k , двигаясь с постоянной скоростью $V_{\text{срк}}$.» [7]

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом:

$$\Delta S = V_{\text{срк}} \cdot t_k - t_{k-1} = V_{\text{срк}} \cdot \Delta t_k, \quad (2.19)$$

где $k=1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m=n$).

«Путь разгона от скорости V_0 до скорости V_1 : $S_1=\Delta S_1$, до скорости V_2 : $S_2=\Delta S_1+\Delta S_2$, до скорости V_n : $S_n = \sum_{k=1}^n \Delta S_k$ »[7]

Все результаты расчета заносим в таблицу 2.8.

Таблица 2.8 – Значения пути разгона и скорости

$V_a, \text{ м/с}$	$S, \text{ м}$
10	20
15	50
20	60
25	100
30	150
35	200
40	400

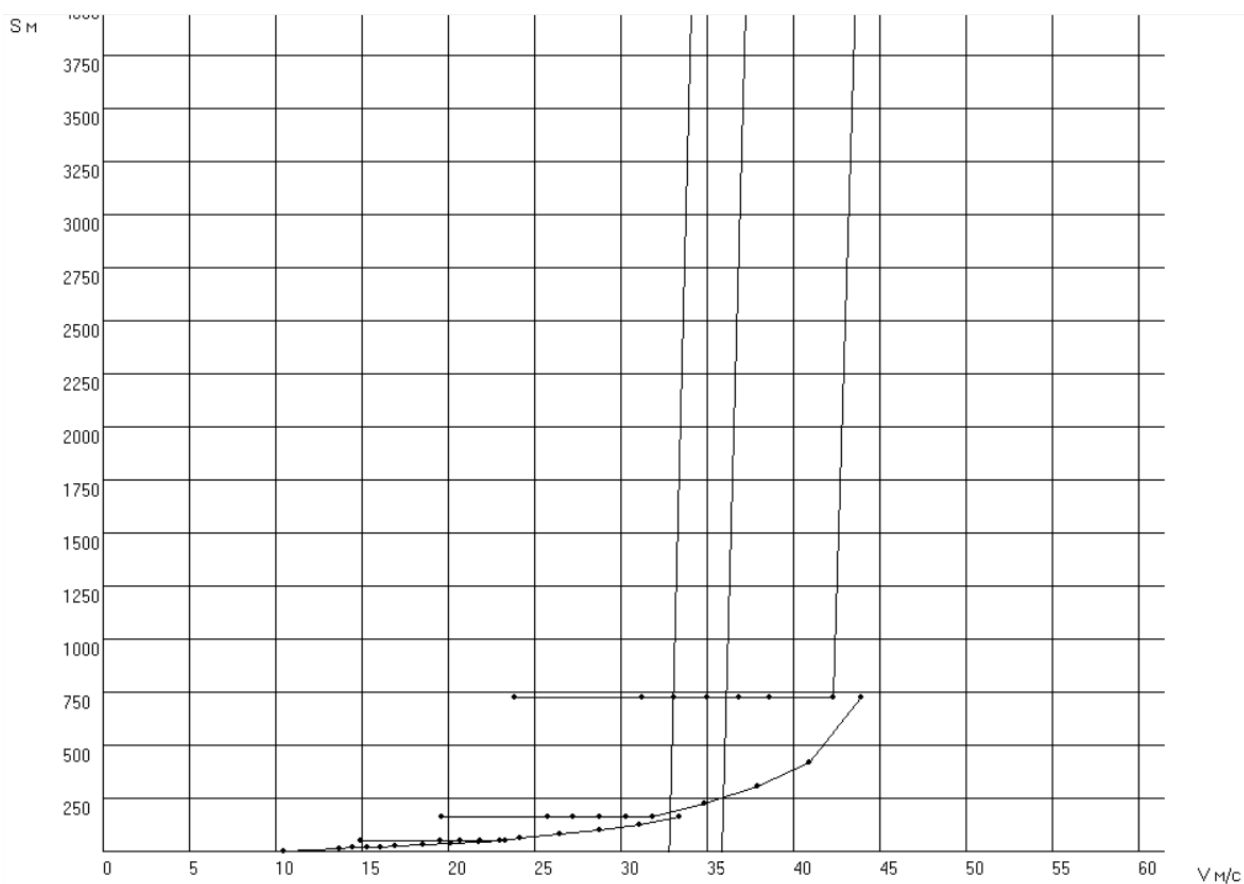


Рисунок 2.7 – Путь разгона автомобиля

2.7 Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса:

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_f + N_n + N_b + N_d, \quad (2.20)$$

где « N_T – тяговая мощность, подводимая к ведущим колесам, Вт;»[7]

« $N_{тр}$ – мощность, теряемая в агрегатах трансмиссии, Вт;»[7]

« $N_f = F_f \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления качению колес, Вт;»[7]

« $N_T = F_T \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления подъему ($N_{тр}=0$), Вт;»[7]

« $N_b = F_b \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления воздуха, Вт;»[7]

« $N_d = F_i \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление силы инерции автомобиля ($N_b = 0$), Вт.»[7]

Для предварительно выбранных интервалов по угловой скорости коленчатого вала двигателя и скорости автомобиля мы рассчитываем значения баланса мощности, заполняем графики сборки.

Вверх от кривой N_f откладываем значения мощности сопротивления воздуха N_b .

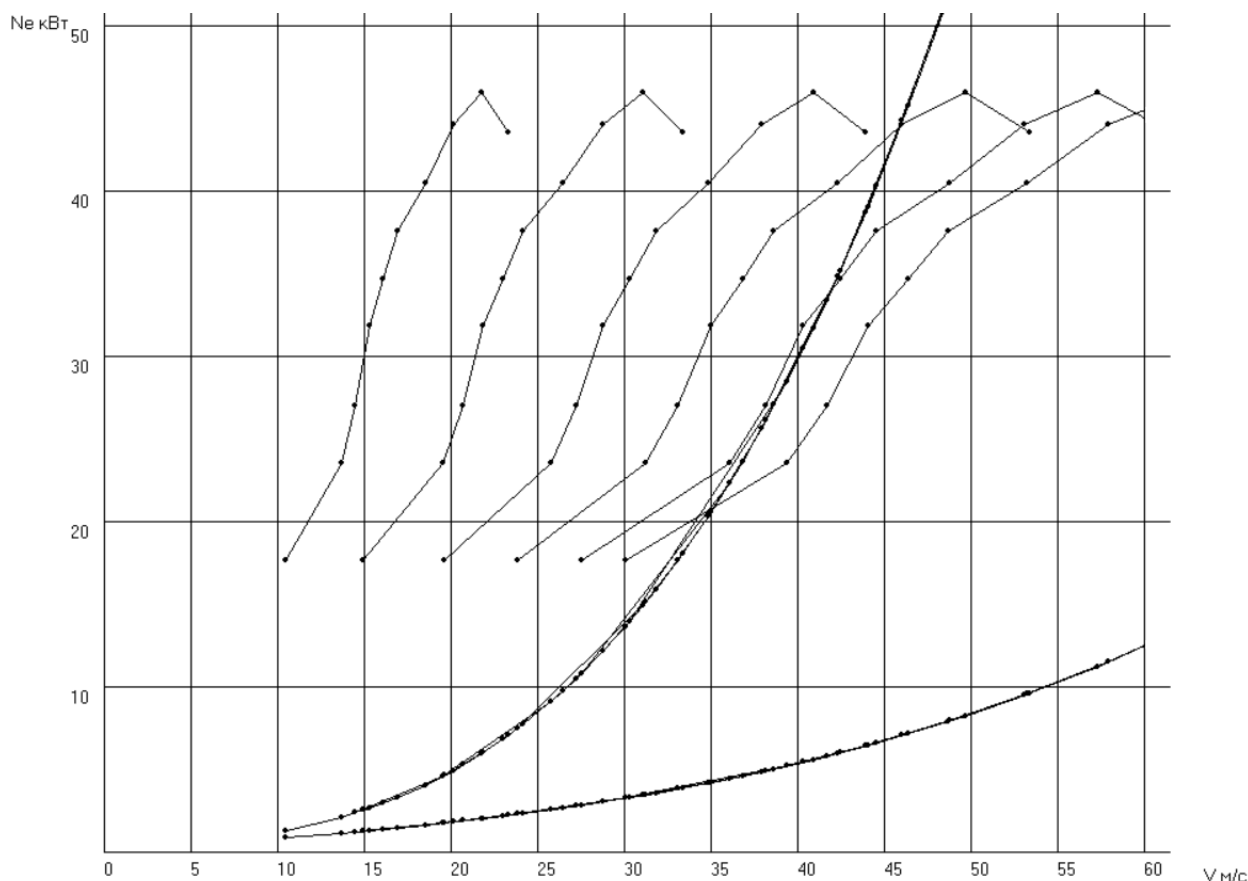


Рисунок 2.8 – Мощностной баланс

2.8 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

«Для получения топливно-экономических характеристик необходимо рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высокой передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимальной стабильной до максимальной.»[7] Расход топлива определяется по формуле:

$$Q_s = \frac{1,1 \cdot g_{emin} \cdot K_{И} \cdot K_E \cdot N_d + N_B}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}, \quad (2.21)$$

где « $g_{emin} = 240$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный эффективный расход топлива;»[7]

« $\rho_T = 0,72$ кг/л – плотность топлива;»[7]

$K_{И} = 1,152 \cdot И^2 - 1,728 \cdot И + 1,523$ – «коэффициент, учитывающий изменения величины удельного эффективного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности.»[7]

$$И = \frac{N_d + N_B}{N_T}, \quad (2.22)$$

$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227$ – «коэффициент, учитывающий изменения величины удельного эффективного расхода топлива в зависимости от ω_e .» [7]

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}}, \quad (2.23)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 2.9.

Таблица 2.9 – Результаты расчета топливно-экономической характеристики автомобиля

ω_e , рад/с	V_a , м/с	Q_s , л/100 км
314	20,8	0,5
366,5	24,3	0,81
419	27,8	1,2
523,6	34,7	2,8
576	38,2	4
628	41,6	5,6
681	45,1	7,74
733	48,6	10,53
838	55,5	19

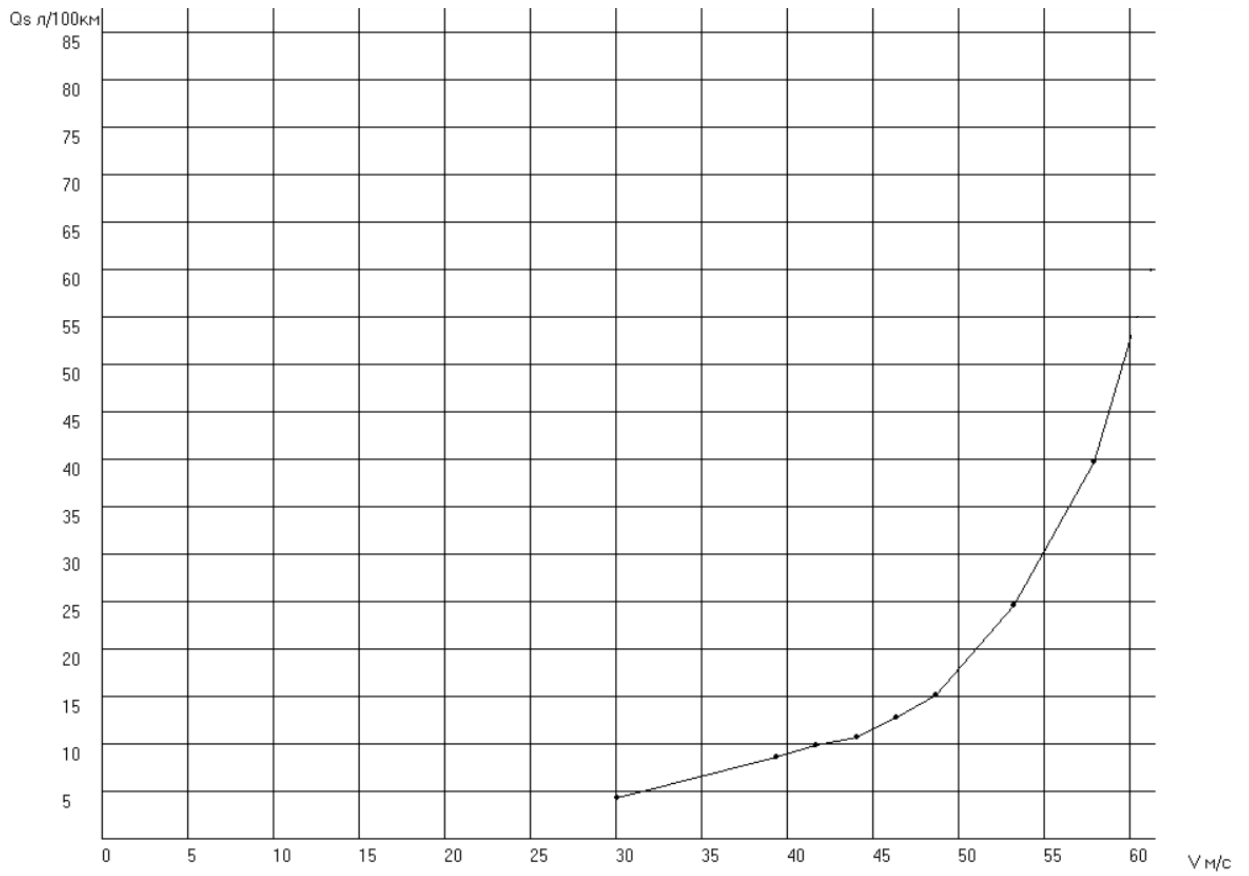


Рисунок 2.9 – Путь расход топлива

3 Расчет основных параметров исследуемого объекта

3.1 Классификация методов оптимизации в технике

Методы оптимизации часто используются в разных областях человеческой деятельности. Наиболее значительный успех был достигнут при проектировании, анализе больших технических систем.

С ускорением темпов внедрения теоретических разработок в инженерную практику стало наблюдаться интенсивное совершенствование компьютерных технологий.

Сегодня для инженера необходимым условием его успешной «навигации» в мире проектирования, эксплуатации и анализа функционирования объектов инженерного проектирования, разработки вычислительной техники, является знание методов оптимизации.

Оптимизация (от латинского. Оптимум - лучший) - это процесс выбора оптимального варианта из большого выбора возможных альтернатив.

Перед оптимизацией в дизайне ставится следующая задача: выбор оптимального технического решения из множества возможных вариантов. Классификаций методов оптимизации в конструировании очень много. Одна из них представлена на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 - Классификации методов оптимизации в технике

3.2 Метод Гаусса-Зейделя

Для оптимизации первого передаточного числа мы используем метод Гаусса-Зейделя. Метод координатного спуска, подразумевает постоянно не градиентный метод, широко используемый при оптимизации технологических процессов, когда число независимых переменных меньше пяти, в противном случае количество экспериментов увеличивается. Этот метод является одним из самых распространенных, который прост и удобен в использовании на практике. Одним из основных недостатков является медленное движение к экстремуму, особенно когда количество входных переменных достаточно велико.

В этом методе продвижение к экстремуму осуществляется путем замены одной из переменных в каждой серии экспериментов, а остальные остаются неизменными. Анализируя исходные данные, мы находим движение начальной точки. Точность оптимальной точки зависит от шага изменения переменной; в некоторых случаях для повышения его точности

используется метод уменьшения размера шага при приближении к экстремуму.

3.3 Оптимизация передаточного числа первой передачи по методу Гаусса-Зейделя

Для проведения оптимизации по данному методу воспользуемся формулой силы тяги на разных передачах.

$$F_{Ti} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k}, (3.1)$$

Где U_{ki} -передаточное первой число передач;

U_0 – передаточное число главной передачи,

M_e – крутящий момент двигателя,

$\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии,

r_k – радиус качения колеса.

$$F_{T1} = \frac{U_{11} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} = \frac{2,7 \cdot 3,46 \cdot 62,3 \cdot 0,91}{0,267} = 1983 \text{ Н};$$

$$F_{T2} = \frac{U_{12} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} = \frac{2,5 \cdot 3,46 \cdot 62,3 \cdot 0,91}{0,267} = 1836 \text{ Н};$$

$$F_{T3} = \frac{U_{13} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} = \frac{2,3 \cdot 3,46 \cdot 62,3 \cdot 0,91}{0,267} = 1690 \text{ Н};$$

$$F_{T4} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} = \frac{2,1 \cdot 3,46 \cdot 62,3 \cdot 0,91}{0,267} = 1544 \text{ Н};$$

$$F_{T5} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} = \frac{1,9 \cdot 3,46 \cdot 62,3 \cdot 0,91}{0,267} = 1397 \text{ Н};$$

$$F_{T6} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k} = \frac{1,7 \cdot 3,46 \cdot 62,3 \cdot 0,91}{0,267} = 1250 \text{ Н};$$

Рассчитаем предельную силу по сцеплению по формуле

$$F_{Тс} = m_2 \cdot g \cdot \varphi, (3.2)$$

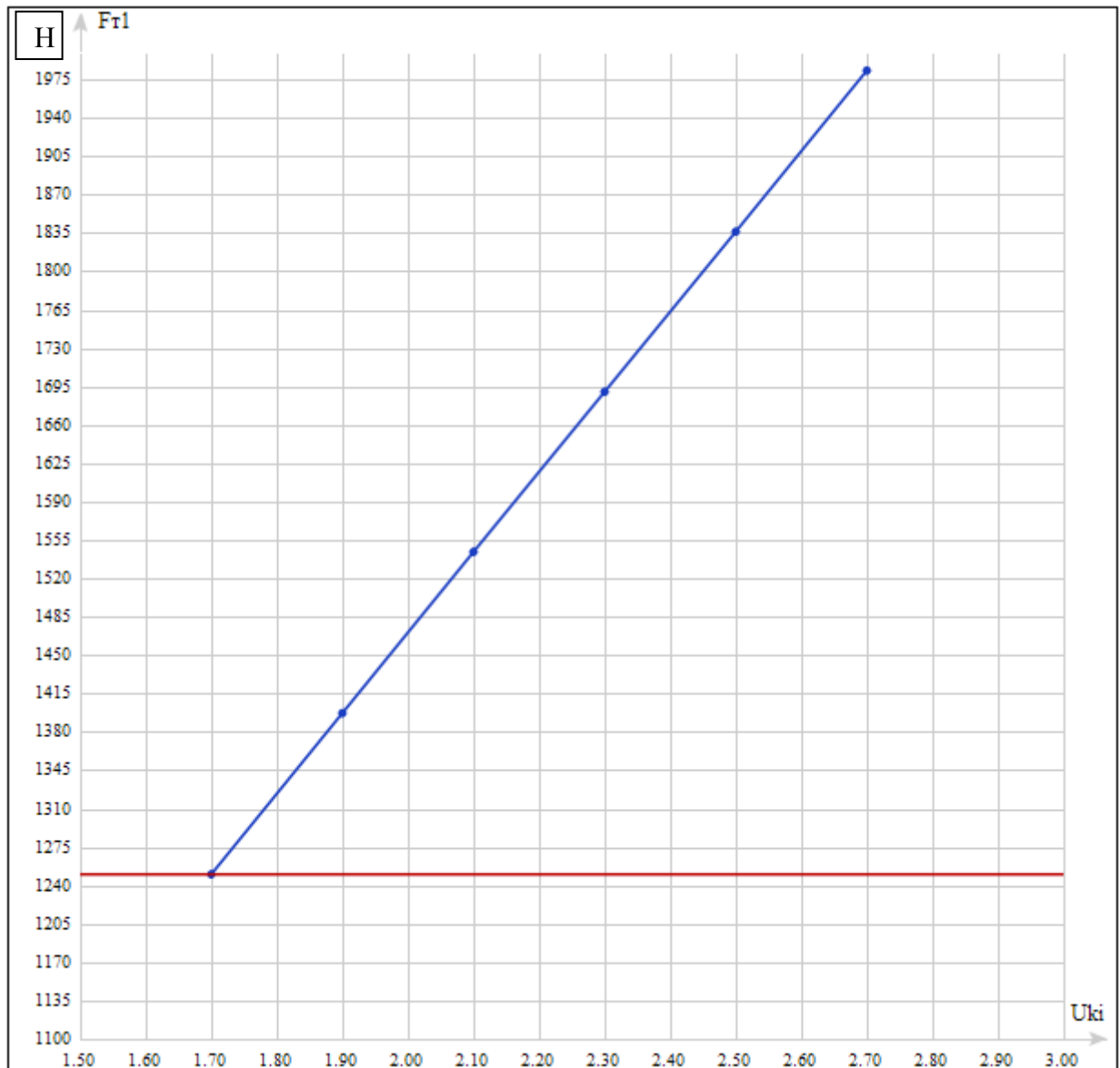
m_2 - вес болида, приходящийся на заднюю ось, кг

g - ускорение свободного падения, м/с².

φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой

$$F_{\text{тс}} = m_2 \cdot g \cdot \varphi = 170 \cdot 9,8 \cdot 0,8 = 1250 \text{ Н};$$

По полученным значениям построим рисунок 3.2 зависимости $F_{\text{Ti}}(U_{ki})$



— - тяговая сила на ведущих колёсах

— - предельная сила сцепления

Рисунок 3.2- График оптимизации передаточного числа первой передачи

3.3.1 Тягово-динамический расчет с оптимизированным передаточным числом первой передачи

Начальные данные для расчета представлены в написанной выше таблице 2.1. Изменим передаточное число на оптимизированное равное 1,7. По полученным данным построим графики:

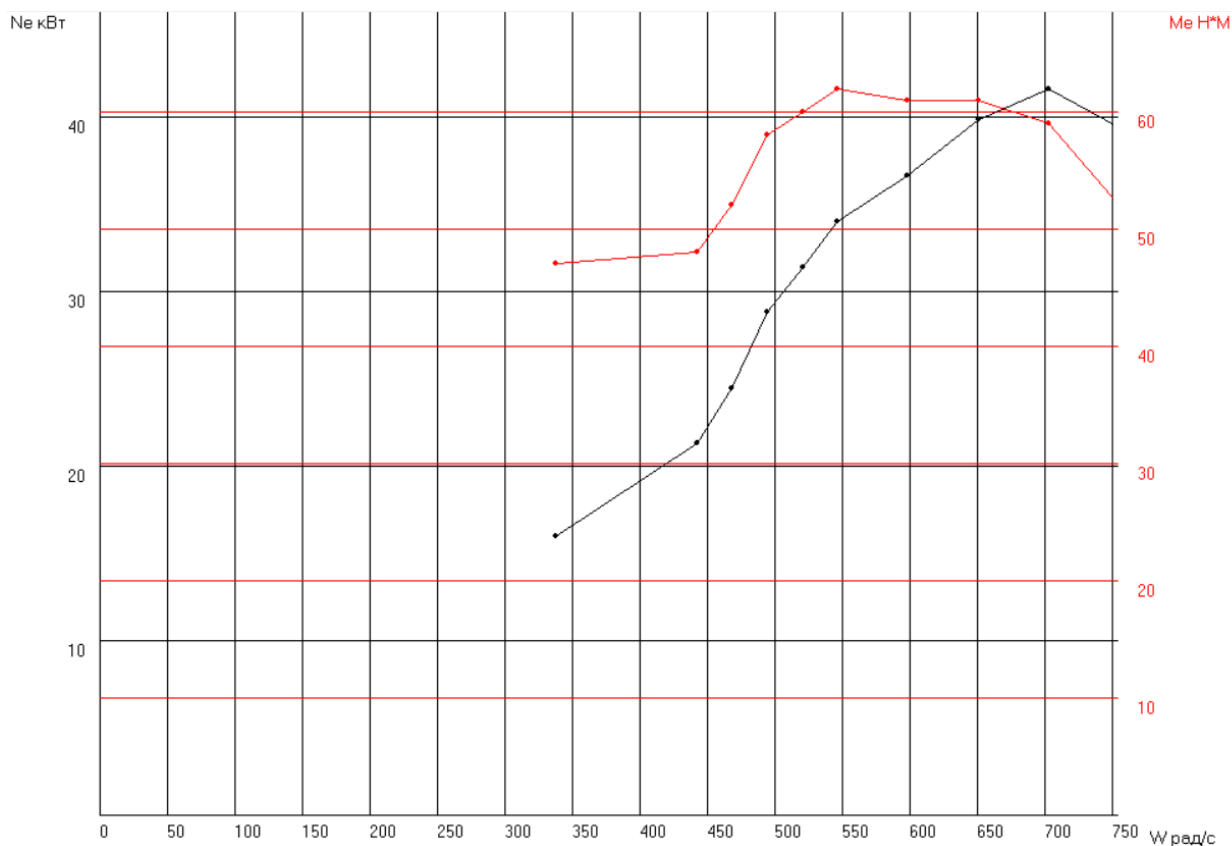


Рисунок 3.3- Внешняя скоростная характеристика двигателя с оптимизированным передаточным числом первой передачи

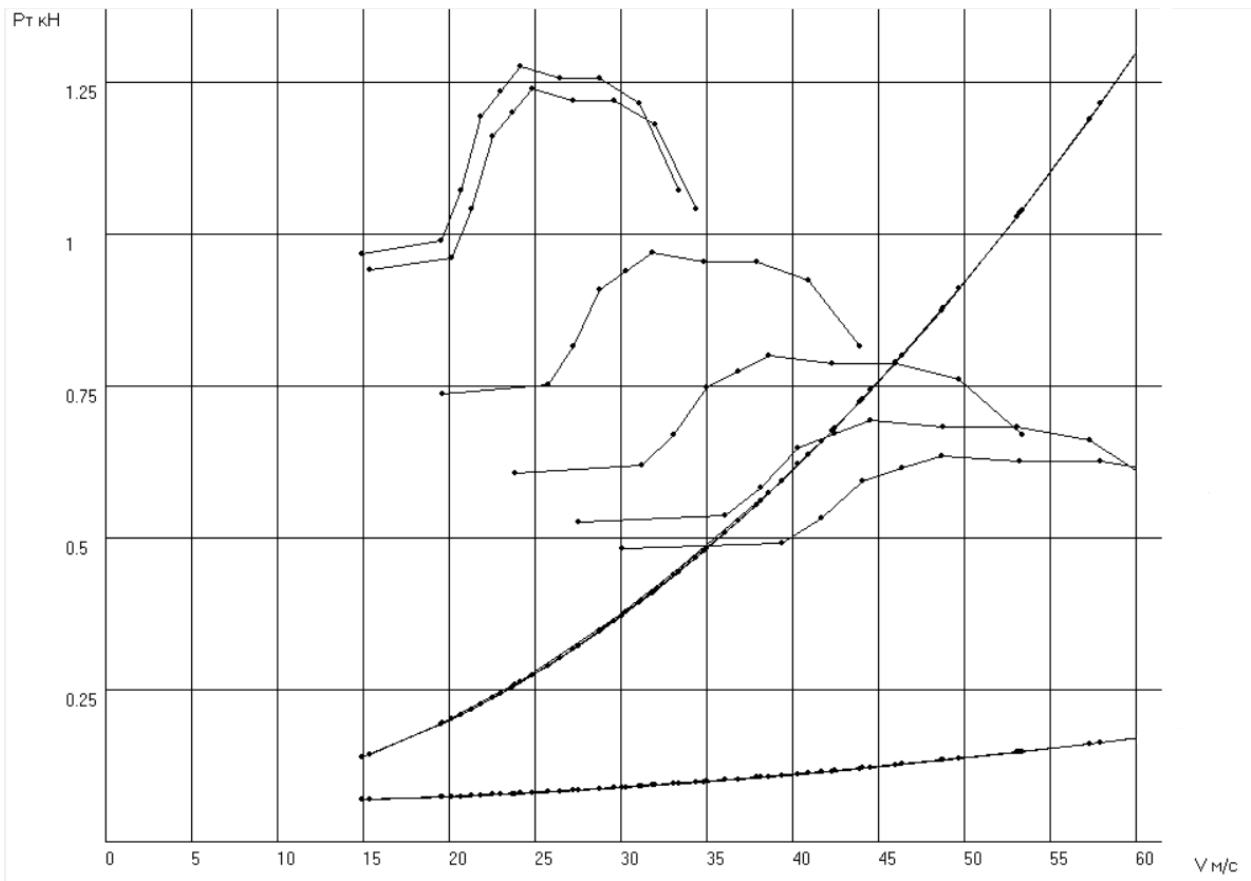


Рисунок 3.4- Тяговый баланс автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

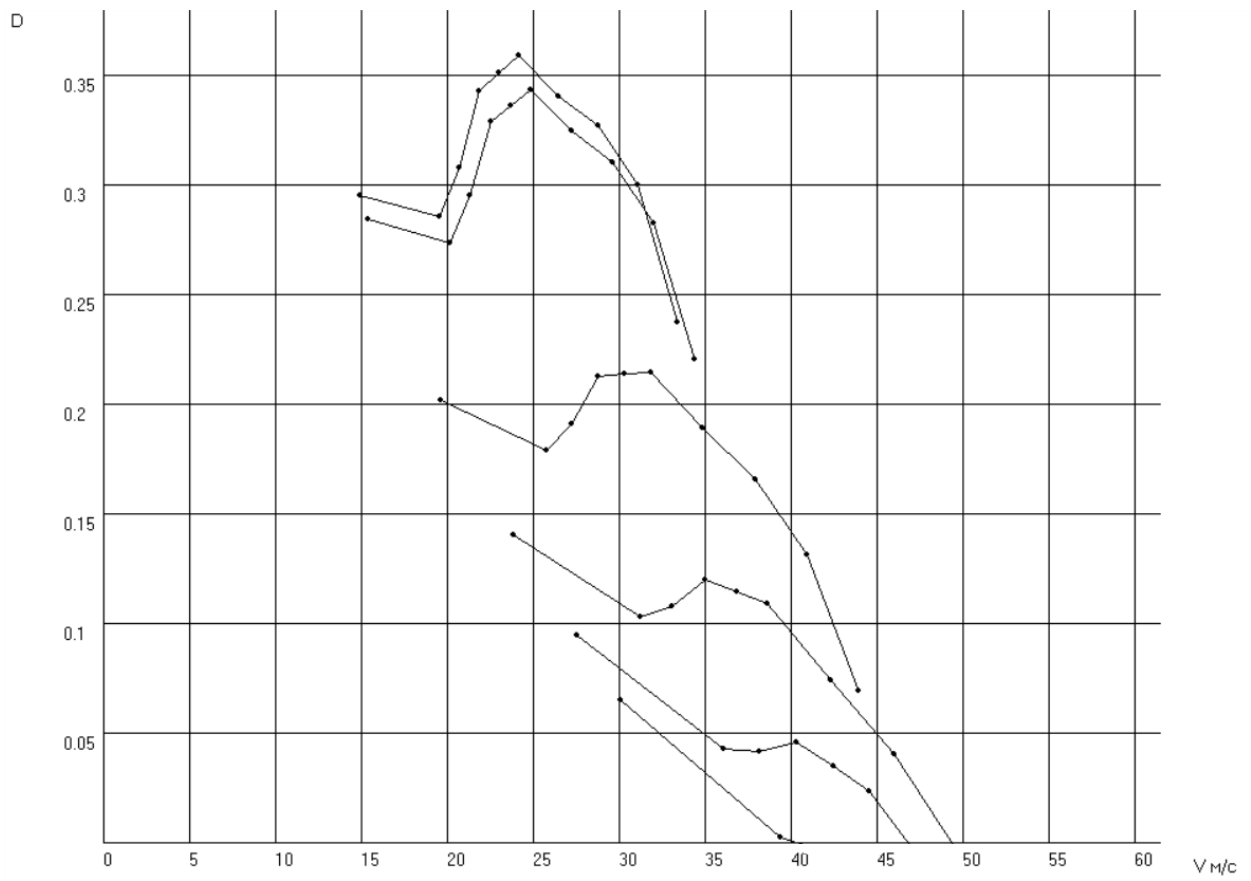


Рисунок 3.5- Динамическая характеристика автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

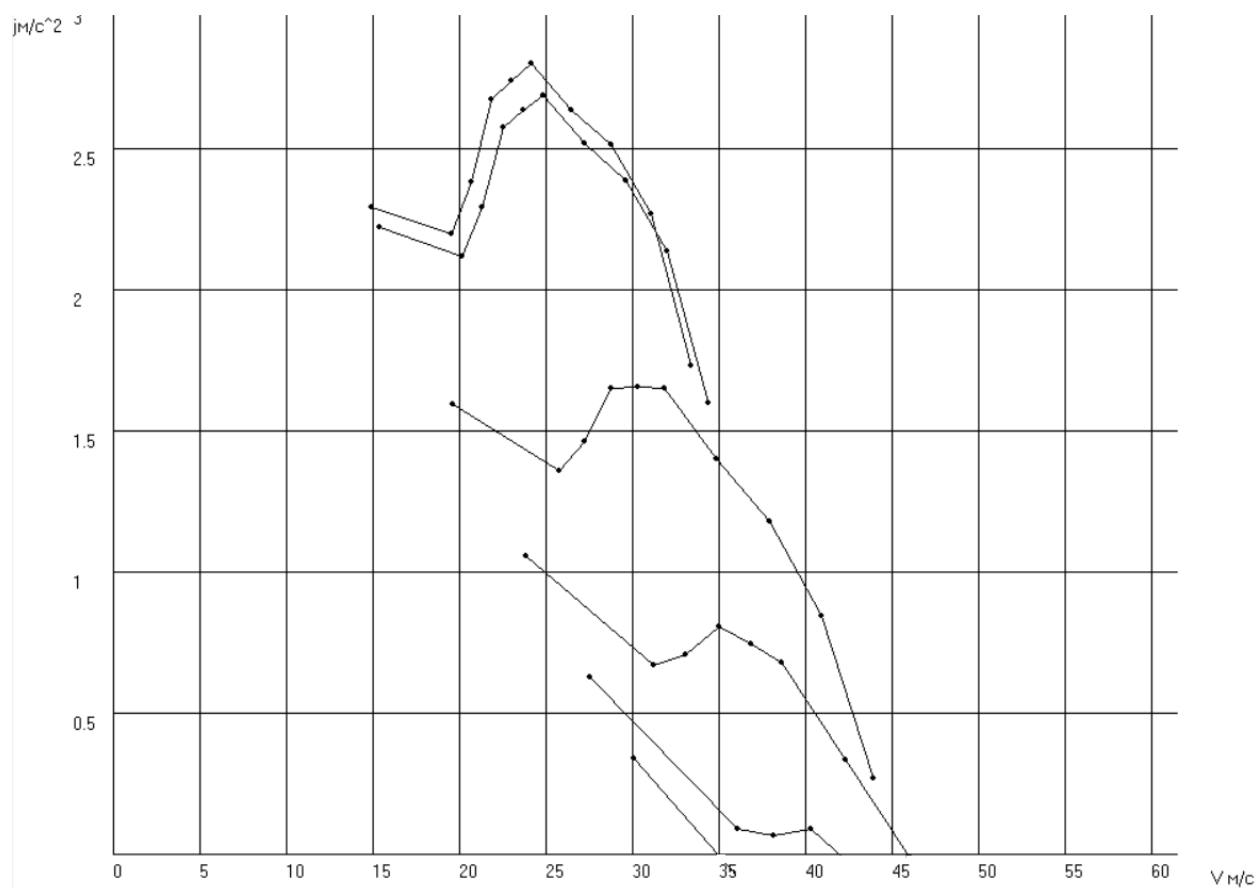


Рисунок 3.6- Ускорение автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

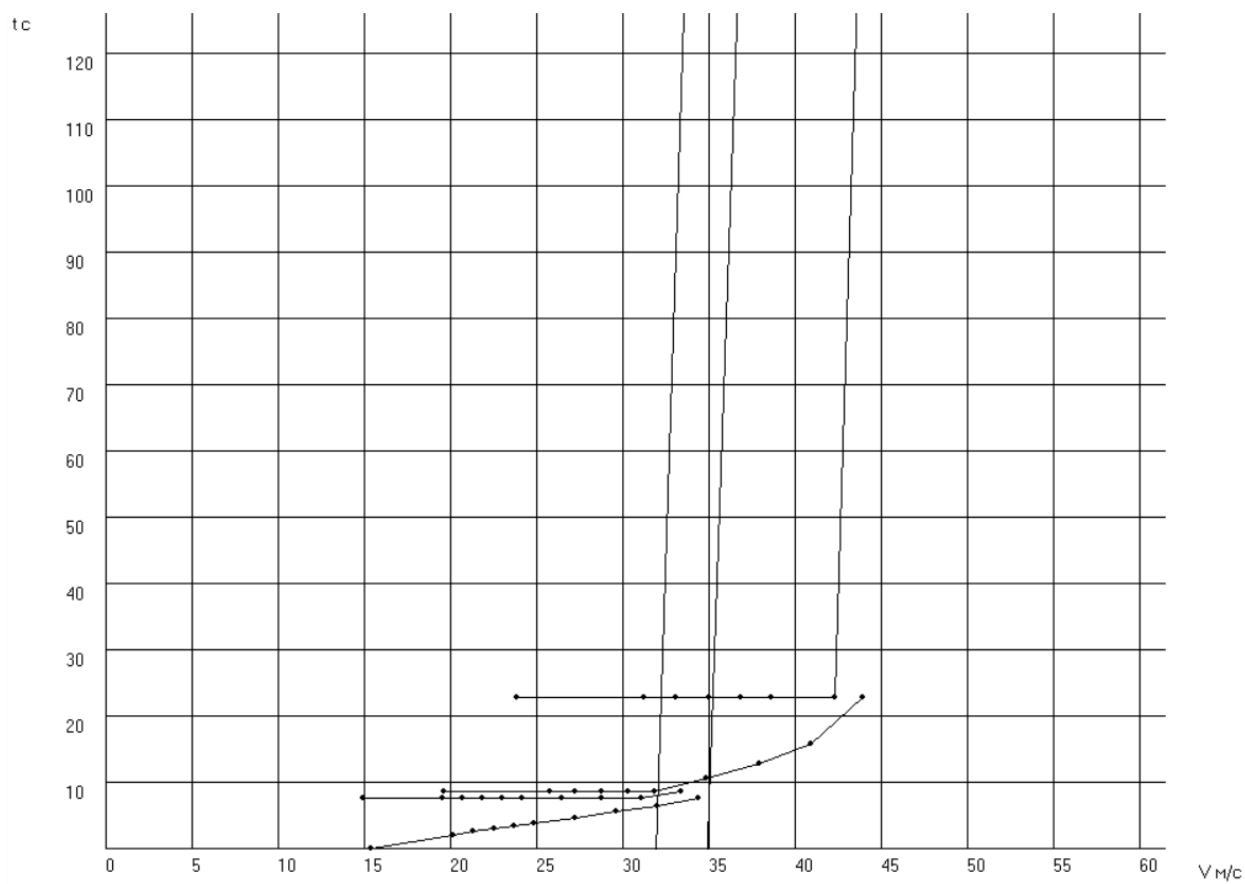


Рисунок 3.7- Время разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

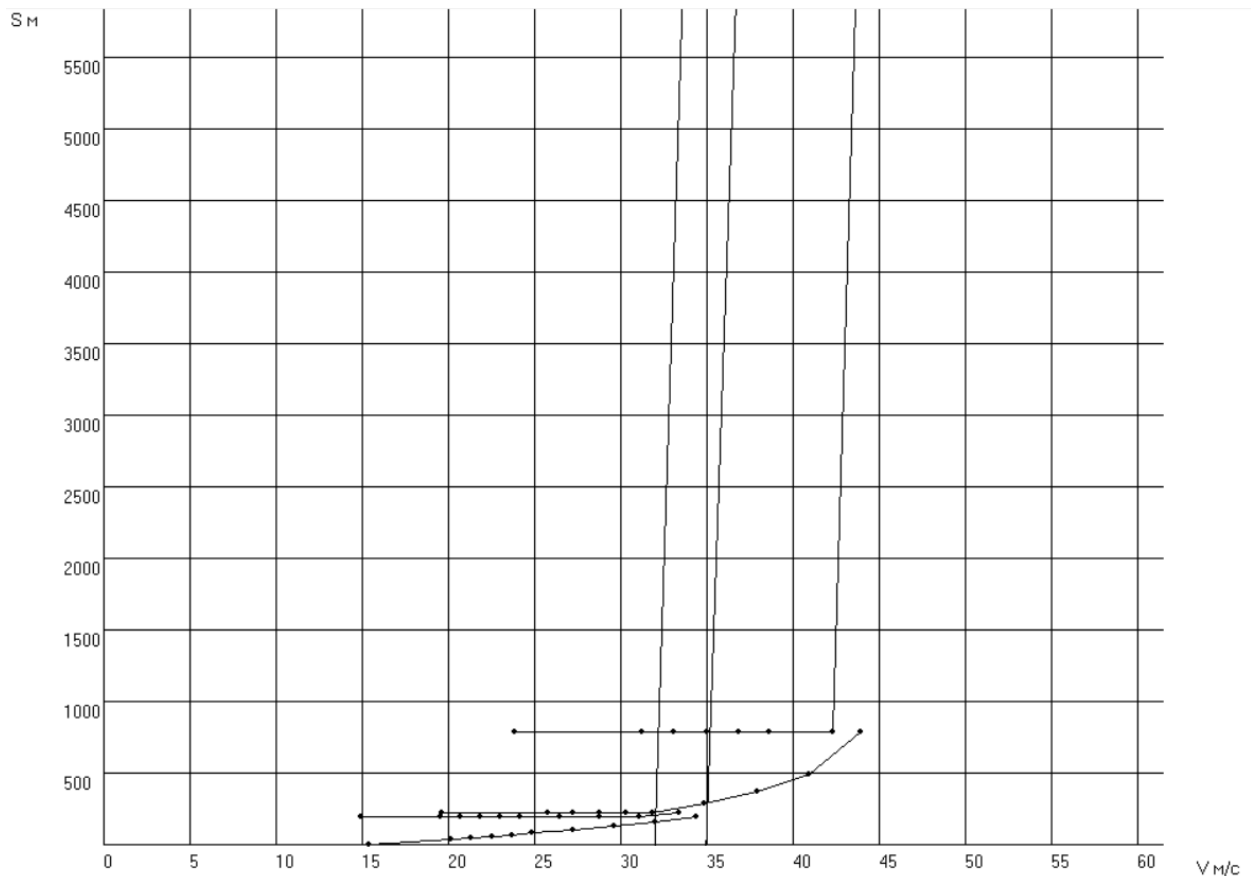


Рисунок 3.8- Путь разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

3.4 Оптимизация передаточного числа первой передачи по максимальному ускорению

Можно поставить задачу получения характеристики разгона машины на какой-то одной передаче, то есть оптимизировать U_{kn} , имея в качестве критерия оптимальности максимальное ускорение автомобиля j_{max} . Передаточное число такой «разгонной» передачи U_{kn} выбирается на основе динамической модели трансмиссии. Показываю вам пример очень упрощенной модели трансмиссии, не учитывающей податливость валов трансмиссии и состоящей из двух моментов инерции.

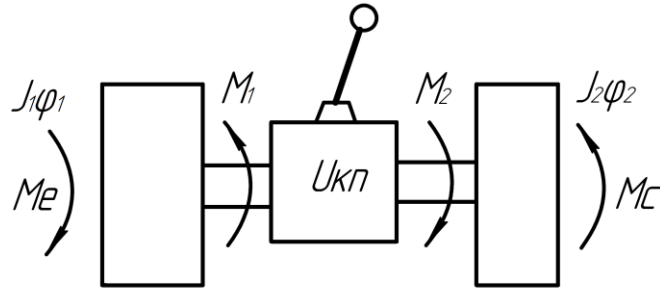


Рисунок 3.9- Динамическая модель трансмиссии

J_1 – момент инерции вращения частей двигателя;

J_2 – момент инерции вращения частей трансмиссии + масса автомобиля;

M_c – момент сопротивления.

$$\frac{mV_a^2}{2} = \frac{J_2\varphi_2^2}{2} \rightarrow J_2 = \frac{m_a V_a^2}{\varphi_2^2} \quad (3.3)$$

$$J_1\varphi_1'' = M_e - M_1 \quad (3.4)$$

$$J_2\varphi_2'' = M_2 - M_c \quad (3.5)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{кп}} \quad (3.6)$$

$$\varphi_2'' = \frac{\varphi_1''}{U_{кп}} \left\{ \begin{array}{l} M_1 = M_e - J_1 \frac{d\omega_e}{dt} \\ M_2 = M_1 U_{кп} \\ M_c = M_2 - J_2 \frac{d\omega_2}{dt} \\ \varphi_2'' = \frac{M_2 - M_c}{J_2} = \frac{M_1 U_{кп} - m_e}{J_2} = M_c \end{array} \right. \quad (3.7)$$

$$A = \frac{M_e - J_1\varphi_1'' U_{кп} - M_c}{J_2} = \frac{M_e - (M_2 - M_1) U_{кп}}{J_2} \quad (3.8)$$

$$J_2 = \frac{\sum J_k + m_a r_k^2}{U_{гп}^2} \quad (3.9)$$

$$\varphi_2'' = \frac{M_c U_{кп} - M_c}{J_2} - \frac{J_1\varphi_1'' U_{кп}}{J_2} = A - \frac{J_1\varphi_1'' U_{кп} U_{гп}}{J_2} \quad (3.10)$$

$$M_c = \frac{\left(G_a f + \frac{C_a \rho}{2} A V_c^2 \right) \cdot r_k}{U_{\Gamma\Pi}} \quad (3.11)$$

«Отождествим угловое ускорение выходного вала коробки передач с угловым ускорением колес.»[5] Тогда ускорение автомобиля:

$$j_a = \frac{r_k U_{\Gamma\Pi} \cdot d\omega_2}{dt} \quad (3.12)$$

$$\varphi_2'' \left(1 + \frac{J_1 U_{\text{КП}}^2}{J_2} \right) = A \quad (3.13)$$

$$\varphi_2'' = \frac{A \cdot J_2}{J_2 + J_1 U_{\text{КП}}^2} \quad (3.14)$$

Решая это уравнение относительно $\frac{d\omega_2}{dt}, \varphi_2$ имеем:

$$\varphi_2'' = \frac{M_e U_{\text{КП}} - M_c}{J_2 + J_1 U_{\text{КП}}^2} \quad (3.15)$$

Вычисление производной по $U_{\text{КП}}$:

$$\frac{M_e U_{\text{КП}}}{J_2 + J_1 U_{\text{КП}}^2} - \frac{M_c}{J_2 + J_1 U_{\text{КП}}^2} \quad (3.16)$$

$$y' = \left(\frac{U}{V} \right)' = \frac{U'V - UV'}{V^2} = (3.17)$$

Отсюда $j_a = f(U_{\text{КП}})$.

«Последнее выражение является целевой функцией, минимум которой – наибольшее ускорение – имеет место при передаточном числе $U_{\text{КП}}$, определяется из условия, что производная по $U_{\text{КП}}$ должна быть равна нулю».

[7]

$$\frac{M_e U_{\text{КП}}}{J_2 - J_1 U_{\text{КП}}^2} - \frac{M_c}{J_2 - J_1 U_{\text{КП}}^2} \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial(\varphi_2'')}{\partial U_{\text{КП}}} = 0 \quad (3.19)$$

$$= \frac{M_e \cdot (J_2 + J_1 U_{КП}^2)}{(J_2 + J_1 U_{КП}^2)} M_e U_{КП} \cdot J_1 2U_{КП} \ominus$$

$$\ominus \frac{M_e J_1 2U_{КП}}{(J_2 + J_1 U_{КП}^2)} = \frac{M_e (J_2 + J_1 U_{КП}^2)}{(J_2 + J_1 U_{КП}^2)} M_e U_{КП} \cdot J_2 \cdot 2U_{КП} + M_e J_1 \cdot 2U_{КП} = 0 \quad (3.20)$$

$$M_e J_2 + M_e J_1 U_{КП}^2 - M_e U_{КП}^2 J_1 \cdot 2 + M_e J_1 \cdot 2U_{КП} = 0 \quad (3.21)$$

$$U_{КП}^2 (M_e J_1) - U_{КП} (2J_1 M_c) - M_e J_2 = 0 \quad (3.22)$$

$$U_{КП} = \frac{2J_1 M_c \pm \sqrt{(J_1 M_c)^2 + 4M_e J_1 + M_e J_2}}{2M_e J_1} \quad (3.23)$$

$$ax^2 + bx + c = 0 \quad (3.24)$$

$$x_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (3.25)$$

$$U_{КП} = -\frac{M_c}{M_e} + \sqrt{\frac{4J_1^2 M_c^2 + 4M_e^2 J_1 J_2}{4M_e^2 J_1^2}} \quad (3.26)$$

$$U_{КП} = -\frac{M_c}{M_e} + \sqrt{\frac{M_c^2}{M_e^2} + \frac{J_2}{J_1}} \quad (3.27)$$

Решением последнего уравнения будет:

$$U_{КП} = \sqrt{\frac{J_2}{J_1} + \frac{M_c^2}{M_e^2}} + \frac{M_c}{M_e} \quad (3.28)$$

Если учесть, что наиболее интенсивный разгон происходит на дорогах с таким сопротивлением при невысоких скоростях, то

$$\frac{M_c}{M_e} \leq \frac{J_2}{J_1} \quad (3.29)$$

Тогда $U_{КП} \approx \sqrt{\frac{J_2}{J_1}}$

$$J_1 = 0,09 \text{ мм}^2$$

$$J_k = 0,563 \text{ мм}^2$$

$$m_a = 310 \text{ кг}$$

$$r_k = 0,267 \text{ м}$$

$$U_{гп} = 3,46$$

$$U_{кп1} = 2,5$$

$$J_2 = \frac{\Sigma J_k + m_a r_k^2}{U_{гп}^2} = \frac{1,12 + 22,1}{11,9} = 1,95$$

$$U_{кп1} = \frac{J_2}{J_1} = \frac{1,95}{0,09} = 4,65$$

Это передаточное число способно отличаться от другого, соответствующее геометрическому, арифметическому $U_{кп}$.

Передаточные числа коробки передач оказывают влияние на целый комплекс тягово-скоростных свойств автомобиля и топливной экономичности. Основной задачей, исходя из изложенных ранее теоретических знаний, чаще всего является проведение оптимизации не по одному критерию, а необходима многокритериальная оптимизация. Это означает, что значение выраженного параметра будет удовлетворять не самым наилучшим образом какому-то одному критерию в ущерб остальным. Но в заданных пределах удовлетворить всем требуемым критериям. Например:

« $g_1 =$ время разгона до V_1 » [5]

« $g_2 = V_{\max}$ на подъеме d° » [5]

« $g_3 =$ расход топлива в норме» [5]

3.4.1 Тягово-динамический расчет с оптимизированным передаточным числом первой передачи по ускорению

Исходные данные взяты из написанной выше таблице 2.1. Изменим передаточное число на оптимизированное, с максимальными ускорениями, равное 4,65.

По полученным данным построим графики:

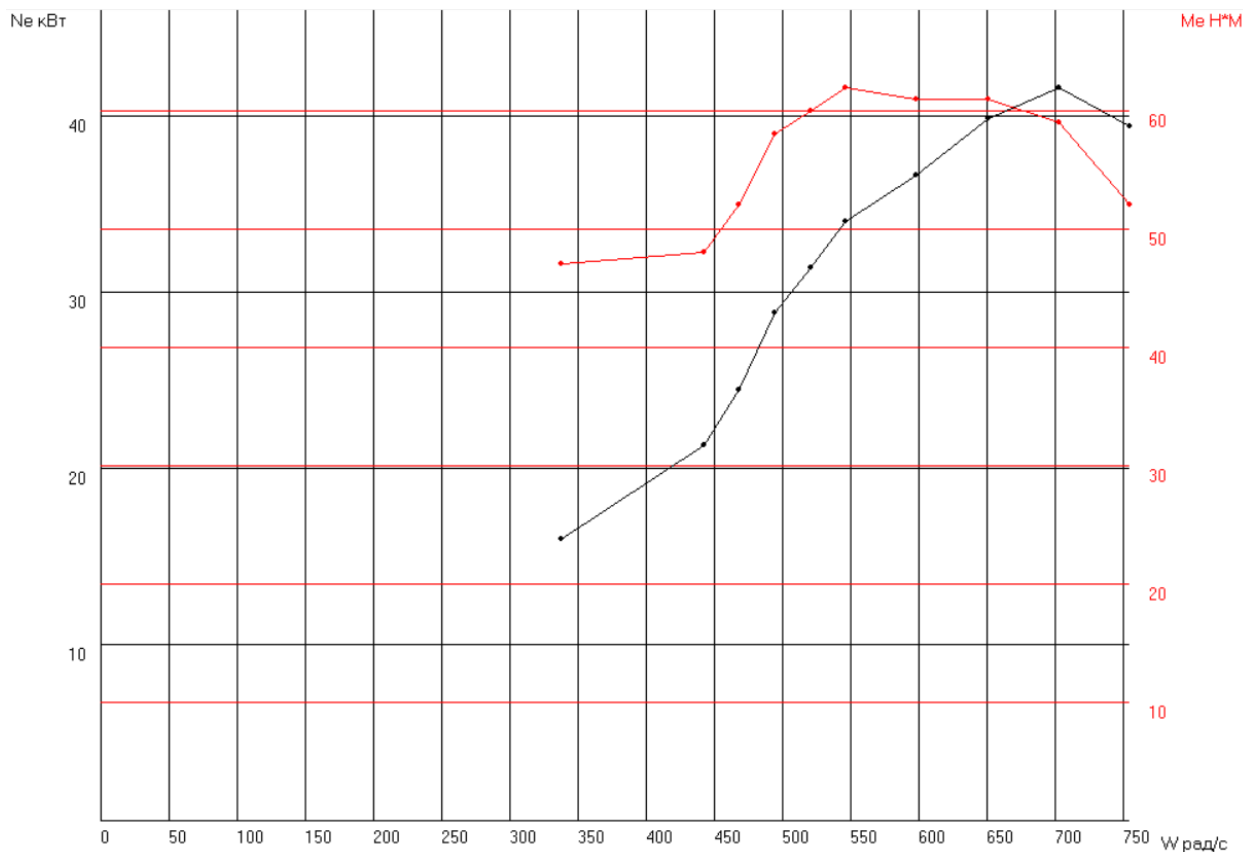


Рисунок 3.10- Внешняя скоростная характеристика двигателя с оптимизированным передаточным числом первой передачи по ускорению

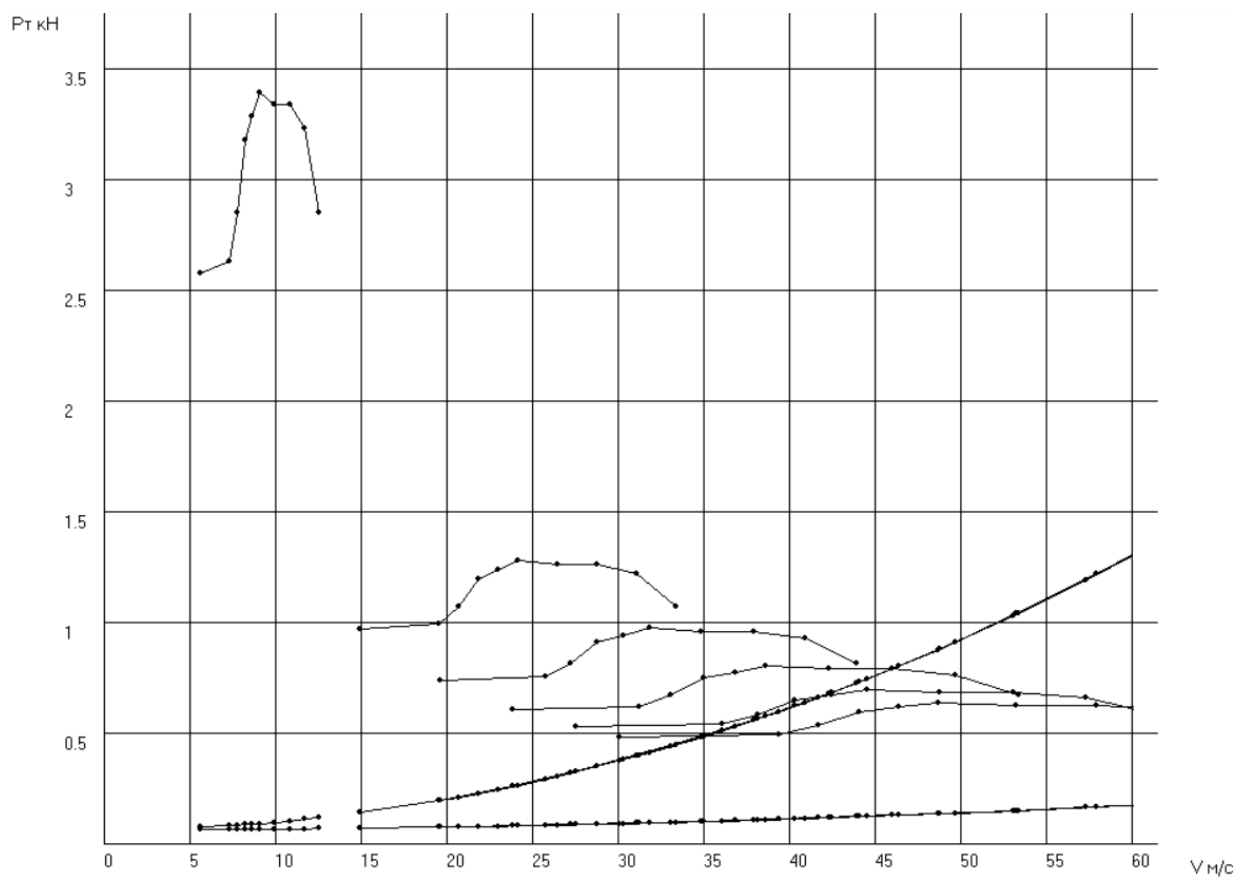


Рисунок 3.11- Тяговый баланс автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

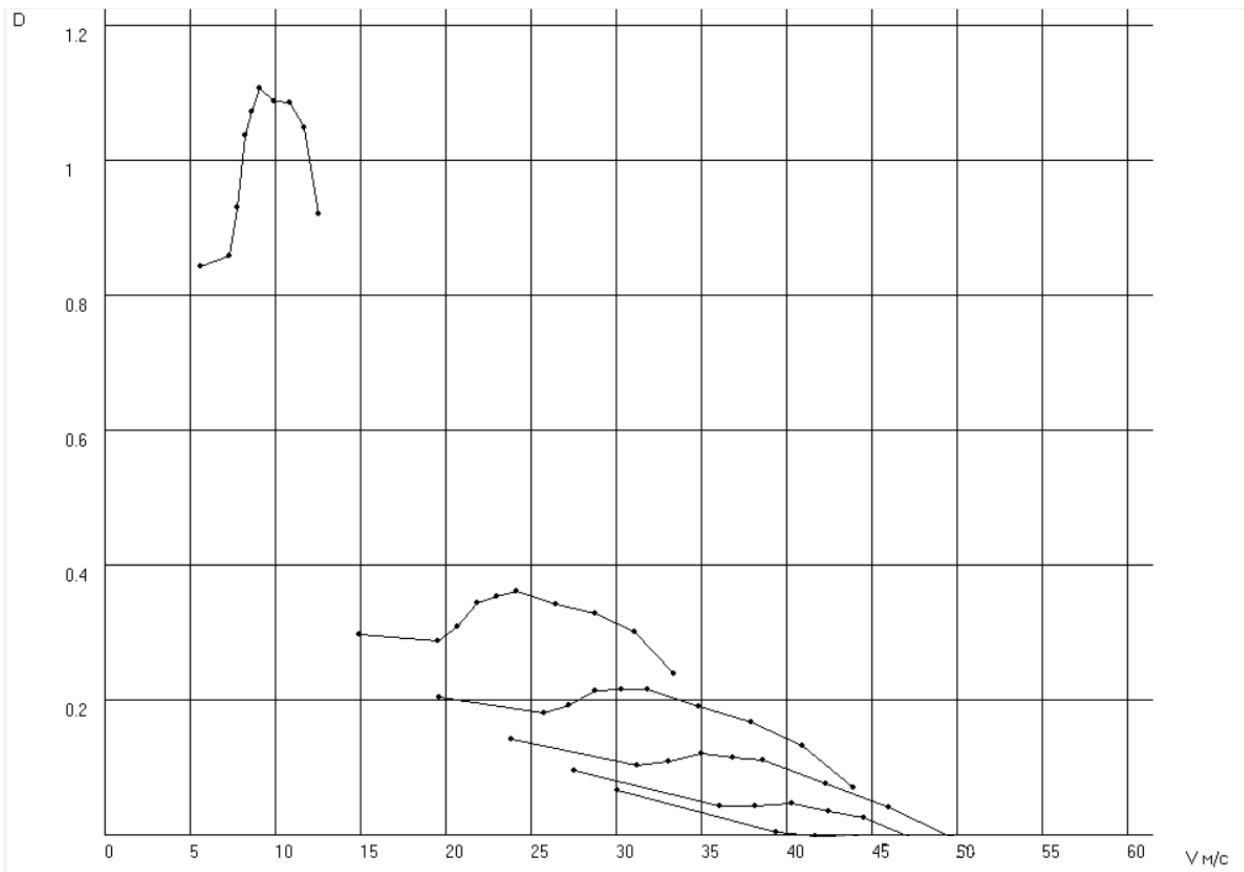


Рисунок 3.12- Динамическая характеристика автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

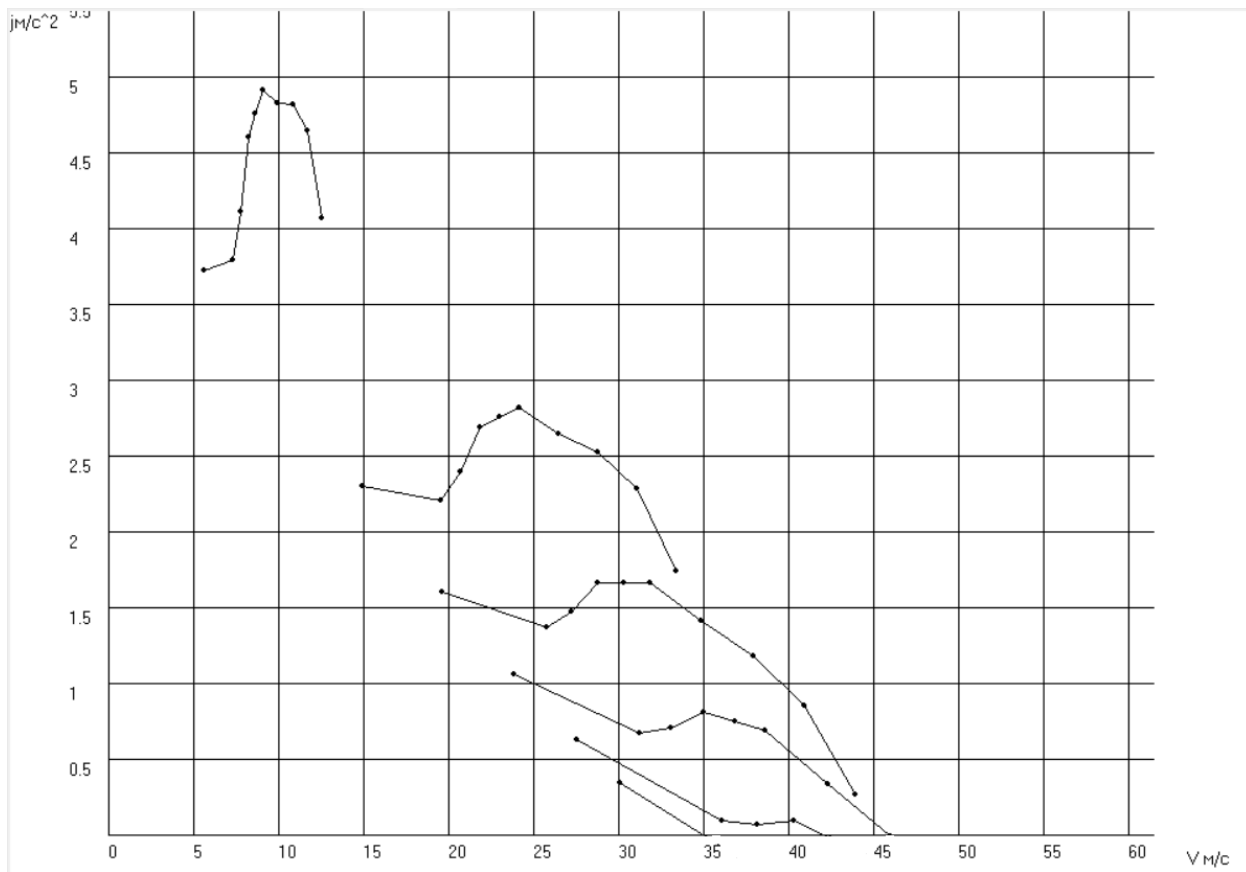


Рисунок 3.13- Ускорение автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

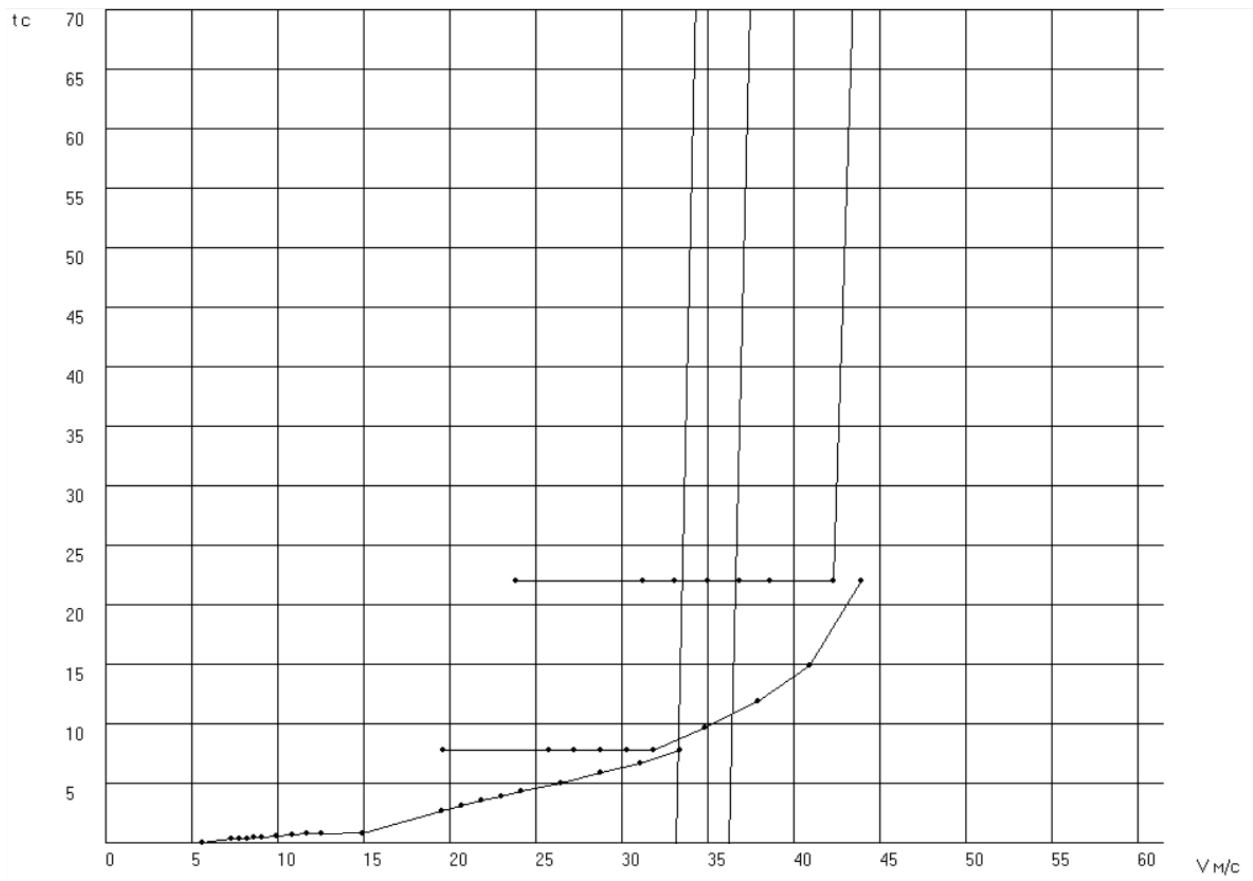


Рисунок 3.14- Время разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

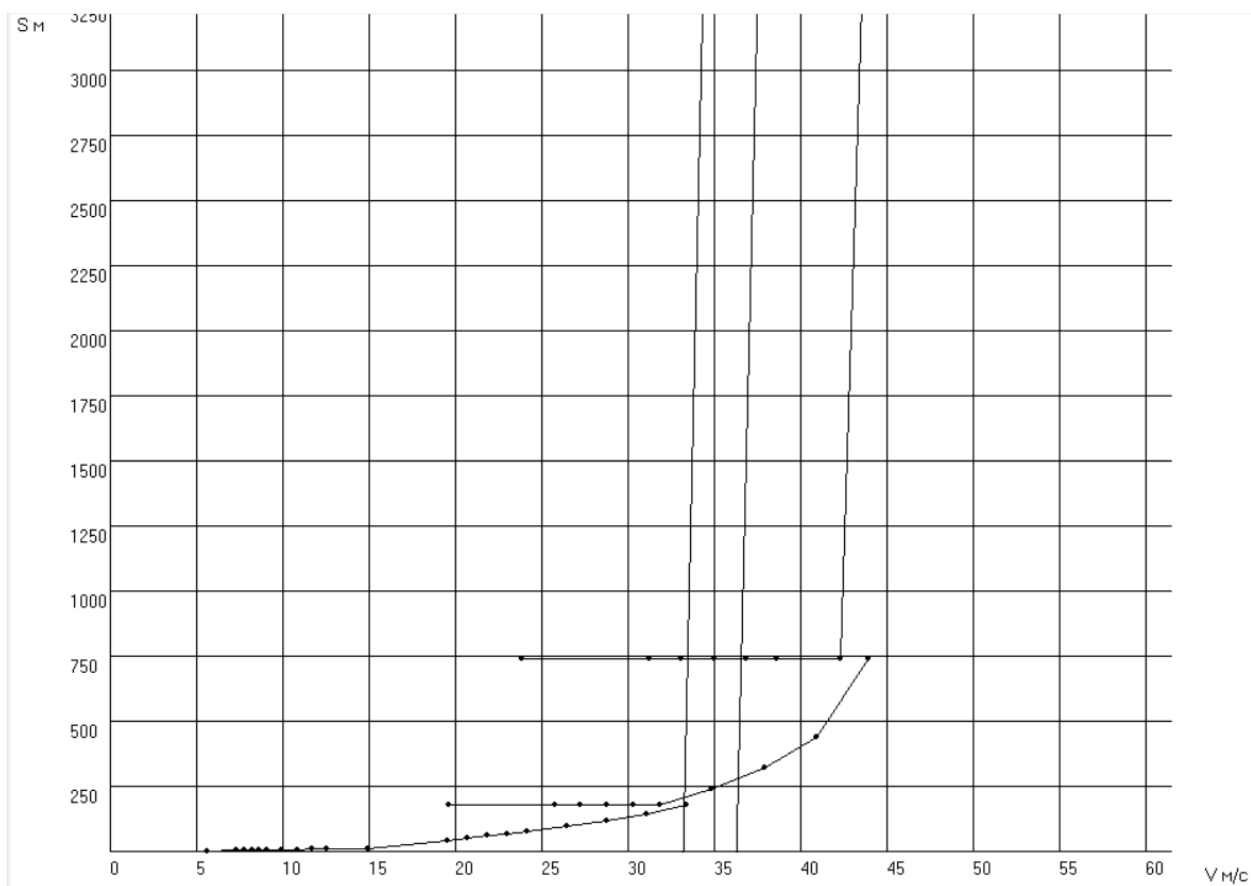


Рисунок 3.15- Путь разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

3.5 Анализ полученных данных при оптимизации передаточного числа первой передачи

Исходя из данных, полученных при оптимизации передаточного числа первой передачи методом Гаусса-Зейделя и по максимальному ускорению были построены графики по которым можно сделать вывод о том, что с уменьшением передаточного числа до 1,7, полученной методом Гаусса-Зейделя, уменьшается тяговая сила, но оно не влияет на потерю динамических характеристик, так как время затраченное на пробуксовку ведущих колес, при трогании с места, уменьшится по сравнению с временем затраченным на пробуксовку ведущих колес при большом передаточном

числе. Таким образом, это время компенсируется и время разгона почти не изменится.

4 Экономическая часть

Одним из основных требований, предъявляемые к трансмиссии спортивных болидов, является увеличение тягово-скоростных свойств при трогании с места, при разгоне, а также для уменьшения расхода топлива при максимальных нагрузках.

Целью данной работы является оптимизация передаточного числа первой передачи автомобиля «Формула Студент» для участия в соревнованиях.

Экономический раздел дипломной работы отражает в себе цель оценки затратности на разработку и осуществление проекта.

Для определения величины затратности, были определены этапы последовательности перечня работ, также был построен график длительности каждого определенного раннее этапа, исходя из этого была составлена смета затрат [7].

4.1 Составление сметы затрат на выполнение НИиОКР

«Формирование последовательности перечня работ, выполняемых в процессе исследования.»[10]

Таблица 4.1 - Этапы проведения

Наименование работы	Трудоемкость, дни		Должность исполнителя	Кол-во исполнителей	Применяемое оборудование
	t _{min}	t _{max}			

Изучение рынка	1	3	Инженер б/к	1	ПК
----------------	---	---	-------------	---	----

Продолжение таблицы 4.1

Наименование работы	Трудоемкость, дни		Должность исполнителя	Кол-во исполнителей	Применяемое оборудование
	tmin	tmax			
Разработка программы исследований характеристик КП	3	5	Ведущий инженер, Инженер б/к	2	ПК
Выбор варианта конструкции КП	2	4	Инженер б/к	1	ПК
Подбор передаточного числа	2	4	Ведущий инженер, Инженер б/к	2	ПК
Расчет передаточного числа	1	2	Инженер б/к	1	ПК
Построение графиков основных характеристик новой КП	2	4	Ведущий инженер, Инженер б/к	2	ПК
Анализ полученных результатов	1	2	Ведущий инженер, Инженер б/к	2	ПК
Расчёт затрат на проведение НИиОКР	1,5	3	Инженер б/к	1	ПК
Итого:	14,5	31			

$$(4.1) \quad t_{ожі} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}$$

« t_{mini} – минимальная трудоемкость i -го этапа»

« t_{maxi} – максимальная трудоемкость i -го этапа»

4.2 Составление общего процесса НИР

Продолжительность i -го этапа, определяется по формуле:

$$T_{эті} = \frac{t_{ожі}}{\tau_i}, \quad (4.2)$$

«кол-во исполнителей- i τ » [11]

Общий процесс НИР (дн), вычисляется по формуле:

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m T_{эті} \quad (4.3)$$

Σ
 T за

100%: Объем производства каждого этапа вычисляется в %, при ΣT за 100 %

$$УД_{эті} = \frac{T_{эті}}{T_{\Sigma}} \cdot 100\% \quad (4.4)$$

«Целесообразно будет совместить осуществляемые этапы НИиОКР для того чтобы максимально оптимизировать общую продолжительность научно- исследовательской работы. Обращая внимание на специфичность выполняемой работы, можно сказать, что совмещение этапов НИР маловероятно». [11]

Исходные данные по численности исполнителей и результаты расчетов заносятся в таблицу 4.2, строится план-график длительности выполнения этапов НИиОКР.

Таблица 4.2– Длительность выполнения этапов НИиОКР

№ Этапа	Численность исполнителей			Т _{эти}	Т _Σ	Уд _{эти}
	Инженер б/к	Вед. инженер	Всего			
1	1	0	1	1,8	15,7	11,46%
2	1	1	2	1,9		12,1%
3	1	0	1	2,8		17,83%
4	1	1	2	1,4		8,92%
5	1	0	1	1,4		8,92%
6	1	1	2	1,4		8,92%
7	1	1	2	0,7		4,46%
8	1	0	1	2,1		13,4%
9	1	0	1	2,2		14,01%

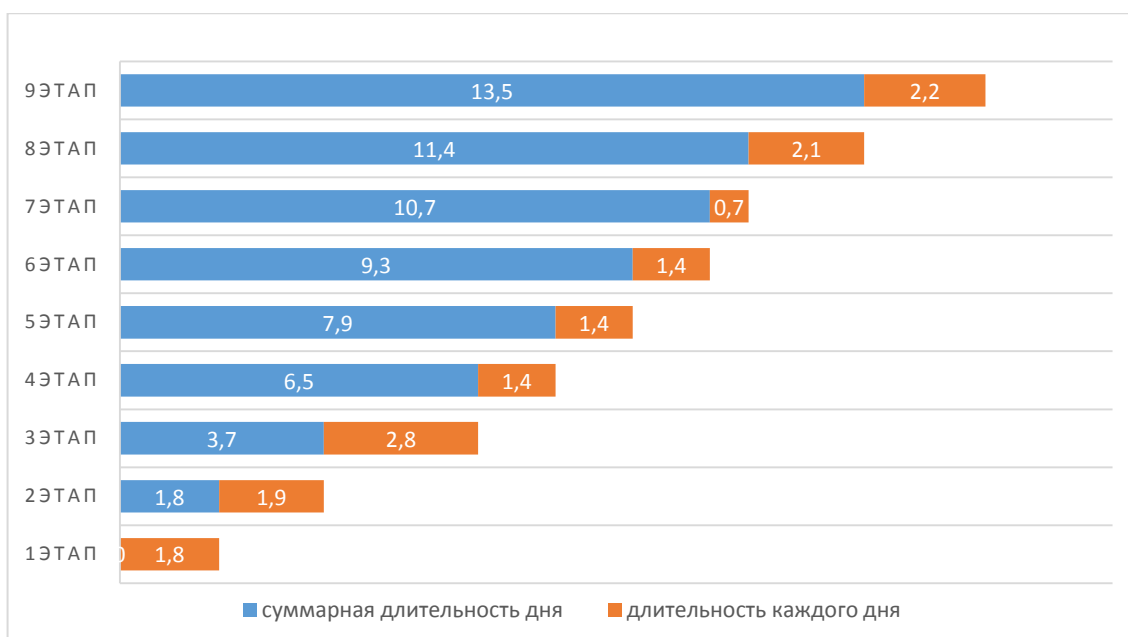


Рисунок 4.1-График длительности этапов выполнения НИиОКР

Таблица 4.3- Длительность работ НИиОКР

№ этапа	Исполнители	
	Ведущий инженер	Инженер б/к
1		1,8
2	1,9	1,9
3		2,8
4	1,4	1,4
5		1,4
6	1,4	1,4
7	0,7	0,7
8		2,1
9		2,2
Всего:	5,4	15,7

4.3 Расчет бюджета трат на НИР

«Сметы расходов оформляется для сопоставления базовой и проектной технологии внедрения модель новой техники в производство и для расчета себестоимости изготовления новой техники, определения цены». [11]

Изначальные данные для расчёта расходов на создание и разработку математической модели сведены в таблицу 4.4.

Изначальные данные для расчёта расходов на создание и разработку математической модели

«Расчет эффективного годового фонда рабочего времени:»[11]

$$F_{эф} = 365 - \text{Пр} - \text{Вых} \cdot C \cdot q, (\text{ч}) \quad (4.5)$$

Пр - праздничные дни;

Вых - выходные дни;

q- количество часов за смену;

C-количество смен

$$F_{эф} = 365 - 11 - 59 \cdot 1 \cdot 6 = 1770, (\text{ч})$$

«Среднее количество рабочих дней в месяц округляем до целого числа»: [11]

$$D = F_{эф} / 12q, (\text{дн}) \quad (4.6)$$

$$D = \frac{1770}{12 \cdot 6} = 24,6, (\text{дн})$$

Инженер б/к: Кисп = $15,7/25 = 0,6$ мес

Вед.инженер: Кисп = $5,4/25 = 0,2$ мес

Таблица 4.4 – Заработная плата всех исполнителей

Должность исполнителя	Кол-во исполнителей чел.	Средне месячный оклад, руб.	Время работы, месяцы	Заработная плата, руб.
1. Ведущий. инженер	1	35000	0,2	7000
2. Инженер б/к	1	11800	0,6	7080
Итого				14080

«Расчет заработной платы всех исполнителей:» [11]

$$Z_{\text{исп}} = Z_{\text{итр}} = 14080, \text{ руб} \quad (4.7)$$

«Расчет отчислений страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС:» [10]

$$C_{\text{св}} = Z_{\text{исп}} \cdot K_{\text{с.в.}} / 100, (\text{руб}) \quad (4.8)$$

$$C_{\text{св}} = 14080 \cdot 30 / 100 = 4224, (\text{руб})$$

«Расчет затрат на электроэнергию:»[11]

$$C_{\text{эл}} = N_y \cdot K_{\text{исп}} \cdot K_{\text{загр}} \cdot D_i \cdot n \cdot q \cdot C_{\text{эл}} \quad (4.9)$$

« N_y – мощность оборудования;»[10]

« $K_{\text{исп}}$ – коэффициент использования;» [10]

« $K_{\text{загр}}$ – коэффициент загрузки;» [10]

« D_i – время работы $i^{\text{ого}}$ оборудования (определяется из ленточного графика)» [11]

В таблице 14 рассчитываем затраты на электроэнергию.

Таблица 4.5 - Затраты на электроэнергию

Наименование оборудования	N_y , кВт	$K_{заг}$	$K_{исп.}$	D , дни	n эксп.	$C_{эл.}, руб.$	$C_{эл.}$ Руб.
1.Компьютер	0,08	0,9	1	25	9	3,4	55,08
Итого:							55,08

4.4 Расчет затрат на комплектующие с учетом

транспортнозаготовительных расходов

Таблица 4.6 – Затраты на комплектующие материалы.

Наименование материала	Единицы измерения	Количество	Отпускная цена C_M	Общая сумма S_M
1.Шестерни первой передачи	шт	1	2300	2300
Итого :				2300

Таблица 4.7 - Смета затрат

Затраты	Обозначение	Сумма, руб	Доля затрат
1.Заработная плата	Зисп	14080	0,68
2.Отчисления на страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС	Ссв	4224	0,2
3.Электроэнергия	Сэл	55,08	0,002
4.Комплекующие	К	2300	0,11
Итого:		20659,08	

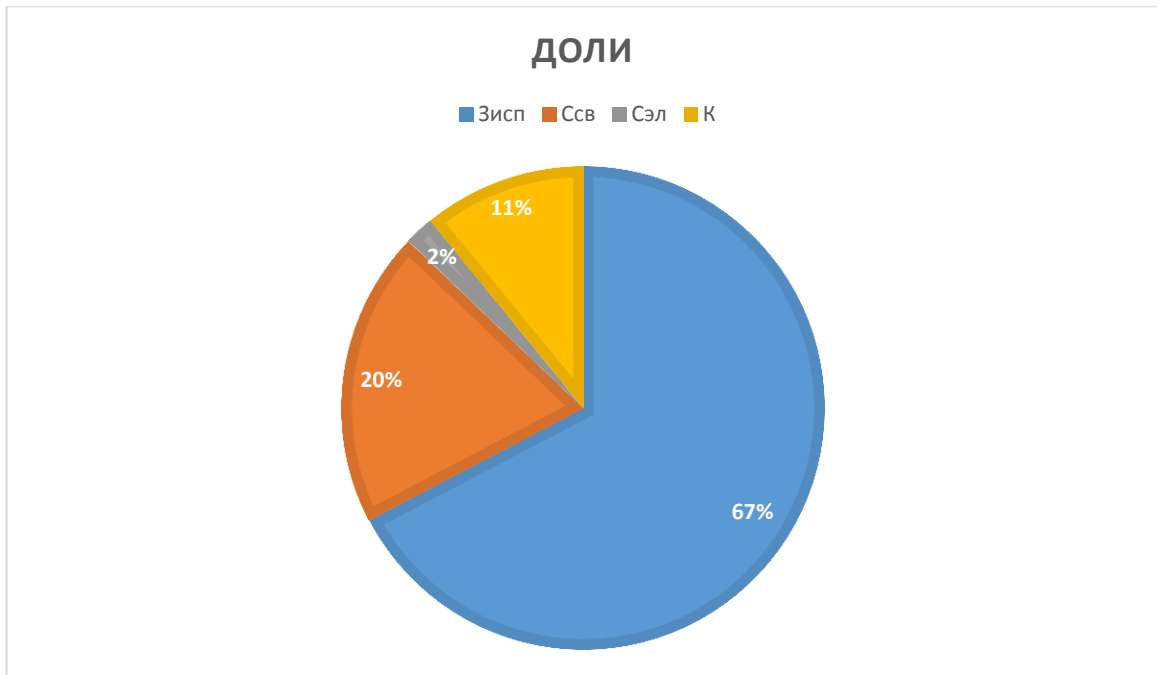


Рисунок 4.2- Диаграмма долей затрат

4.5 Экономическая эффективность НИОКР

«Актуальный чистый доход:» [11]

$$\text{ЧД} = \text{С}_{\text{дор.исп}} - \text{С}_{\text{предпр}} = 200000 - 83239,19 = 116760,81 \text{ руб.}$$

$\text{С}_{\text{дор.исп}} = 150000$ – затраты на дорожные испытания

$$J_0 = \text{С}_{\text{предпр}} + \text{стоимость тормозной системы (руб.)} \quad (4.10)$$

$$J_0 = 25000 + 20659,08 = 45659,08 \text{ руб.}$$

«Индекс доходности:» [11]

$$JD = \text{ЧД} / J_0 \quad (4.11)$$

$$JD = 116760,81 / 45659,08 = 2,5$$

«Период окупаемости проекта:» [11]

$$T_{\text{окуп.}} = J_0 / \text{ЧД} \quad (4.12)$$

$$T_{\text{окуп}} = 45659,08 / 116760,81 = 0,4$$

В таблице 4.8 приведена коммерческая эффективность.

Таблица 4.9- Коммерческая эффективность.

1.Актуальный чистый доход	ЧД	116760,81
2.Капиталообразующие инвестиции	J_0	45659,08
3.Индекс доходности	JD	2,5
4.Срок окупаемости проекта	$T_{\text{окуп}}$	0,4

4.6 Классификация вычисленных экономических данных

«При расчете коммерческой эффективности дорожные испытания ТС оказались дороже, чем на виртуальной модели».[10]

$$C_{\text{продпр.}} < C_{\text{дор.исп}} \quad (4.13)$$

Актуальный чистый доход ($ЧД=116760,81$ руб.),отсюда следует, что данная разработка эффективна, а так же вопрос о его принятии становится актуальным.

«Высокая инвестиционная эффективность или индекс доходности $JD=2,5 > 1$. Означает, что данная разработка продуктивна. $JD > 1$ это говорит о том, что на каждое вложение в проект есть своя отдача.» [8]

Сравнительно небольшой период окупаемости $T_{\text{окуп}}=0,4$, говорит о несущественных рисках при разработке проекта.

Из данных расчетов и исследований следует, что данная оптимизация трансмиссии спортивного болида наиболее экономически

выгодная в производстве, где в дальнейшем ее можно будет использовать в проектировании.

5 Безопасность проведения соревнований болида «Формула Студент»

Соревнования серии Formula SAE побуждают команды студентов и аспирантов университетов разрабатывать, проектировать, изготавливать, разрабатывать и конкурировать с небольшими автомобилями в формульном стиле. Соревнования дают командам возможность продемонстрировать и подтвердить свои творческие и инженерные навыки по сравнению с командами из других университетов по всему миру

«Формула Студент»- проект, охватывающий страны по всему миру. Он объединяет и сближает людей, занимающихся одним делом. История проведения соревнований богата. В 1981 году были проведены первые соревнования, и уже с каждым годом набирали популярность по всему миру. Также существенную популяризацию проект получил в России, где нашу страну, в мировом рейтинге, представляют группы молодых инженеров в составе 7 команд.

Характерной чертой «Формула Студент» является то, что команда формируется из студентов-непрофессионалов. Студенты должны выиграть не только в динамических дисциплинах, но и в инженерной защите разрабатываемого проекта.

Автомобиль должен быть построен в соответствии с правилами (нормативными актами). Обеспечение безопасности при построении автомобиля и проведении соревнований является основной целью. Благодаря регламенту SAE студентам проще ориентироваться в решениях своих проблем, возникающих при разработке.

5.1 Техническая инспекция

Очередность прохождения технической инспекции. Порядок очереди технической инспекции определяется в зависимости от времени регистрации на месте проведения соревнований. Если команда пропускает свое время

прохождения технической инспекции или не смогла пройти техническую инспекцию, то она допускается к повторной технической инспекции только после окончания планового времени инспекции всех команд. Команды обязаны сами следить за очередью и временем прохождения технической инспекции.

5.1.1 Технический осмотр (Scrutineering) – Судьи совершают подробное обследование, анализ автомобиля, его вспомогательного оснащения, а также оснащения водителей.

5.1.2 Тест на наклонном столе – инспекция проводится путем проверки автомобиля на наличие утечек, который расположен на столе в наклоне 45 градусов и проверка «к поперечному опрокидыванию (при наклоне на 60 градусов)».[13]



Рисунок 5.1- Тест на наклонном столе

5.1.3 Тест на шум –еще один критерий при прохождении испытаний на соревнованиях серии Formula SAE. Данная инспекция проводится с целью снижения уровня шума. Во избежание негативных последствий ставится глушитель с резонансной и демпфирующей камерой, в следствии чего производится проверка степени шума машины.

5.1.4 Тест на торможение – производится практическая проверка тормозной системы автомобиля. В ходе инспекции ставится задача, где необходимо доказать функциональность тормозной системы: блокирование всех четырех колес, при сохранении прямолинейного движения автомобиля.

5.1.5 Взвешивание автомобиля – все автомобили будут взвешены техническим осмотром. Все машины взвешиваются исключительно в готовом к запуску состоянии. Топливный бак должен быть заполнен до максимального уровня топлива. Все жидкости должны быть пополнены. Измеренное значение принимается за официальный вес автомобиля. Допустимое изменение веса ± 5 кг.

5.1.6 Инспекционные отверстия - для проверки толщины стенок труб должны быть сделаны отверстия диаметром 4,5 мм (0,18 дюймов) в не критичных местах главной и передней дуги. Дополнительно технический инспектор может проверить толщину других труб, требования к которым заданы в регламенте. Это может быть сделано ультразвуковым тестированием или сверлением дополнительных отверстий по требованию технического инспектора. «Смотровые отверстия должны быть расположены таким образом, чтобы внешний диаметр мог быть измерен вокруг смотрового отверстия штангенциркулем, то есть должен быть доступ для штангенциркуля к смотровым отверстиям и наружной части трубы на сто восемьдесят градусов охвата (180°) от смотровых отверстий».[15]

5.2 Безопасность

Наибольшее количество правил, соответствуют регламенту формулы SAE, которые в свою очередь разработаны для обеспечения безопасности соревнований.

Так, автомобиль, для успешного прохождения инспекций должен иметь: два гидравлических тормозных контура, ремни безопасности, положение водителя внутри автомобиля обязано соответствовать геометрическому рисунку.

Для дополнительной проверки безопасности транспортного средства проводится тест наклона (тест на наклонном столе), где автомобиль находится в наклоне 45 и 60 градусов, и устанавливается наличие или же отсутствие утечек топлива или иных жидкостей (ГСМ).

5.2.1 Каркас

Конструкция каркаса гоночного автомобиля класса «Формула» определена достаточно большим списком требований и ограничений, предъявляемых к конструкции, которые в свою очередь направлены на охрану и обеспечение безопасности пилота в целом.

«Конструкция каркаса безопасности состоит из бесшовных элементов трубчатой стали с содержанием углерода не менее 0,1%».[14]

Конструкция каркаса безопасности болида класса «Формула Студент» состоит из нескольких основных компонентов, рисунок 5.2[6]

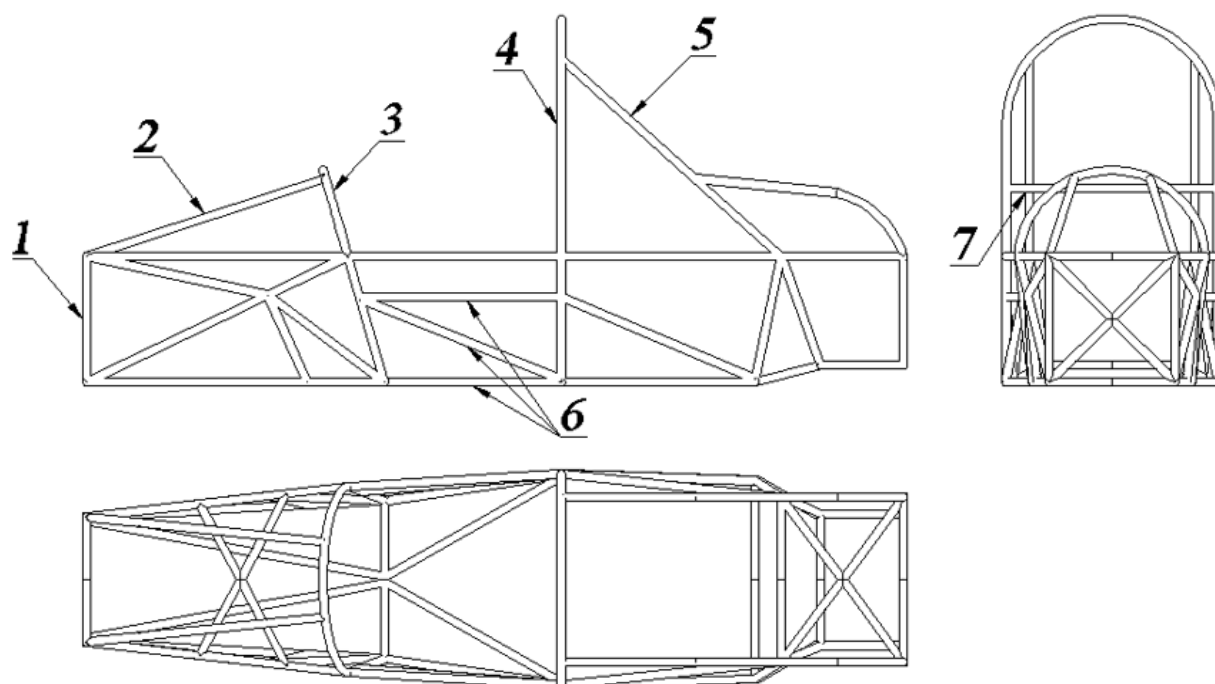
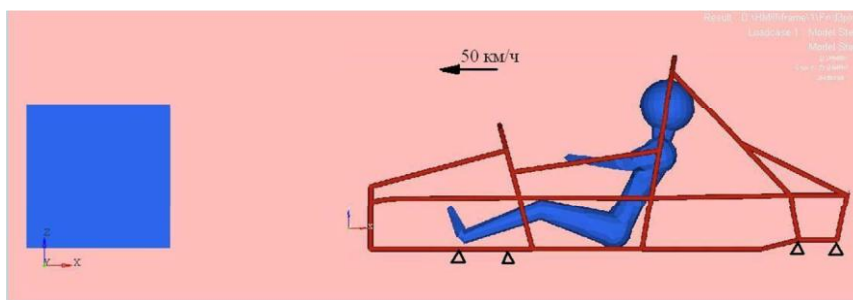


Рисунок 5.2 - Базовая конструкция каркаса безопасности болида класса «Формула Студент»: 1 – фронтальная защитная структура, 2 – распорка передней дуги, 3 – передняя дуга, 4 – главная дуга, 5 – распорка главной дуги, 6 – элементы боковой защитной структуры, 7 – элемент крепления плечевых ремней безопасности.

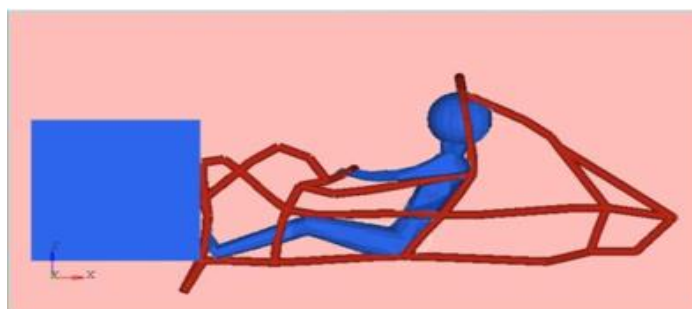
Чтобы принять во внимание контрольные размеры относительно положения пилота и элементов каркаса безопасности, проектирование выполняется под 95% -ным перцентилем человека с основными параметрами.

«Для обеспечения безопасности пилота, конструируется передняя арка, которая поддерживается стойками, расположенными спереди. При рассмотрении защитного каркаса, в профильной проекции, стойки следует натягивать вдоль ног пилота».[15]

Фронтальная защитная структура – определенное звено, которое обеспечивает безопасность водителя гоночного болида при столкновениях, изображенное на рисунках 5.3 а) и б)



а)



б)

Рисунок 5.3- Схема моделирования процесса лобового столкновения: а) условия моделирования столкновения, б) деформированное состояние модели несущего каркаса болида при лобовом ударе.

5.2.2 Подвеска

Соответствие правилам безопасности – основной критерий для подвески и всех комплектующих автомобиля в целом. Основным видом подвески, выбираемым большинством участвующих, является независимая подвеска; активная подвеска допускается, но выбирается реже. Компоненты подвески продолжают традицию уникальных алюминиевых А-образных рычагов с пластинчатой обработкой и колес, которые обеспечивают максимальную жесткость и упрощают производство.

5.2.3 Рулевое управление

Ограничители в системе рулевого управления должны также защищать любую часть рулевого механизма от контакта с другими системами или панелями кузова транспортного средства. Рулевые механизмы с использованием ремней или троса для поворота колес запрещены. Согласно правилам SAE, выход водителя из машины «Формула Студент» должен быть возможен в любом месте на рулевом колесе.

5.2.4 Тормозная система

Все баки с тормозной жидкостью должны быть закрыты для водителя. Ноги водителя не должны доходить до резервуаров при работе с педалями в любом положении педального узла или при посадке / выходе из машины. Также рекомендуется закрывать их от водителя герметичной перегородкой толщиной не менее 0,5 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В следствии проведенных исследований были проведены расчетные данные, анализирующие основные характеристики тягово-динамических свойств болида «Формула Студент», спроектированным командой студентов-инженеров Тольяттинского государственного университета. Были проведены расчетные испытания характеристик коробки передач болида, в результате которых были выявлены оптимальные значения передаточного числа первой передачи.

В процессе работы были составлены графики и проведена оценка произведенных результатов. В экономической части были рассчитаны затраты на НИОКР и разработан план, на основании которого были составлены графики продолжительности этапов.

Так же, в соответствии с регламентом SAE были определены виды технических инспекций, основные критерии, предъявляемые к болиду при конструировании, допуске к соревнованиям, соблюдая все правила безопасности.

В результате выполнения дипломного проектирования, работа по улучшению тягово-скоростных свойств автомобиля при трогании с места без буксования ведущих колес за счет оптимизации передаточного числа первой передачи автомобиля соответствует тенденциям современного развития конструкции спортивных болидов «Формула Студент».

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гришкевич, А. И. Проектирование трансмиссии автомобилей: Справочник. / А.И. Гришкевич – М.: Машиностроение, 1984. – 8 с.
2. 4. Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, М.С. Высоцкий, К.Л. Гаврилов– М.: Машиностроение, 2004.-704 с.
3. Валхламов, В.К. «Автомобили. Основы конструкции»/В.К. Валхламов, Академия, 2008.-120с.
4. Лукин, П.П. Гаспарянц, Г.А. Родионов, В.Ф. Конструкция и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы»/ П.П. Лукин, Г.А.Гаспарянц, В.Ф. Родионов, - М.: Машиностроение, 1984. – 110 с.
5. Лукин, П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П.Лукин, Машиностроение 1984-373с.
- 6.Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. ТЗ./Б.В. Кисуленко, Ю.В. Дементьев, И.А. Венгеров – М.: Автополис-плюс, 2005.-560с.
7. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. пособие / Л.А. Черепанов. – Тольятти: ТГУ, 2016 – 39 с.
8. Агарков, А. П. Теория организации. Организация производства [Электронный ресурс]: интегрированное учеб. пособие /; под общ. ред. А. П. Агаркова. - Москва: Дашков и Ко, 2015. - 270 с.
9. Капрова, В.Г. Экономическое обоснование целесообразности внедрения новой техники: учеб.-метод. пособие. / В.Г. Капрова.. – Тольятти: ТГУ, 2008. – 40 с.
10. Грузинов, В.П., Грибов В.Д. Экономика предприятия: Учеб. пос. для вузов. 2-е изд., доп. / В.П. Грузинов, В.Д. Грибов – М.: Финансы и статистика, 2002. – 207 с.

11. Ипатов, М.И. Организация и планирование машиностроительного производства: Учеб. для машиностр. спец. вузов / М.И. Ипатов, М.К. Захарова, К.А. Грачев и др.; Под ред. М.И. Ипатова, В.И. Постникова и М.К. Захаровой.- М.: Высш.шк., 1988.-367 с.
12. Горина, Л.Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта». Учебно-методическое пособие /Л.Н. Горина, М.И. Фесина – Тольятти: ТГУ, 2016.- 51с.
13. Челноков, А. А. Охрана труда: учебник / А. А. Челноков, И. Н. Жмыхов, В. Н. Цап ; под общ. ред. А. А. Челнокова. - 2-е изд., испр. и доп. - Минск : Вышэйшая школа, 2013. - 655 с.
14. Челноков, А.А. Основы экологии: учебное пособие / А. А. Челноков, Л. Ф. Ющенко, И. Н. Жмыхов ; под ред. А. А. Челнокова. - Минск : Вышэйшая школа, 2012. - 543 с.
15. Михнюк, Т.Ф. Охрана труда: учебное пособие / Т. Ф. Михнюк. - Минск: ИВЦ Минфина, 2007. - 297 с.
16. Dearholt, J. D. Career Paths Mechanics / J. D. Dearholt, - Express Publishing, 2012. – 261 с.
17. Duffy, J. E. Modern Automotive Technology / J. E. Duffy, - Liberty Publishing House, 2014. – 307 с.
18. Schnubel, M. Automotive Suspension and Steering Systems / M. Schnubel, - Express Publishing, 2013. – 365 с.
19. Knowles, D. Automotive Technician Test Preparation / D. Knowles, - Liberty Publishing House, 2011. – 228 с.
20. Erjavec ,J. Automotive Technology / J. Erjavec, - Harper Collins, 2010. – 388 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Графики тягового расчета

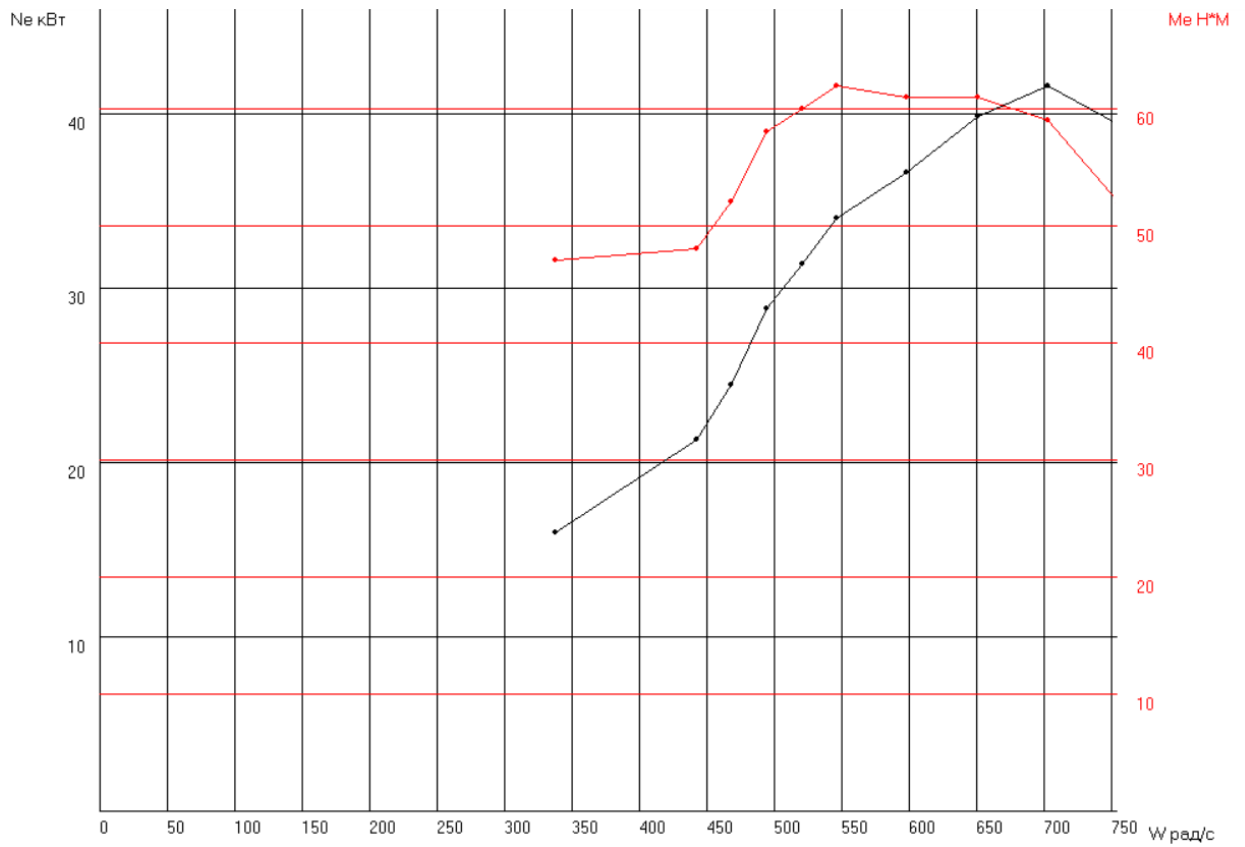


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

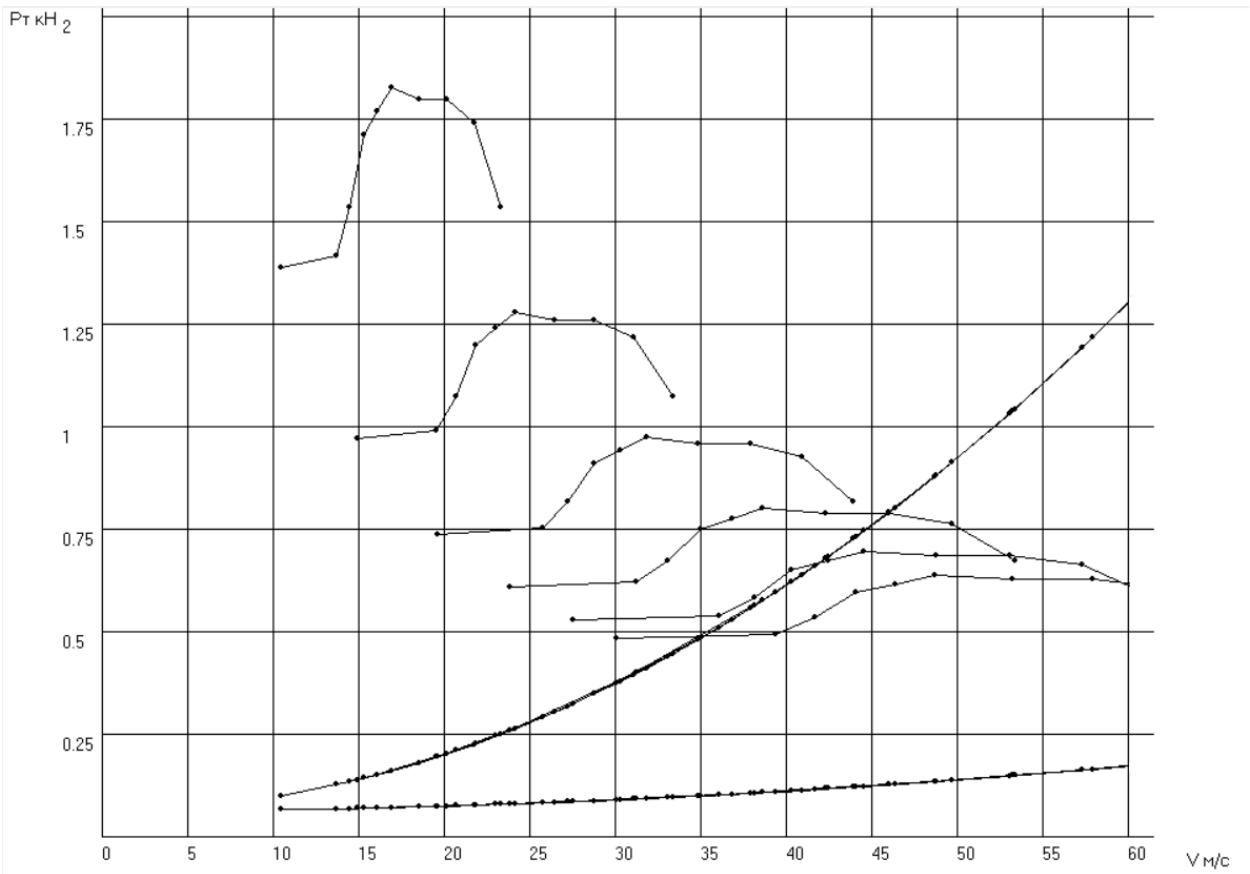


Рисунок А.2 – Тяговый баланс автомобиля

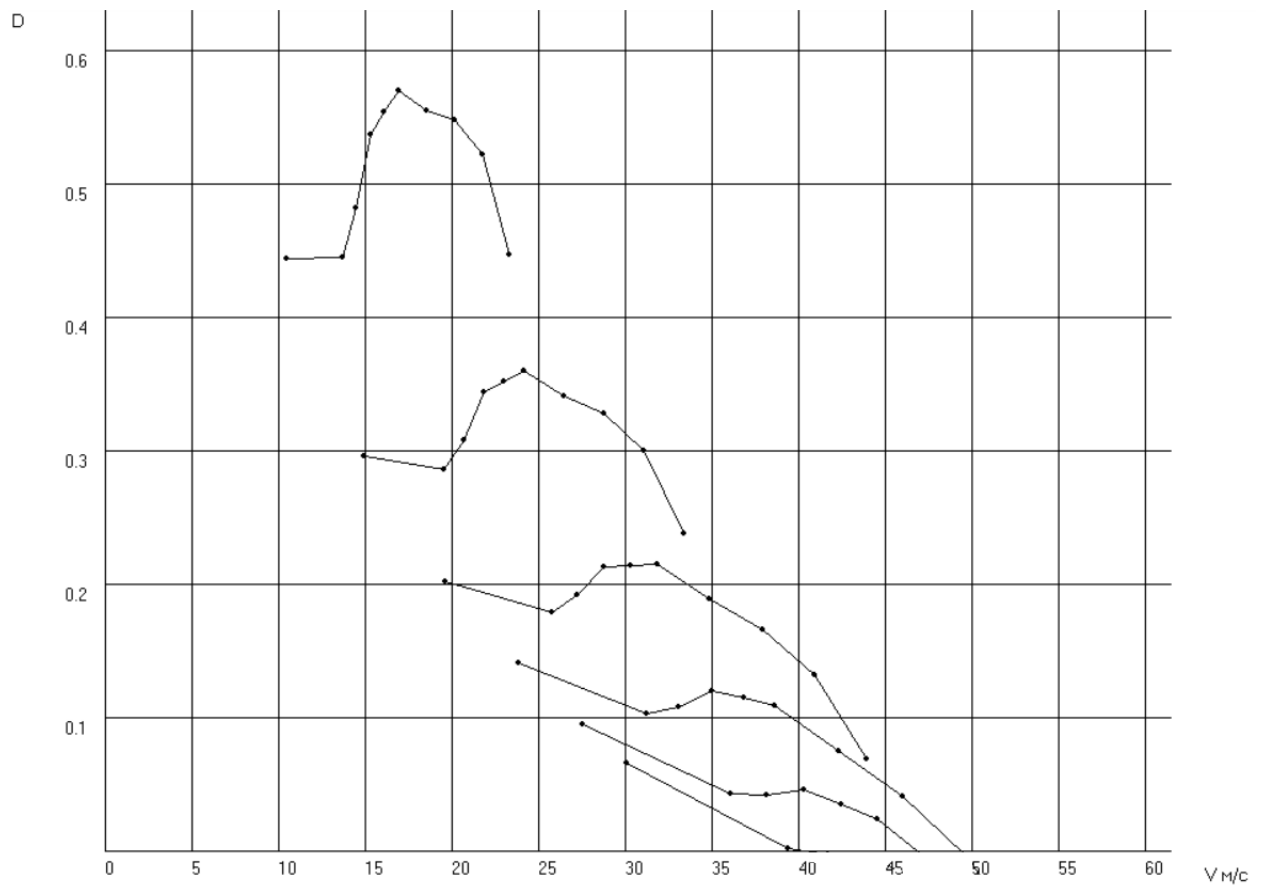


Рисунок А.3 – Динамическая характеристика автомобиля

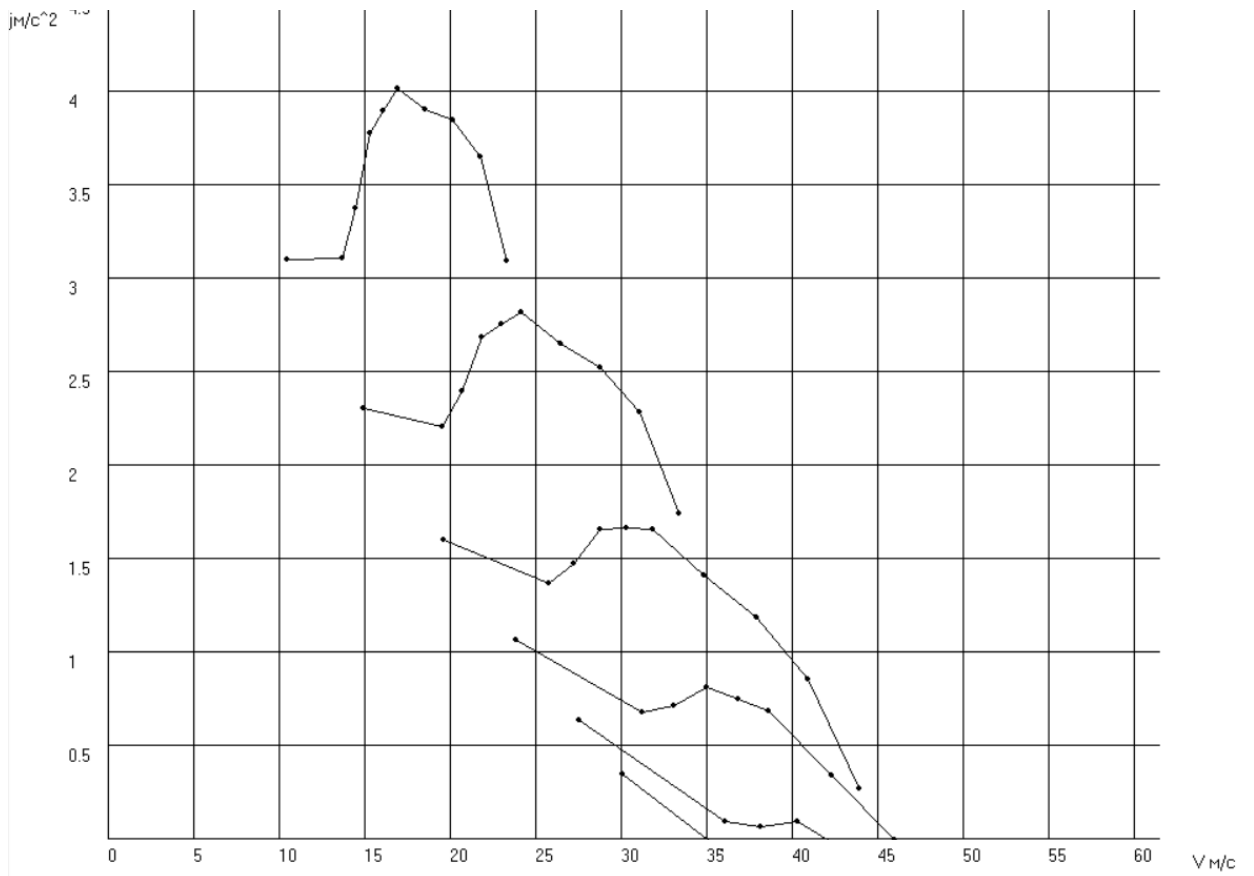


Рисунок А.4 – Ускорения автомобиля

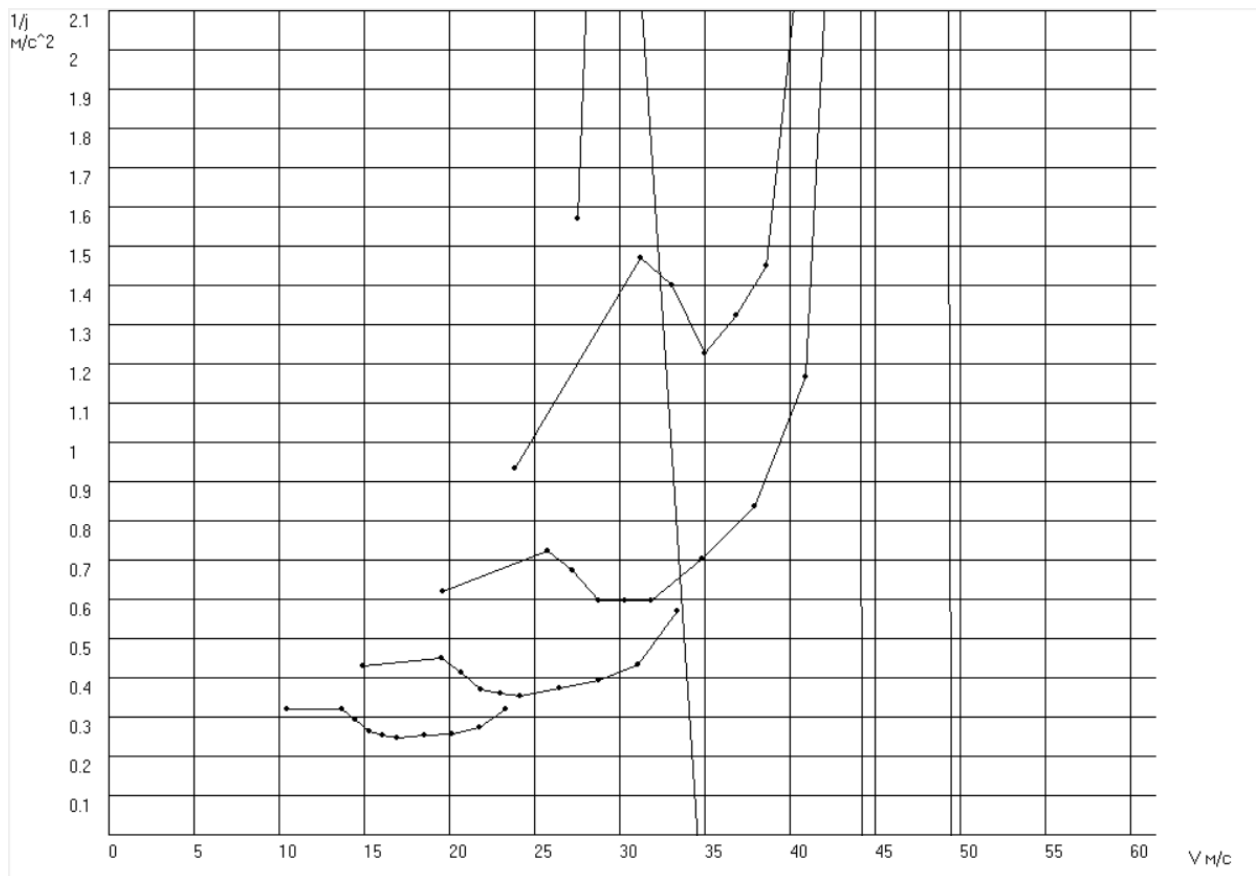


Рисунок А.5 - Обратные ускорения автомобиля

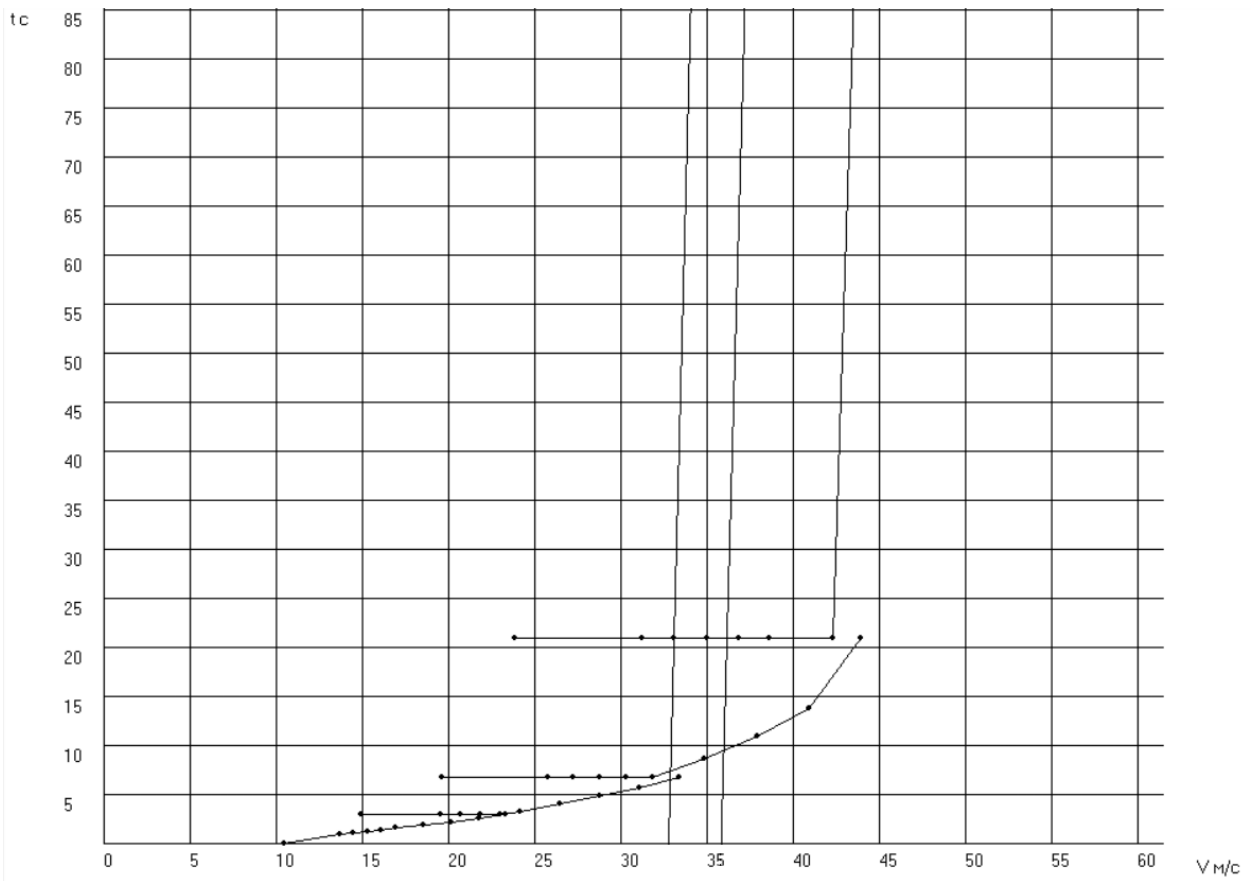


Рисунок А.6 - Время разгона автомобиля

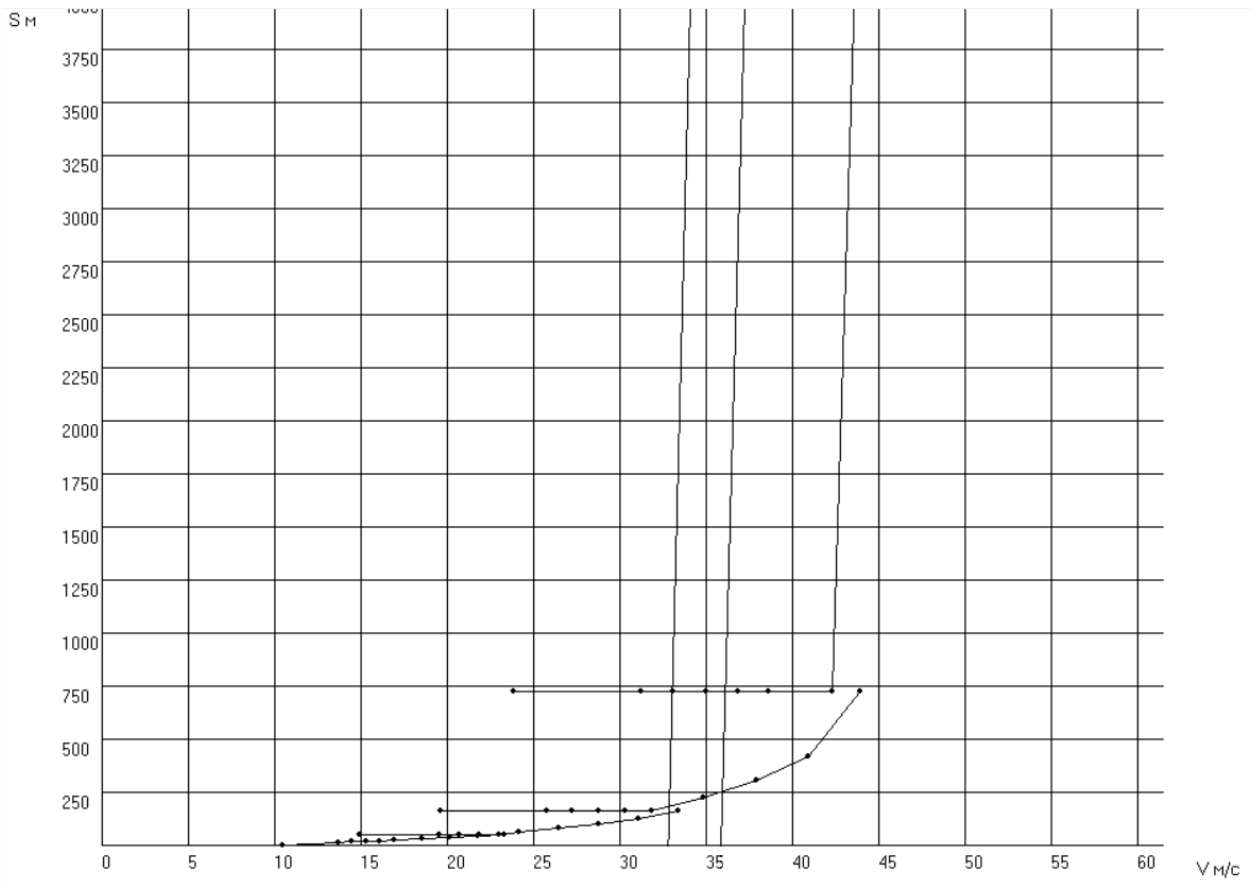


Рисунок А.7 – Путь разгона автомобиля

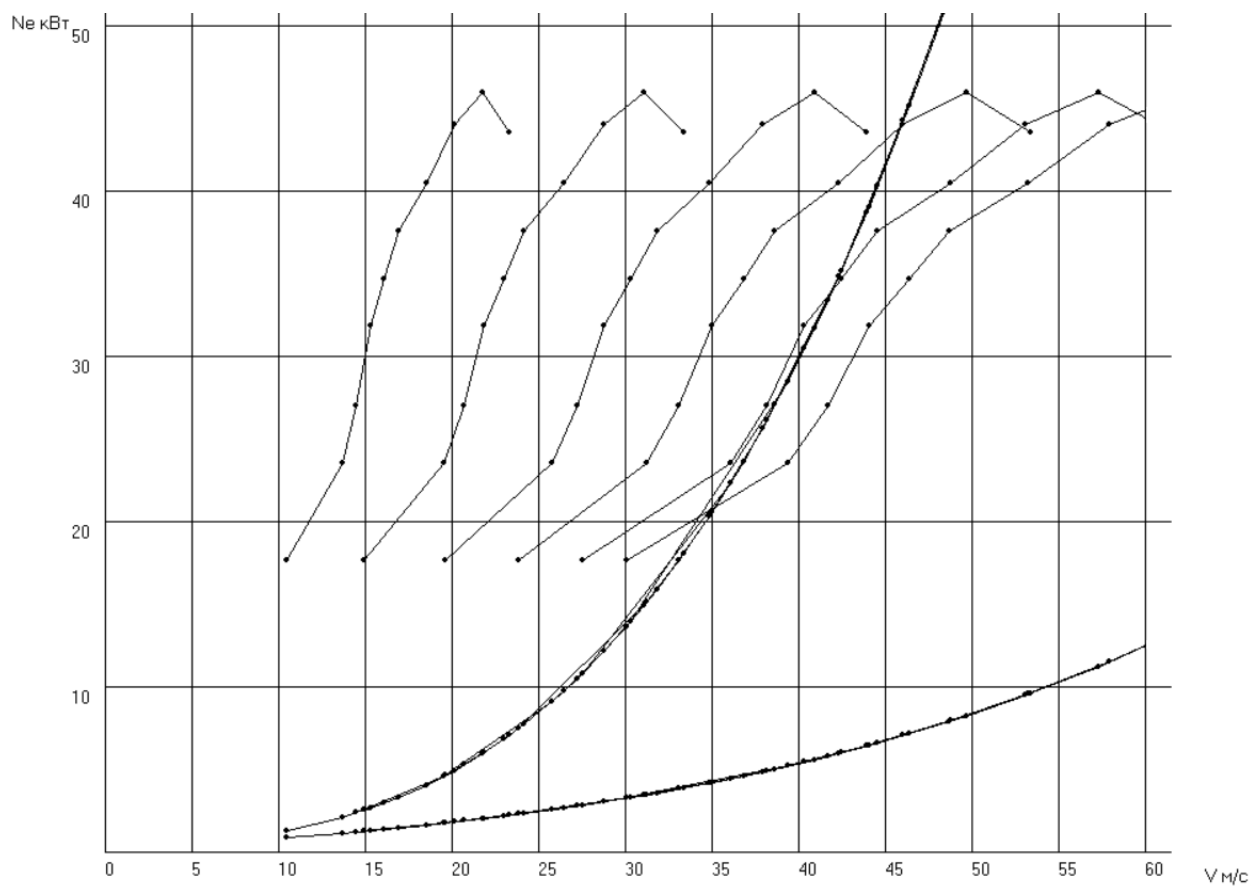


Рисунок А.8 – Мощностной баланс

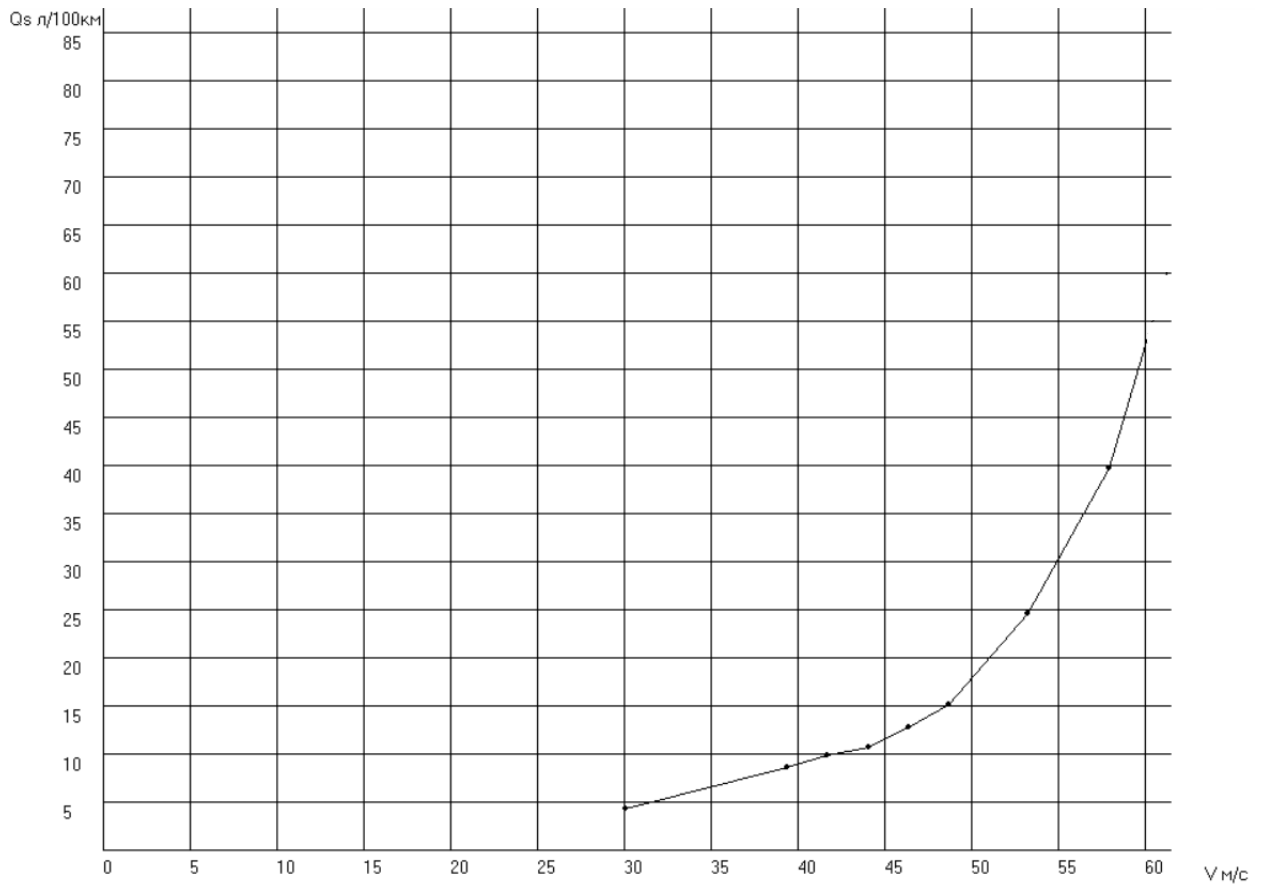


Рисунок А.9 – Путь расход топлива

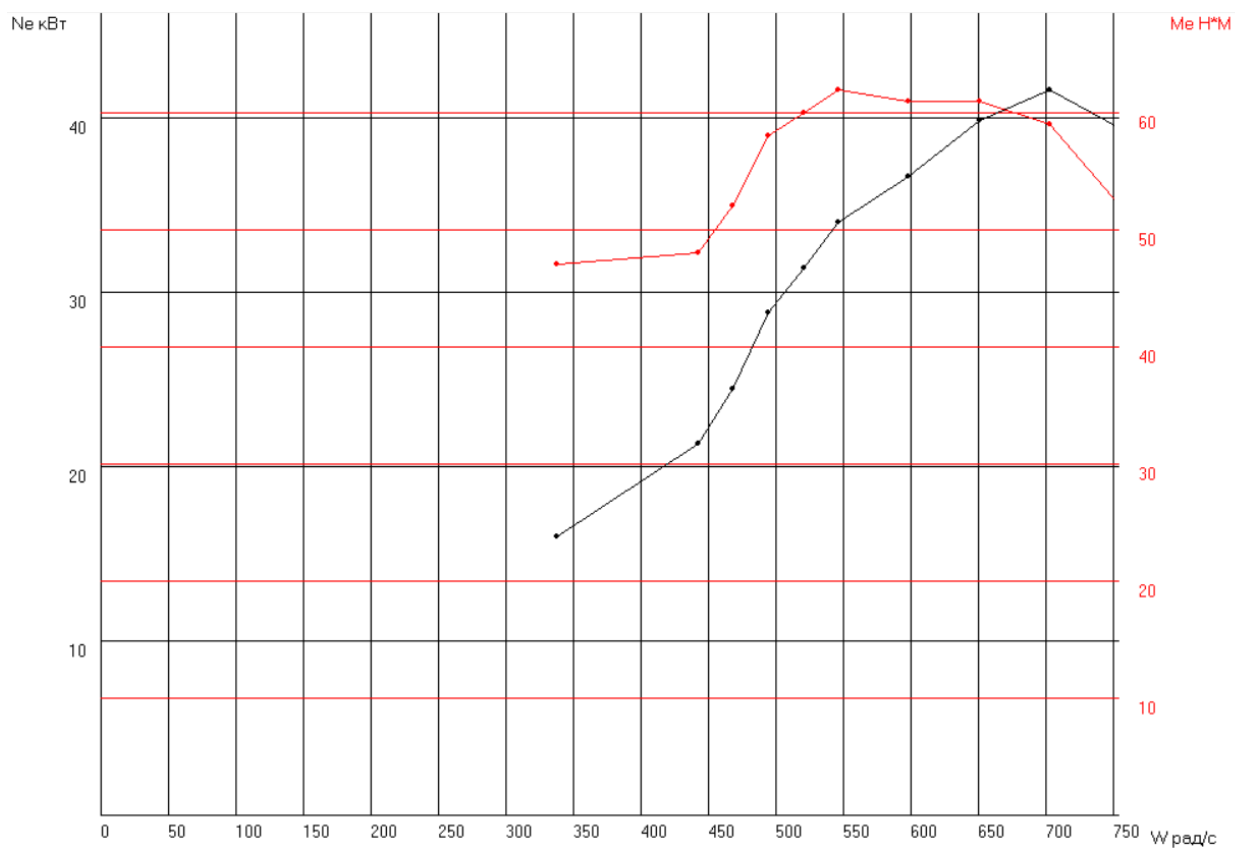


Рисунок А.10- Внешняя скоростная характеристика двигателя с оптимизированным передаточным числом первой передачи

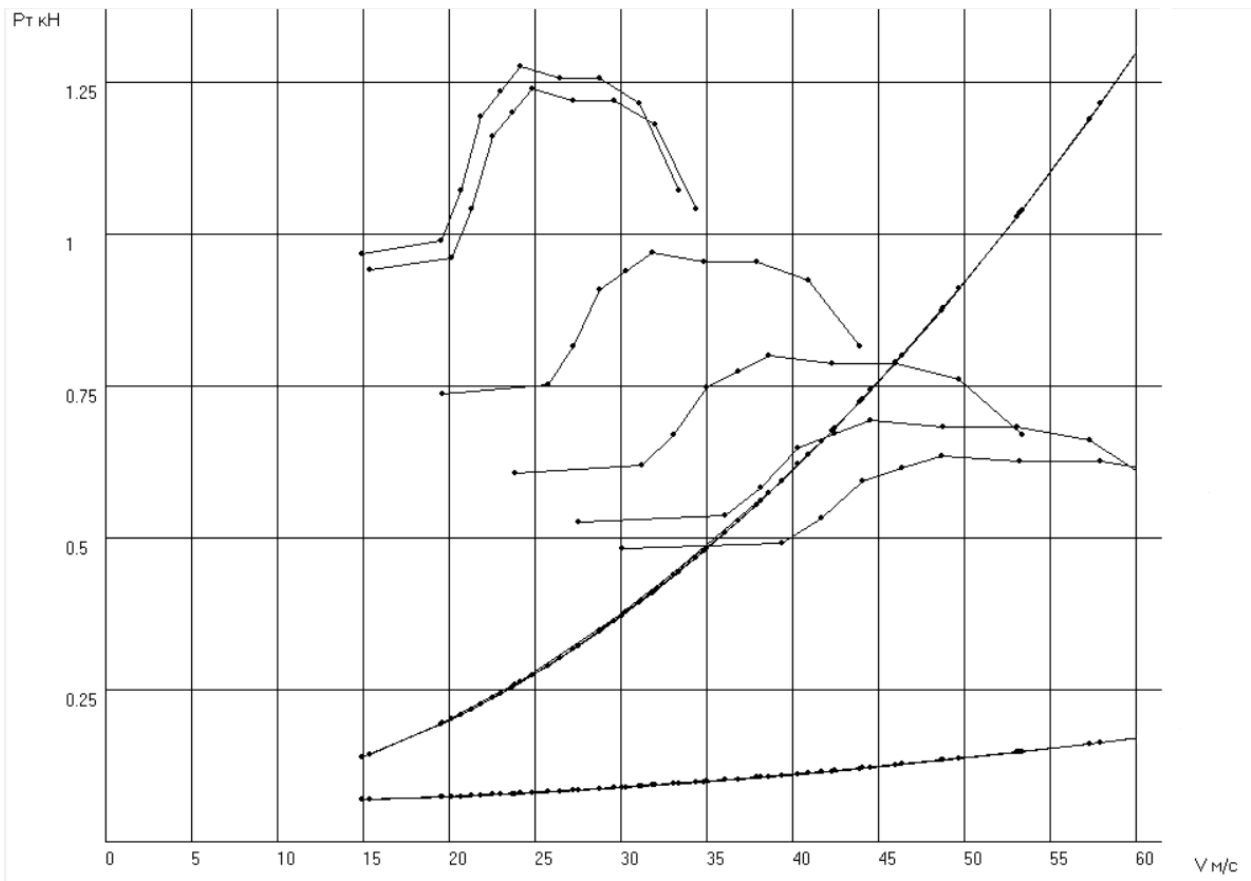


Рисунок А.11- Тяговый баланс автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

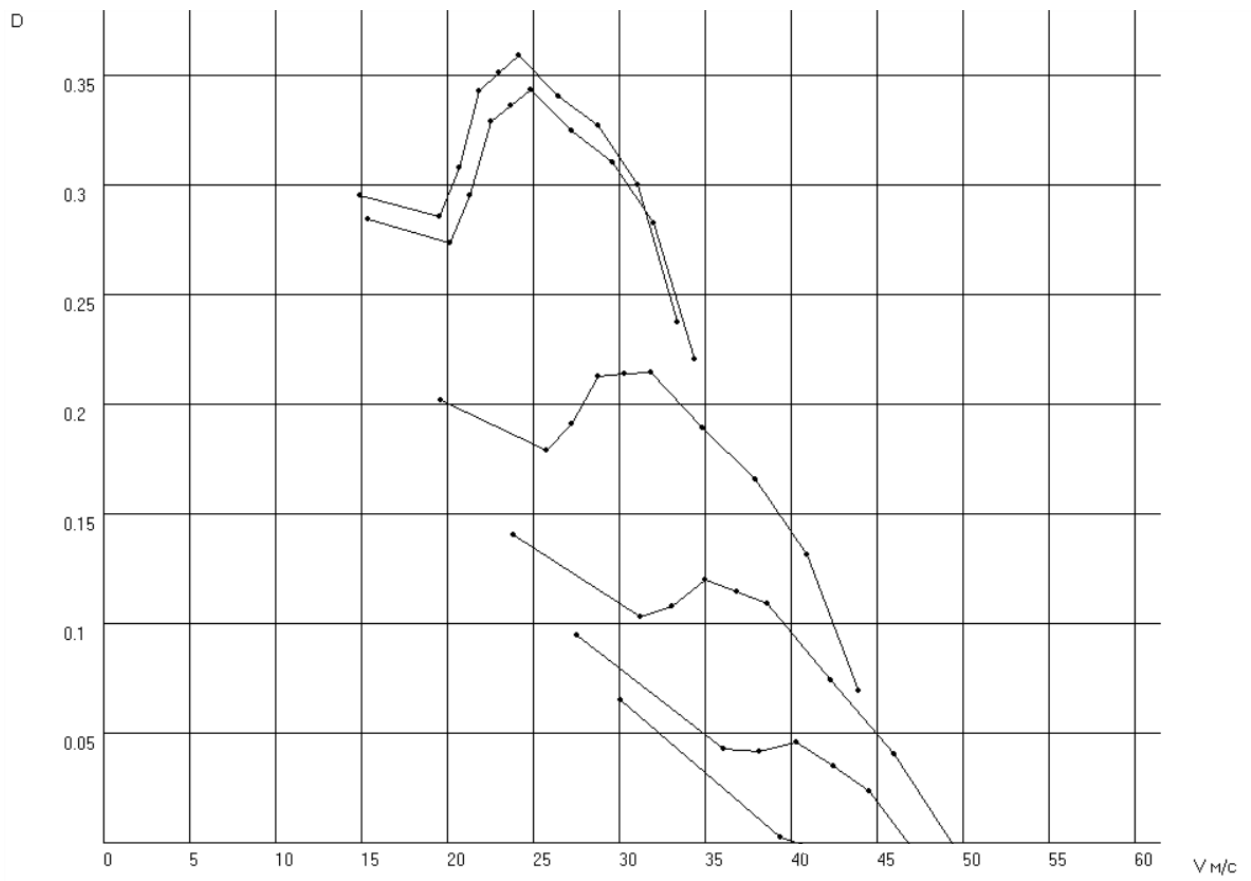


Рисунок А.12- Динамическая характеристика автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

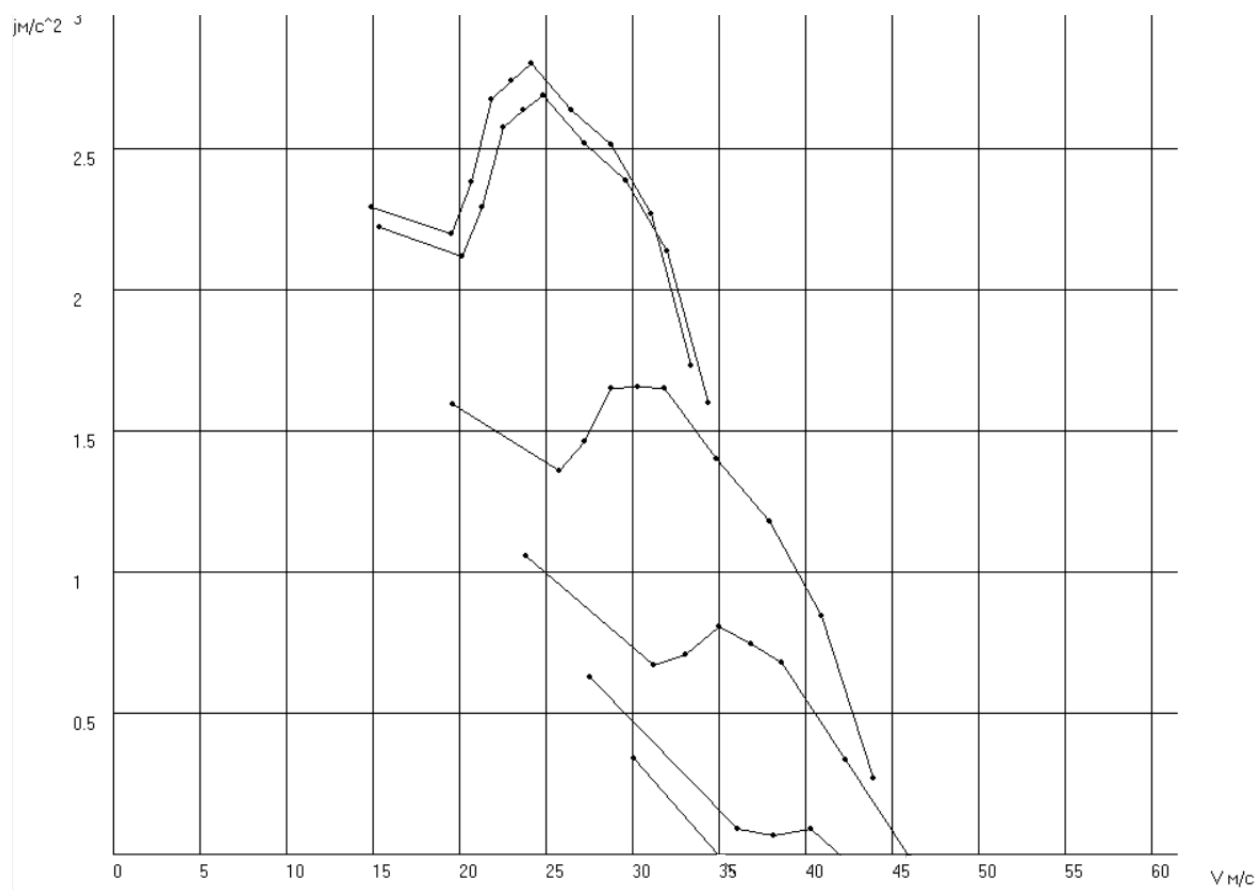


Рисунок А.13- Ускорение автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

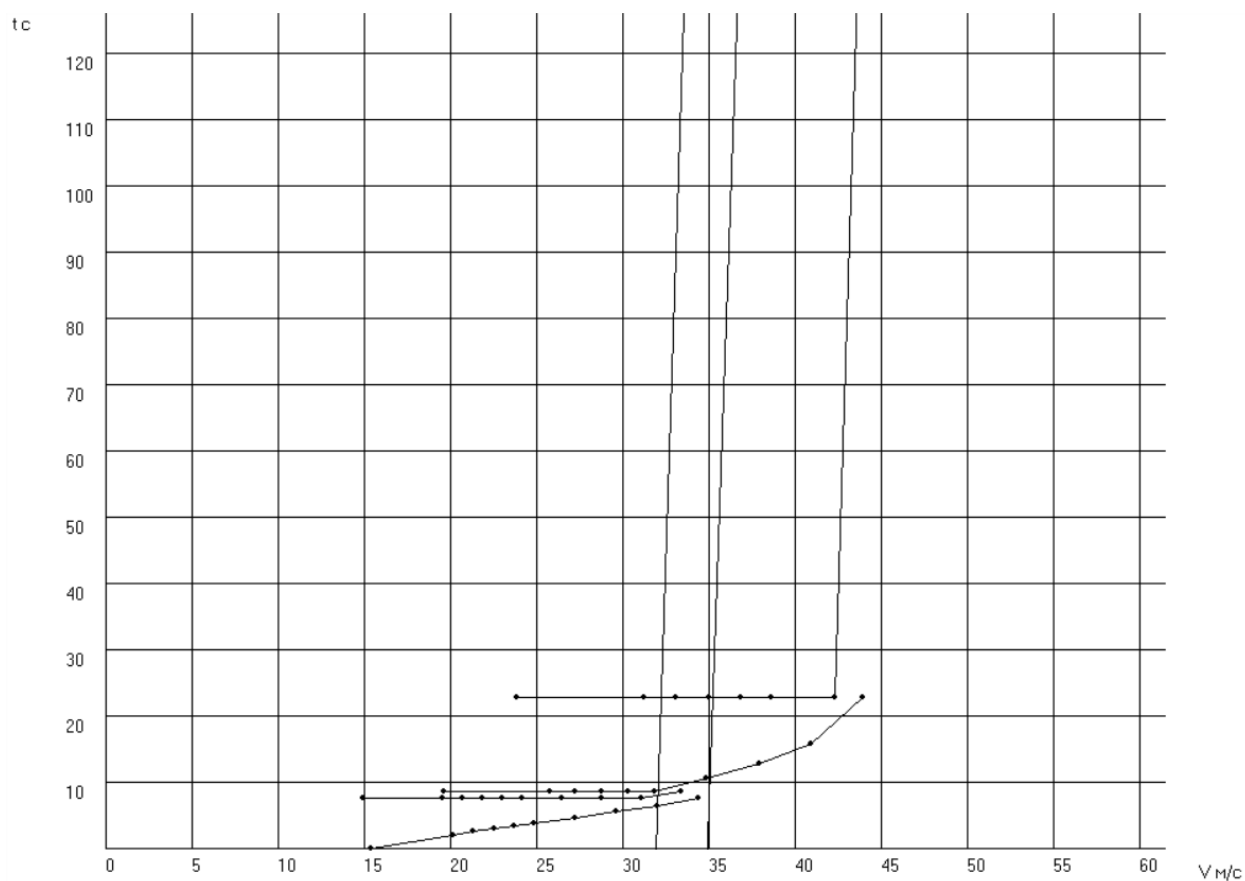


Рисунок А.14- Время разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

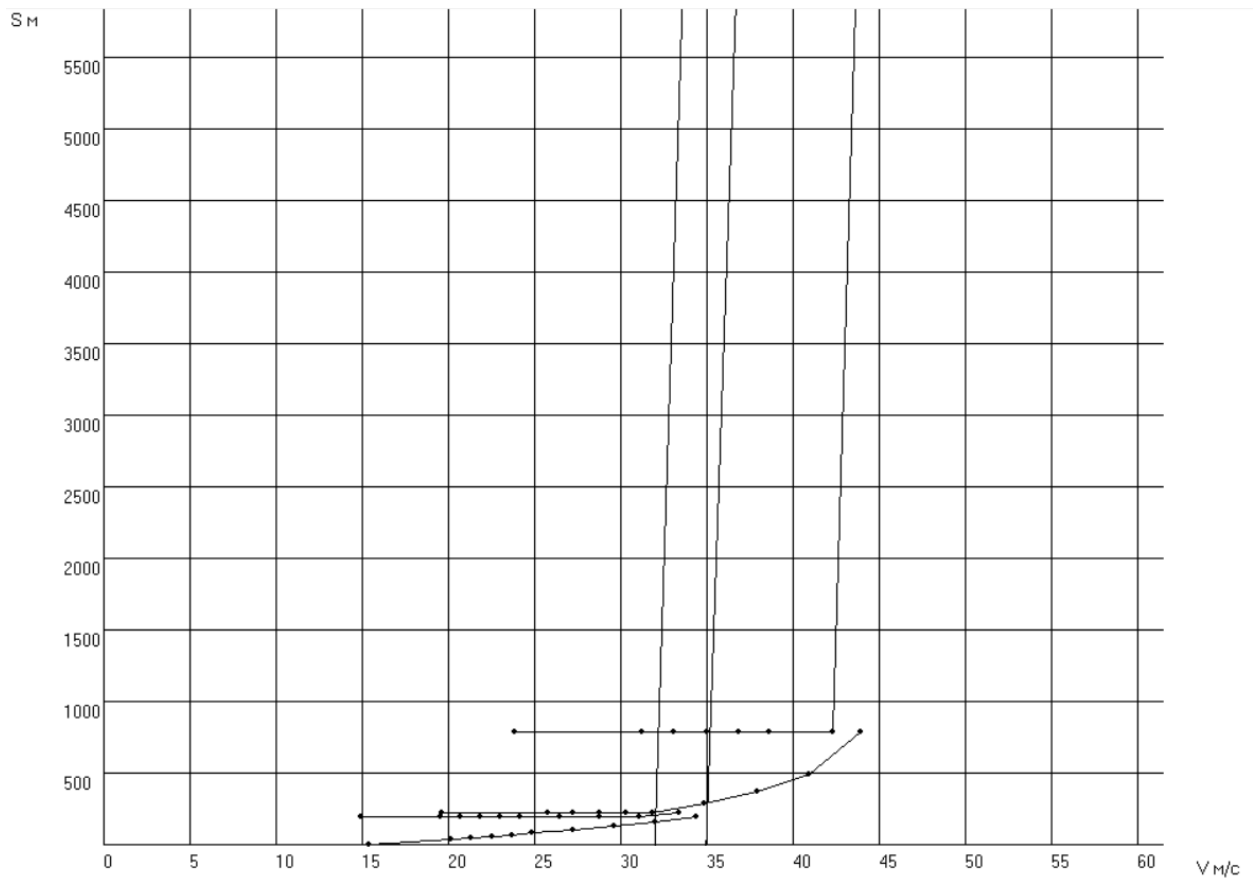


Рисунок А.15- Путь разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи

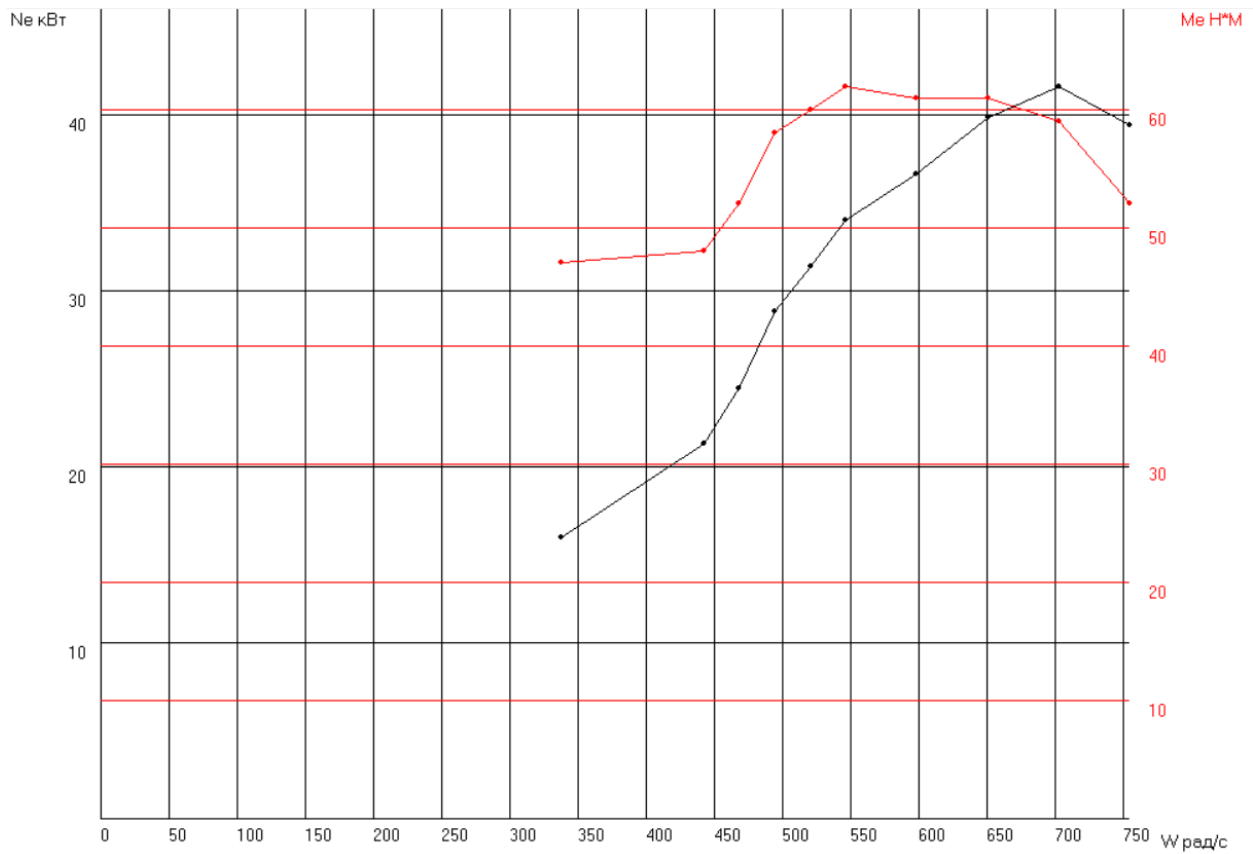


Рисунок А.16- Внешняя скоростная характеристика двигателя с оптимизированным передаточным числом первой передачи по ускорению

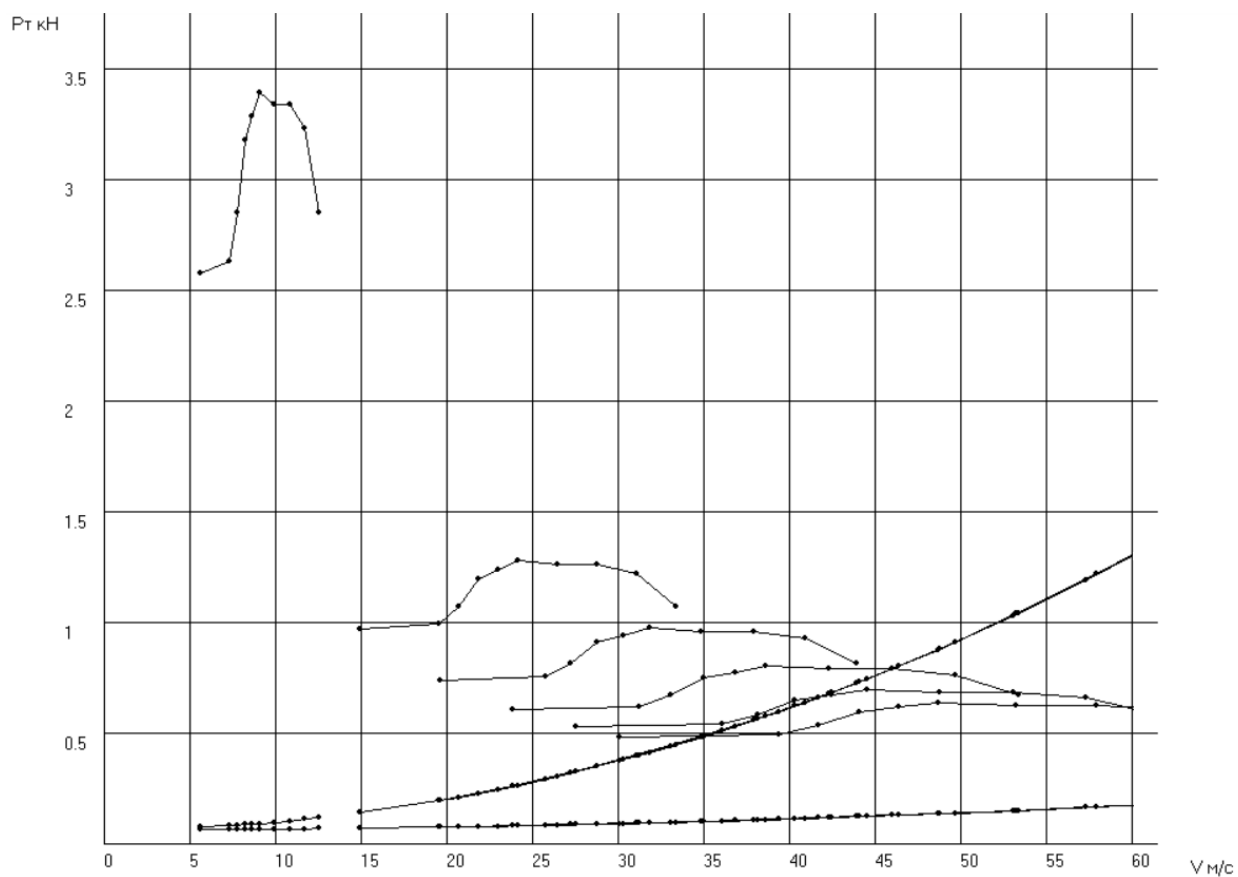


Рисунок А.17- Тяговый баланс автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

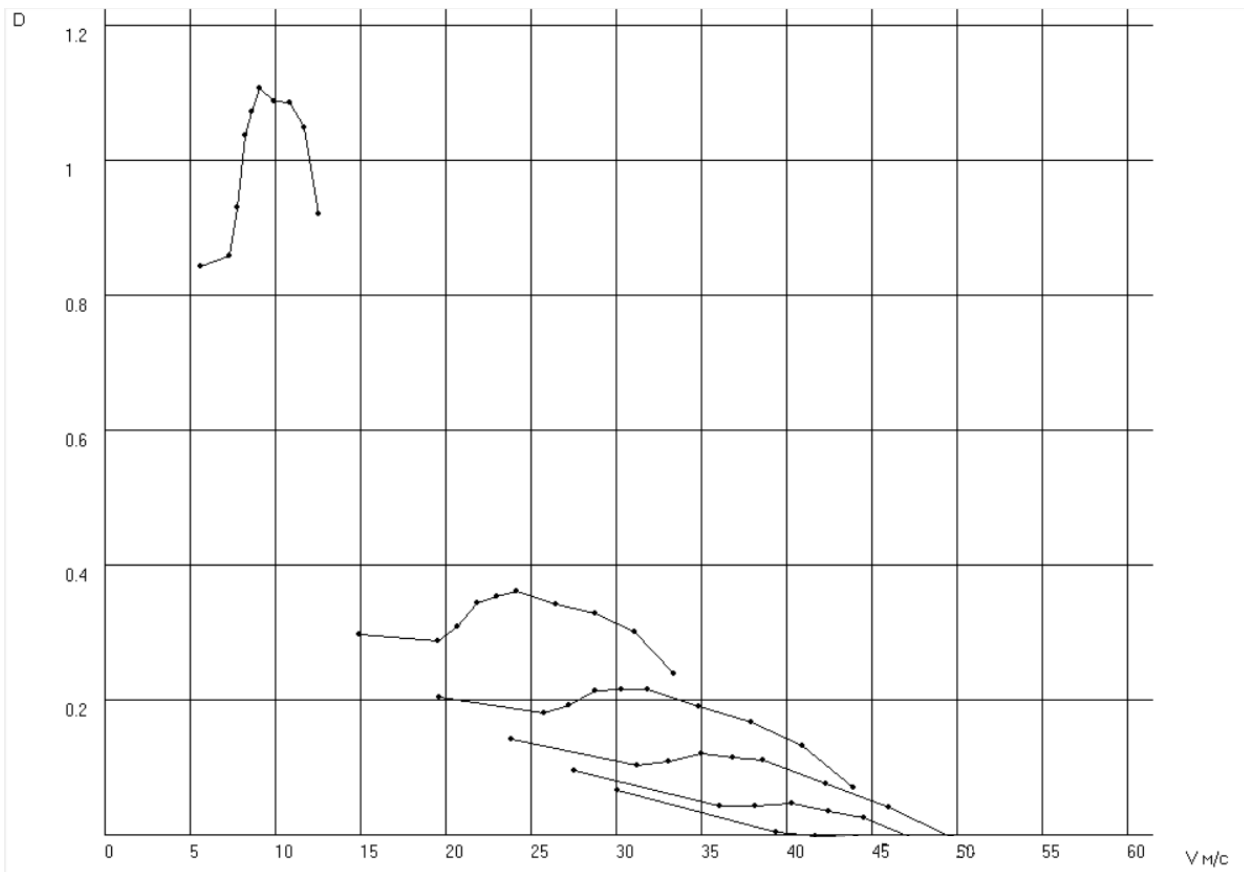


Рисунок А.18- Динамическая характеристика автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

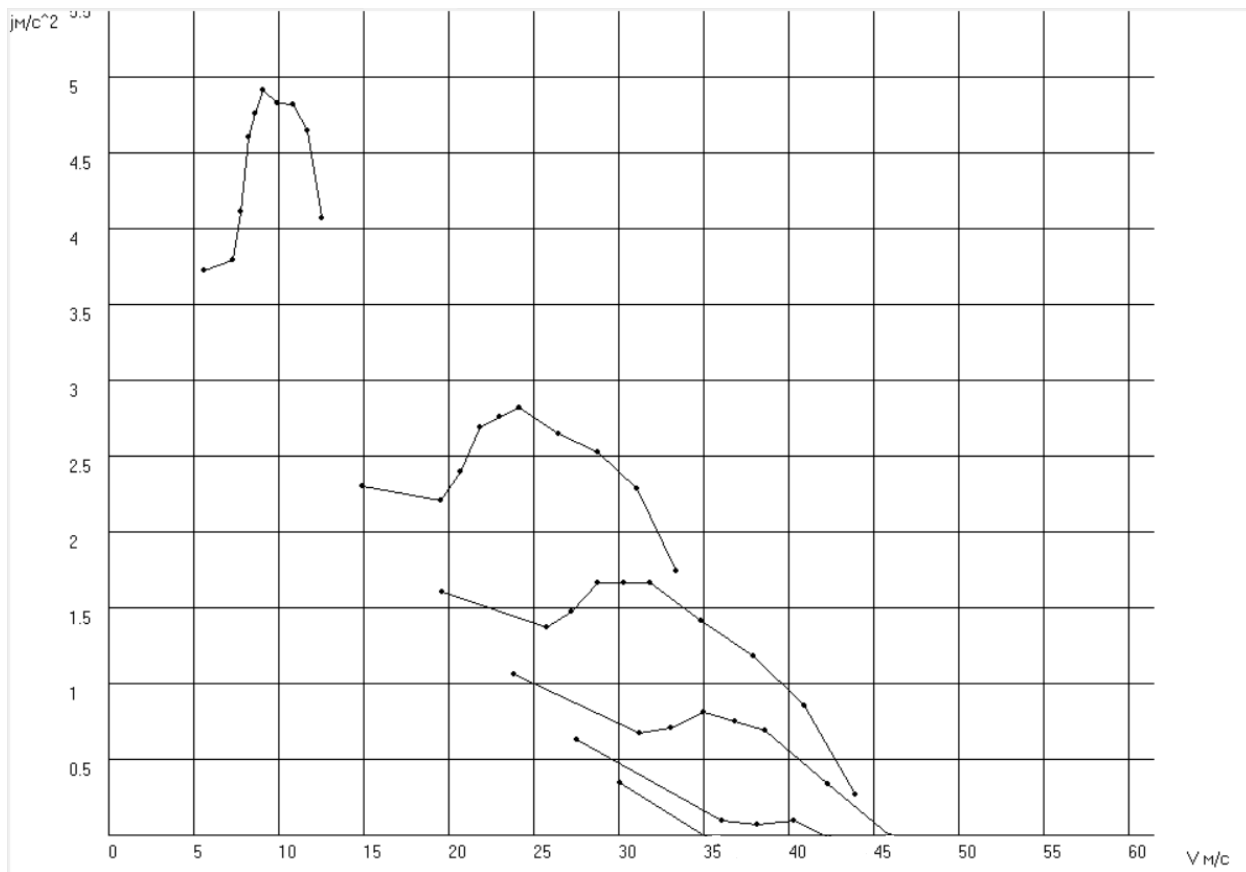


Рисунок А.19- Ускорение автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

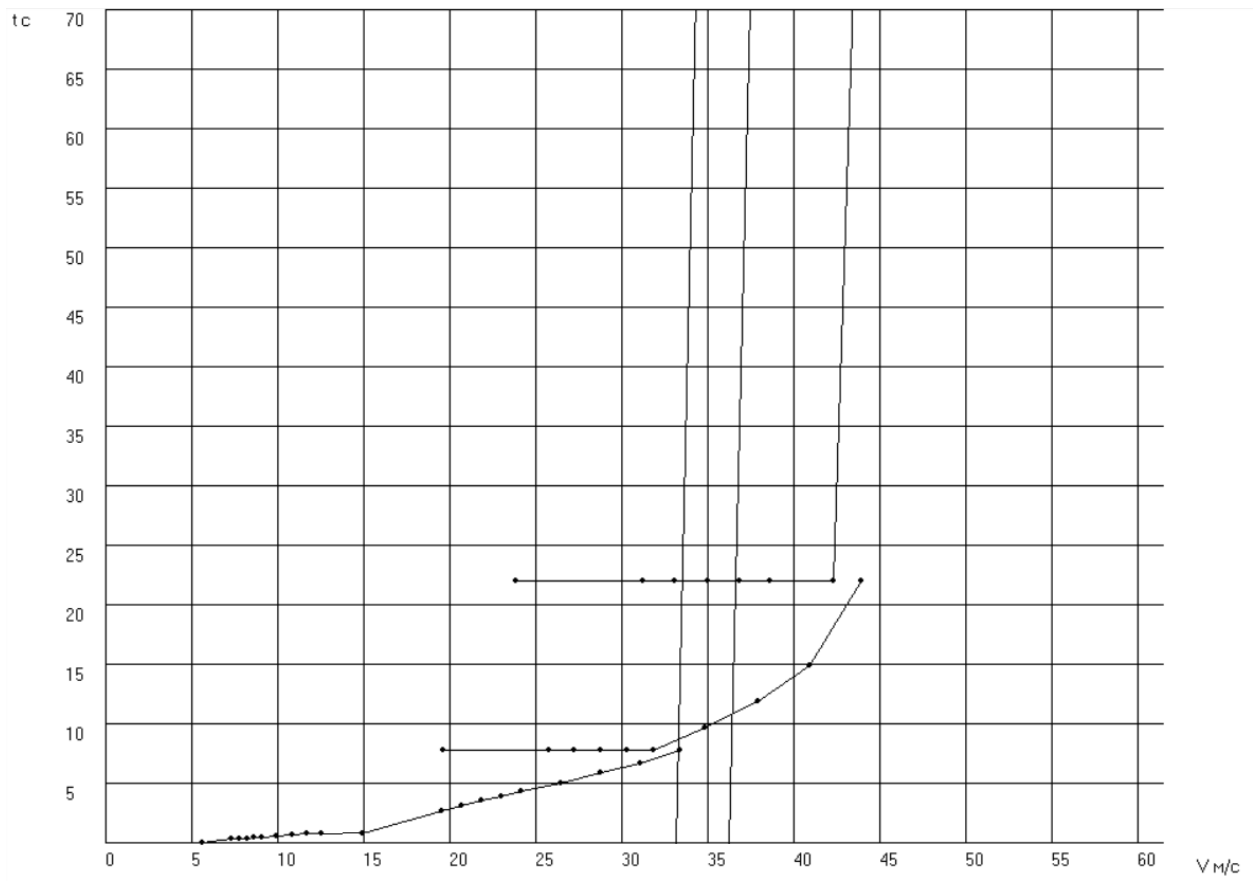


Рисунок А.20- Время разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению

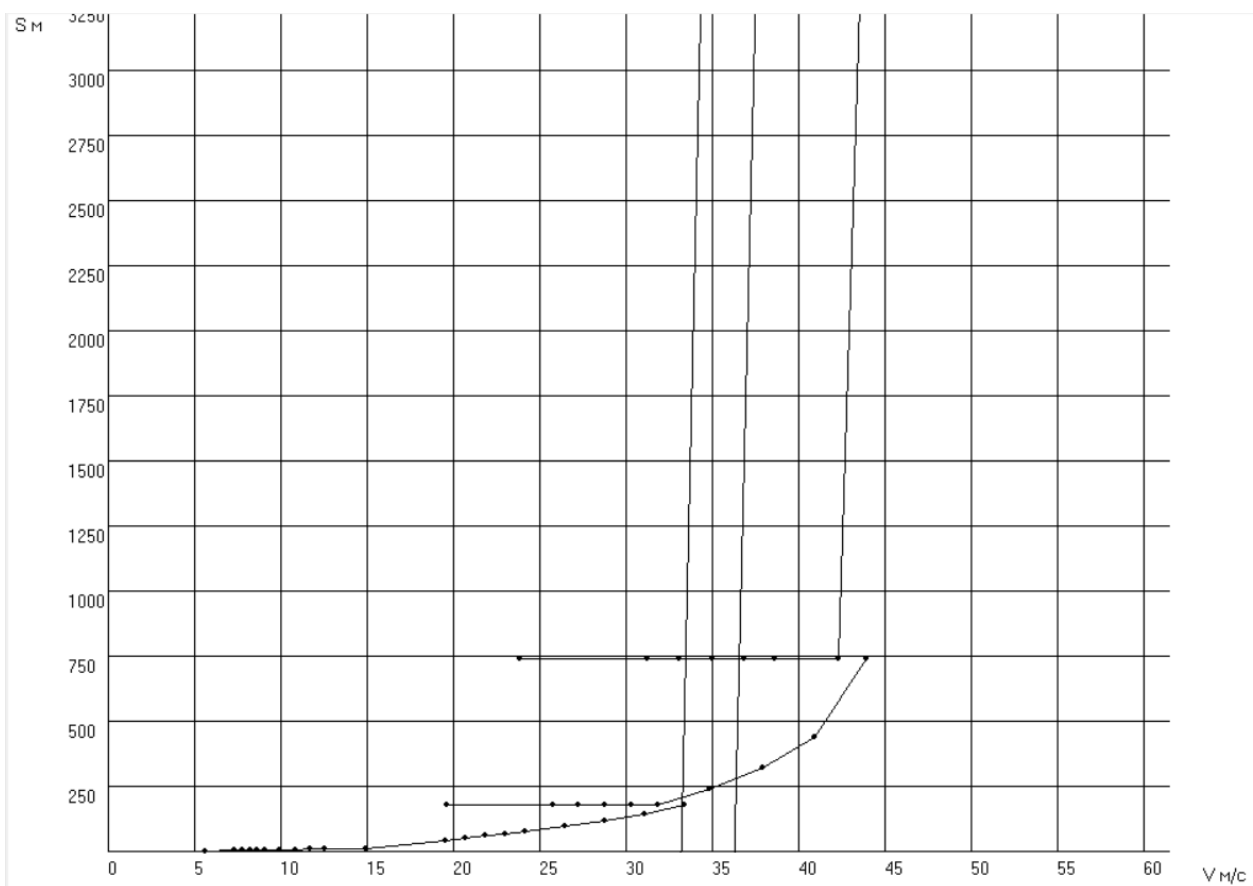


Рисунок А.21- Путь разгона автомобиля с оптимизированным числом первой передачи по ускорению