

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 Исследование влияния бесступенчатой передачи на динамические  
характеристики легкового автомобиля

Студент

М.А. Целищев

(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

Название дипломного проекта – «Исследование влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики легкового автомобиля».

Данная работа содержит 109 страниц пояснительной записки, включая 60 рисунков и 27 таблиц, введения, списка 21 источника, включая 5 источников на иностранном языке, 15 листов приложений, чертежей на 8 листах А1.

В основной части проекта внимание уделяется тягово-динамическим расчетам и регуляторной характеристике.

В отдельной части дипломной работы рассказывается о различных видах трансмиссий, таких как механическая, автоматическая и бесступенчатая, а также об их достоинствах и недостатках.

Исследование заключается в сравнении динамических характеристик механической и бесступенчатой трансмиссий. Для этого произведены тяговые расчеты автомобилей с данными трансмиссиями, построен график регуляторной характеристики, и проведен анализ влияния исходных параметров тягового расчета на динамические характеристики данных типов трансмиссий. Исходными параметрами расчета приняты полная масса, радиус качения колеса и коэффициент аэродинамического сопротивления.

Также был произведен расчет экономической эффективности проекта и построен сетевой график. Затраты на проведение данной работы составили 37617,1 рублей.

В конечном итоге мы определили возможные причины разрыва потока мощности для различных типов трансмиссий.

В качестве объекта исследования принят автомобиль LADA KALINA.

## **ABSTRACT**

The title of the graduation project is – «The study of the CVT influence on the car's dynamic».

The graduation work consists of an explanatory note on 109 pages including 60 figures and 27 tables, introduction, the list of 21 references, including 5 foreign sources, 15 appendices, and the graphic part on 8 A1 sheets.

The issues of traction-dynamic calculations and car's dynamic are highlighted in the project's general part.

The special part of the project gives details about various types of transmissions, such as manual, automatic and continuously variable transmissions (CVT), about the advantages and disadvantages.

This study includes the comparison of the dynamic characteristics of manual and CVT. Much attention is given to traction-dynamic calculations of manual and continuously variable transmission, plotted regulatory characteristic and the most important part is the influence of the initial parameters on the car's dynamic.

The initial parameters of the calculation are mass, radius of the wheel and aerodynamic coefficient.

The economic efficiency of the project is determined and a network schedule is plotted. The cost of this work amounted to 37617,1 rubles.

The causes of power flow rupture for various types of transmissions are outline described.

Finally, the study of the CVT influence on the car's dynamic has been proved and revealed.

# СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Состояние вопроса.....	7
1.1 Трансмиссия, общие понятия. Виды трансмиссий.....	9
1.2 Механическая трансмиссия.....	9
1.3 Роботизированная трансмиссия.....	10
1.4 Автоматическая трансмиссия.....	12
1.5 Бесступенчатая трансмиссия.....	15
2 Исследовательская часть.....	19
2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля с механической трансмиссией.....	19
2.1.1 Подготовка исходных данных для тягового расчета.....	21
2.1.2 Определение ВСХ двигателя.....	21
2.1.3 Определение силового баланса.....	23
2.1.4 Определение динамической характеристики автомобиля.....	26
2.1.5 Разгон автомобиля.....	27
2.1.5.1 Определение ускорения автомобиля.....	27
2.1.5.2 Определение обратного ускорения.....	29
2.1.5.3 Время, путь и интенсивности разгона автомобиля.....	30
2.1.6 Определение баланса мощности автомобиля.....	32
2.1.7 Определение топливно-экономической характеристики.....	33
2.2 Расчет регуляторной характеристики бесступенчатой передачи.....	34
2.3 Тягово-динамический расчет автомобиля с бесступенчатой трансмиссией.....	43
3 Анализ и сравнение влияния параметров эксплуатации на тягово-	

динамические характеристики автомобиля с механической и с бесступенчатой трансмиссиями.....	51
4 Экономическое обоснование и эффективность проведения НИР.....	74
5 Риски разрыва потока мощности для механической и бесступенчатой трансмиссий.....	88
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	92
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	93
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	95
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	102

## **ВВЕДЕНИЕ**

В данной ВКР рассматриваются расчет и влияние бесступенчатой передачи на динамические характеристики легкового автомобиля 2 класса.

Применение бесступенчатых передач с автоматическим управлением является одним из эффективных средств повышения производительности и улучшения основных эксплуатационных качеств автотранспортных средств.

Бесступенчатые несаморегулируемые передачи требуют применения автоматического управления, которое представляет собой замкнутую систему, в простейшем случае состоящую из двигателя, бесступенчатой передачи, регулятора и инерционной массы ТС с приложенными внешними возмущениями.

Автоматическое управление бесступенчатой передачей, т. е. автоматическое изменение ее передаточного отношения, позволяющее облегчить труд водителя, не является единственной целью. Задача состоит в автоматическом регулировании режимов работы двигателя при помощи бесступенчатой передачи для осуществления его работы на наиболее выгодных режимах, что позволяет получить высокие тяговые и топливно-экономические качества ТС.

# 1 Состояние вопроса

## 1.1 Трансмиссия, общие понятия. Виды трансмиссий

«Трансмиссия в машиностроении представляет собой совокупность механизмов, соединяющих двигатель с ведущими колёсами автомобиля, а также системы, обеспечивающие работу трансмиссии» [1].

Ее предназначение заключается в передаче крутящего момента от двигателя к колёсам, изменения тяговых усилий, скоростей и направления движения в зависимости от типа и условий движения.

Итак, простыми словами трансмиссия – это сочетание таких узлов и агрегатов, как сцепление, КПП, главная передача, дифференциал, кардан.

«Сцепление предназначено для плавного соединения/отсоединения КПП с двигателем. Различают сухое (передача усилия между диском мотора и КПП напрямую, за счет сил трения) и мокрое (использует гидротрансформаторное масло) сцепление. Оно состоит из: тесно взаимосвязанных дисков, маховика с корзиной, вилки включения, первичного вала КПП» [2].

«Коробка передач (КПП) предназначена для преобразования и распределения крутящего момента двигателя и последующего доведения его до ведущих колес, а также для изменения объема тяговых усилий при различных условиях движения» [2].

Главная передача – предназначается для передачи крутящего момента непосредственно к ведущему мосту и состоит из полуоси, ведомой и ведущей шестерней, полуосевых шестерен и шестерней-сателлитов. Основной задачей главной передачи является увеличение крутящего момента силового агрегата и уменьшение частот вращения ведущих колёс.

«Дифференциал осуществляет передачу, изменение и распределение крутящего момента и может располагаться в картере (задний), в КПП (передний), в раздаточной коробке (4x4)» [3]. Расположение зависит от привода автомобиля. Конструктивной особенностью является наличие

планетарного редуктора. Состоит из: корпуса (принимает крутящий момент от главной передачи), жёстко зафиксированной на нем ведомой шестерни, осей с вращающимися сателлитами, шестерёнок.

Кардан – это один из наиболее важных узлов, состоящий из валов, промежуточной опоры, шарниров и шлицов, муфты. И если передача неправильно отрегулирована, то появляются неприятный шум, вибрационные колебания и другие неисправности в работе трансмиссии.

В зависимости от преобразуемого вида энергии, различают следующие основные типы трансмиссий:

- По конструкции:
  - Механическая;
  - Гидрообъемная;
  - Электрическая;
  - Гидромеханическая;
  - Электромеханическая.
- По изменению крутящего момента:
  - Ступенчатая;
  - Бесступенчатая;
  - Комбинированная.

Каждому виду трансмиссий присущи свои конструктивные и динамические достоинства и недостатки, определяющие их и обеспечивающие «соперничество за право являться наиболее эффективной и экономичной» для категорий водителей.



## 1.2 Механическая трансмиссия

Самый первый исторически тип трансмиссии. Современные образцы настолько успешны и совершенны, что способны составить «конкуренцию» более поздним разработкам, таким, как автоматические и т.д. Пример механической трансмиссии приведен на рисунке 1.

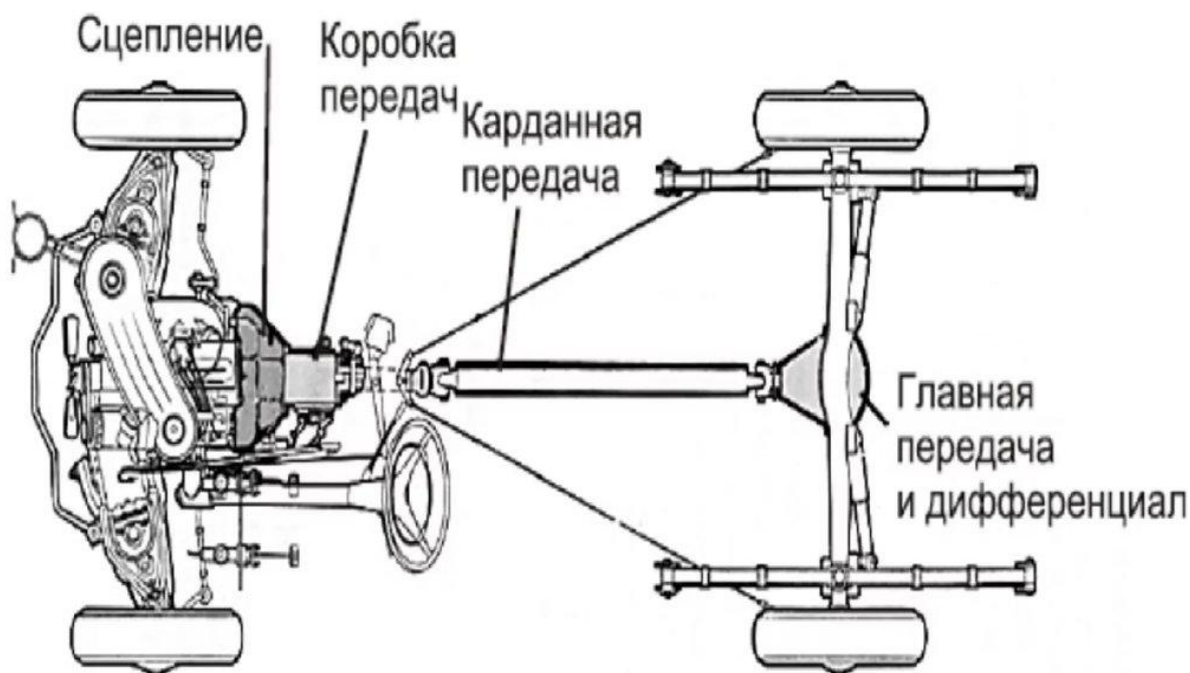


Рисунок 1 – Общий вид механической трансмиссии

«В данном типе трансмиссии передача крутящего момента осуществляется за счет шестерен – посредством переключения рычага управления, водитель задействует ту или иную пару» [4].

Ступенчатая система переключения передач подразумевает конкретное соотношение количества зубьев на ведущей и ведомой шестеренке для каждой пары. Таким образом, для первой передачи передаточное число самое большое, что означает – ведущая шестеренка самая маленькая, а ведомая – самая большая. Схема переключения приведена на рисунке 2.

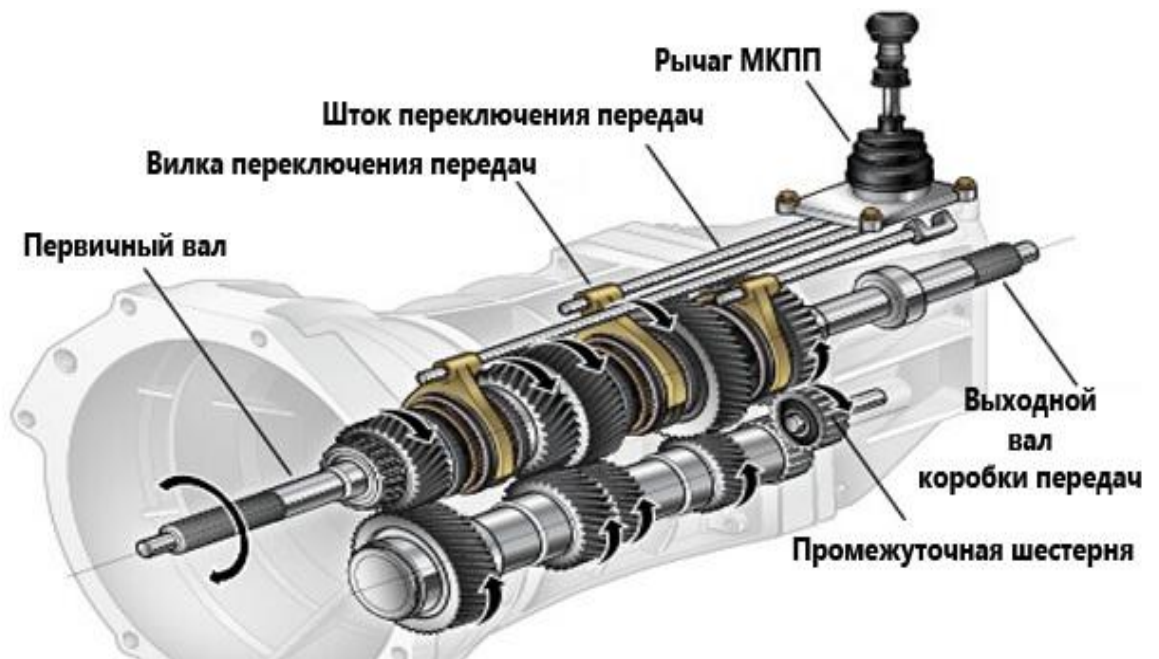


Рисунок 2 – Механическая КП

«Весомыми и наиболее важными «аргументами» в пользу механической трансмиссии являются: высокий КПД, высокая ремонтпригодность и надежность в эксплуатации, простота и относительная дешевизна конструкции, эффективность и экономичность» [5]. В свою же очередь к недостаткам данного типа относят: ступенчатость изменения передаточных чисел, снижающая использование мощности двигателя и постоянная работа водителем по переключению передач рычагом, что негативно сказывается на степени его утомляемости и бдительности и, зачастую, является причиной отвлечения водителя от «участия» в дорожном движении.

### 1.3 Роботизированная трансмиссия

Она не имеет особых конструктивных изменений в сравнении с механической трансмиссией, но принципиальное отличие заключается в способе переключения передач – в данном случае эта операция возложена на электронику за счет системы сервоприводов.

Главным же субъективным преимуществом роботизированной трансмиссии является отсутствие в необходимости постоянного ручного управления рычагом переключения передач, а также существенная

дешевизна в сравнении с автоматической трансмиссией. Но данная трансмиссия отличается значительным снижением плавности хода автомобиля, а также «запаздыванием и рывками» при переключении.

В связи с большим количеством недостатков данной трансмиссии современные инженеры придумали довольно эффективный выход: сегодня «робота» синхронизируют с 2 сцеплениями (при переключении передач, компьютер подключает передачу на одну больше и на одну меньше одновременно), что обеспечивает более быстрое переключение ступени. Такой вариант получил название селективной КПП, представленной на рисунке 4.

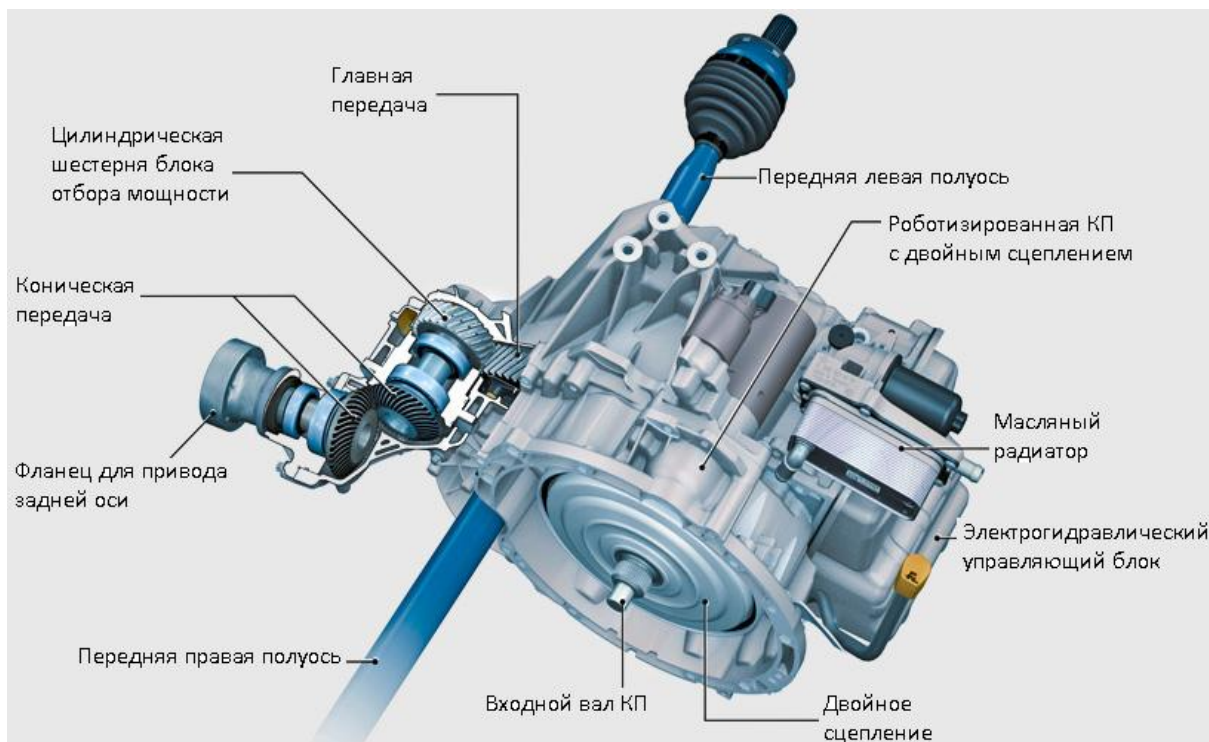


Рисунок 4 – Роботизированная трансмиссия

Простыми словами, данный тип представляет собой механическую коробку с двумя валами и сцеплением, которыми управляет компьютер (Рисунок 5).

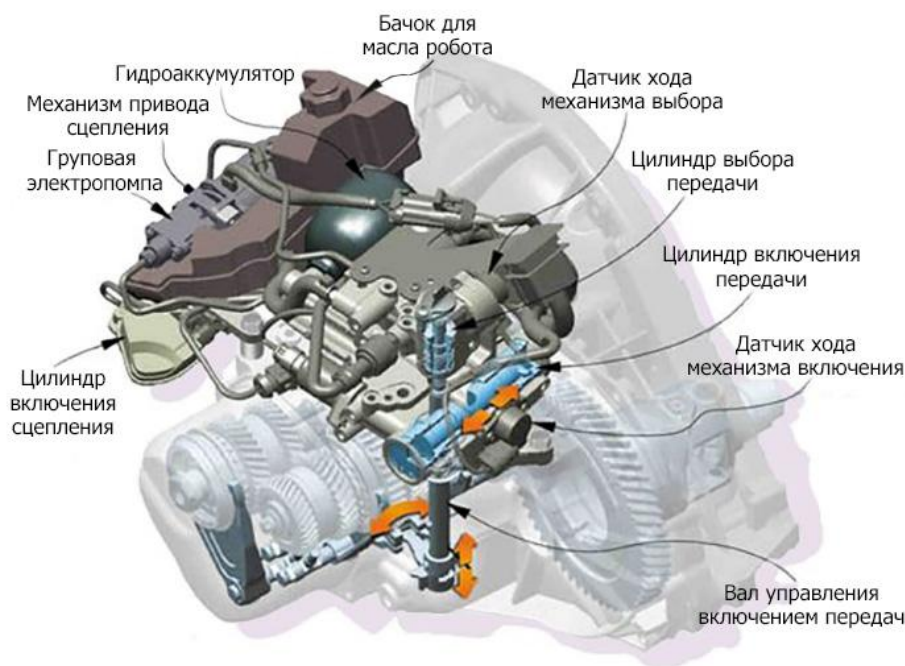


Рисунок 5 – Роботизированная КПП

Роботизированная коробка осуществляет жесткую связь с трансмиссией, также в ней сравнительно невелики затраты на расход масла. К примеру, по сравнению с любым среднестатистическим вариатором, требующим примерно 7 л, «робот» обойдется 2-3 л.

Если сравнивать с классическими автоматическими коробками, то «робот» обладает большей топливной экономией, т.к. отсутствуют затраты энергии на работу гидротрансформатора по перекачке жидкости.

В сравнении с «механикой», «робот» обладает большей «аккуратностью» работы сцеплением, что повышает ресурс механических деталей, за исключением самого сцепления, примерно в 1,5 раза.

Также этот вид обладает высокой ремонтпригодностью, поскольку определяющее число составляющих его узлов и агрегатов принадлежат «механике».

#### 1.4 Автоматическая трансмиссия

Начала свое существование приблизительно с середины 20-го века.

Ее главным и, пожалуй, наиболее существенным преимуществом относительно других видов трансмиссий заключается в самостоятельном

переключении передач без участия водителя, при котором крутящий момент передается непрерывно и автомобиль «лучше держит дорогу».

В тот же момент, конструкция намного сложнее. Она представляет собой гидравлическую систему управления и гидротрансформатор (устройство, передающее мощность от двигателя на автоматическую трансмиссию (Рисунок 8)) вместо сцепления. Следовательно, в разы увеличивается стоимость и ремонтпригодность, в сравнении с механической (Рисунок 6).

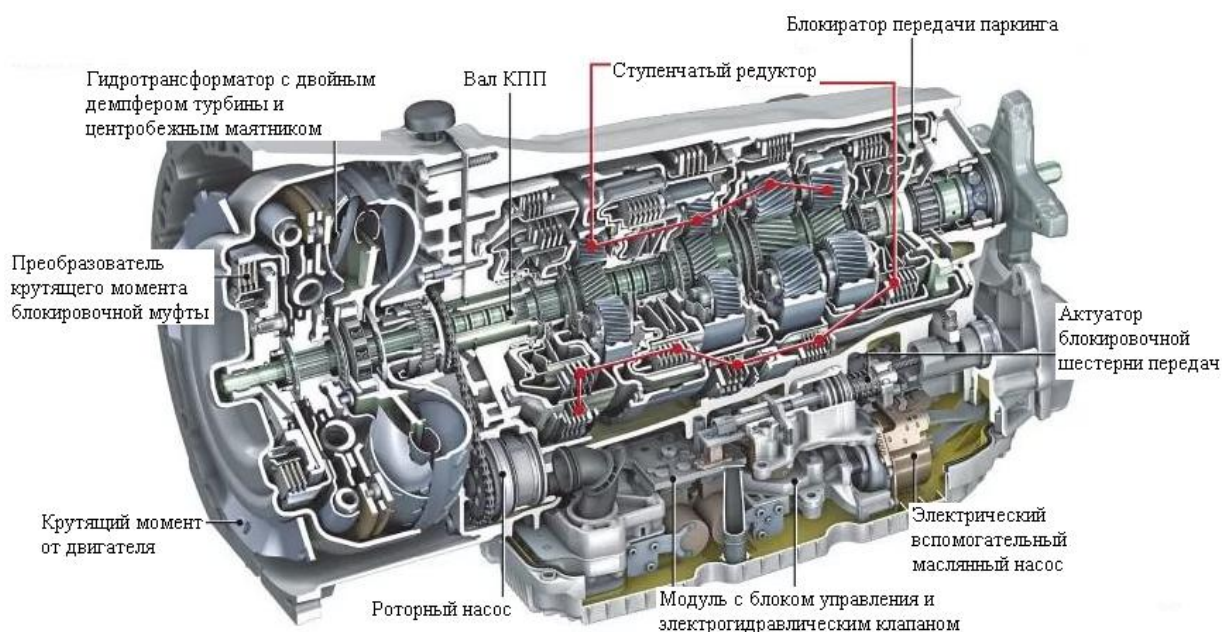


Рисунок 6 – Автоматическая КПП

Рабочими звеньями являются три набора шестерен планетарной передачи (Рисунок 7). Свое название она получила в связи с тем, что меньшие шестеренки, подобно планетам, вращаются вокруг большей центральной шестерни. Первый набор называется «главной передачей», другие два набора – «входным редуктором» и «обратным редуктором».

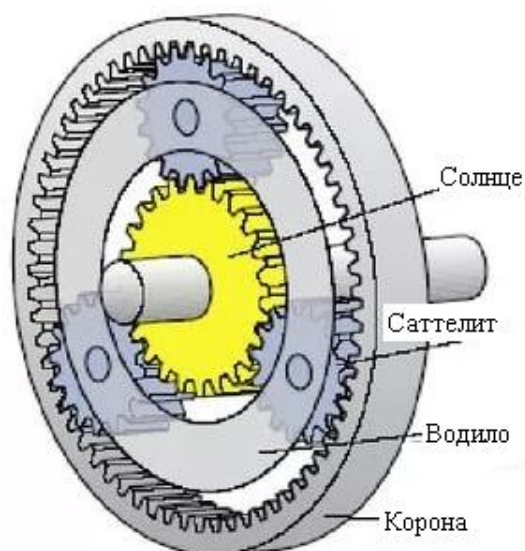


Рисунок 7 – Планетарная передача

Выбор и переключение передач обеспечивается за счет компьютера, включающего нужные гидравлические клапаны, которые приводят в движение соответствующие муфты планетарных шестерен.

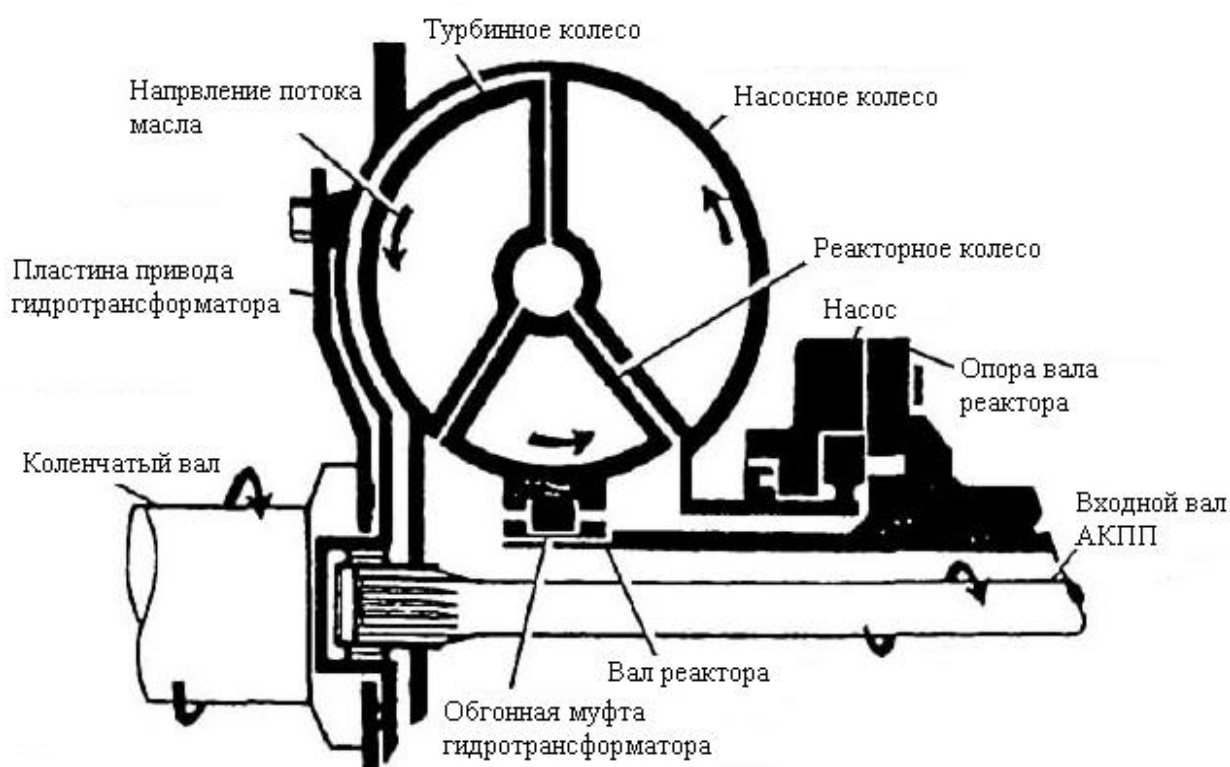


Рисунок 8 – Схема гидротрансформатора

За счет АКПП двигатель работает с максимально эффективной мощностью. Компьютер определяет, в какой момент включить необходимую передачу или остановить автомобиль. Поэтому, водитель может не

беспокоиться об оптимальном режиме работы двигателя и может сосредоточиться исключительно на вождении.

### **1.5 Бесступенчатая трансмиссия.**

Характеризуется полным отсутствием передач.

«Под бесступенчатыми передачами понимаются только несаморегулируемые передачи, имеющие внешний орган управления и не обладающие в широком диапазоне внутренней способностью к изменению передаточного отношения» [7]. К таким передачам относятся: электрическая – двигатель вращает генератор, электромоторы; гидрообъемная – двигатель вращает регулируемый гидронасос, поток масла по трубкам подаётся в гидромоторы (вращающие колёса) – применяются на зерноуборочных комбайнах; гидродинамическая, она же гидротрансформатор – устройство из расположенных соответственно колёс с лопатками, перебрасывающих масло между колёсами – применяется в большинстве автоматических коробок передач легковых автомобилей и автобусов; вариатор (Рисунок 9) – механическая передача, основанная на передаче вращения (момента) трением через промежуточное тело (ремень, ролик, шарик), которое можно переводить в любую точку переменного радиуса ведущего и/или ведомого колёс, получая изменение передаточного отношения (Рисунок 10); комбинированная – основной момент передаётся через обычные механические передачи, а меньшая часть момента — бесступенчато, что позволяет до некоторой степени совместить достоинства разных типов передач).

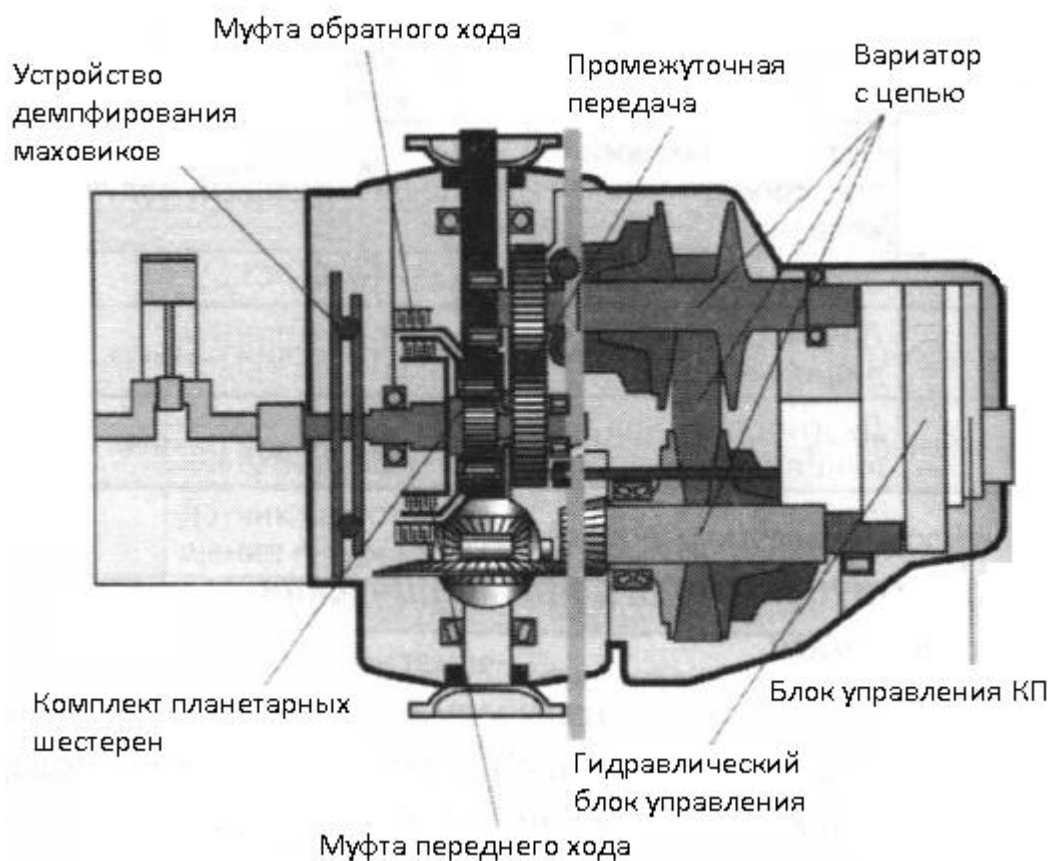


Рисунок 9 – Схема вариатора

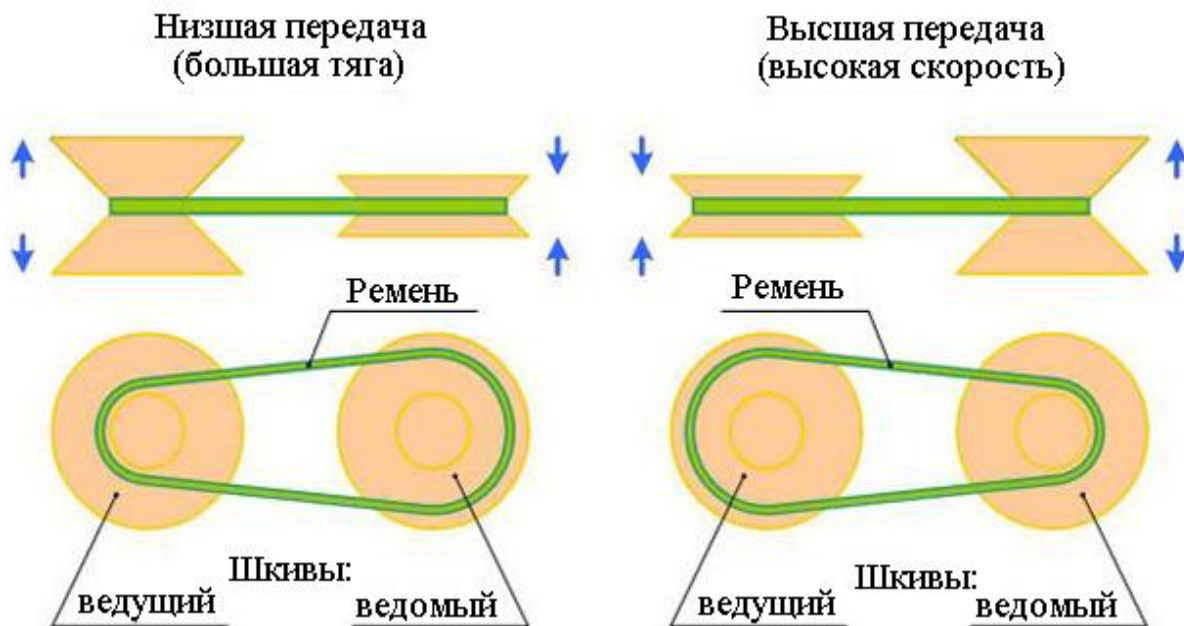


Рисунок 10 – Примеры изменения передаточного соотношения между шкивами вариатора

«Основными частями вариатора являются: устройство, отсоединяющее коленчатый вал с трансмиссией; вариативная скорость; агрегат заднего хода;



блок управления контроля передачи момента и ускорения; механизм автоматического сцепления центробежного действия и электромагнит; трансформатор гидравлического вида» [9].

«Бесступенчатая передача требует применения специальной системы автоматического управления» [10]. Такая система в основном необходима для управления двигателем и передачей от педали, при помощи которой водитель изменяет скорость движения ТС.

В простейшей системе управления каждому постоянному положению педали соответствует определенный режим работы двигателя. При полном нажатии на педаль двигатель работает на постоянном режиме максимальной мощности, что обеспечивает автомобилю развить максимальную скорость равномерного движения или максимальные ускорения. При меньшем нажатии на педаль двигатель развивает меньшую мощность и работает на режиме, соответствующем наименьшему расходу топлива при этой мощности, что обеспечивает движения с минимальным расходом топлива.

На автомобилях с бесступенчатой передачей, так же как с шестеренчатой или иной, изменение скорости движения осуществляется водителем, который стремится получить максимальную скорость, допустимую дорожными условиями. Расход топлива зависит от выбранного водителем графика движения.

Цель применения автоматической системы сводится к получению либо минимального значения расхода топлива, либо максимальных динамических характеристик на всех режимах движения.

Система при постоянном положении педали поддерживает постоянным режим работы двигателя не зависимо от величины момента сопротивления на колесах авто, но при его изменении возникает отклонение угловой скорости двигателя. Регулятор, при возникновении этого изменения, меняет передаточное отношение бесступенчатой передачи. Это изменение

происходит до того момента, пока не устранится это отклонение и не установится прежняя угловая скорость двигателя.

Регулирование заданного режима осуществляется по отклонению угловой скорости двигателя, а изменение настройки системы на новый регулируемый режим – по изменению положения дроссельной заслонки двигателя.

Система управления бесступенчатой передачей или более точно – система автоматического регулирования режимов работы двигателя при помощи бесступенчатой передачи, состоит из объекта регулирования, представляющего собой инерционную поступательную массу, бесступенчатой передачи и регулятора.

В результате создания систем автоматического регулирования режимов работы двигателя автомобиля при помощи бесступенчатой передачи возникают следующие вопросы: на каких режимах должен работать двигатель с бесступенчатой передачей; каковы возможные принципы действия систем регулирования режимов работы двигателя при помощи бесступенчатой передачи; какова спецификация и методы статического и динамического расчета и исследования систем.

Характеристику минимального расхода топлива еще нельзя считать оптимальной регуляторной характеристикой режимов работы двигателя.

Оптимальная регуляторная характеристика на одних участках должна совпадать с характеристикой минимального расхода топлива, а на других несколько отличаться от нее с целью устранения работы двигателя на режимах с повышенным износом.

Задача состоит в автоматическом регулировании режимов работы двигателя при помощи бесступенчатой передачи для осуществления его работы на наиболее выгодных режимах, что позволяет получить высокие тяговые и топливно-экономические качества ТС.

## **2 Исследовательская часть**

### **2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля с механической трансмиссией**

«При выборе автомобилей в соответствии с условиями эксплуатации необходимо определить его тягово-скоростные свойства и топливную экономичность» [12].

Поставленная проблема разрешается расчетом эксплуатационных свойств автомобиля, характеризующиеся возможностью эффективного использования автомобиля и позволяющие оценить, в какой мере его конструкция отвечает условиям эксплуатации.

Динамичность автомобиля определяется его тягово-скоростными свойствами, т.е. способностью его к перевозке с максимально возможной средней скоростью, следовательно, производительность тем выше, чем выше динамичность автомобиля.

В свою же очередь, затраты на топливо составляют внушительную часть стоимости перевозки, следовательно, необходимо рациональное использование энергии топлива при движении автомобиля, это означает, что эксплуатационные расходы тем ниже, чем меньше расход топлива.

Таким образом, суть тягово-динамического расчета заключается в определении значений и построении графиков таких параметров как внешняя скоростная характеристика, силовой баланс, динамическая характеристика, ускорение и его обратное значение, время, путь и интенсивность разгона, мощностной баланс, топливно-экономическая характеристика автомобиля.

Приступая к расчету, следует предварительно изучить соответствующие разделы теории автомобиля и овладеть методами анализа полученных результатов.

Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета автомобиля с механической трансмиссией представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные

Тип автомобиля	переднеприводный легковой
Количество человек – n	5 чел.
Длина	4040 мм
Ширина (Bг)	1700 мм
Высота (Hг)	1500 мм
Масса в снаряженном состоянии – $m_0$	1100 кг
Коэффициент аэродинамического сопротивления - $C_x$	0,35
Максимальная скорость - $V_{max}$	160км/ч
КПД трансмиссии – $\eta_{тр}$	0,92
Число передач	5
Радиус качения колеса – $r_k$	0,28 м
Передаточные числа КП	$U_{ГП}=3,706$ ; $U_1=3,636$ ; $U_2=1,95$ ; $U_3=1,357$ ; $U_4=0,941$ ; $U_5=0,784$ ; $U_{Зад.х}=3,5$
Коэффициенты сопротивления качению $\psi_V$	0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,07; 0,10; 0,13; 0,16; 0,19; 0,22; 0,25; 0,27; 0,31; 0,34; 0,38; 0,43
Плотность топлива $\rho_{топл}$	0,72 кг/л
Удельный расход топлива	260 г/кВт·ч

### 2.1.1 Подготовка исходных данных для тягового расчета

Полная масса автомобиля

$$M_a = M_0 + M_{\text{ч}} + M_6 = 1100 + 75 \cdot 5 + 50 = 1525 \text{ кг} \quad (2.1)$$

$M_0$  – снаряженная масса автомобиля,

$M_{\text{ч}}$  – масса человека (75кг.),

$M_6$  – багаж одного человека (10 кг.),

$n$  – количество пассажиров, в том числе водителя.

Лобовая площадь автомобиля

$$F = 0,9 \cdot B_r \cdot H_r = 0,9 \cdot 1,7 \cdot 1,5 = 2,295 \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

$B_r, H_r$  - габаритные высота и ширина автомобиля соответственно.

Расчет max передаточного числа трансмиссии.

$$U_{\text{тр max}} = U_1 \cdot U_{\text{ГП}} = 3,636 \cdot 3,706 = 13,475 \quad (2.3)$$

$U_1, U_{\text{ГП}}$  – передаточное число 1-ой и главной передач.

### 2.1.2 Определение ВСХ двигателя

Мощность двигателя при максимальной скорости

$$N_v = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} G_a \cdot \psi_v \cdot V_{\text{max}} + \frac{c_x \cdot \rho}{2} \cdot F \cdot V_{\text{max}}^3 \quad (2.4)$$

$\psi_v$  – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля

Полный вес автомобиля

$$G_a = m_a \cdot g = 1525 \cdot 9,81 = 14945 \text{ Н}, \quad (2.5)$$

$$N_v = \frac{1}{0,92} 14945 \cdot 0,03 \cdot 44,44 + \frac{0,35 \cdot 1,296}{2} \cdot 1,8 \cdot 44,44^3 = 60602 \text{ Вт}$$

Максимальная мощность двигателя

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

где  $a, b, c$  – эмпирические коэффициенты

$$a = b = c = 1$$

Принимаем  $\lambda = 1,15$

$$\omega_{\text{max}} = \frac{5720 \cdot \pi}{30} = 572 \text{ рад с}, \quad (2.7)$$

$$\omega_{min} = \frac{800 \cdot \pi}{30} = 80 \text{ рад с,}$$

$$\omega_N = \frac{\omega_{max}}{\lambda}, \quad (2.8)$$

$$\omega_N = \frac{572}{1,15} = 497 \text{ рад сек,}$$

$$N_{max} = \frac{60602}{1 \cdot 1,15 + 1 \cdot 1,15^2 - 1 \cdot 1,15^3} = 63792 \text{ Вт.}$$

Расчет ВСХ

$$N_e = N_{max} \left[ a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \frac{\omega_e}{\omega_N}^2 - c \frac{\omega_e}{\omega_N}^3 \right] \quad (2.9)$$

$\omega_e$  – значение текущей угловой скорости коленчатого вала (рад/сек).

$N_e$  – значение текущей эффективной мощности двигателя (Вт).

Для построения кривой эффективного момента двигателя применим формулу:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (2.10)$$

В диапазоне  $\omega_{min}=80 \text{ с}^{-1} \dots \omega_{max}=572 \text{ с}^{-1}$  рассчитываем зависимости  $N_e \omega_e$  и  $M_e \omega_e$ .

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.2

Таблица 2.2

n, об/ми н	800	1000	2400	3200	4600	5400
w	80	105	251	335	482	572
Ne	12355	15667	40302	52437	68669	60677
M	150	154	169	161	136	106

Построим график ВСХ – рисунок 11. Данная характеристики изображена в приложении А на рисунке А.1

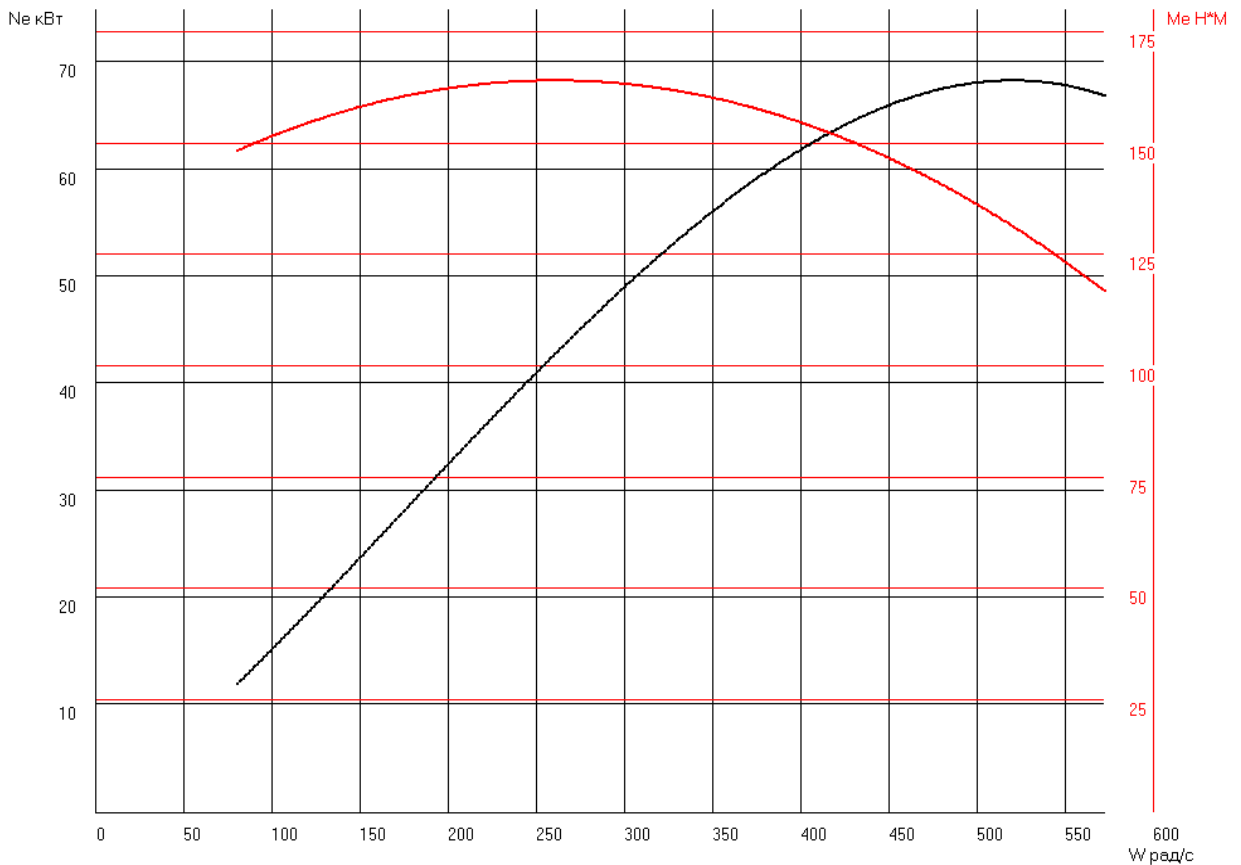


Рисунок 11 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

### 2.1.3 Определение силового баланса

#### Тяговый баланс автомобиля

Уравнение тягового баланса

$$P_T = P_D + P_B + P_I \quad (2.11)$$

$P_T$  – тяговая сила,

$P_D$  – сопротивление дороги,

$P_B$  – сопротивление воздуха,

$P_I$  – сопротивление разгону.

Сила тяги ведущих колес на каждой передаче определяется:

$$P_T = \frac{U_K \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (2.12)$$

$U_K$  – передаточное число,

$M_e$  – эффективный момент двигателя (Нм).

Сопротивление дороги определяется:

$$P_d = G_a \cdot \psi \quad (2.13)$$

$\psi$  – коэффициент сопротивления дороги

$$\psi = i + f_0 \cdot \left( 1 + \frac{v^2}{2000} \right) \quad (2.14)$$

Рассчитаем скорость автомобиля каждой передачи и составим таблицу

2.3.

$$V = \frac{r_k \cdot \omega_e}{U_0 \cdot U_n} \quad (2.15)$$

$U_n$  – передаточное число коробки передач

Таблица 2.3

п, об/мин	I	II	III	IV	V
800	1,66	3,09	4,45	6,42	7,71
1600	2,18	4,07	5,84	8,43	10,12
2400	5,21	9,73	13,97	20,15	24,19
3200	6,96	12,98	18,65	26,89	32,28
4600	10,01	18,68	26,83	38,69	46,45
5400	12,18	22,70	32,63	47,05	56,47

Сопротивление воздуха определяется:

$$P_B = \frac{c_x \cdot \rho \cdot F \cdot V^2}{2} \quad (2.16)$$

Результаты сведем в таблицу 2.4

Таблица 2.4

п, об/мин	$P_B$				
	I	II	III	IV	V
800	1	3	6	12	17
1600	2	5	9	21	30
2400	8	27	56	117	169
3200	14	49	100	209	301
4600	29	101	208	433	623
5400	43	149	308	640	922



Рассчитаем тяговую силу на ведущих колесах автомобиля (Таблица 2.5) и построим график силового баланса рисунок 12.

Таблица 2.5

п,об/мин	I	II	III	IV	V
800	6686	3585	2495	1746	1442
1600	6863	3680	2561	1793	1480
2400	7483	4012	2793	1954	1613
3200	7128	3822	2660	1862	1537
4600	6021	3229	2247	1573	1298
5600	5293	2716	1951	1421	1186

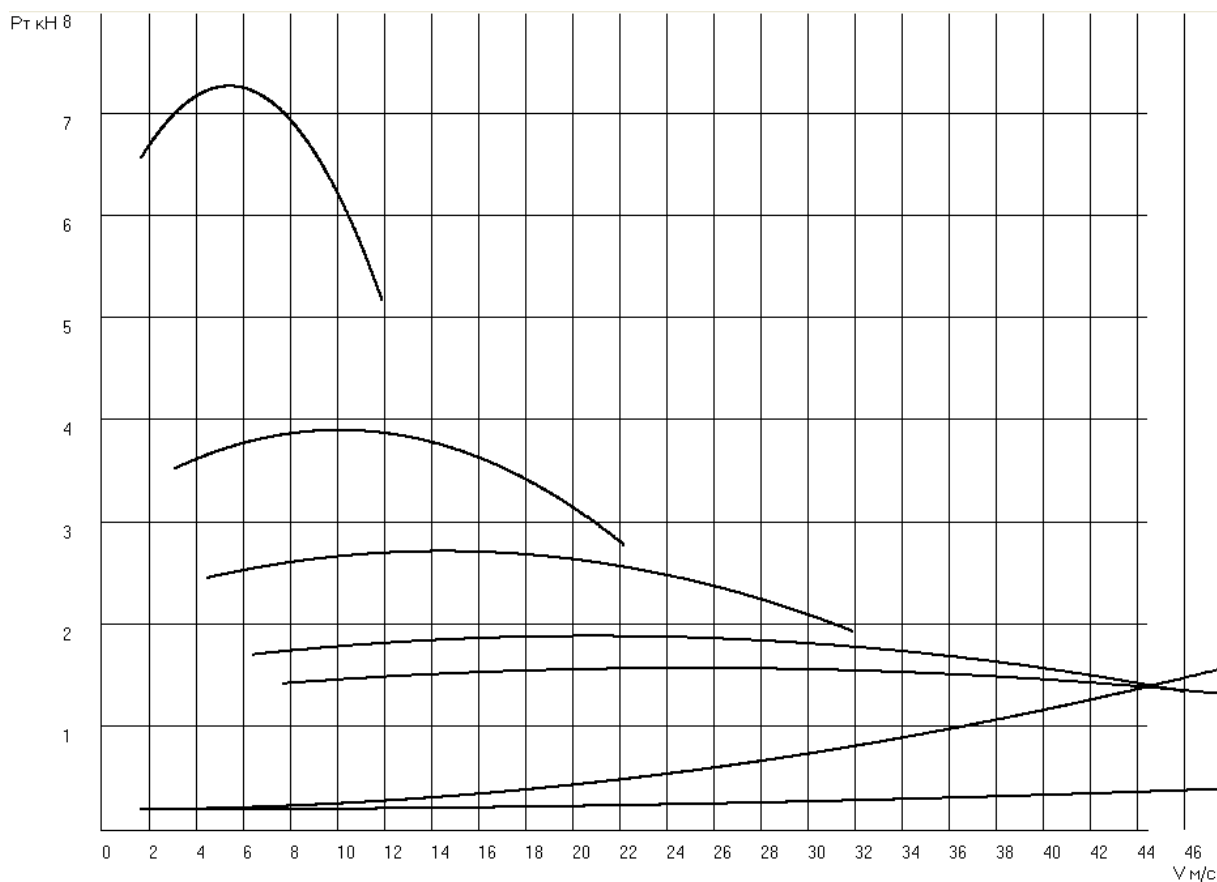


Рисунок 12 – Силовой баланс

## 2.1.4 Определение динамической характеристики автомобиля

Динамический фактор на соответствующей передаче

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a} \quad (2.17)$$

$P_B$  – сила сопротивления воздуха;

$P_m$  – тяговая сила на ведущих колесах автомобиля;

$G_a$  – полный вес автомобиля.

Рассчитаем динамический фактор на каждой передаче и построим график динамической характеристики рисунок 13. Данная характеристика представлена в приложении А на рисунке А.2.

Таблица 2.6

n, об/мин	I	II	III	IV	V
800	0,447	0,240	0,167	0,115	0,095
1000	0,459	0,246	0,170	0,117	0,097
2400	0,585	0,267	0,183	0,122	0,097
3200	0,476	0,253	0,171	0,109	0,083
4600	0,401	0,209	0,136	0,075	0,045
5400	0,341	0,178	0,097	0,038	0,006

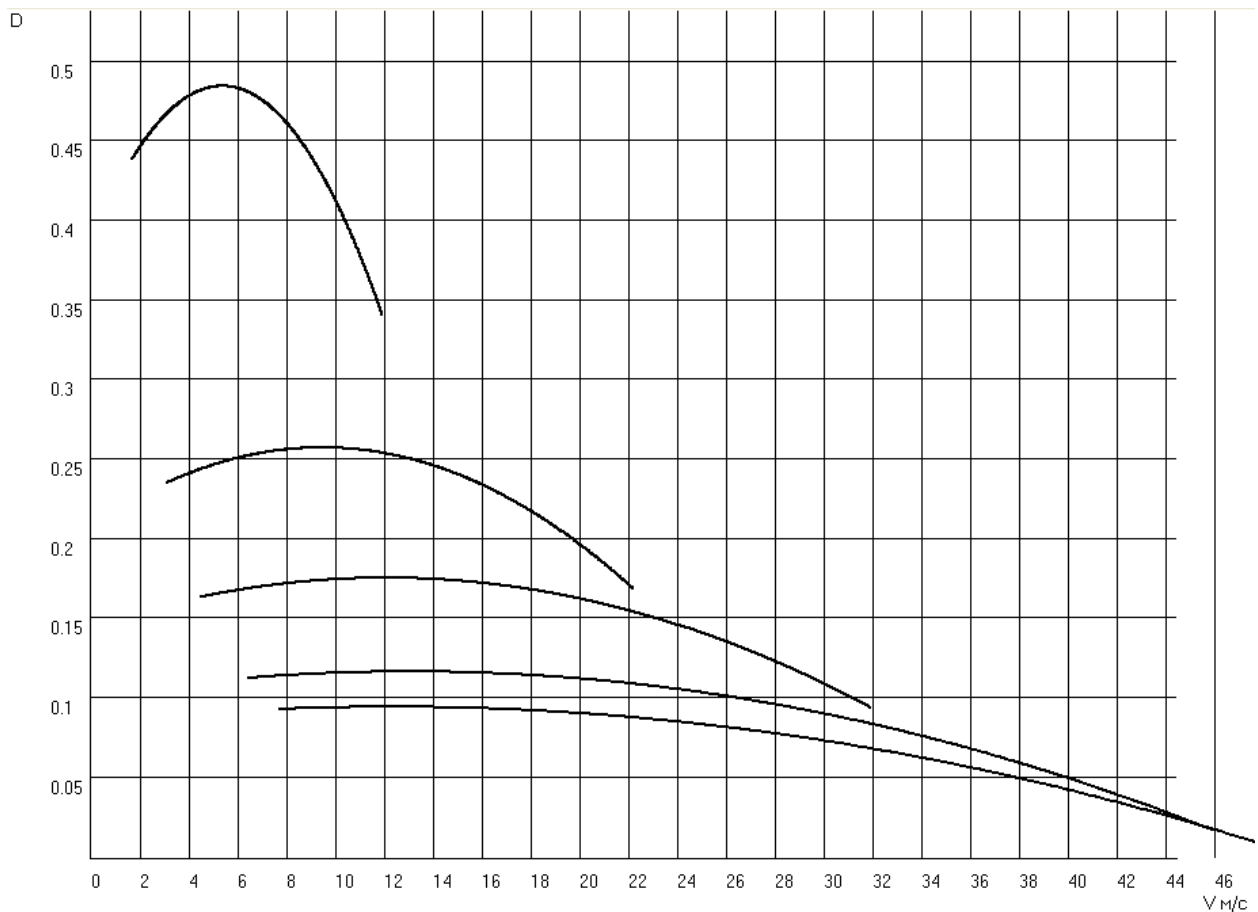


Рисунок 13 – Динамическая характеристика

## 2.1.5 Разгон автомобиля

### 2.1.5.1 Определение ускорения автомобиля

«Для определения ускорения во время разгона принимают движение автомобиля по твердой горизонтальной дороге ( $i=0$ ) хорошего качества, а также при максимальном значении мощности двигателя, без пробуксовывания колес» [12]:

$$J = \frac{D - f \cdot g}{\delta_{вр}} \quad (2.18)$$

Определим коэффициент вращающихся масс по формуле:

$$\delta_{вр} = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_K^2 \quad (2.19)$$

$\delta_1$  – коэффициент вращающихся масс колес

$\delta_2$  – коэффициент вращающихся масс двигателя

Примем  $\delta_1 = \delta_2 = 0,04$

Коэффициенты вращающихся масс каждой передачи занесем в таблицу 2.7.

Таблица 2.7

<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>	<b>IV</b>	<b>V</b>
1,19	1,12	1,09	1,08	1,07

Рассчитываем ускорения автомобиля для каждой передачи, сводим результаты в таблицу 2.8 и строим график ускорений автомобиля рисунок 14. Данный график представлен в приложении А на рисунке А.3.

Таблица 2.8

<b>n, об/мин</b>	<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>	<b>IV</b>	<b>V</b>
800	3,58	1,99	1,39	0,93	0,76
1600	3,68	2,05	1,42	0,96	0,79
2400	4,02	2,32	1,54	0,100	0,78
3200	3,82	2,10	1,43	0,88	0,65
4600	3,20	1,73	1,12	0,57	0,30
5400	2,86	1,38	0,76	0,24	0

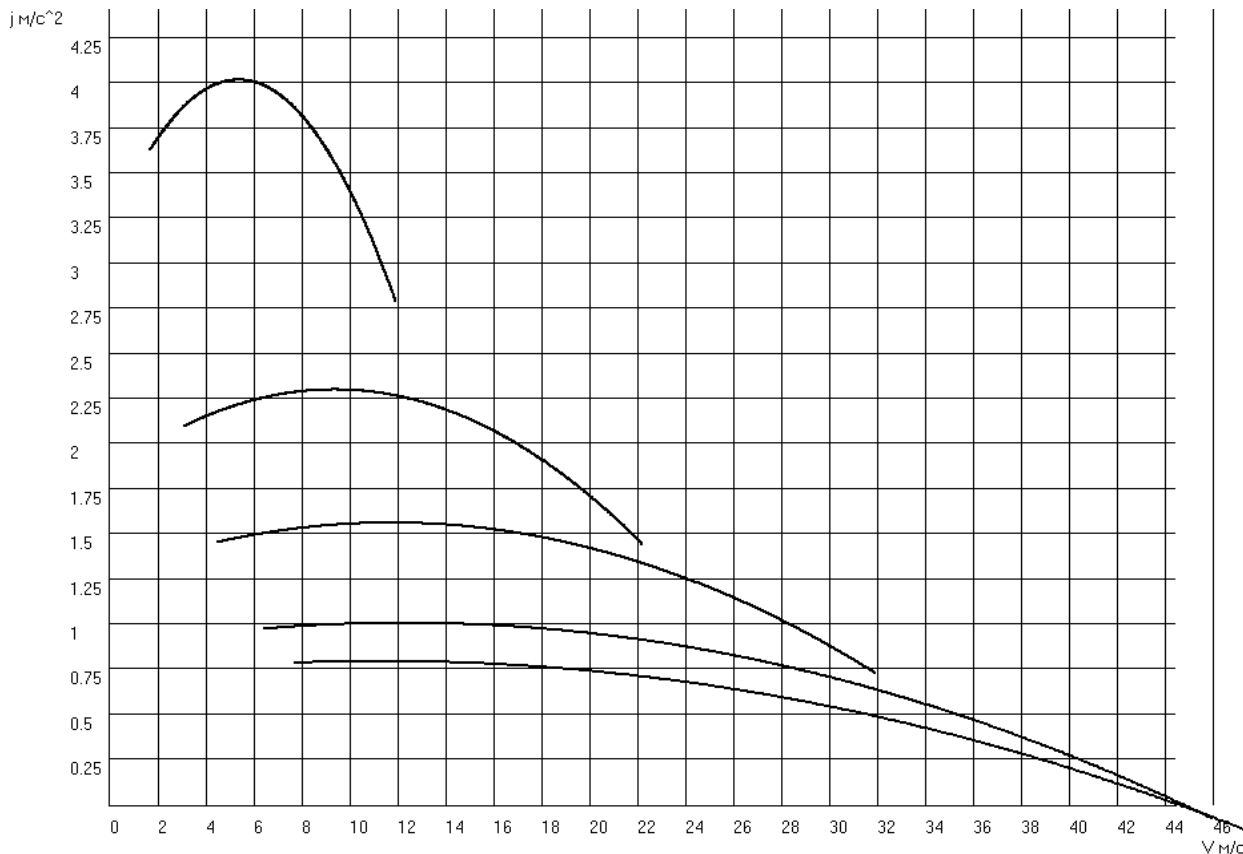


Рисунок 14 – Ускорение автомобиля

### 2.1.5.2 Определение обратного ускорения

Значение ускорения при достижении максимальных скоростей или близким к ним стремится к нулю. Следовательно, для расчета обратных ускорений принимают скоростной диапазон  $V=(0.8\dots 0.9)V_{\max}$  рисунок 15.

График представлен в приложении А на рисунке А.4.

Таблица 2.9

п,об/мин	I	II	III	IV	V
800	1,49	1,12	0,77	0,47	0,34
1600	1,96	1,23	0,82	0,43	0,32
2400	2,47	1,53	0,94	0,46	0,35
3200	2,93	1,86	1,12	0,49	0,38
4600	3,21	2,10	1,16	0,52	0,41
5400	3,54	2,58	1,21	0,61	0,43

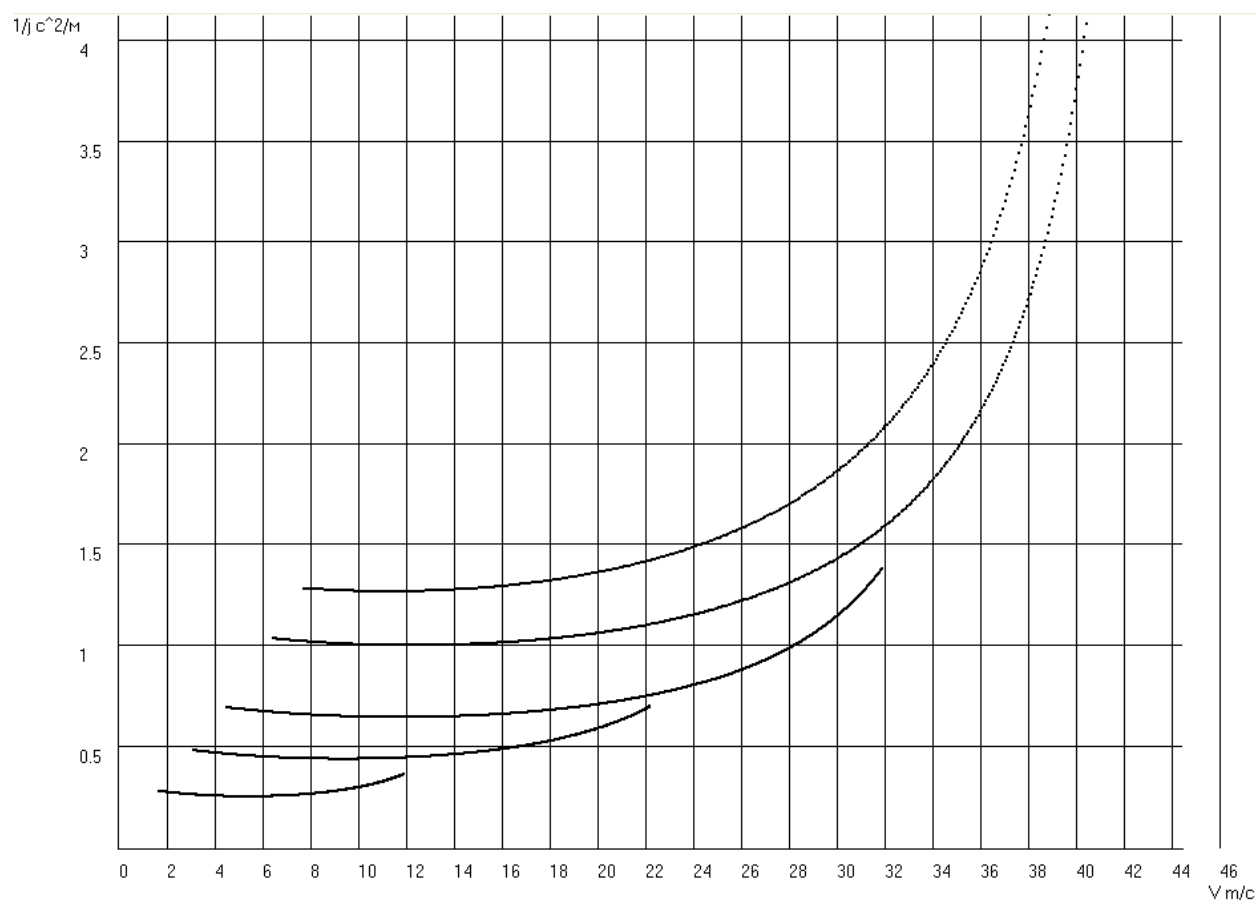


Рисунок 15 – Обратные ускорения

### 2.1.5.3 Время, путь и интенсивности разгона автомобиля

Для определения времени и пути разгона автомобиля прибегнем к графоаналитическому способу.

Интегрирование заменяем суммой конечных величин.

$$v_{\text{мин}} = 2,79 \text{ м/с},$$

$$v_{\text{макс}} = 44,44 \text{ м/с},$$

$$44,44 - 2,79 = 41,65,$$

$$41,65/8 = 5,2$$

Из графика обратных ускорений определяем величину  $1/J$ :

$$t = 0,35 \cdot 5,2 = 1,82 \text{ с}$$

Построим график времени разгона автомобиля, рисунок 16.

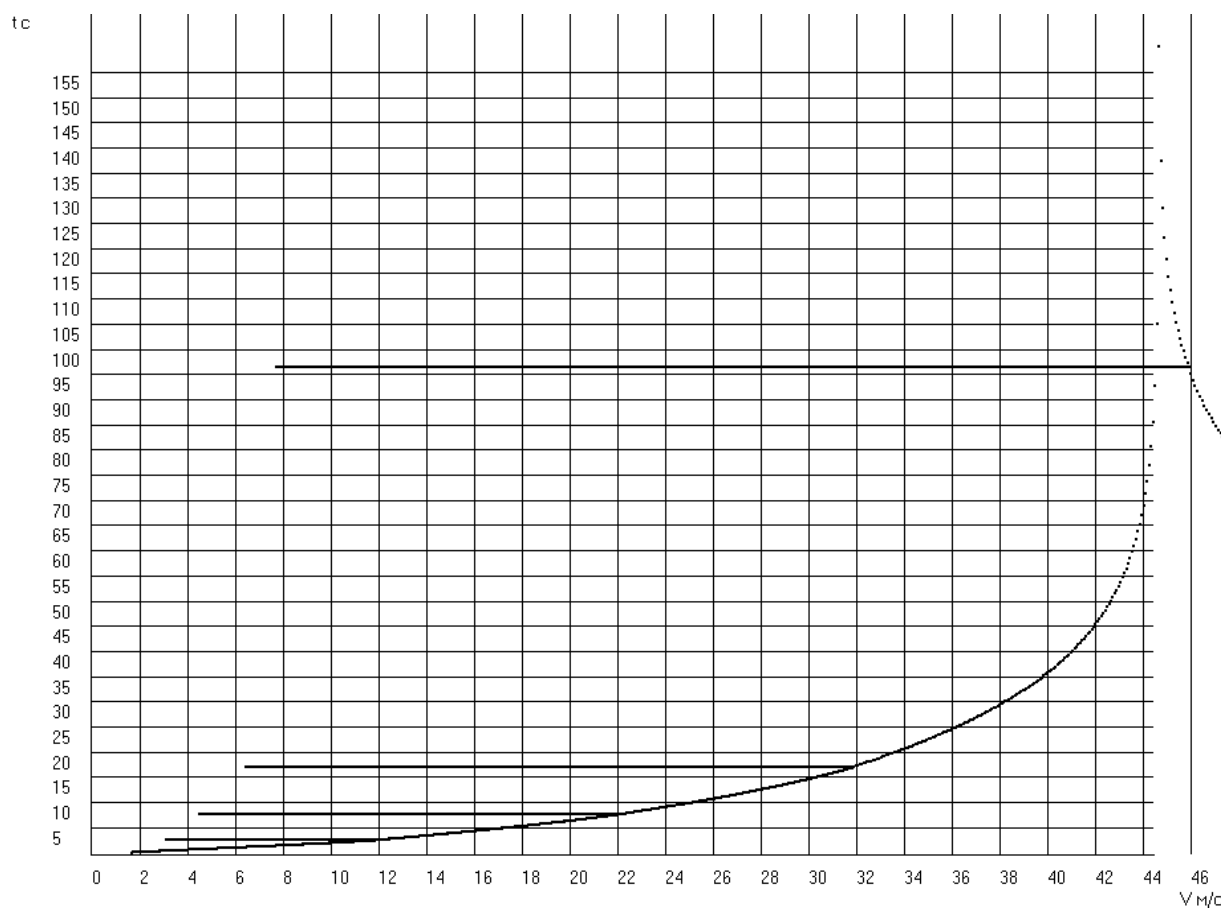


Рисунок 16 – Время разгона автомобиля

Далее построим графики пути (Рисунок 17) и интенсивности (Рисунок 18) разгона автомобиля. Графики представлены в приложении А на рисунках А.5 и А.6 соответственно.

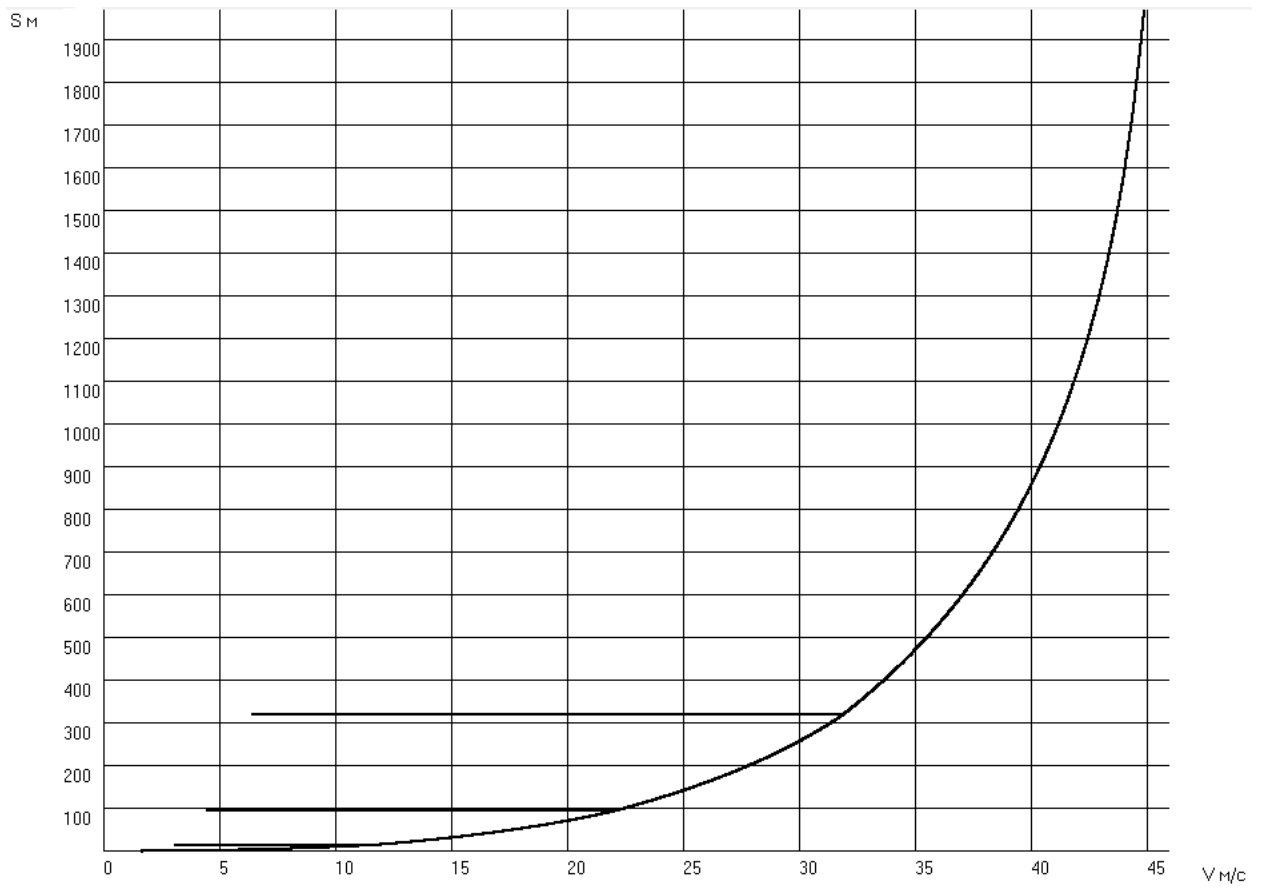


Рисунок 17 – Путь разгона

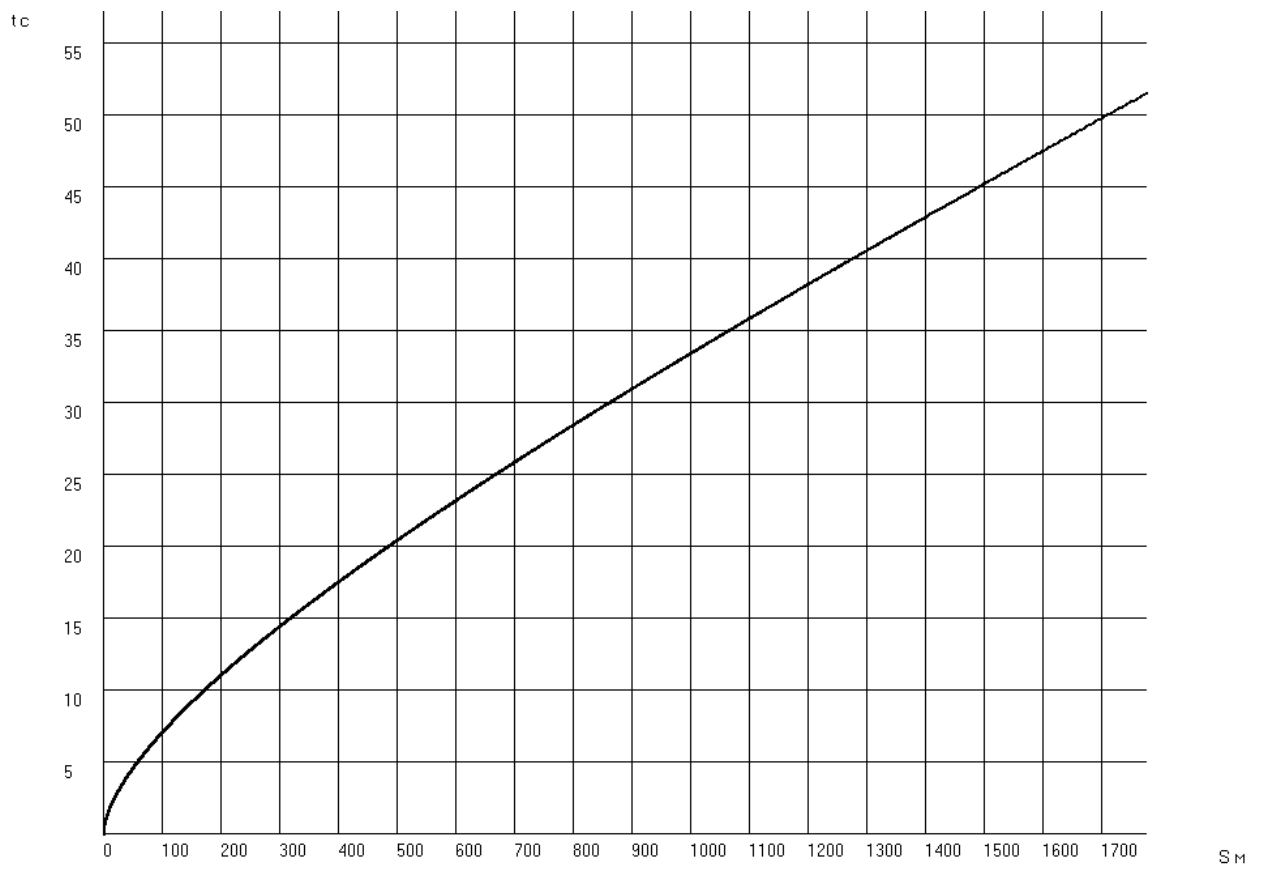


Рисунок 18 – Интенсивность разгона

## 2.1.6 Определение баланса мощности автомобиля

Уравнение баланса мощности

$$N_T = N_e - N_{\text{тр}} = N_f + N_{\text{п}} + N_{\text{в}} + N_{\text{и}} \quad (2.20)$$

$N_T$  – мощность на ведущих колесах;

$N_{\text{тр}}$  – мощность, затрачиваемая в агрегатах трансмиссии;

$N_f = P_f \cdot V$  – мощность преодоления сил сопротивления качению колес;

$N_{\text{п}} = P_{\text{п}} \cdot V$  – мощность преодоления сил сопротивления подъему;

$N_{\text{в}} = P_{\text{в}} \cdot V$  – мощность преодоления силы сопротивления воздуха;

$N_{\text{и}} = P_{\text{и}} \cdot V$  – мощность преодоления силы сопротивления инерции;

$N_{\text{д}} = P_{\text{д}} \cdot V = N_f + N_{\text{п}}$  – мощность преодоления сил сопротивления дороги.

Построим график баланса мощности рисунок 19.

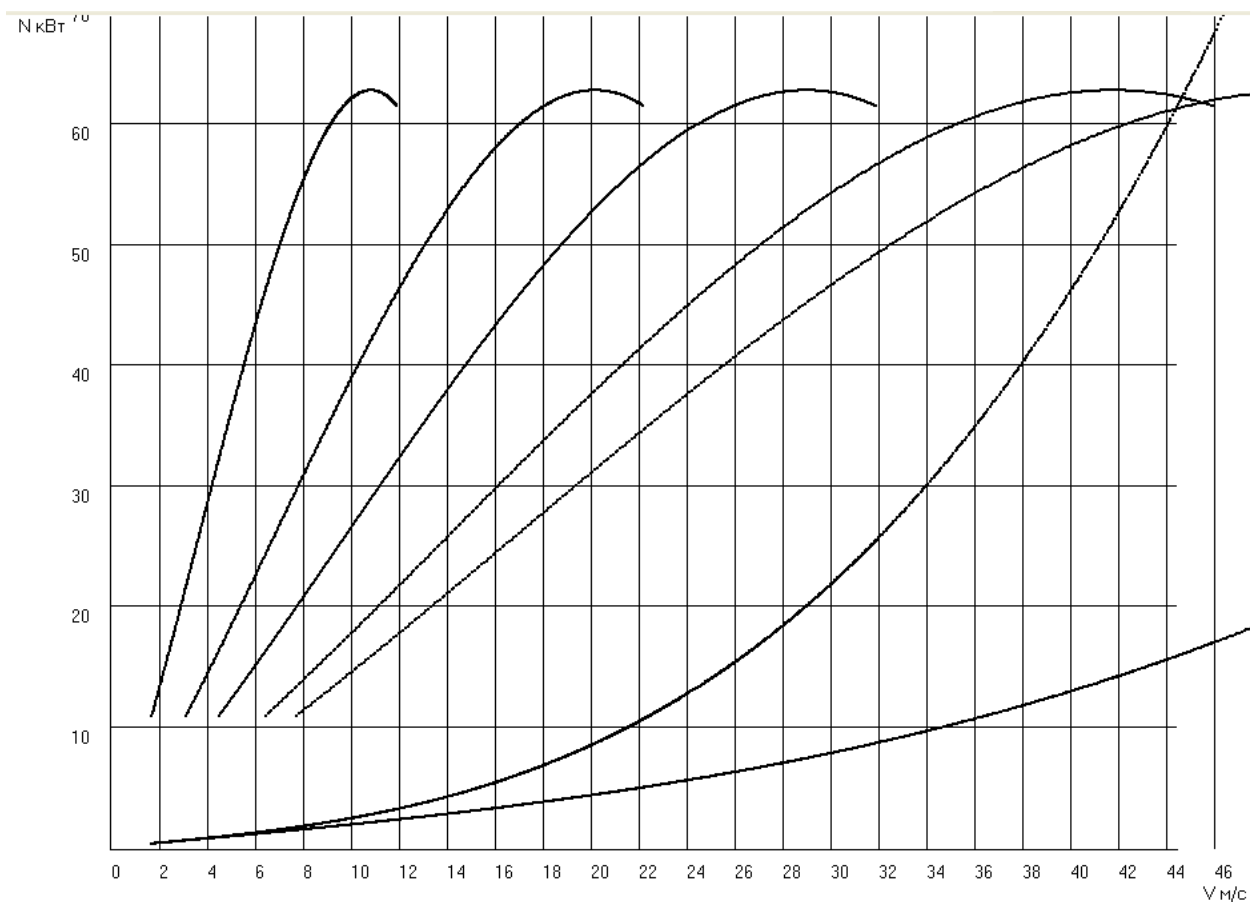


Рисунок 19 – Баланс мощности



### 2.1.7 Определение топливно-экономической характеристики

$$q_n = \frac{k_{ск} \cdot k_u \cdot P_{\partial} + P_u \cdot g_{emin} \cdot 1,1}{36000 \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}}, \quad (2.21)$$

где  $k_{ск}$  – коэффициент изменения эффективного расхода топлива от частоты вращения;

$k_u$  – коэффициент изменения эффективного расхода топлива от мощности;

$g_{emin}$  – минимальный эффективный расход топлива = 340 г/кВт ч.

Построим график топливной экономичности рисунок 20. Данная характеристика представлена в приложении А на рисунке А.7

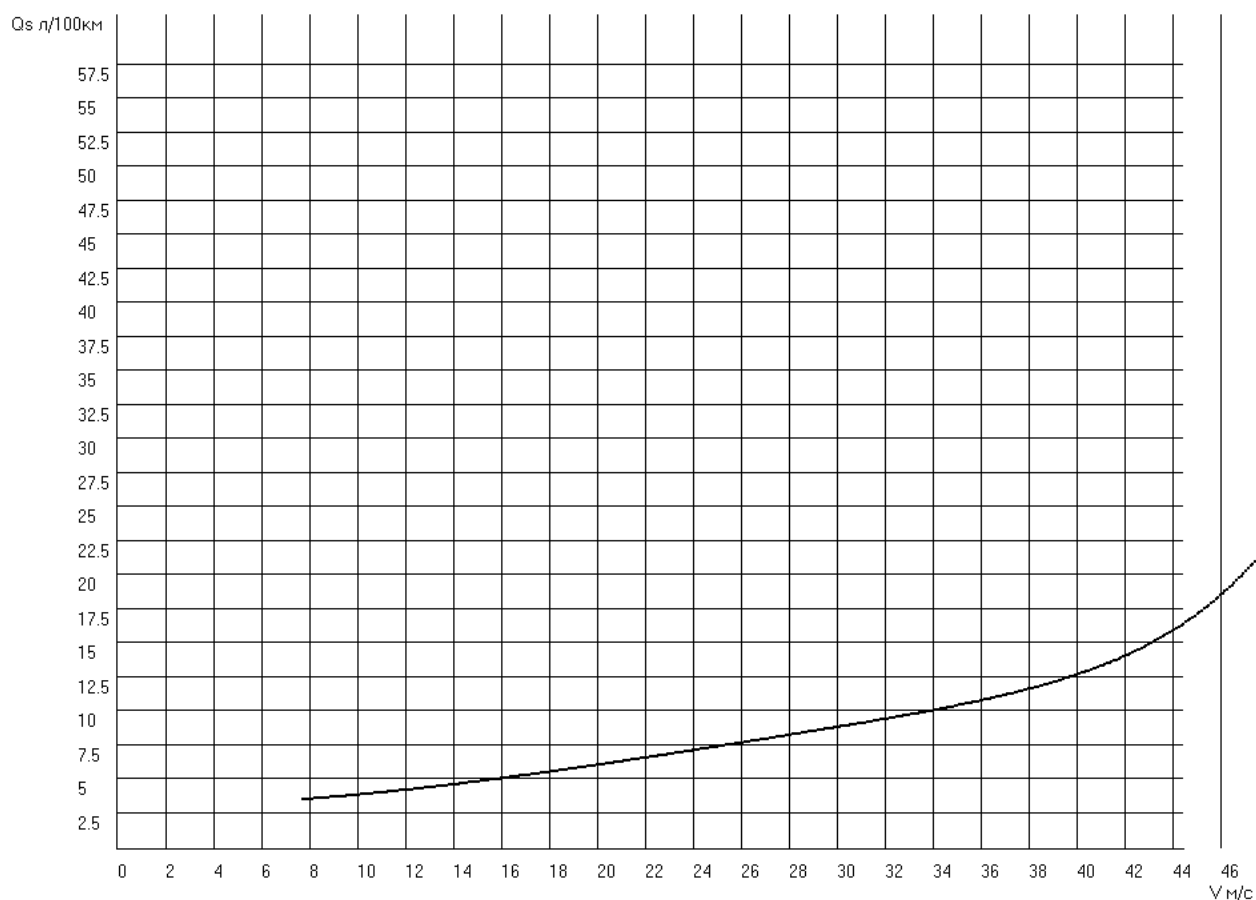


Рисунок 20 – Топливная экономичность

## 2.2 Расчет регуляторной характеристики бесступенчатой передачи

Бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии осуществляется применением особых видов передач – бесступенчатых. «Они обеспечивают непрерывное изменение величины силового и кинематического передаточных чисел трансмиссии так, что достигается идеальный характер протекания тяговой характеристики автомобиля в зависимости от преодолеваемых сопротивлений движению автомобиля» [15].

Т.е. передача, которая позволяет изменять на ведущих колесах их частоту вращения и крутящий момент так, что при увеличении скорости автомобиля сила тяги его колес уменьшается, и наоборот – при уменьшении скорости увеличивается тяга. Мощность же двигателя, притом, может оставаться неизменной.

Непосредственной задачей регулирования бесступенчатой трансмиссии является регуляторная характеристика – осуществление такого закона изменения передаточных отношений, при котором двигатель нагружается по заранее выбранному закону – трансформаторная характеристика.

Регуляторная характеристика бесступенчатой трансмиссии должна при полном нажатии на педаль управления обеспечить нагружение двигателя по внешней скоростной характеристике, представленной на рисунке 11.

Для ряда постоянных значений коэффициента суммарного сопротивления дороги  $\psi_v$  (значения приведены в исходных данных) зададим текущие значения скорости автомобиля в диапазоне 10-160 км/ч и определим соответствующие им величины мощности двигателя, необходимые автомобилю для его движения:

Например, мощность при скорости автомобиля 10 км/ч (2,78 м/с) и значении коэффициента  $\psi_v = 0,01$  будет составлять:

$$N = \frac{1}{\eta_{\text{тр}}} \cdot G_a \cdot \psi_V \cdot V_a + \frac{c_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^3 = \frac{1}{0,92} \cdot 14945 \cdot 0,01 \cdot 2,78 + \frac{0,35}{2} \cdot 1,296 \cdot 1,8 \cdot 2,78^3 = 460,7 \text{ Вт} \quad (2.22)$$

Таблица 2.10 – Перерасчет (перевод) скорости автомобиля из км/ч в м/с

Км /ч	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
м/с	2,78	5,56	8,33	11,11	13,89	16,67	19,44	22,22	25,00	27,78	30,56	33,33	36,11	38,89	41,67	44,44

По графику внешне скоростной характеристики, изображенной на рисунке 11, определим значение оборотов двигателя, соответствующие каждому из полученных значений мощности и посчитаем передаточные числа трансмиссии, соответствующие принятому диапазону скорости и полученным значениям оборотов двигателя:

Например, число оборотов при скорости автомобиля 10 км/ч (2,78 м/с) и значении коэффициента  $\psi_V = 0,01$  будет составлять  $\omega_e = 2\text{с}^{-1}$ , а передаточное число трансмиссии:

$$i_{\text{тр}} = \frac{r_k \cdot \omega_e}{V_a} = 0,28 \cdot \frac{2}{2,78} = 0,2016 \quad (2.23)$$

Таким образом, полученные расчетные значения мощности и числа оборотов двигателя, и передаточные числа трансмиссии сведем в единую таблицу 2.11

Таблица 2.11

$\Psi$ 0,01	$V$ , м/с	$N$ , Вт	$\omega_e$ , $\text{с}^{-1}$
	2,78	460	2
5,56	978	5	
8,33	1610	8	
11,11	2413	12	
16,67	4761	30	
19,44	6420	40	
22,22	8479	50	
25,00	10994	75	
27,78	14023	97	
30,56	17622	120	
33,33	21849	135	
36,11	26761	165	
41,67	38867	243	
44,44	46176	287	

Продолжение таблицы 2.11

	Ψ 0,04				Ψ 0,03				Ψ 0,02				Ψ 0,01
	$\Theta, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	итр	$\Theta, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	итр	$\Theta, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	итр	
12	1814	1814	2,78	0,8064	8	1363	2,78	0,4032	4	912	2,78	0,2016	
34	3686	3686	5,56	1,4112	28	2783	5,56	0,756	15	1881	5,56	0,252	
43	5671	5671	8,33	1,2768	38	4317	8,33	1,008	30	2964	8,33	0,2688	
59	7828	7828	11,11	1,4364	57	6023	11,11	0,9072	36	4218	11,11	0,3024	
84	12884	12884	16,67	1,2096	72	10176	16,67	1,008	60	7469	16,67	0,504	
106	15896	15896	19,44	1,1952	83	12738	19,44	0,9936	69	9579	19,44	0,576	
133	19309	19309	22,22	1,323	105	15699	22,22	1,008	80	12089	22,22	0,63	
151	23178	23178	25,00	1,4784	132	19116	25,00	1,12	100	15055	25,00	0,84	
176	27560	27560	27,78	1,512	150	23048	27,78	1,3104	130	18535	27,78	0,978	
202	32513	32513	30,56	1,6128	176	27549	30,56	1,3012	142	22586	30,56	1,01	
239	38094	38094	33,33	1,6968	202	32679	33,33	1,47	175	27264	33,33	1,134	
280	44359	44359	36,11	1,8687	241	38493	36,11	1,5662	202	32627	36,11	1,279	
359	59173	59173	41,67	2,2176	330	52404	41,67	1,9085	284	45636	41,67	1,632	
520	67835	67835	44,44	2,52	400	60615	44,44	2,1294	338	53396	44,44	1,81	

Продолжение таблицы 2.11

	$\Psi$ 0,13				$\Psi$ 0,10				$\Psi$ 0,07				$\Psi$ 0,04			
	$\rho, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	$i_{\text{тр}}$	$\rho, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	$i_{\text{тр}}$	$\rho, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	$i_{\text{тр}}$	$\rho, \text{с}^{-1}$	$N, \text{Вт}$	$V, \text{м/с}$	$i_{\text{тр}}$
50	5875	24073	2,78	2,8224	28	4521	2,78	2,52	25	3168	2,78	2,52	25	3168	2,78	2,52
81	11808	24073	5,56	3,276	65	9100	5,56	2,57	51	6393	5,56	2,57	51	6393	5,56	2,57
124	17855	24073	8,33	2,9568	88	13793	8,33	2,25	67	9732	8,33	2,25	67	9732	8,33	2,25
152	24073	24073	11,11	3,3012	131	18658	11,11	2,1924	87	13243	11,11	2,1924	87	13243	11,11	2,1924
231	37250	24073	16,67	3,1248	186	29128	16,67	2,2848	136	21006	16,67	2,2848	136	21006	16,67	2,2848
279	44324	24073	19,44	3,1968	222	34848	19,44	2,3616	164	25372	19,44	2,3616	164	25372	19,44	2,3616
325	51798	24073	22,22	3,2256	256	40968	22,22	2,3814	189	30138	22,22	2,3814	189	30138	22,22	2,3814
363	59728	24073	25,00	3,3824	302	47544	25,00	2,4976	223	35361	25,00	2,4976	223	35361	25,00	2,4976
	68171	24073	27,78	3,5179	349	54634	27,78	2,5906	257	41097	27,78	2,5906	257	41097	27,78	2,5906
	77186	24073	30,56	3,8029	415	62295	30,56	2,7491	300	47404	30,56	2,7491	300	47404	30,56	2,7491
	86827	24073	33,33			70583	33,33	2,9232	348	54338	33,33	2,9232	348	54338	33,33	2,9232
	97154	24073	36,11			79556	36,11	3,1946	412	61958	36,11	3,1946	412	61958	36,11	3,1946
	120090	24073	41,67			99784	41,67			79479	41,67			79479	41,67	
	132814	24073	44,44			111154	44,44			89495	44,44			89495	44,44	

Продолжение таблицы 2.11

	Ψ 0,19				Ψ 0,16				Ψ 0,13			
	ω, с <sup>-1</sup>	N, Вт	V, м/с	итр	ω	N, Вт	V, м/с	итр	ω	N, Вт	V, м/с	итр
70	56	8583	2,78	5,6448	52	7229	2,78	5,2416	52	7229	2,78	5,04
129	111	17223	5,56	5,5944	99	14515	5,56	4,9896	99	14515	5,56	4,0824
189	167	25977	8,33	5,6112	139	21916	8,33	4,6704	139	21916	8,33	4,1664
253	224	34902	11,11	5,6448	188	29487	11,11	4,7376	188	29487	11,11	3,8304
415	342	53495	16,67	5,7456	278	45373	16,67	4,6704	278	45373	16,67	3,8808
	443	63276	19,44	6,3792	343	53800	19,44	4,9392	343	53800	19,44	4,0176
		73457	22,22		419	62628	22,22	5,2794	419	62628	22,22	4,095
		84095	25,00			71911	25,00			71911	25,00	4,0656
		95246	27,78			81708	27,78			81708	27,78	
		106967	30,56			92076	30,56			92076	30,56	
		119317	33,33			103072	33,33			103072	33,33	
		132351	36,11			114752	36,11			114752	36,11	
		160702	41,67			140396	41,67			140396	41,67	
		176132	44,44			154473	44,44			154473	44,44	

Продолжение таблицы 2.11

	Ψ 0,22				Ψ 0,25				Ψ 0,27				Ψ 0,31			
	и <sub>тр</sub>	V, м/с	N, Вт	ρ, с <sup>-1</sup>	и <sub>тр</sub>	V, м/с	N, Вт	ρ, с <sup>-1</sup>	и <sub>тр</sub>	V, м/с	N, Вт	ρ, с <sup>-1</sup>	и <sub>тр</sub>	V, м/с	N, Вт	ρ, с <sup>-1</sup>
100	7,056	2,78	11290	77	7,7616	2,78	12192	82	8,2656	2,78	13997			2,78	13997	100
175	6,5016	5,56	22638	140	7,056	5,56	24442	160	8,064	5,56	28052			5,56	28052	175
261	6,3504	8,33	34099	220	7,392	8,33	36807	236	7,9296	8,33	42221			8,33	42221	261
357	6,3756	11,11	45732	285	7,182	11,11	49342	307	7,7364	11,11	56562			11,11	56562	357
	6,972	16,67	69740			16,67	75154			16,67	85984			16,67	85984	
		19,44	82228			19,44	88546			19,44	101180			19,44	101180	
		22,22	95117			22,22	102337			22,22	116776			22,22	116776	
		25,00	108462			25,00	116584			25,00	132828			25,00	132828	
		27,78	122320			27,78	131345			27,78	149394			27,78	149394	
		30,56	136749			30,56	146676			30,56	166531			30,56	166531	
		33,33	151806			33,33	162635			33,33	184295			33,33	184295	
		36,11	167547			36,11	179279			36,11	202744			36,11	202744	
		41,67	201313			41,67	214850			41,67	241924			41,67	241924	
		44,44	219451			44,44	233891			44,44	262770			44,44	262770	

Продолжение таблицы 2.11

Ψ 0,31	Ψ 0,34				Ψ 0,38				Ψ 0,43			
	итр	V, м/с	N, Вт	φ, с <sup>-1</sup>	итр	V, м/с	N, Вт	φ, с <sup>-1</sup>	итр	V, м/с	N, Вт	φ, с <sup>-1</sup>
10,08	2,78	15351	107	10,785	2,78	17156	117	11,793	2,78	19412	134	
8,82	5,56	30760	194	9,7776	5,56	34370	221	11,138	5,56	38882	239	
8,7696	8,33	46283	284	9,5424	8,33	51697	324	10,886	8,33	58466	377	
8,9964	11,11	61977	406	10,231	11,11	69196			11,11	78221		
	16,67	94106			16,67	104936			16,67	118473		
	19,44	110656			19,44	123291			19,44	139084		
	22,22	127606			22,22	142045			22,22	160095		
	25,00	145012			25,00				25,00	181562		
	27,78	162931			27,78				27,78	203543		
	30,56	181422			30,56				30,56	226094		
	33,33	200539			33,33				33,33	249273		
	36,11	220342			36,11				36,11	273137		
	41,67	262230			41,67				41,67	323147		
	44,44	284430			44,44				44,44	349408		



Продолжение таблицы 2.11

$\Psi$	$i_{тр}$													
0,43		13,5072	12,0456	12,6672										

По содержанию первой и последней строк таблицы, для каждого из значений диапазона  $\psi_V$ , построим зависимость  $i_{тр}=f(V_a)$  рисунок 21.

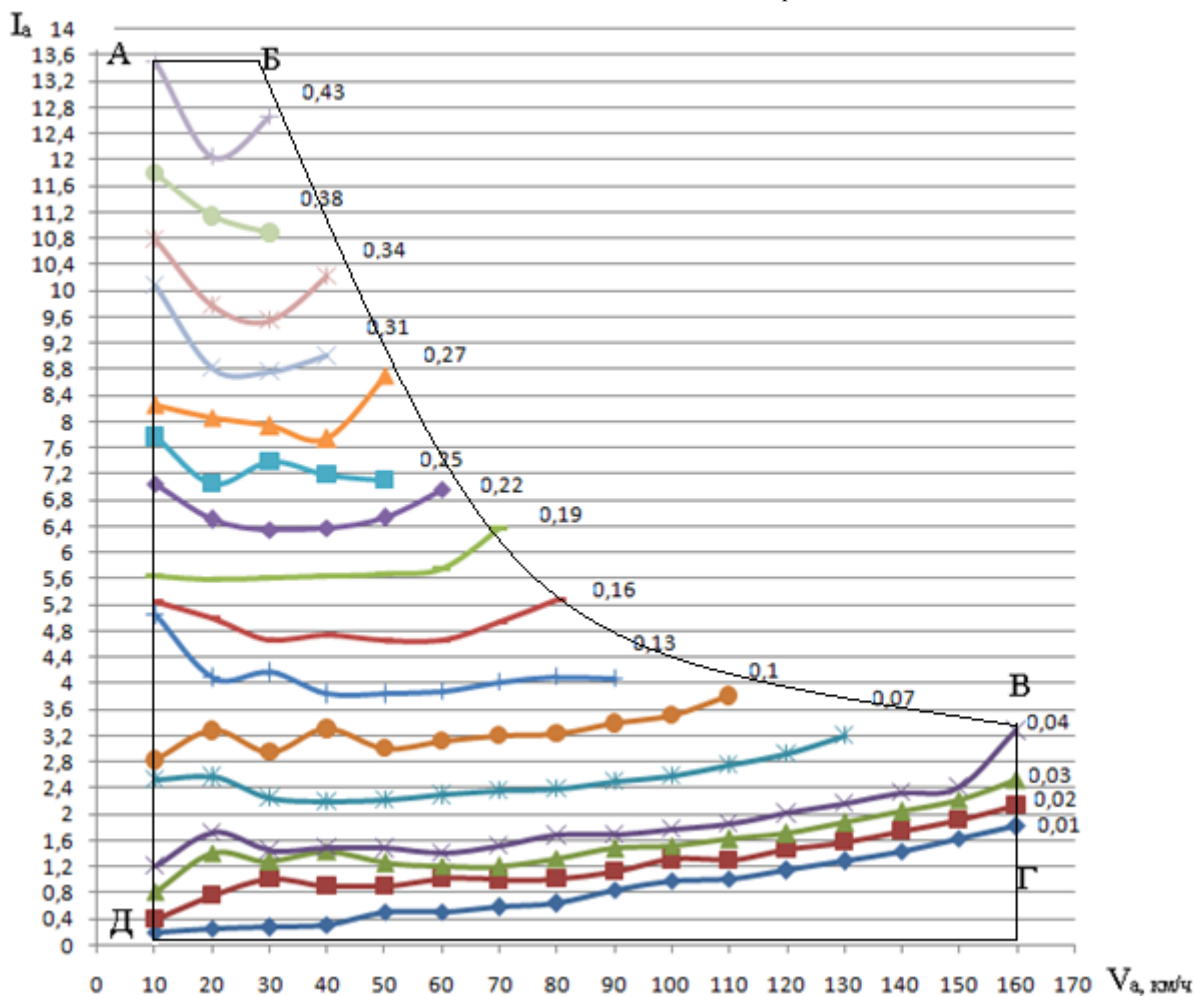


Рисунок 21 – Регуляторная характеристика бесступенчатой трансмиссии

Полученный график наглядно отображает должные значения  $i_{тр}$  для того чтобы автомобиль двигался в заданных условиях, т.е. при заданных сопротивлении дороги и скорости автомобиля, а его двигатель нагружался по характеристике минимального расхода топлива. Весь же спектр возможных значений передаточных чисел бесступенчатой трансмиссии ограничен на графике областью АБВГД, верхняя граница которого соответствует  $i_{max}$ ,

нижняя –  $i_{\min}$ , левая – работа двигателя на режиме с постоянной минимальной частотой вращения коленчатого вала, правая – с постоянной максимальной.

Таким образом, в отличие от обычного способа регулирования скорости автомобиля – изменением угла открытия дроссельной заслонки, – при наличии бесступенчатой передачи регулирование скорости должно осуществляться изменением передаточного числа трансмиссии.

## 2.3 Тягово-динамический расчет автомобиля с бесступенчатой трансмиссией

Для проведения тягово-динамического расчета и построения его графиков для автомобиля с бесступенчатой трансмиссией, в условиях исследования, исходные параметры должны быть одинаковыми, по сравнению с автомобилем с механической трансмиссией. Исходные данные представлены в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Исходные данные

Тип автомобиля	переднеприводный легковой
Количество человек – n	5 чел.
Длина	4040 мм
Ширина (Bг)	1700 мм
Высота (Hг)	1500 мм
Масса в снаряженном состоянии – m <sub>0</sub>	1100 кг
Полная масса автомобиля	1525 кг
Коэффициент аэродинамического сопротивления - C <sub>x</sub>	0,35
Максимальная скорость - V <sub>max</sub>	46 м/с
КПД трансмиссии – η <sub>тр</sub>	0,92
Радиус качения колеса – r <sub>к</sub>	0,28 м
Мах передаточное число трансмиссии U <sub>тр max</sub>	13,475
Коэффициент сопротивления качению ψ <sub>V</sub>	0,03
Плотность топлива ρ <sub>топл</sub>	0,72 кг/л
Удельный расход топлива	260 г/кВт·ч
Лобовая площадь	2,295 м <sup>2</sup>
Мах частота вращения коленчатого вала	572 рад/с
Min частота вращения коленчатого вала	80 рад/с

Продолжение таблицы 2.12

Мощность двигателя при максимальной скорости $N_{\max}$	63792 Вт
Момент инерции колеса	1,22
Момент инерции вращающихся частей двигателя	0,11
Отношение $w_{\max}/w_n$	1,1

По данным значений, приведенным в таблице 2.12, построим графики тягово-динамического расчета с использованием компьютерной программы Project1 версия 1.04, автор Рахманов И.Г. : ТГУ, 2004г.

Данные графики представлены в приложении Б на рисунках Б.1 – Б.8.

Таким образом, график ВСХ двигателя автомобиля с бесступенчатой трансмиссией примет следующий вид, рисунок 22:

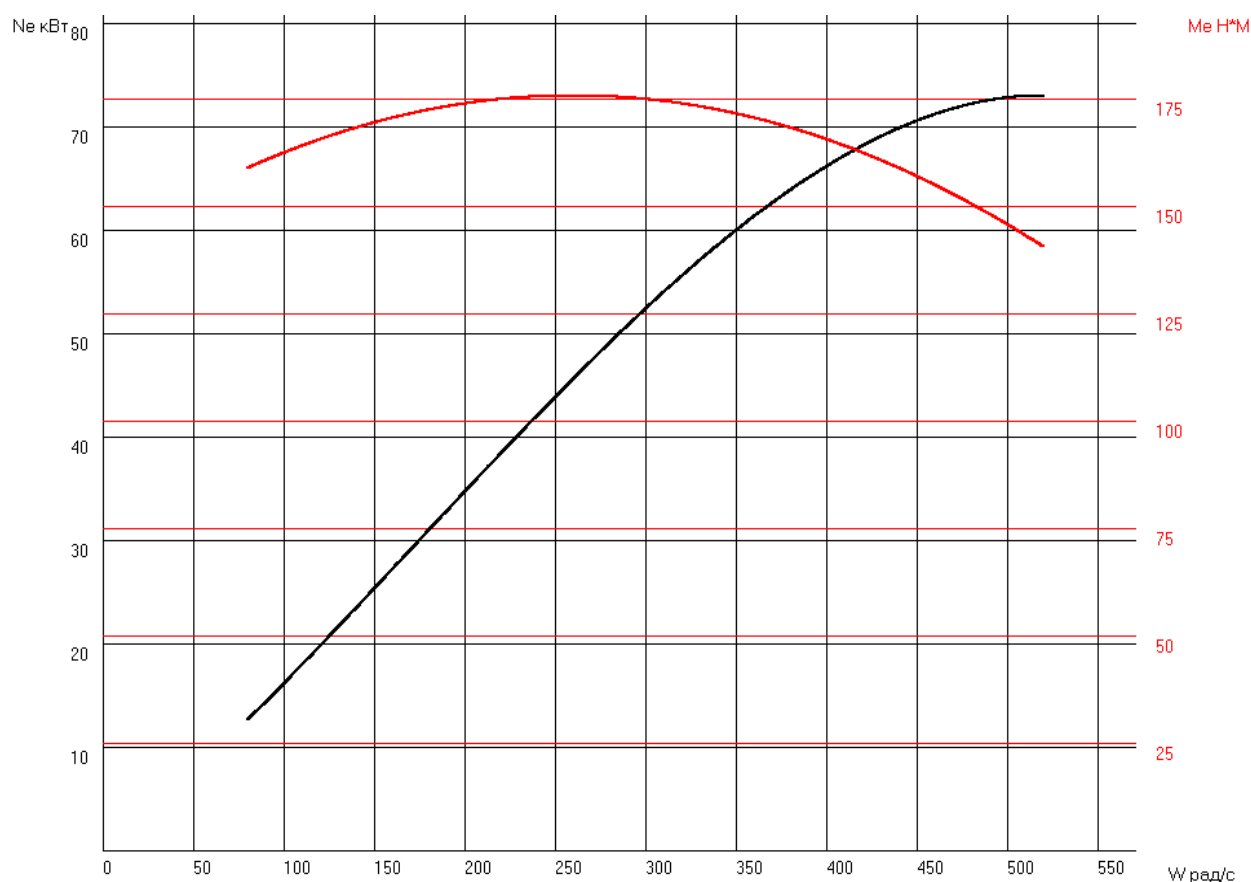


Рисунок 22 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

График изменения передаточного числа автомобиля с бесступенчатой трансмиссией будет выглядеть следующим образом, рисунок 23:

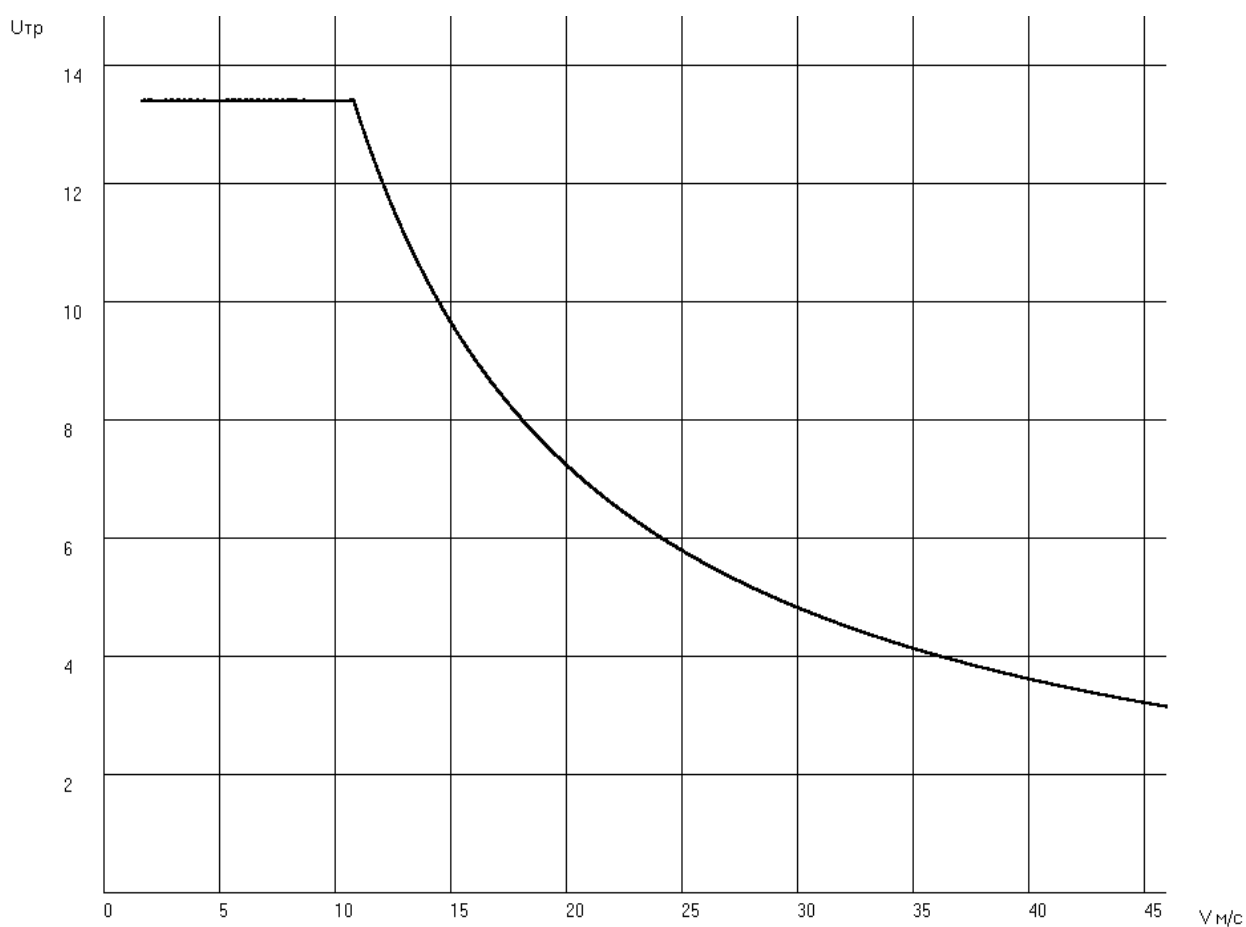


Рисунок 23 – Изменение передаточного числа трансмиссии

Построим график силового баланса автомобиля с бесступенчатой трансмиссией, рисунок 24 соответственно:

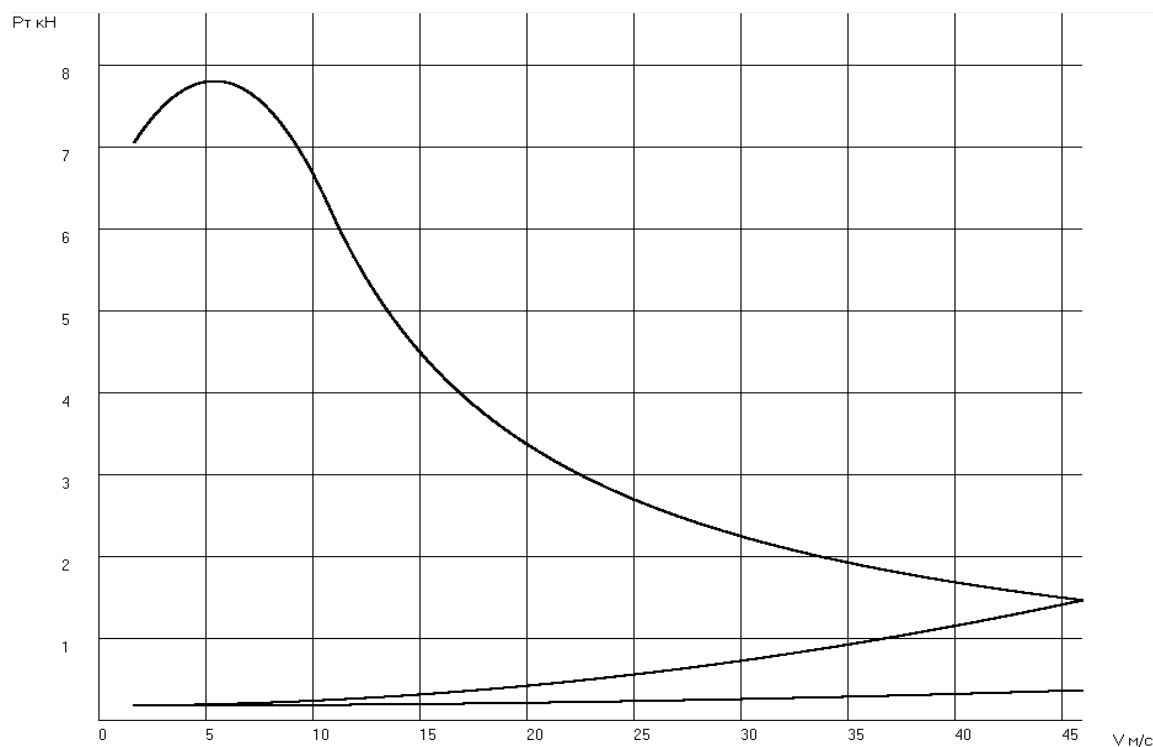


Рисунок 24 – Силовой баланс автомобиля

График динамической характеристики примет такой вид, рисунок 25:

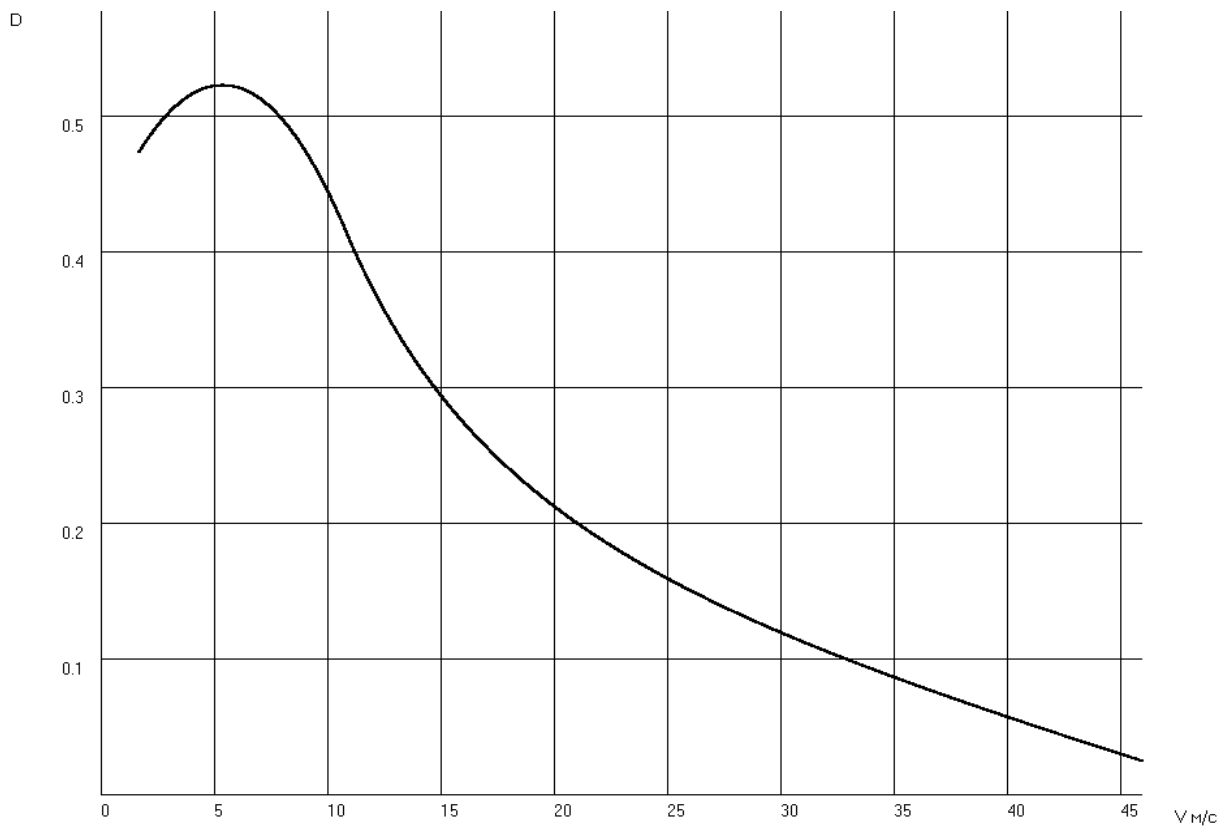


Рисунок 25 – Динамическая характеристика автомобиля

График ускорений автомобиля с бесступенчатой передачей будет выглядеть следующим образом, рисунок 26:

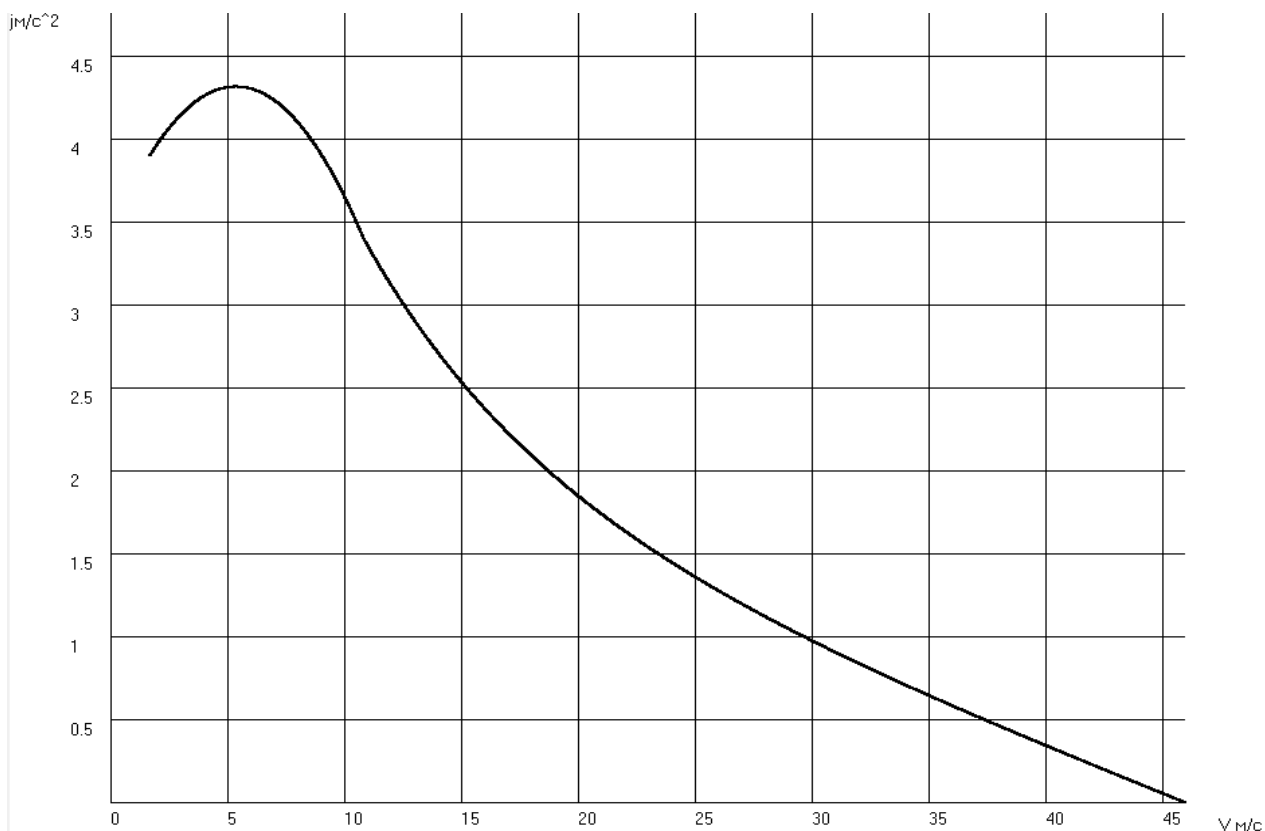


Рисунок 26 – Ускорения автомобиля

График обратных ускорений автомобиля будет выглядеть следующим образом, рисунок 27 соответственно:

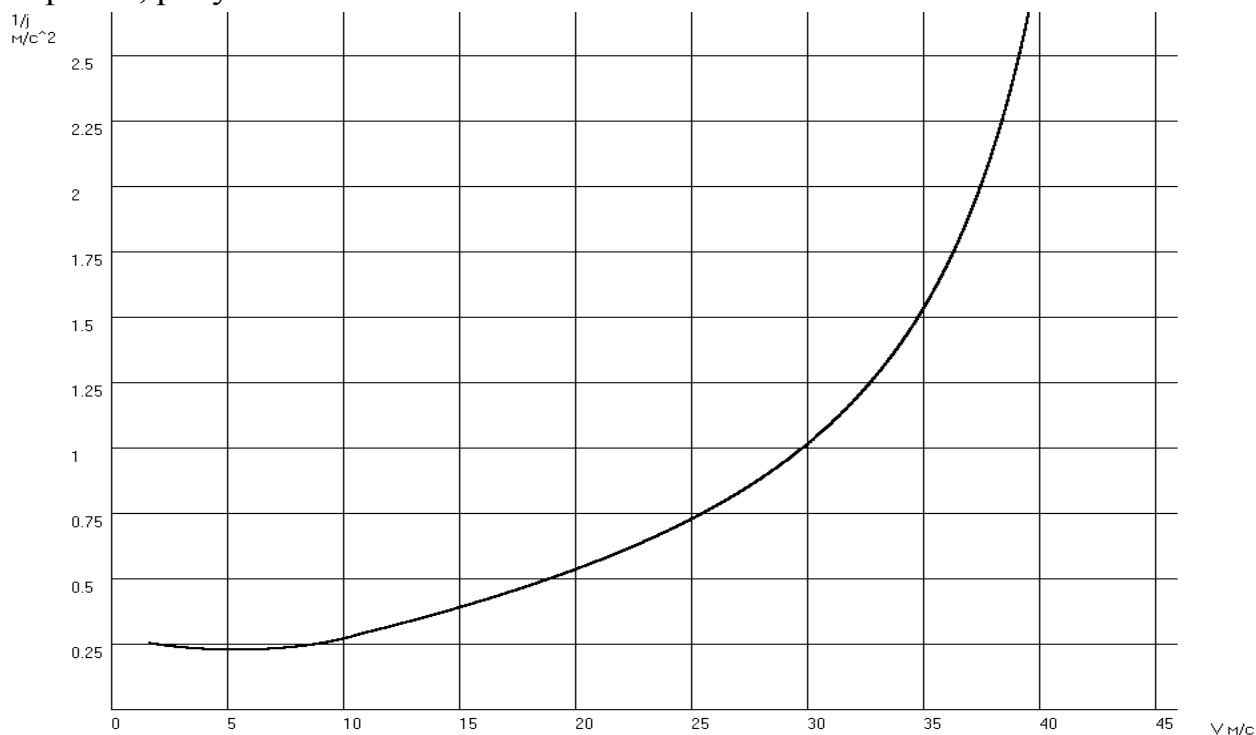


Рисунок 27 – Обратные ускорения автомобиля

График, отражающий время разгона автомобиля, представлен на рисунке, рисунок 28:

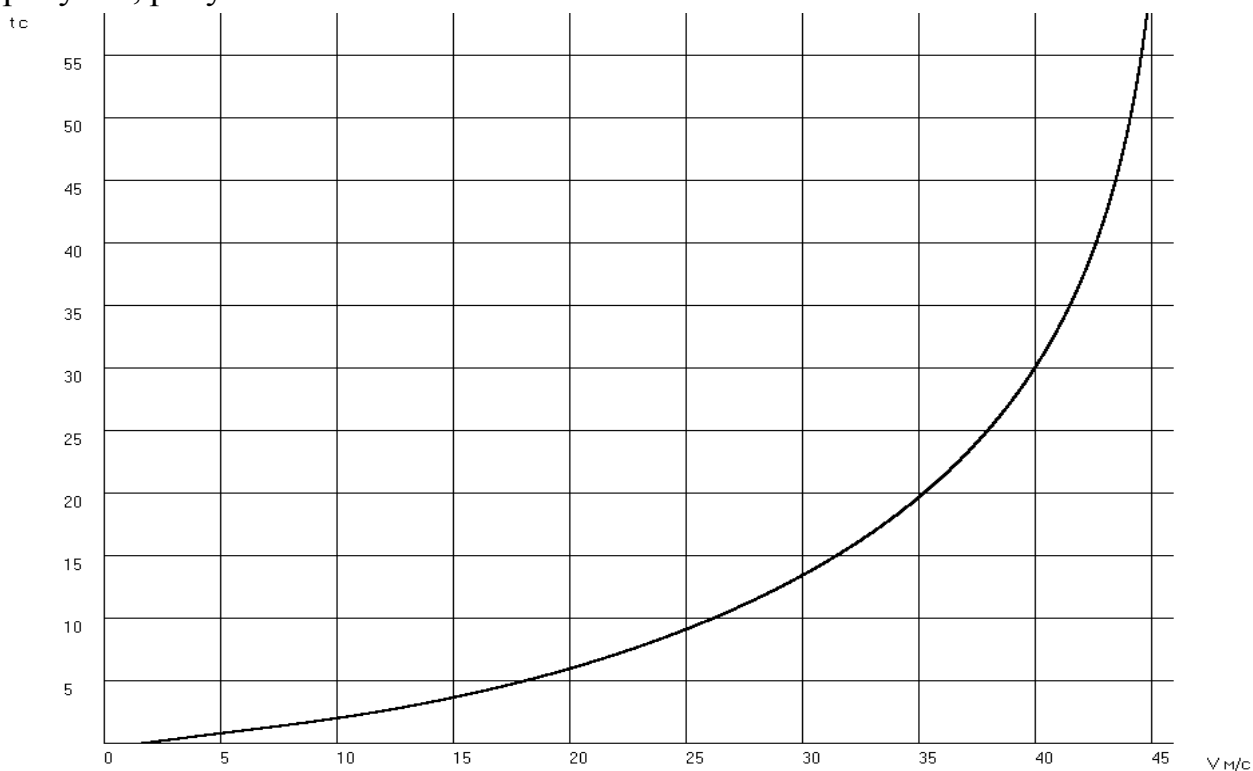


Рисунок 28 – Время разгона автомобиля

График, показывающий изменение пути разгона автомобиля, представлен на рисунке, рисунок 29:

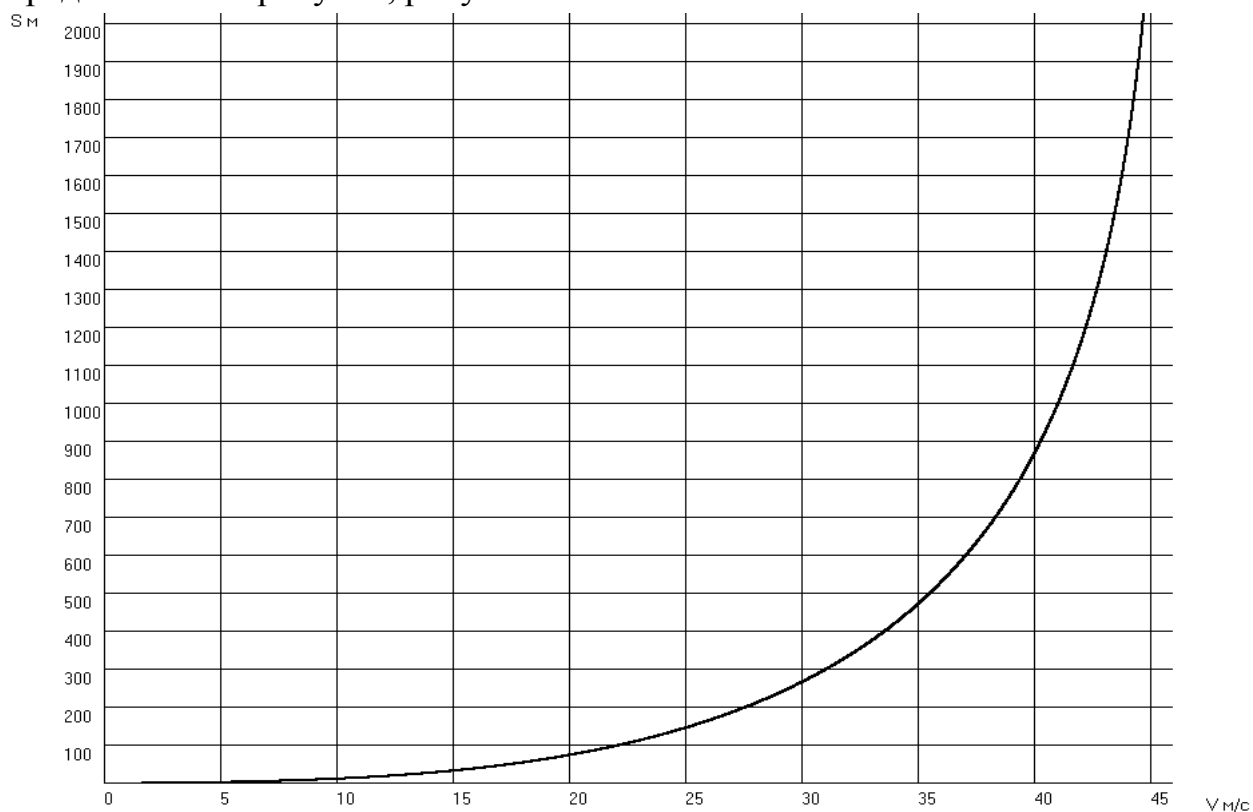


Рисунок 29 – Путь разгона автомобиля



График интенсивности разгона изображен на рисунке 30:

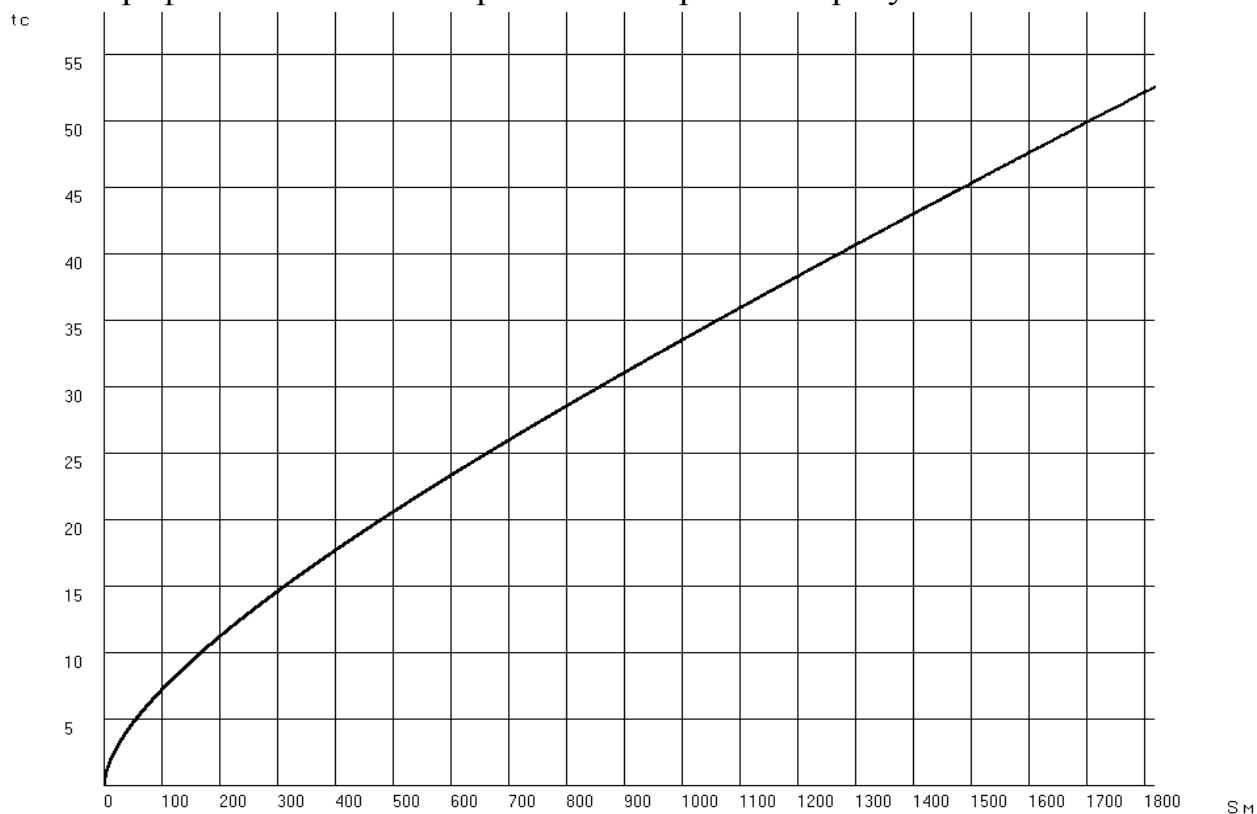


Рисунок 30 – Интенсивность разгона автомобиля

График баланса мощности автомобиля с бесступенчатой трансмиссией примет такой вид, рисунок 31:

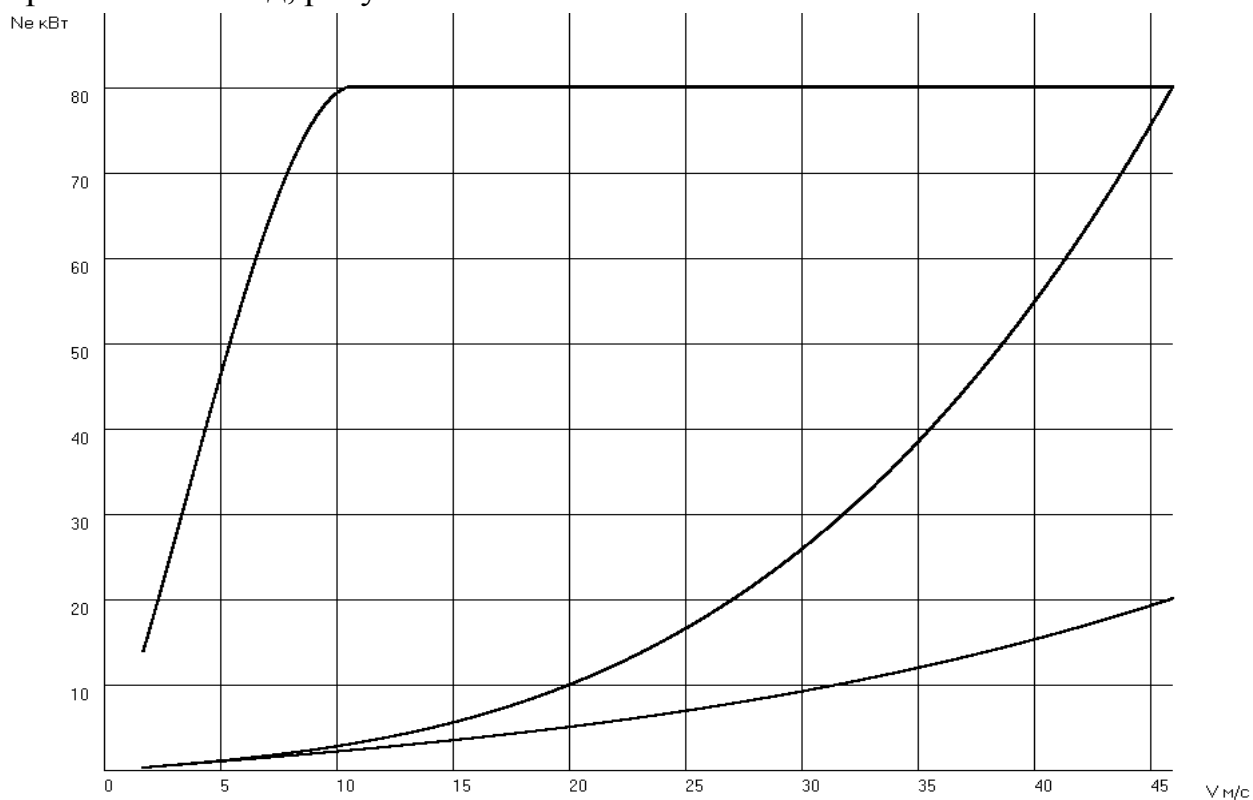


Рисунок 31 – Баланс мощности автомобиля

График топливной экономичности будет выглядеть следующим образом, рисунок 32:

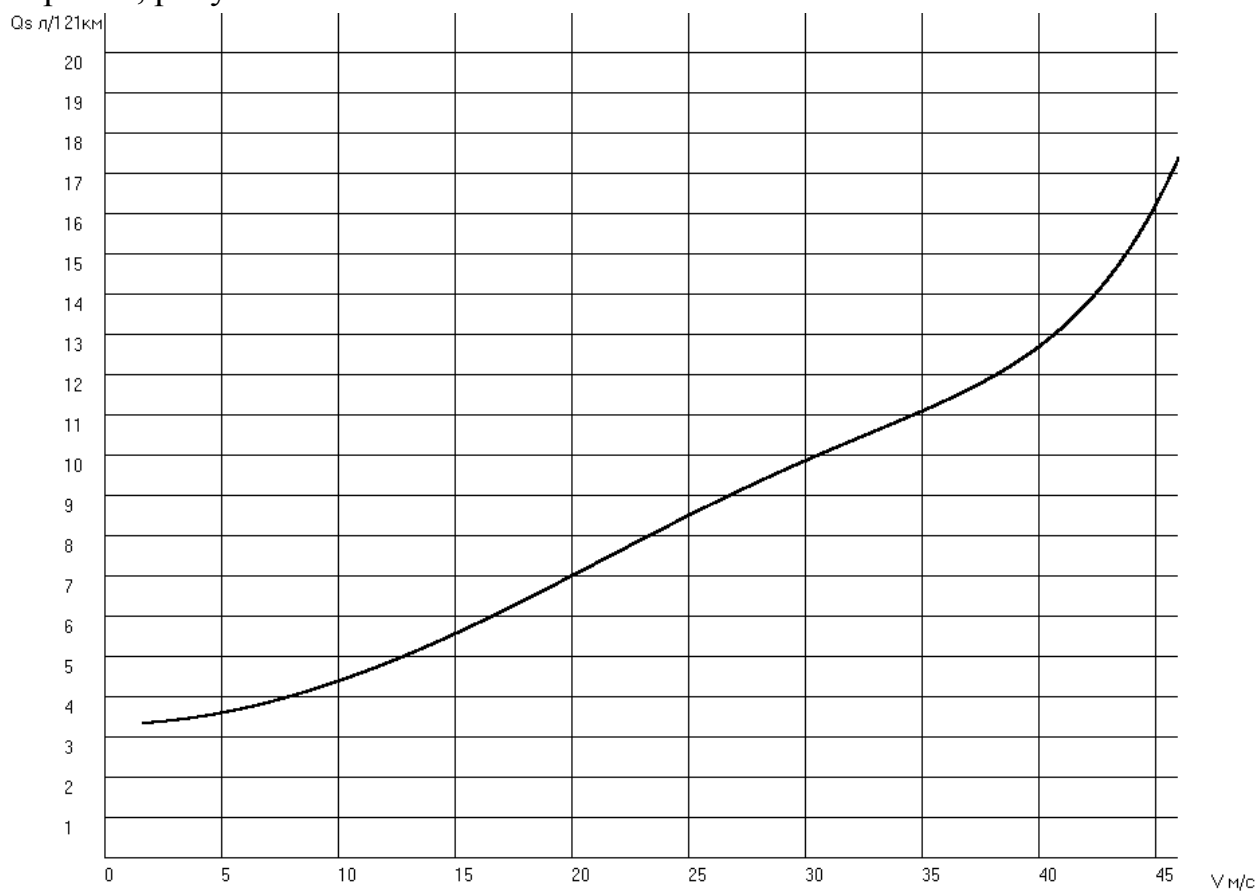


Рисунок 32 – Топливная экономичность

### **3 Анализ и сравнение влияния параметров эксплуатации на тягово-динамические характеристики автомобиля с механической и с бесступенчатой трансмиссиями**

Для построения графиков зависимостей динамических характеристик от условий эксплуатации, мы постепенно будем изменять значение полной массы автомобиля (1525 кг), радиуса колеса (0.28 м) и коэффициента аэродинамического сопротивления (0.35).

Изменение полной массы (1525 кг) будет происходить по следующему принципу: мы пошагово будем уменьшать значение полной массы автомобиля на величину массы одного пассажира с багажом (75+10 кг). Таким образом, мы получим:

1. -85 кг (1440 кг) – что соответствует – 1 пассажиру с багажом;
2. -170 кг (1355 кг) – что соответствует – 2 пассажирам с багажом;
3. -255 кг (1270 кг) – что соответствует – 3 пассажирам с багажом;
4. -340 кг (1185 кг) – что соответствует – 4 пассажирам с багажом.

Радиус колеса (0.28 м) будет изменяться в пределах  $\pm 0.02$  м, что будет соответствовать 0.26 м для одного значения и 0.30 м – для другого.

Коэффициент аэродинамического сопротивления (0.35) будет изменяться в пределах  $\pm 0.10$ , что будет соответствовать величинам 0.25 для одного значения и 0.45 – для другого.

В итоге необходимо построить для автомобиля с механической и с бесступенчатой трансмиссиями графики тягово-динамических характеристик и провести их анализ и сравнение, и на основе этого построить графики влияния изменения эксплуатационных параметров на ВСХ; силовой баланс; динамическую характеристику; ускорение и обратное ускорение, время, путь и интенсивность разгона; мощностной баланс и топливную экономичность.

Таблица 3.1 – Значения ВСХ для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>
$m_a$ , кг	ВСХ $N_{max}/M_{max}$ , кВт/ Н·м	
1185	70,4 / 175,9	69,3 / 173,2
1270	71,1 / 177,8	70,4 / 175,9
1355	71,9 / 179,5	71,1 / 177,8
1440	74 / 185	72,2 / 180,6
1525	75,5 / 187,5	73,1 / 182,7
$\Gamma_k$ , М		
0,26	60,6 / 151,6	61,3 / 153,1
0,28	75,5 / 187,5	73,1 / 182,7
0,30	90,5 / 227,4	91,9 / 229,8
$C_x$		
0,25	58,8 / 147	57,6 / 144,1
0,35	75,5 / 187,5	73,1 / 182,7
0,45	90,5 / 226,4	88,1 / 222,7

На основании полученных значений  $N_{max}/M_{max}$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, представленные на рисунках 33-38.

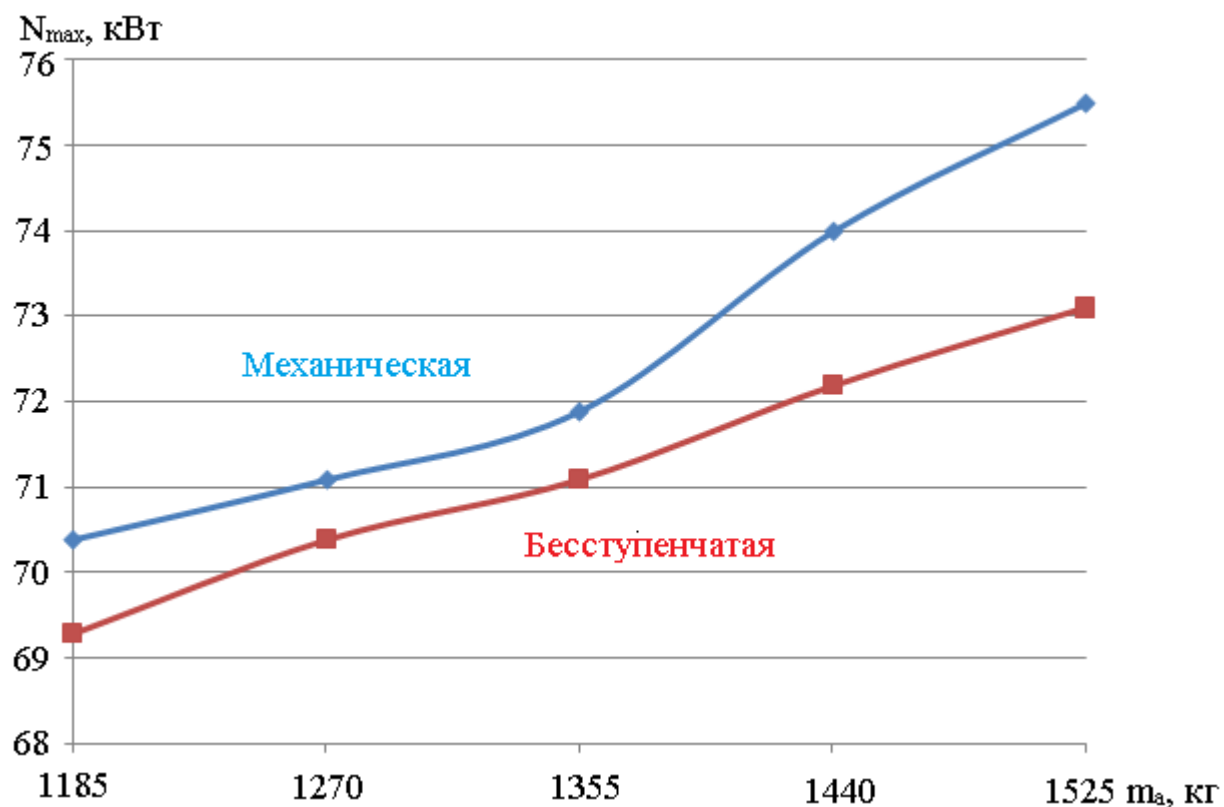


Рисунок 33 – Значения  $N_{max}$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

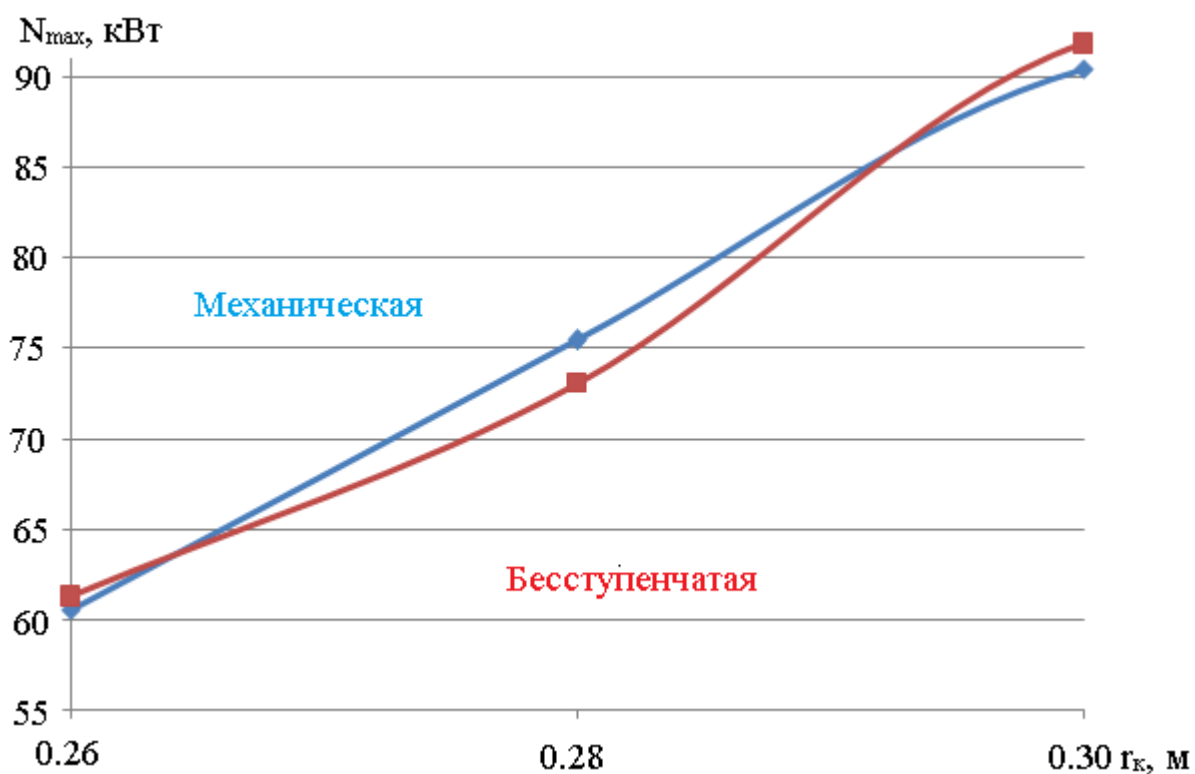


Рисунок 34 – Значения  $N_{max}$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

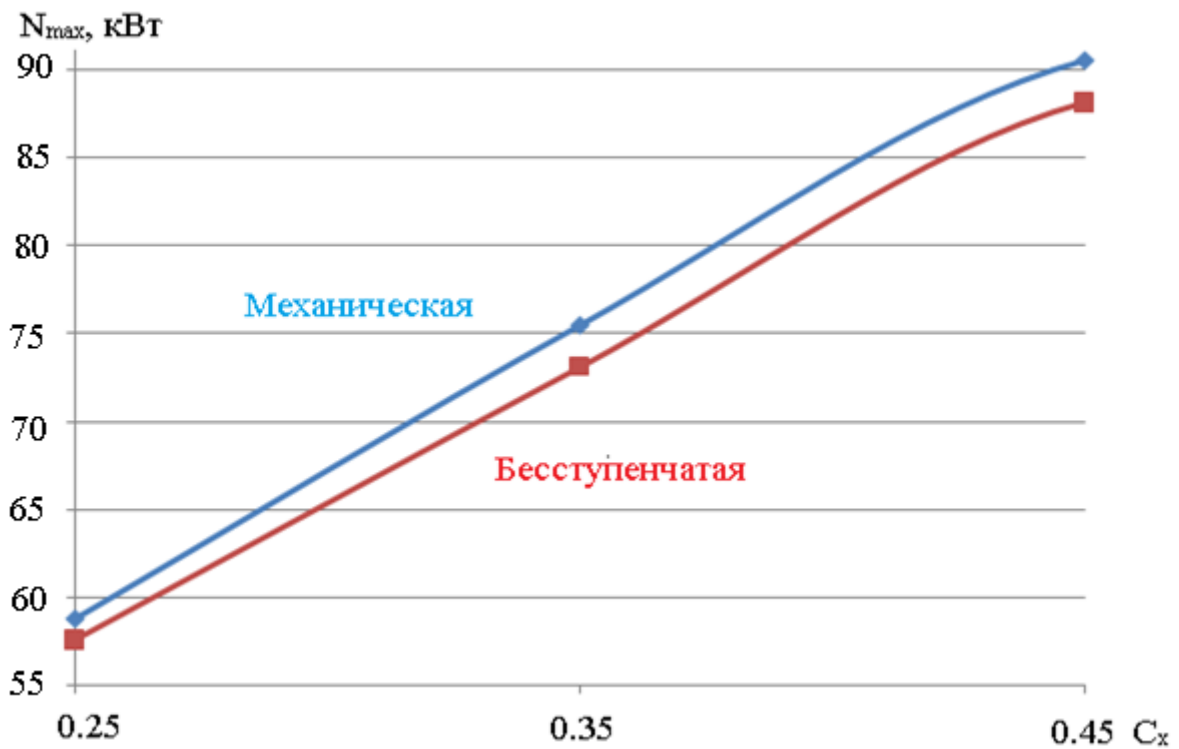


Рисунок 35 – Значения  $N_{max}$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

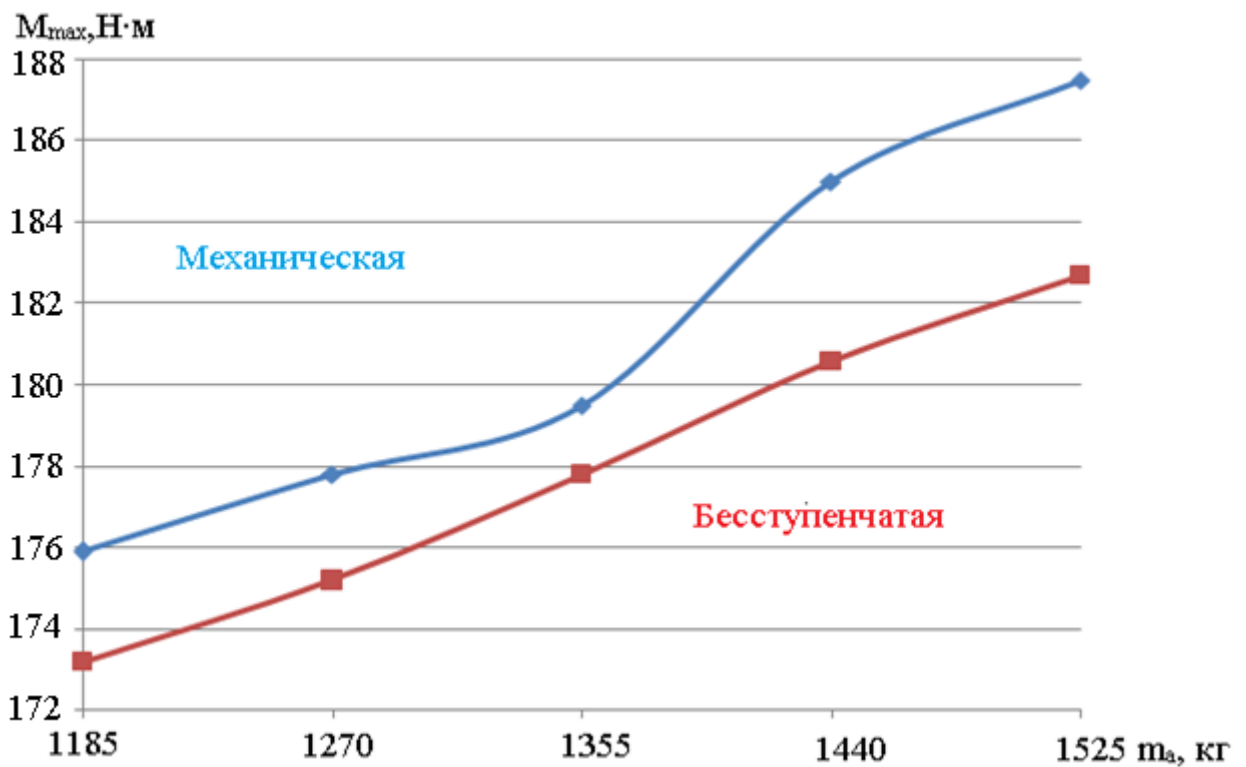


Рисунок 36 – Значения  $M_{max}$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

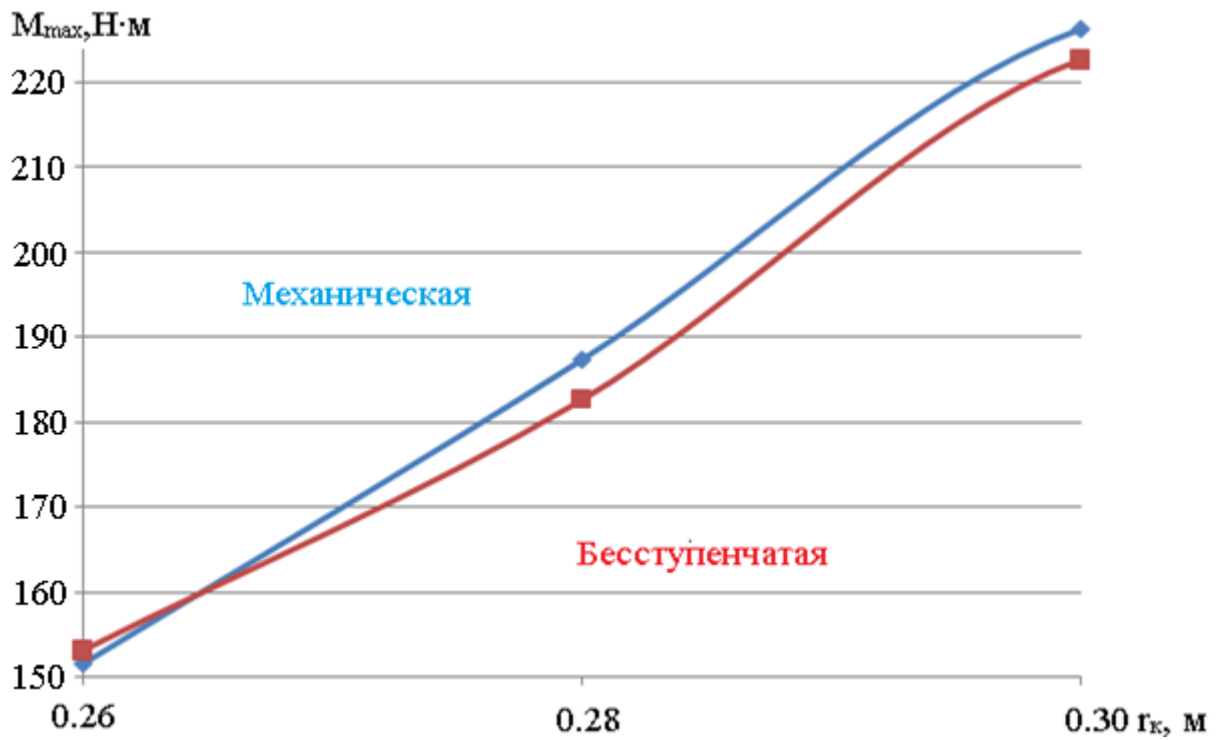


Рисунок 37 – Значения  $M_{max}$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

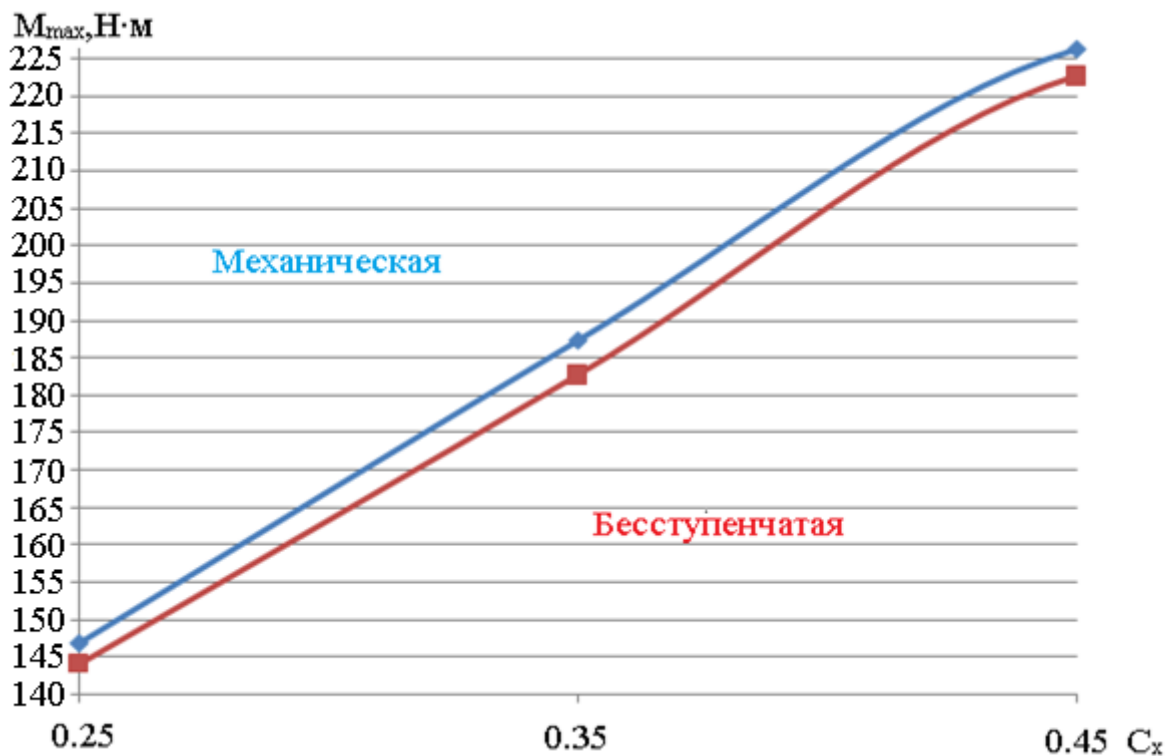


Рисунок 38 – Значения  $M_{max}$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

Выражая в процентном соотношении значения максимальной мощности и максимального эффективного момента, изображенные на рисунках 33-38, получаем, что значения ВСХ для механической трансмиссии при изменении количества пассажиров на 2 % больше, чем у бесступенчатой; при изменении радиуса качения колеса значения ВСХ примерно одинаковые для данных типов трансмиссий (различие менее 0,5 %); при изменении коэффициента аэродинамического сопротивления значения ВСХ на 3 % больше у механической трансмиссии, по сравнению с бесступенчатой.

Таблица 3.2 – Значение показателей силового баланса для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	II	III
$m_a$ , кг	Силовой баланс $P_T$ , кВт	
1185	7,48	7,41
1270	7,62	7,48
1355	7,75	7,59
1440	7,79	7,7
1525	7,87	7,8
$r_k$ , м		
0,26	6,97	7,03
0,28	7,87	7,8
0,30	9,05	9,18
$C_x$		
0,25	6,28	6,13
0,35	7,87	7,8
0,45	9,62	9,48

На основании полученных значений  $P_T$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий (Рисунки 39-41).



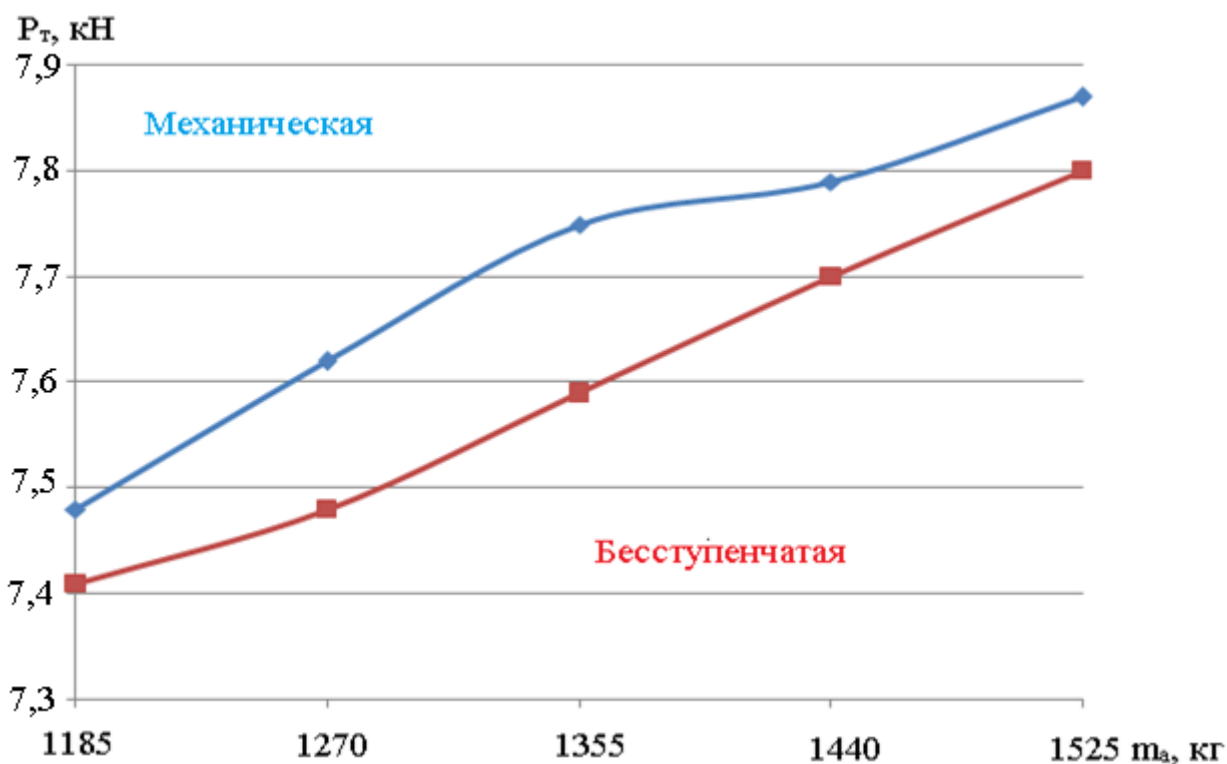


Рисунок 39 – Значения  $P_T$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

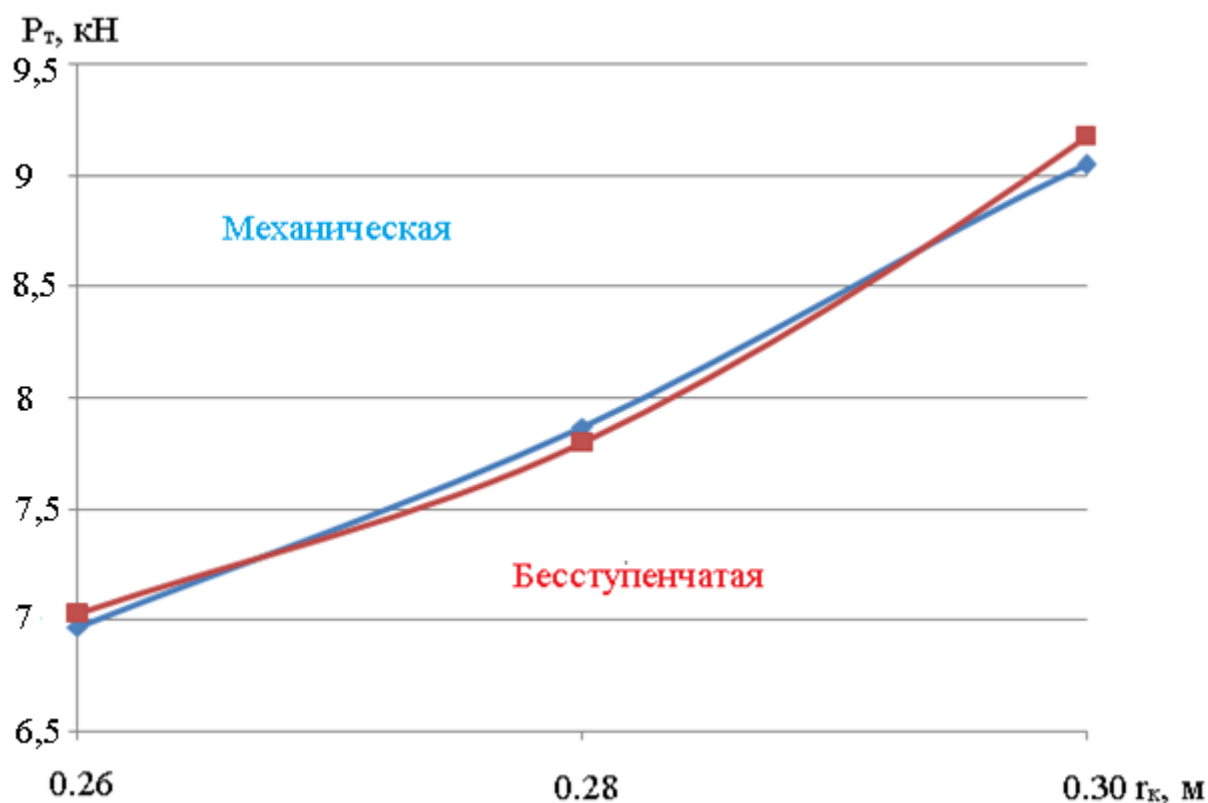


Рисунок 40 – Значения  $P_T$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

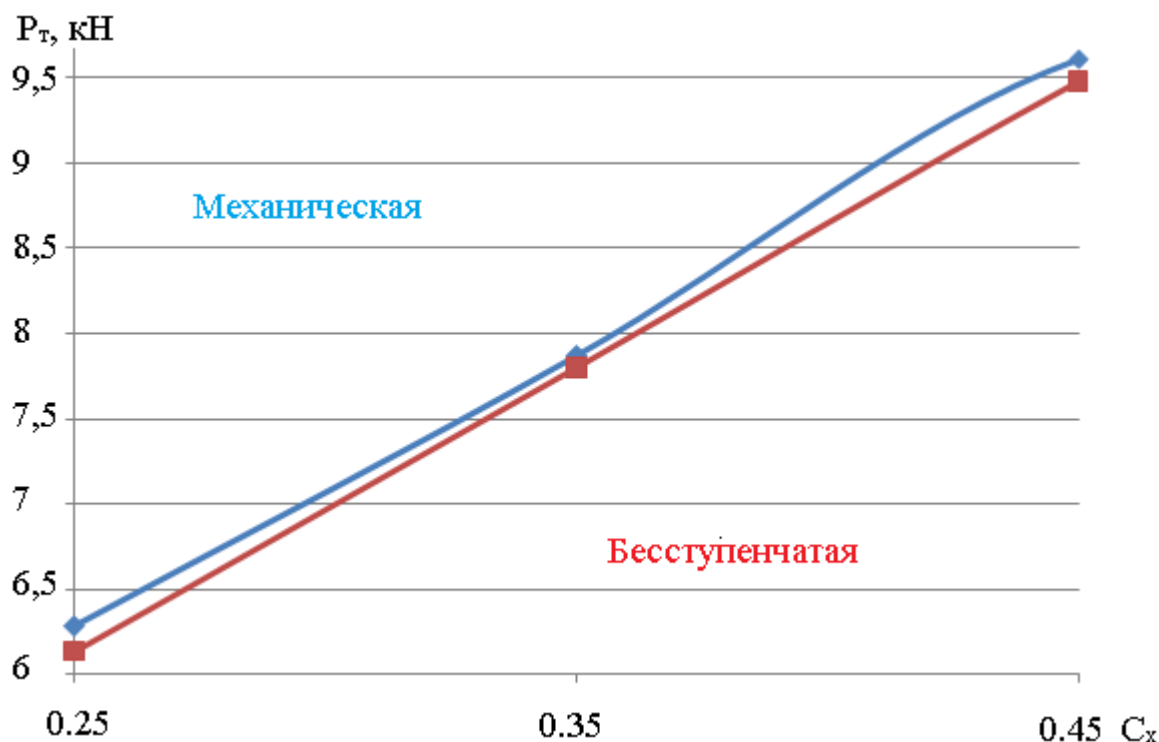


Рисунок 41 – Значения  $P_T$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

Из графиков силового баланса, изображенных на рисунках 39-41, видно, что при изменении количества пассажиров для механической трансмиссии значения силы на 1 % превышают значения для бесступенчатой; при изменении радиуса качения колеса значения силы примерно одинаковые (различие менее 0,5 %); при изменении коэффициента аэродинамического сопротивления значения силы для механической трансмиссии примерно на 2 % больше, по сравнению с бесступенчатой.

Таблица 3.3 – Значения динамической характеристики для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	I	III
$m_a$ , кг	Динамическая характеристика D	
1185	0,638	0,631
1270	0,612	0,6

Продолжение таблицы 3.3

I	II	III
1355	0,582	0,571
1440	0,547	0,542
1525	0,526	0,522
$r_k, \text{ м}$		
0,26	0,468	0,466
0,28	0,526	0,522
0,30	0,6	0,612
$C_x$		
0,25	0,419	0,408
0,35	0,526	0,522
0,45	0,641	0,631

На основании полученных значений  $D$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, представленные на рисунках 42-44.

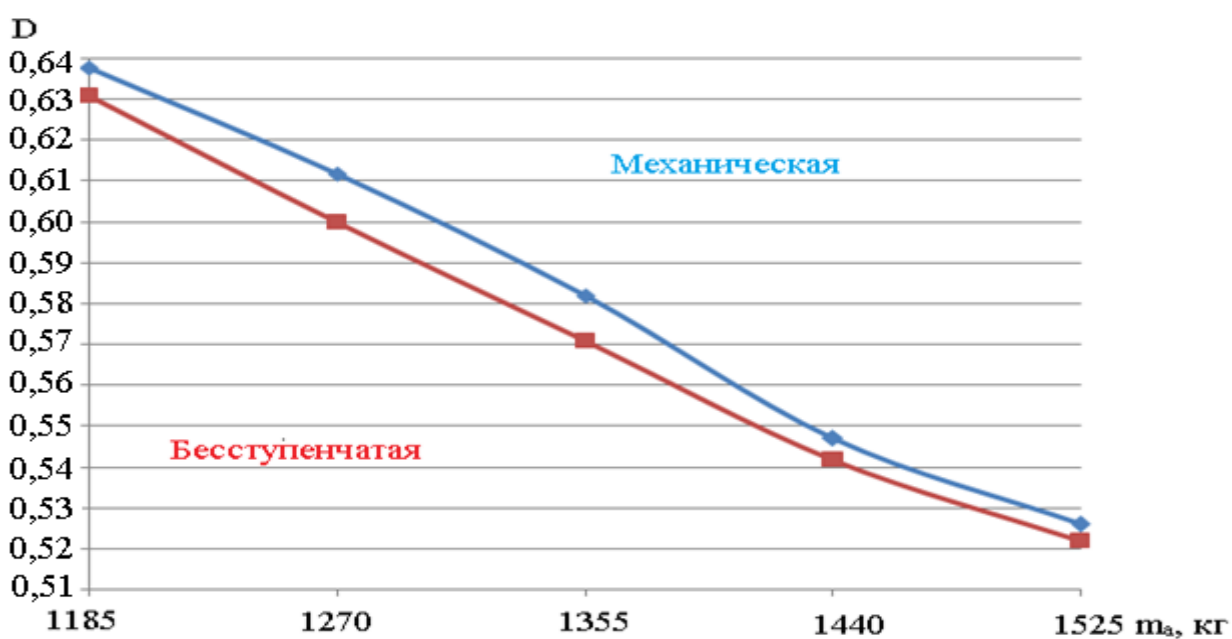


Рисунок 42 – Значения  $D$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

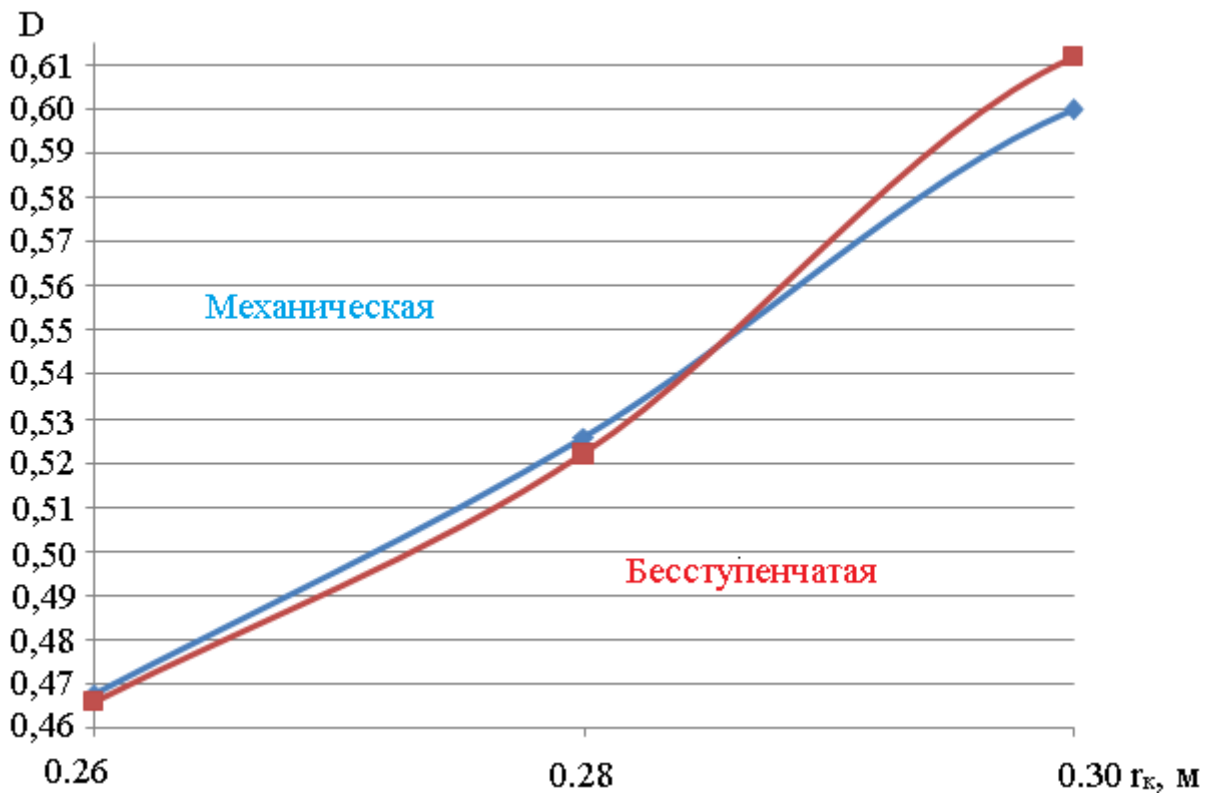


Рисунок 43 – Значения D для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

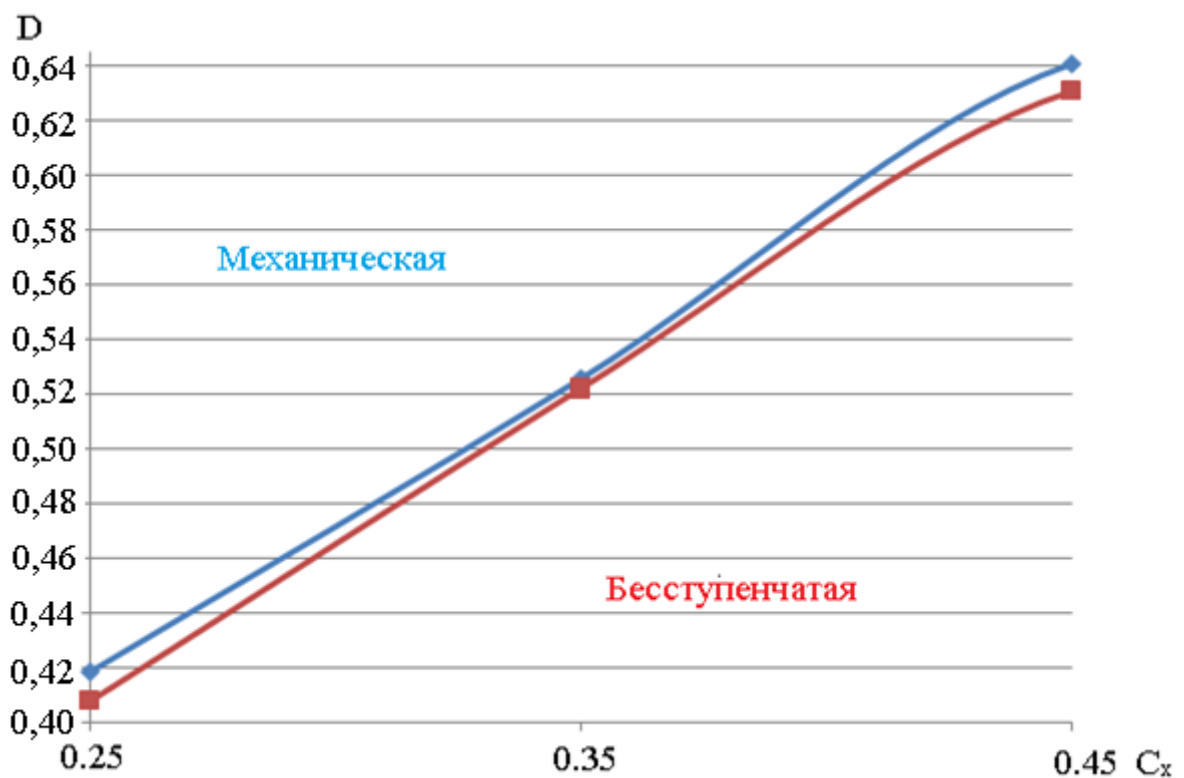


Рисунок 44 – Значения D для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

По данным таблицы 3.3 и графикам рисунков 42-44 значения динамической характеристики для механической трансмиссии на 1 % превышают значения для бесступенчатой при изменении количества пассажиров; при изменении радиуса качения колеса значения приблизительно одинаковые (различия менее 1 %); при изменении коэффициента аэродинамического сопротивления значения для механической трансмиссии примерно на 2 % больше, чем для бесступенчатой.

Таблица 3.4 – Значение ускорения для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	II	III
$m_a$ , кг	Ускорения $J$ , $m/c^2$	
1185	5,2	5,1
1270	4,9	4,8
1355	4,7	4,7
1440	4,6	4,5
1525	4,4	4,3
$r_k$ , м		
0,26	3,8	3,8
0,28	4,4	4,3
0,30	5,1	5,2
$C_x$		
0,25	3,4	3,4
0,35	4,4	4,3
0,45	5,4	5,3

На основании полученных значений  $J$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, изображенные на рисунках 45-47.

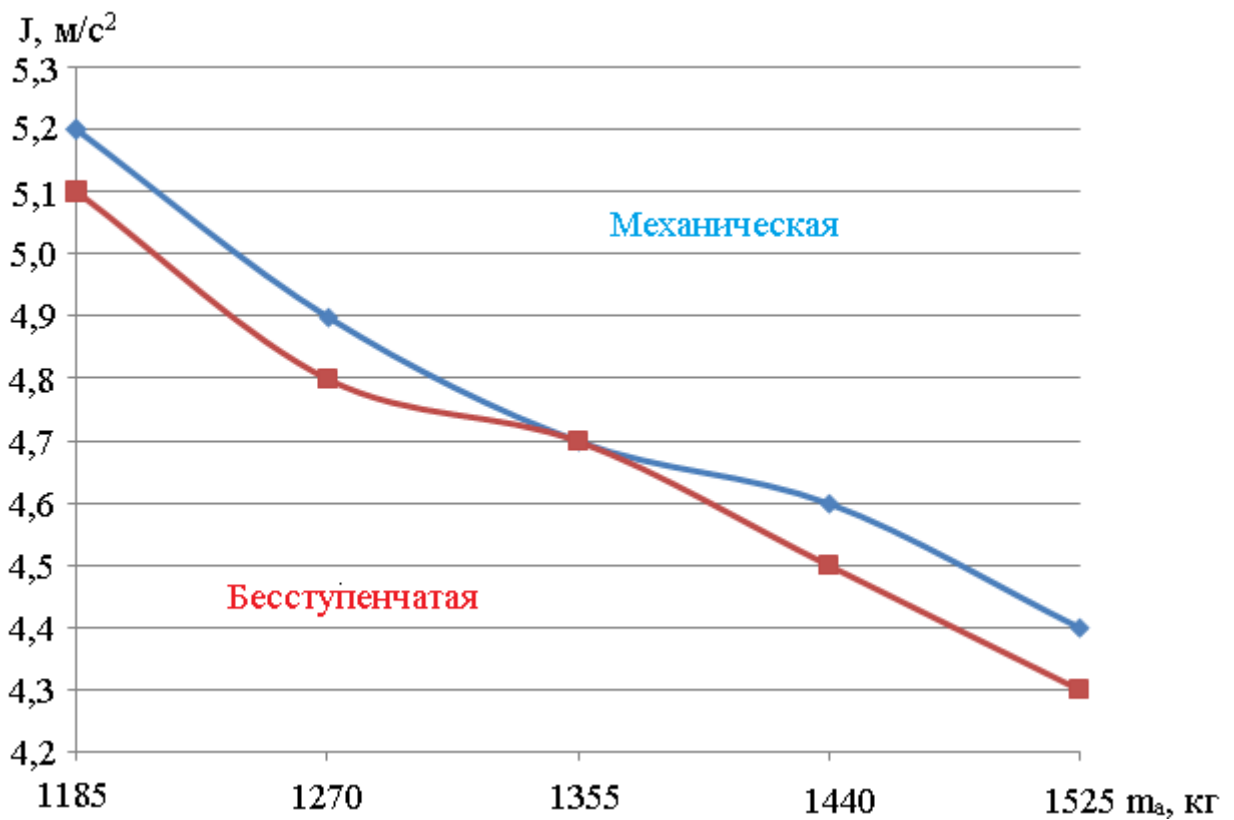


Рисунок 45 – Значения  $J$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

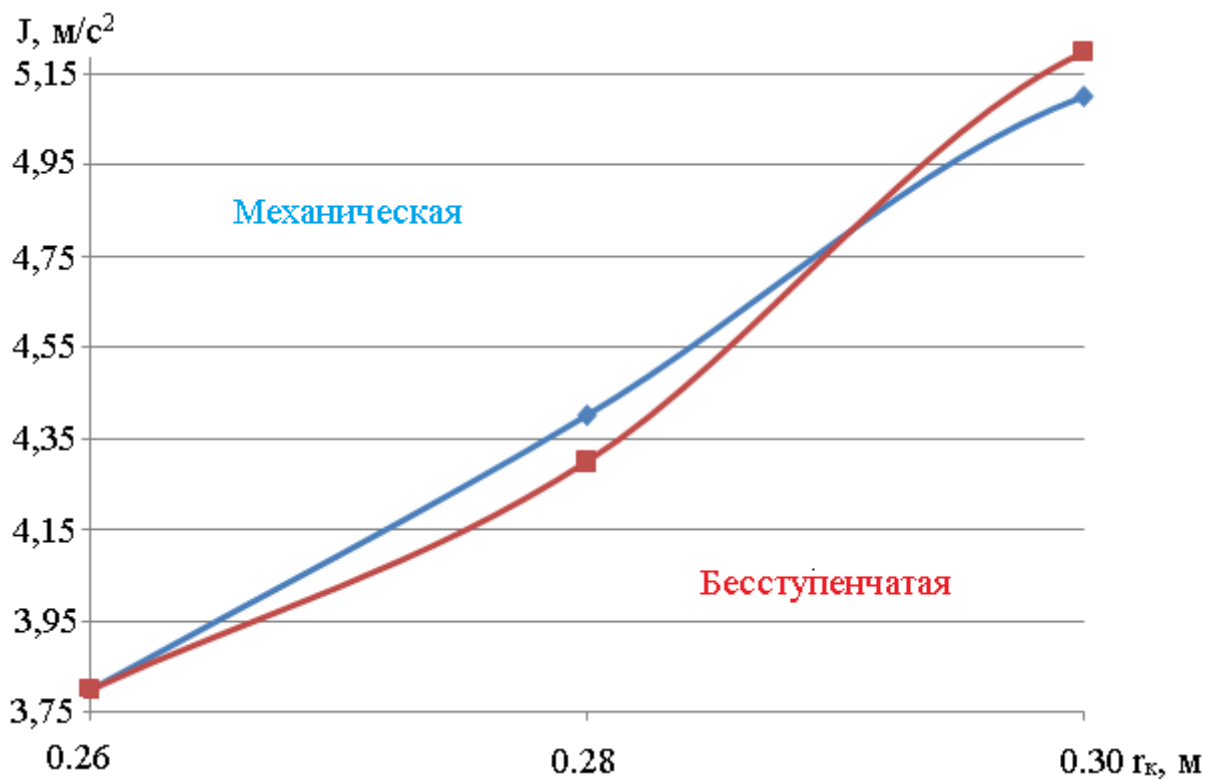


Рисунок 46 – Значения  $J$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

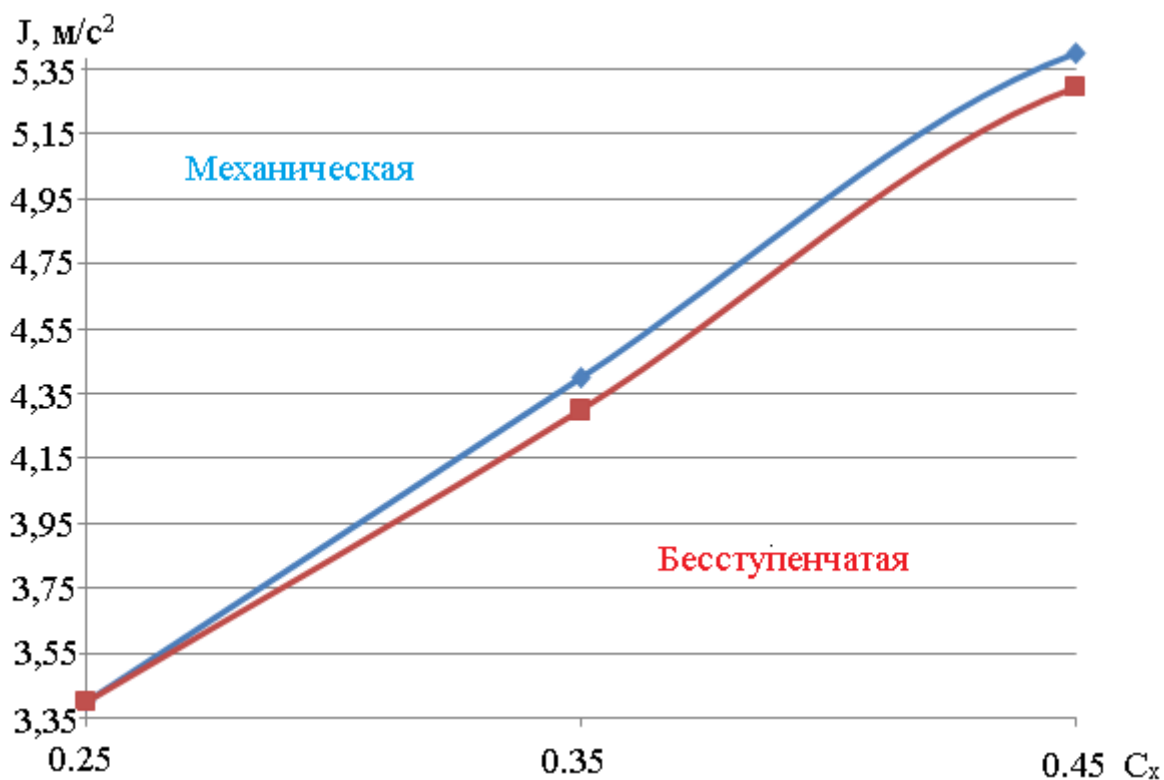


Рисунок 47 – Значения  $J$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

По данным таблицы 3.4 и графикам рисунков 45-47 видно, что значения ускорения для механической трансмиссии на 2 % больше по сравнению с бесступенчатой при изменении начальных параметров.

Таблица 3.5 – Значение времени разгона для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	II	III
$m_a$ , кг	Время разгона $t$ , с (при $V_a = 30$ м/с)	
1185	10,9	11,1
1270	11,3	12
1355	11,8	12,5
1440	12,4	12,9
1525	13,1	13,6
$r_k$ , М		
0,26	16,7	16,7

Продолжение таблицы 3.5

I	II	III
0,28	13,1	13,6
0,30	10,5	10,3
$C_x$		
0,25	16,7	17,3
0,35	13,1	13,6
0,45	10,7	11,1

На основании полученных значений  $t$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, представленные на рисунках 48-50.

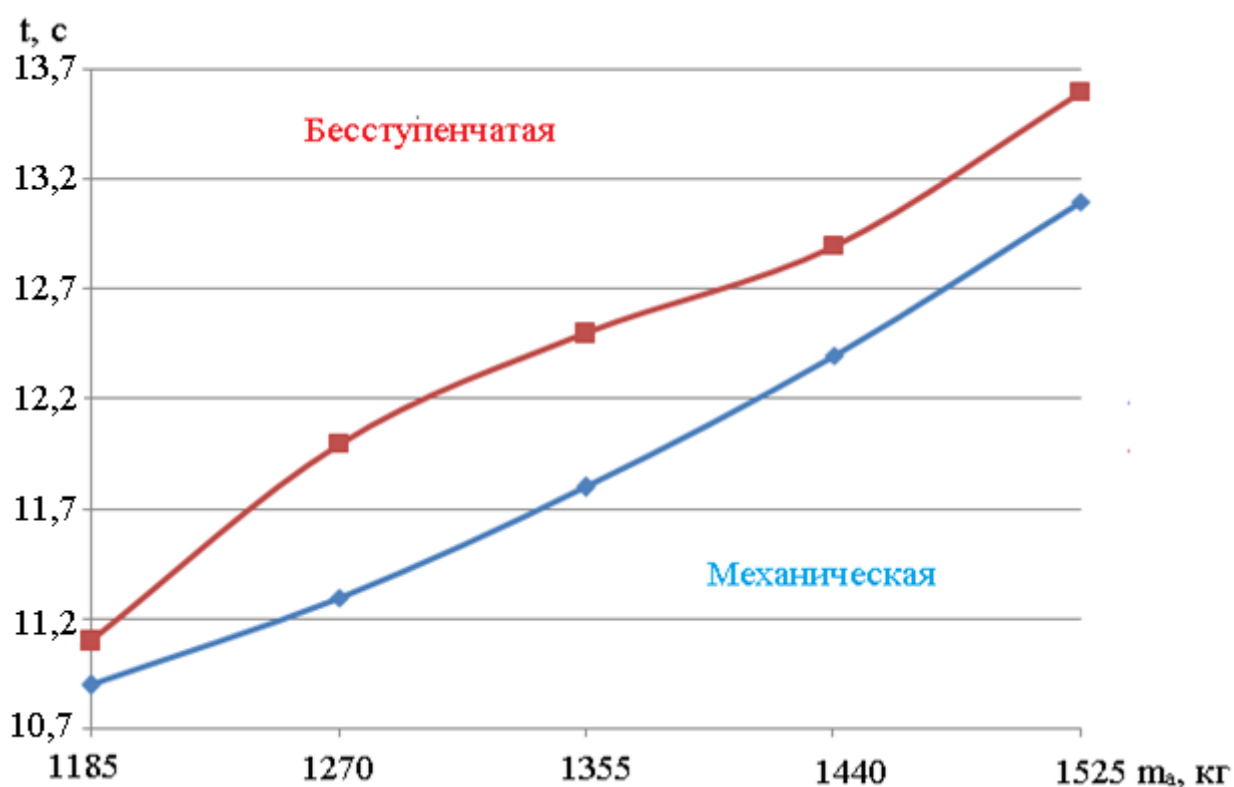


Рисунок 48 – Значения  $t$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров



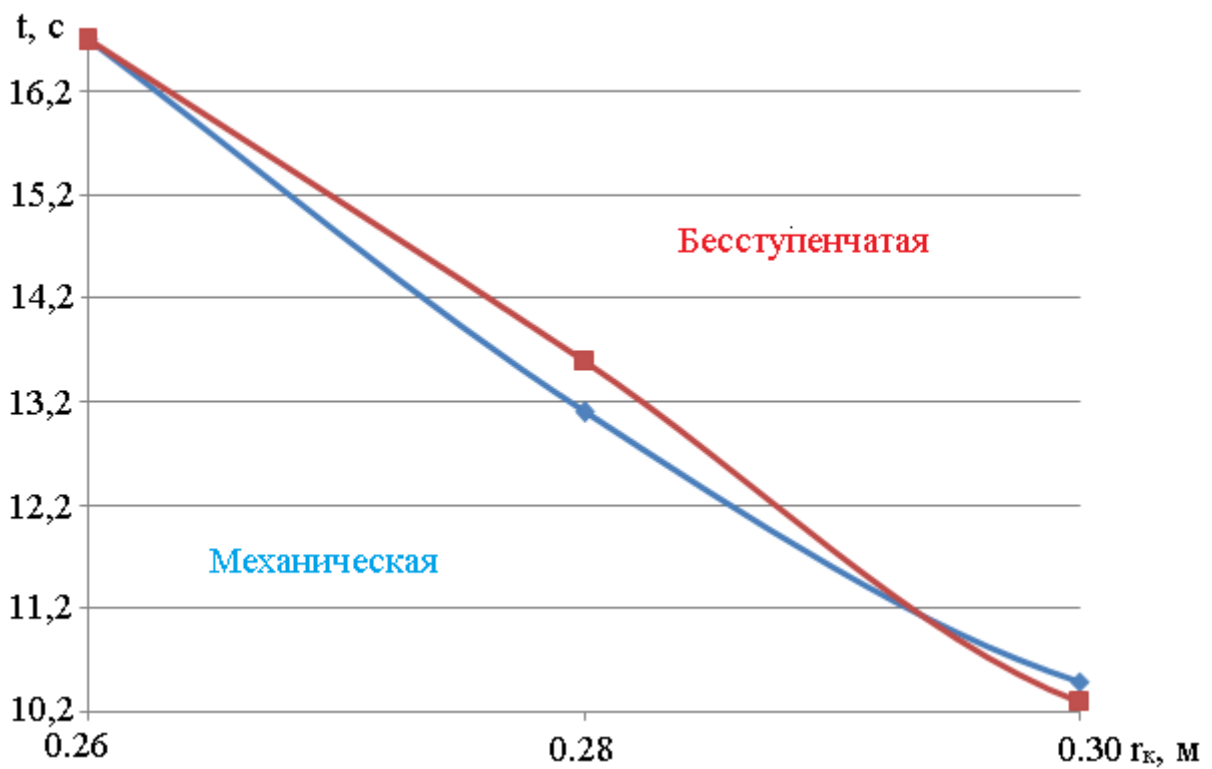


Рисунок 49 – Значения  $t$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

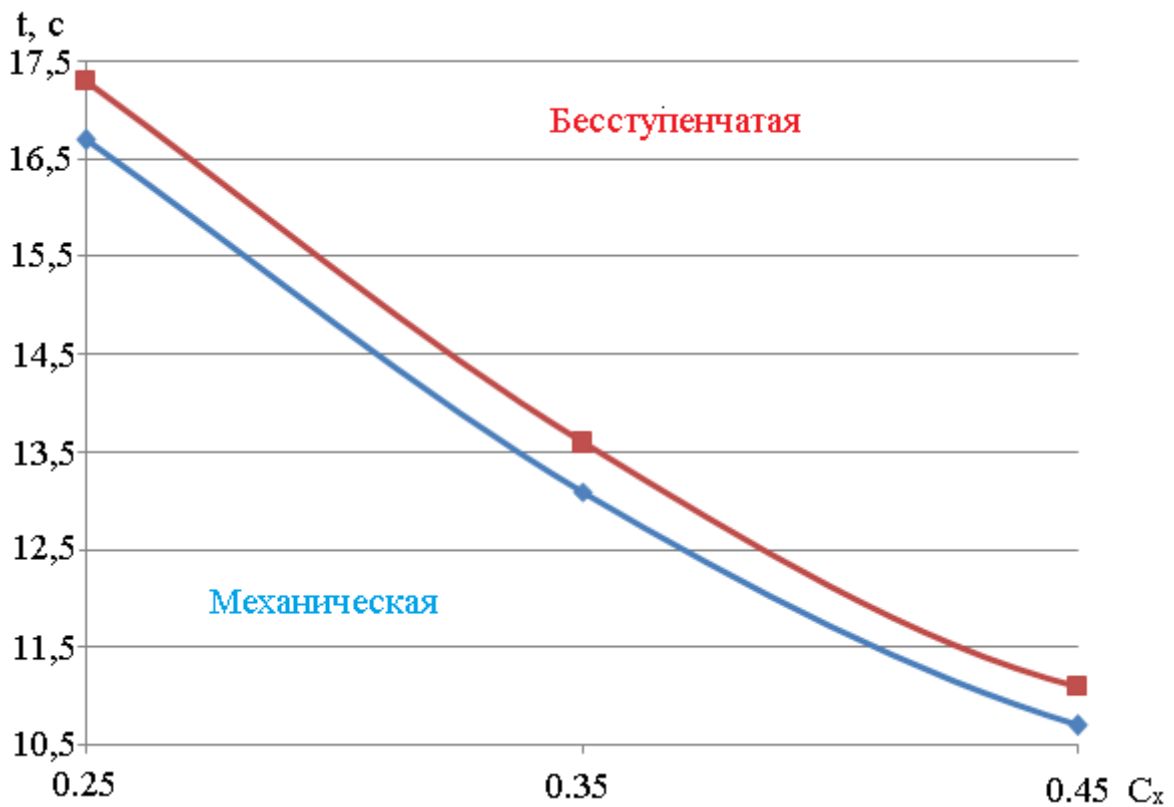


Рисунок 50 – Значения  $t$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

По данным таблицы 3.5 и графикам рисунков 48-50 видно, что в среднем значения времени разгона для бесступенчатой передачи на 0,5 с больше, чем для механической при изменении числа пассажиров и коэффициента аэродинамического сопротивления; на 0,1 с больше при изменении радиуса качения колеса.

Таблица 3.6 – Значение пути разгона для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	II	III
$m_a$ , кг	Путь разгона $S$ , м (при $V_a = 30$ м/с)	
1185	210	217
1270	221	230
1355	240	237
1440	248	254
1525	254	266
$r_k$ , м		
0,26	340	332
0,28	254	266
0,30	204	201
$C_x$		
0,25	329	336
0,35	254	266
0,45	211	211

На основании полученных значений  $S$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, изображенные на рисунках 51-53.

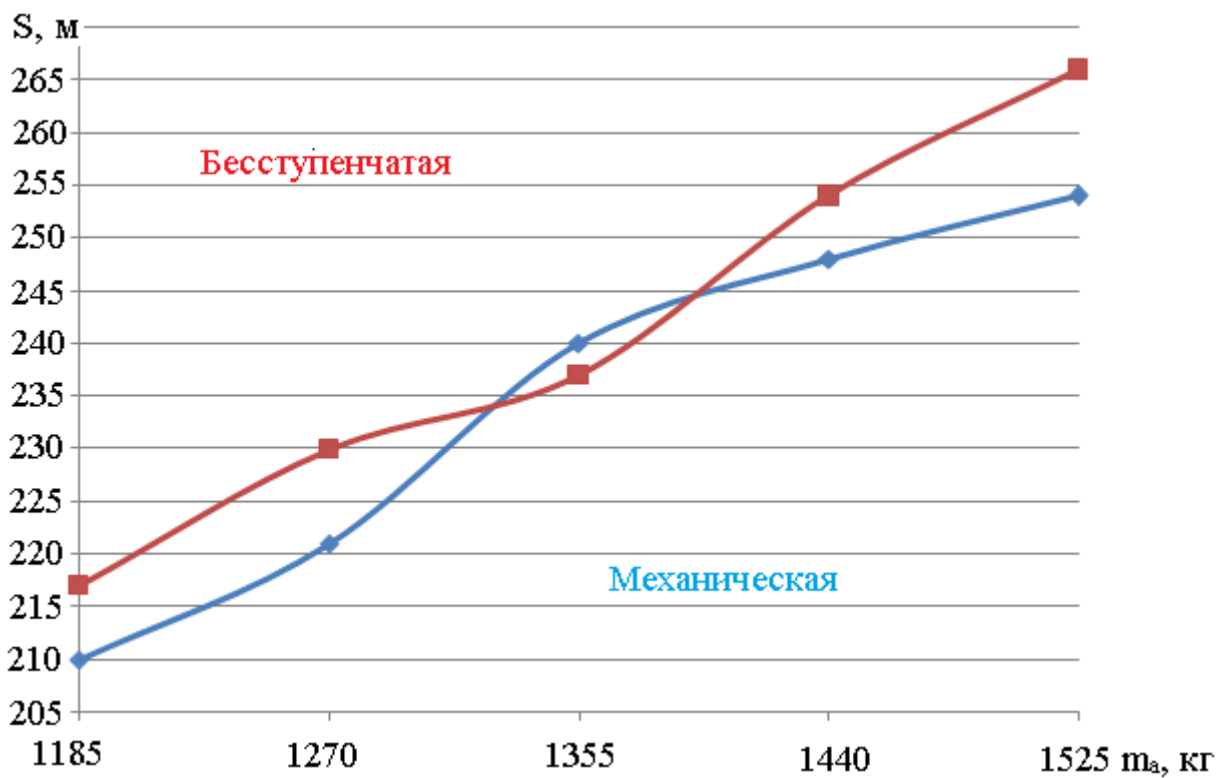


Рисунок 51 – Значения  $S$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

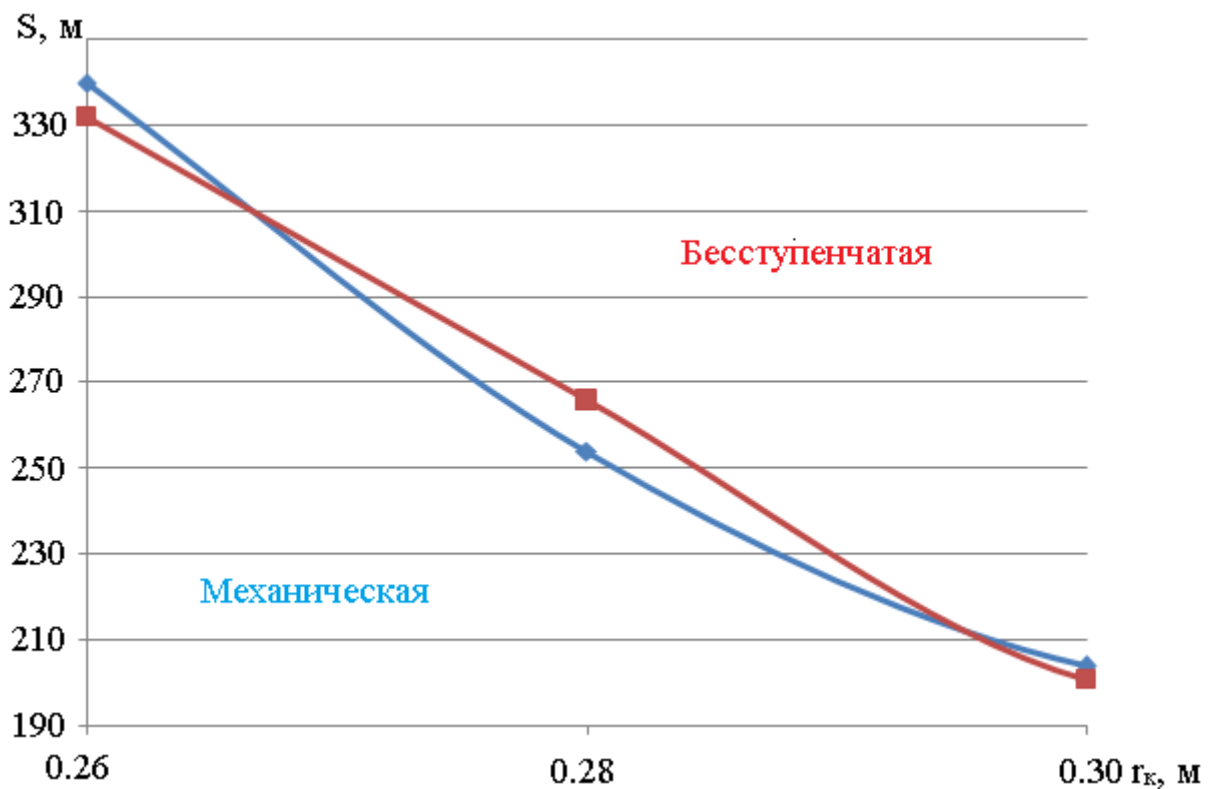


Рисунок 52 – Значения  $S$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

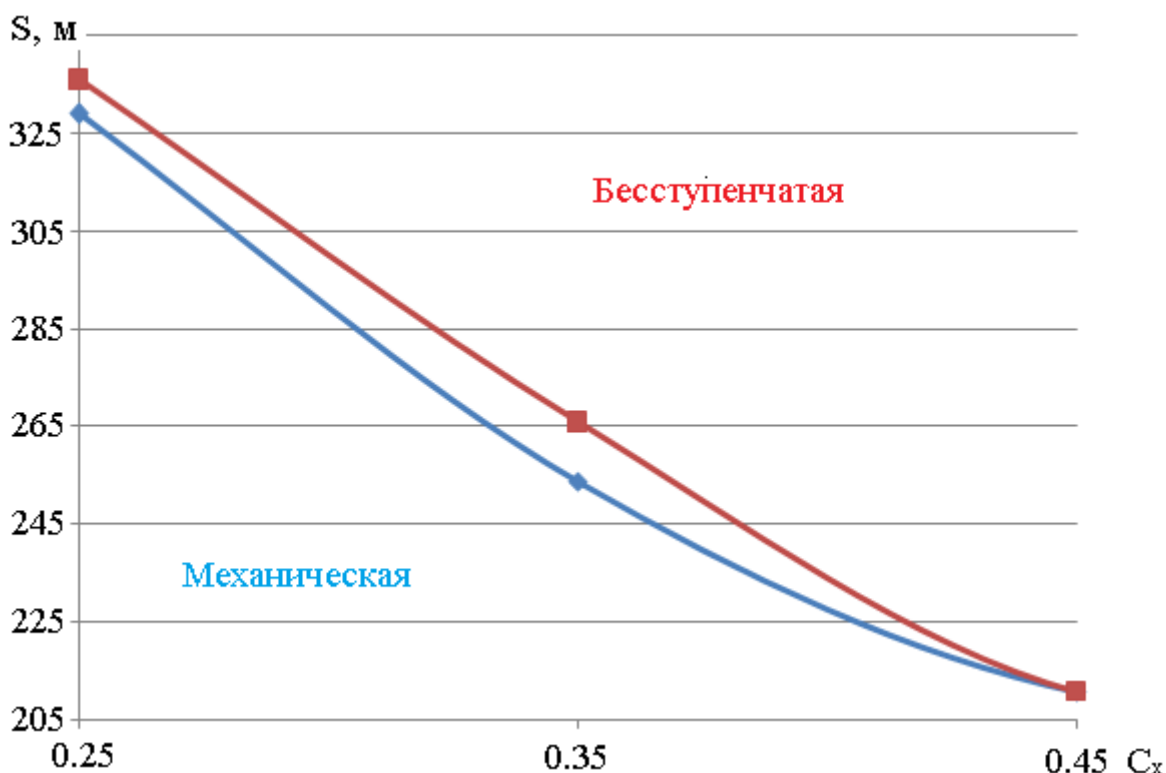


Рисунок 53 – Значения  $S$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

Исходя из значений таблицы 3.6 и графиков рисунков 51-53, видно, что значение пути разгона на 3 % больше для бесступенчатой трансмиссии при изменении количества пассажиров, а при изменении радиуса качения колеса значения приблизительно одинаковые; при изменении коэффициента аэродинамического сопротивления значение пути разгона на 2 % больше для бесступенчатой передачи.

Таблица 3.7 – Значение показателей мощностного баланса для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	II	III
$m_a$ , кг	Баланс мощности $N_e$ , кВт (при $V_a = 15$ м/с)	
1185	68	75
1270	69	76
1355	70	78
1440	71	79

Продолжение таблицы 3.7

I	II	III
1525	72	80
$r_{к\sigma}$ , М		
0,26	62	66
0,28	72	80
0,30	83	100
$C_x$		
0,25	57	62
0,35	72	80
0,45	87	97

На основании полученных значений  $N_e$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, изображенным на рисунках 54-56.

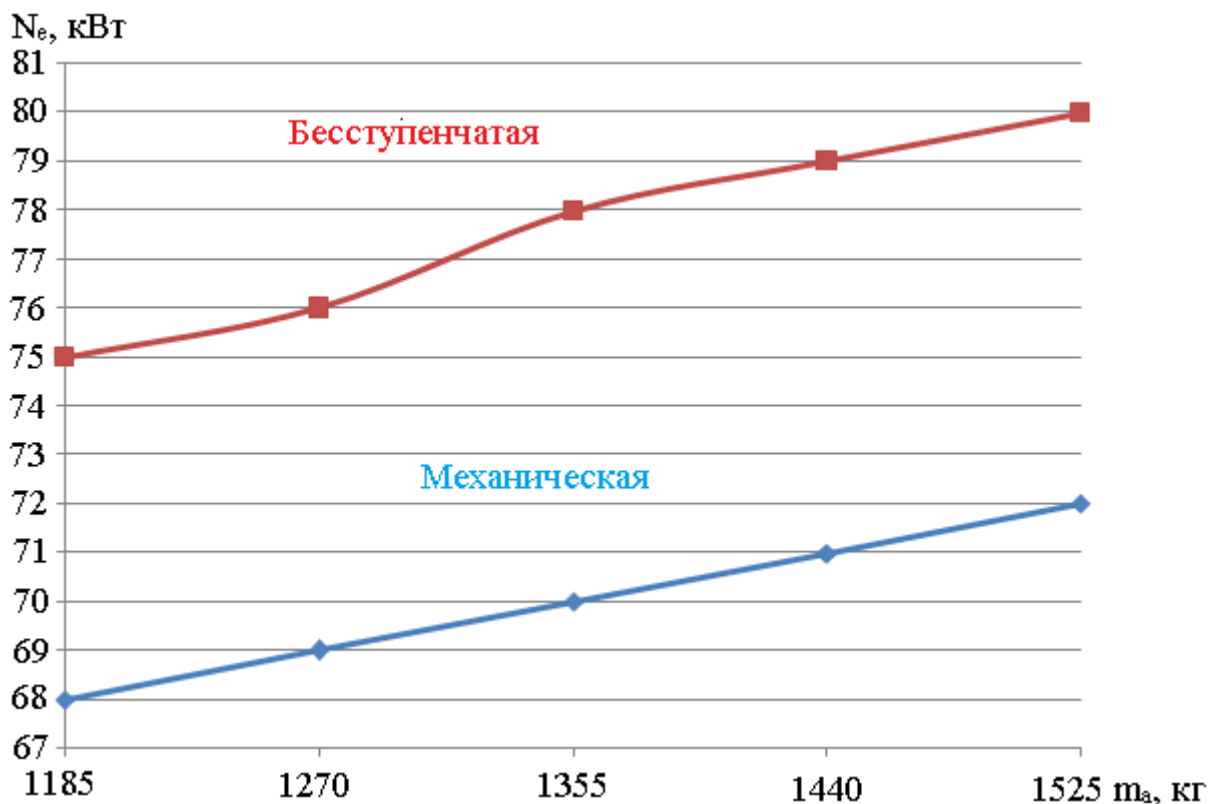


Рисунок 54 – Значения  $N_e$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

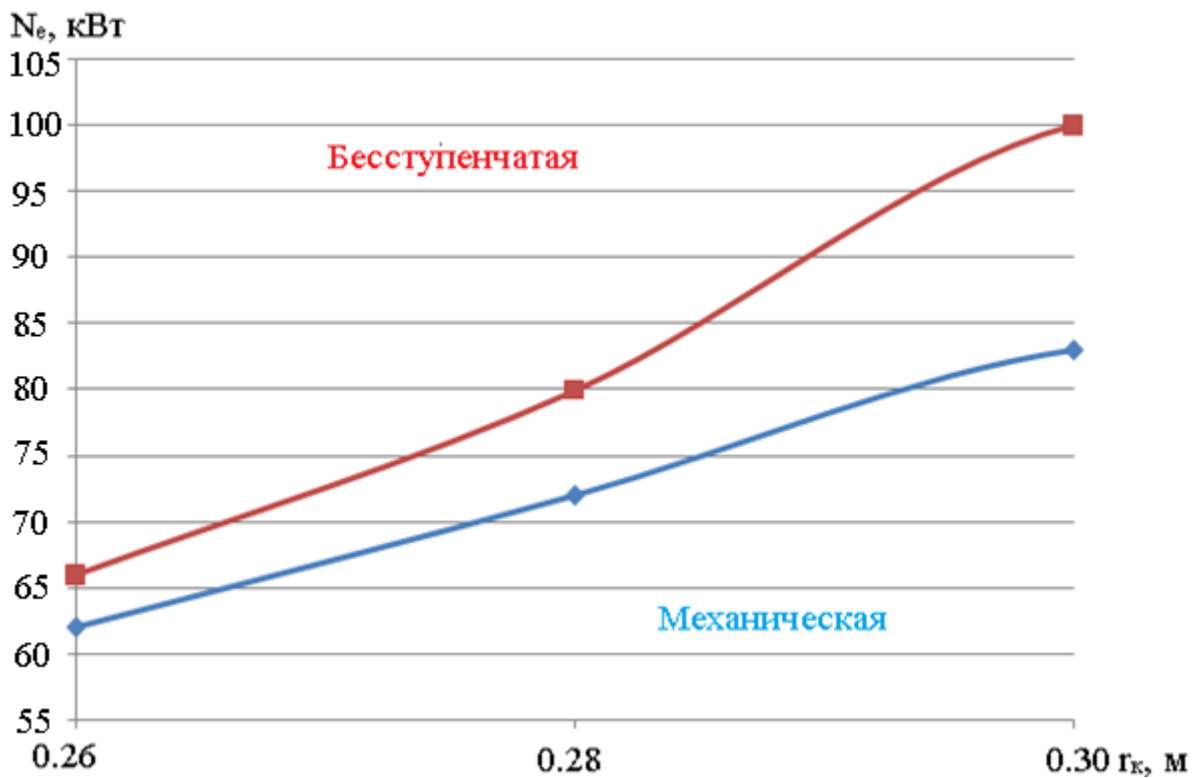


Рисунок 55 – Значения  $N_e$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса

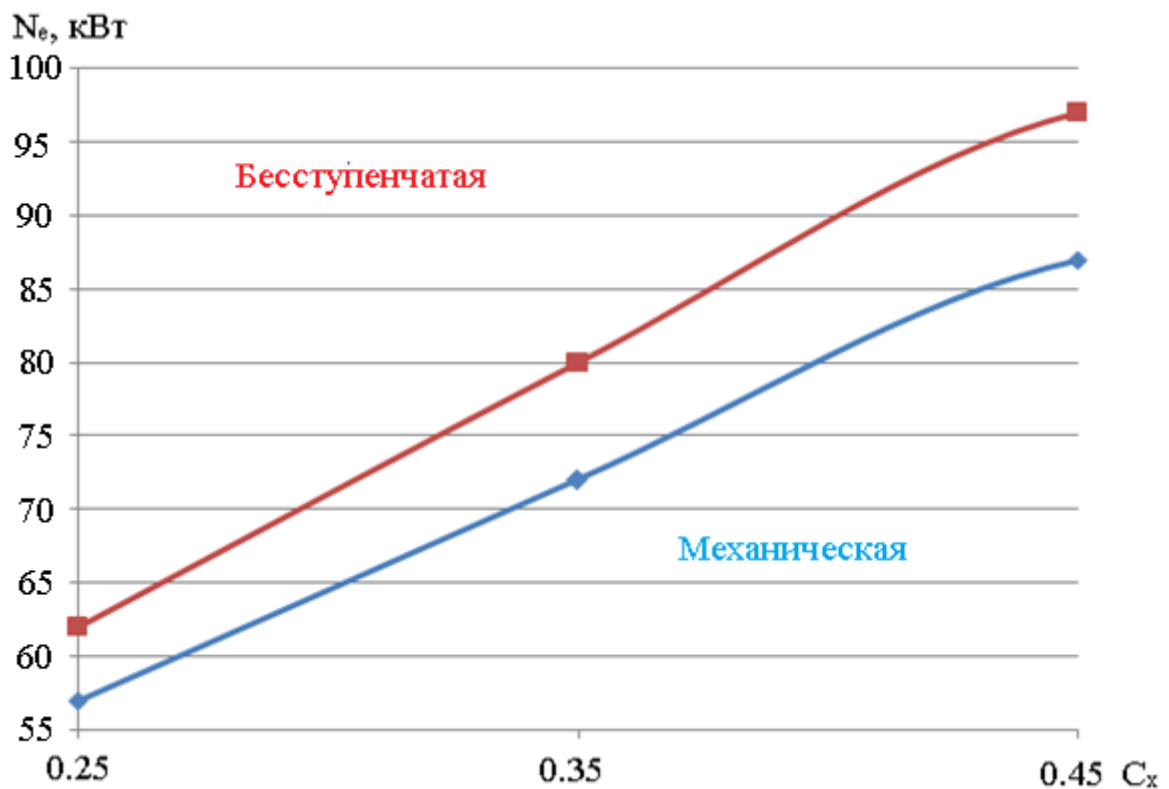


Рисунок 56 – Значения  $N_e$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

По данным таблицы 3.7 и графикам рисунков 54-56 получаем, что значения мощностного баланса для бесступенчатой передачи на 11 % больше, чем для механической при изменении количества пассажиров; на 13 % больше при изменении радиуса качения колеса и на 10 % больше при изменении коэффициента аэродинамического сопротивления.

Таблица 3.8 – Значения показателей топливной экономичности для различных условий эксплуатации

Вел.	Механическая	Бесступенчатая
I	II	III
$m_a$ , кг	Топливная экономичность $Q_s$ , л/100км (при $V_a = 15$ м/с)	
1185	4,25	4,76
1270	4,46	5,11
1355	4,59	5,19
1440	4,63	5,45
1525	4,63	5,59
$r_k$ , м		
0,26	4,74	5,47
0,28	4,63	5,59
0,30	5	5,63
$C_x$		
0,25	4,19	4,92
0,35	4,63	5,59
0,45	5,48	6,19

На основании полученных значений  $Q_s$  построим графики сравнения для механической и бесступенчатой трансмиссий, представленным на рисунках 57-59.

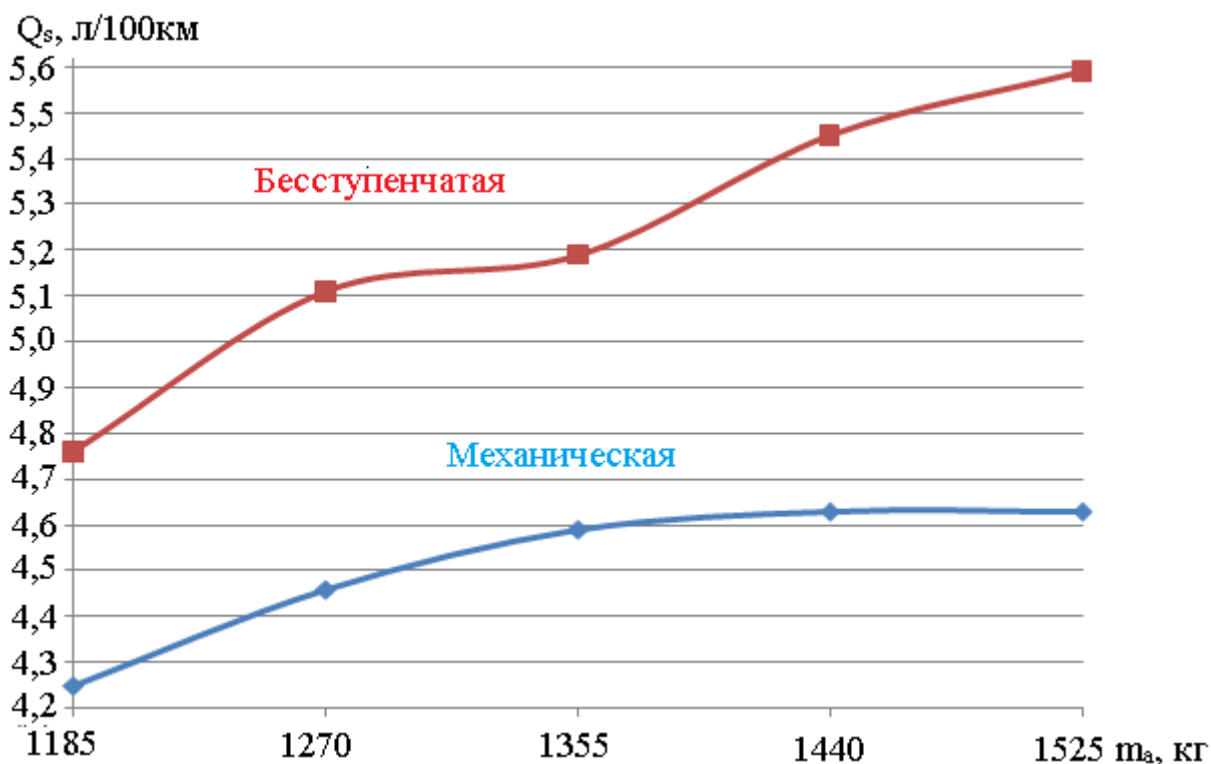


Рисунок 57 – Значения  $Q_s$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от количества пассажиров

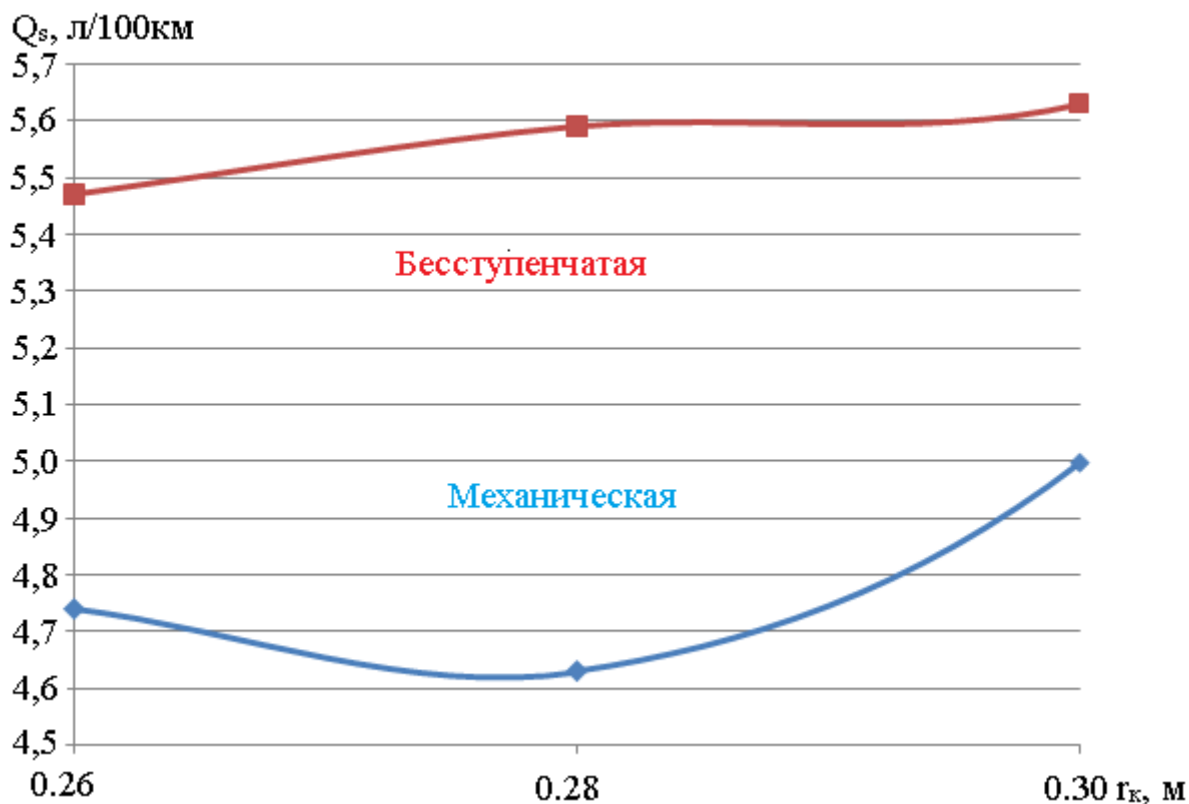


Рисунок 58 – Значения  $Q_s$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от радиуса качения колеса



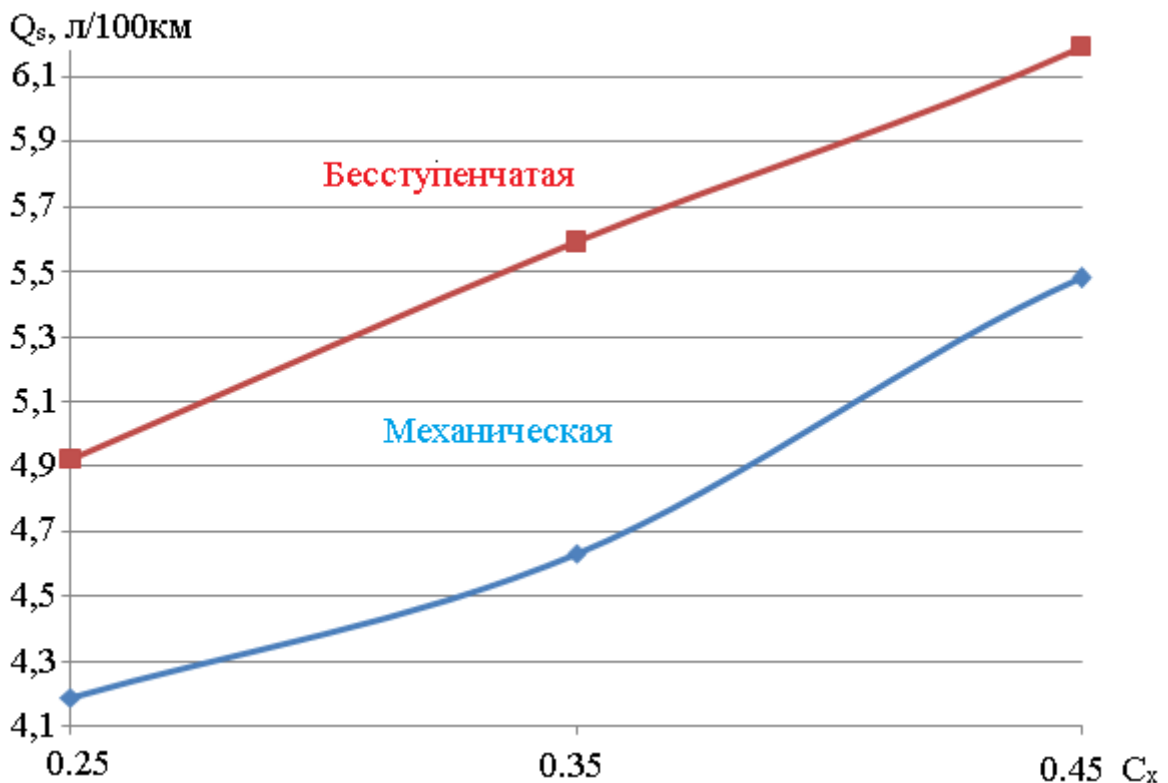


Рисунок 59 – Значения  $Q_s$  для механической и бесступенчатой трансмиссий в зависимости от коэффициента аэродинамического сопротивления

По данным таблицы 3.8 и графикам рисунков 57-59, видно, что расход топлива для бесступенчатой трансмиссии на 17 % больше (примерно 0.77 л/100км), чем для механической при изменении числа пассажиров; на 16 % больше (примерно 0.76 л/100км) при изменении радиуса качения колеса; на 17 % больше (примерно 0.8 л/100км) при изменении коэффициента аэродинамического сопротивления.

## 4 Экономическое обоснование и эффективность

### проведения НИР

Для того чтобы верно провести научное исследование, необходимо организовать работу исполнителей, определить порядок проведения работ.

«Обоснование НИР определяется составлением плана работ, их последовательностью и трудоемкостью, а также в определении количества ответственных исполнителей и составлении графика выполнения работ» [16].

Для этого работы сформируем в этапы и стадии и составим таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Этапы проведения работ

№ стадии	Наименование стадии	№ этапа работ	Наименование этапа работ
I	II	III	IV
1	Обоснование темы исследования	1.1	Сбор информации по теме исследования;
		1.2	Составление обзора состояния вопроса по теме исследования;
		1.3	Предварительное технико-экономическое обоснование целесообразности проведения исследования;
		1.4	Организационное обоснование НИР.
2	Теоретические исследования	2.1	Анализ исходных данных и источников информации;
		2.2	Составление частных методик для проведения исследования;

Продолжение таблицы 4.1

		2.3	Теоретические исследования влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики.
3	Проведение исследования влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики автомобиля	3.1	Тягово-динамический расчет механической трансмиссии;
		3.2	Расчет и построение регуляторной характеристики;
		3.3	Тягово-динамический расчет бесступенчатой трансмиссии
		3.4	Построение графиков зависимости динамических величин от изменения массы/количества пассажиров;
		3.5	Построение графиков зависимости динамических величин от радиуса качения колеса;
		3.6	Построение графиков зависимости динамических величин от коэффициента аэродинамического сопротивления;
		3.7	Анализ полученных данных;
		3.8	Оформление результатов.

Продолжение таблицы 4.1

I	II	III	IV
4	Экономическая оценка НИР и безопасности жизнедеятельности по результатам исследования	4.1 4.2 4.3	Расчет показателей экономической эффективности НИР; Определение рисков разрыва потоков мощности при использовании различных типов трансмиссии; Согласование результатов работы с руководителем дипломного проектирования.

После того, как составлен перечень работ, определяется время на их выполнение, количество исполнителей, а также длительность всех циклов выполнения каждого этап и занесем результаты в таблицу 4.2

Таблица 4.2

№ этапа работ	Трудоемкость, чел/дни	Количество исполнителей	Длительность работ, дни
I	II	III	IV
1.1 Сбор информации по теме исследования	5	1	5
1.2 Составление обзора состояния вопроса по теме исследования	2	2	1
1.3 Предварительное	4	2	2

Продолжение таблицы 4.2

I	II	III	IV
технико- экономическое обоснование целесообразности проведения исследования 1.4 Организационное обоснование НИР	4	1	4
2.1 Анализ исходных данных и источников информации	2	2	1
2.2 Составление частных методик для проведения исследования	2	2	1
2.3 Теоретические исследования влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики автомобиля	3	1	3
3.1 Тягово- динамический расчет механической	2	1	2

Продолжение таблицы 4.2

I	II	III	IV
трансмиссии			
3.2 Расчет и построение регуляторной характеристики	2	1	2
3.3 Тягово-динамический расчет бесступенчатой трансмиссии	3	1	3
3.4 Построение графиков зависимости динамических величин от изменения массы/количества пассажиров	3	1	3
3.5 Построение графиков зависимости динамических величин от радиуса качения колеса	3	1	3
3.6 Построение графиков зависимости динамических	3	1	3

Продолжение таблицы 4.2

I	II	III	IV
величин от коэффициента аэродинамического сопротивления			
3.7 Анализ полученных данных	4	2	2
3.8 Оформление результатов	7	1	7
4.1 Расчет показателей экономической эффективности НИР	2	2	1
4.2 Определение рисков разрыва потоков мощности при использовании различных типов трансмиссий	2	2	1
4.3 Согласование результатов работы с руководителем дипломного проектирования	2	2	1

Сетевой график – это изображение взаимной связи и результатов проведенных работ для достижения конечной цели исследования.

Сформируем и занесем исходные данные в таблицу 4.3

Таблица 4.3 – Исходные данные для построения и расчета сетевой модели

№ события		Наименование работы	Индекс этапа работы	Продолжи- тельность этапа работы, дни
Поряд- ковый	Предшест- вующий			
I	II	III	IV	V
1	0	Сбор информации по теме исследования;	0-1	5
2	1	Составление обзора состояния вопроса по теме исследования;	1-2	1
3	2	Предварительное технико- экономическое обоснование целесообразности проведения исследования;	2-3	2
4	2	Организационное обоснование НИР.	2-4	4
5	3	Анализ исходных данных и источников информации;	3-5	1
5	4	Составление частных методик для проведения исследования;	4-5	1
6	5	Теоретические исследования влияния	5-6	3



Продолжение таблицы 4.3

I	II	III	IV	V
7	6	бесступенчатой передачи на динамические характеристики автомобиля.		
8	7	Тягово-динамический расчет механической трансмиссии;	6-7	2
9	8	Расчет и построение регуляторной характеристики;	7-8	2
10	9	Тягово-динамический расчет бесступенчатой трансмиссии;	8-9	3
11	9	Построение графиков зависимости динамических величин от изменения массы/количества пассажиров;	9-10	3
12	9	Построение графиков зависимости динамических величин от радиуса качения колеса;	9-11	3
12	9	Построение графиков зависимости динамических величин	9-12	3

Продолжение таблицы 4.3

I	II	III	IV	V
13	9	от коэффициента аэродинамического сопротивления; Анализ полученных данных;	10-13	2
13	11	Оформление результатов.	11-13	7
13	12	Расчет показателей экономической эффективности НИР;	12-13	1
14	13	Определение рисков разрыва потоков мощности при использовании различных типов трансмиссии;	13-14	1
15	14	Согласование результатов работы с руководителем дипломного проектирования.	14-15	1
ИТОГО				46

Порядок построения сетевого графика:

1. Составление сетевого графика по перечню событий (рисунок 60);
2. Расчет продолжительности путей:

$T_1 = 0-1-2-3-5-6-7-8-9-12-13-14-15 = 25$  дней – ненапряженный путь;

$T_2 = 0-1-2-4-5-6-7-8-9-11-13-14-15 = 26$  дней – ненапряженный путь;

$T_3 = 0-1-2-3-5-6-7-8-9-10-13-14-15 = 31$  день – подкритический путь;

$T_4 = 0-1-2-4-5-6-7-8-9-10-13-14-15 = 27$  дней – ненапряженный путь;

$T_5 = 0-1-2-4-5-6-7-8-9-11-13-14-15 = 33$  дня – критический путь;

$T_6 = 0-1-2-4-5-6-7-8-9-12-13-14-15 = 27$  дней – ненапряженный путь.

3. Расчет коэффициента напряженности каждого из путей:

Для этого необходимо количество дней продолжительности данного пути разделить на продолжительность критического:

$$K_{ni} = \frac{T_i}{T_5} \quad (4.1)$$

$$K_{н1} = \frac{25}{33} = 0,76;$$

$$K_{н2} = \frac{26}{33} = 0,79;$$

$$K_{н3} = \frac{31}{33} = 0,94;$$

$$K_{н4} = K_{н6} = \frac{27}{33} = 0,82;$$

$$K_{н5} = \frac{33}{33} = 1.$$

4. Расчет ранних сроков свершения событий:

Определяется по направлению от начального события к конечному событию по формуле:

$$T_{pi+1} = T_{pi} + D_{i-(i+1)}, \quad (4.2)$$

где  $T_{pi}$  – ранний срок начального (предыдущего) события,

$D_{i-(i+1)}$  – продолжительности работы, которая соединяет эти события.

0 событие:  $T_{p0} = 0$ ;

1 событие:  $T_{p1} = T_{p0} + D_{0-1} = 0 + 5 = 5$  дней;

2 событие:  $T_{p2} = T_{p1} + D_{1-2} = 5 + 1 = 6$  дней;

3 событие:  $T_{p3} = T_{p2} + D_{2-3} = 6 + 2 = 8$  дней;

4 событие:  $T_{p4} = T_{p2} + D_{2-4} = 6 + 4 = 10$  дней;

5 событие:  $T_{p5} = T_{p4} + D_{4-5} = 10 + 1 = 11$  дней;

$$T'_{p5} = T_{p3} + D_{3-5} = 8 + 1 = 9 \text{ дней};$$

$$6 \text{ событие: } T_{p6} = T_{p5} + D_{5-6} = 11 + 3 = 14 \text{ дней};$$

$$7 \text{ событие: } T_{p7} = T_{p6} + D_{6-7} = 14 + 2 = 16 \text{ дней};$$

$$8 \text{ событие: } T_{p8} = T_{p7} + D_{7-8} = 16 + 2 = 18 \text{ дней};$$

$$9 \text{ событие: } T_{p9} = T_{p8} + D_{8-9} = 18 + 3 = 21 \text{ день};$$

$$10 \text{ событие: } T_{p10} = T_{p9} + D_{9-10} = 21 + 3 = 24 \text{ дня};$$

$$11 \text{ событие: } T_{p11} = T_{p9} + D_{9-11} = 21 + 3 = 24 \text{ дня};$$

$$12 \text{ событие: } T_{p12} = T_{p9} + D_{9-12} = 21 + 3 = 24 \text{ дня};$$

$$13 \text{ событие: } T_{p13} = T_{p11} + D_{11-13} = 24 + 7 = 31 \text{ день};$$

$$T'_{p13} = T_{p2} + D_{12-13} = 24 + 1 = 25 \text{ дней};$$

$$T''_{p13} = T_{p10} + D_{10-13} = 24 + 2 = 26 \text{ дней};$$

$$14 \text{ событие: } T_{p14} = T_{p13} + D_{13-14} = 31 + 1 = 32 \text{ дня};$$

$$15 \text{ событие: } T_{p15} = T_{p14} + D_{14-15} = 32 + 1 = 33 \text{ дня}.$$

#### 5. Расчет поздних сроков свершения событий:

Определяется по направлению от конечного события к начальному событию по формуле:

$$T_{ni} = T_{ni+1} + D_{i-(i-1)}, \quad (4.3)$$

где  $T_{ni+1}$  – продолжительность позднего срока последующего события,

$D_{i-(i-1)}$  – длительность работ, соединяющая события.

$$15 \text{ событие: } T_{п15} = T_{p15} = 33 \text{ дня};$$

$$14 \text{ событие: } T_{п14} = T_{п15} - D_{14-15} = 33 - 1 = 32 \text{ дня};$$

$$13 \text{ событие: } T_{п13} = T_{п14} - D_{13-14} = 32 - 1 = 31 \text{ день};$$

$$12 \text{ событие: } T_{п12} = T_{п13} - D_{12-13} = 31 - 1 = 30 \text{ дней};$$

$$11 \text{ событие: } T_{п11} = T_{п13} - D_{11-13} = 31 - 7 = 24 \text{ дня};$$

$$10 \text{ событие: } T_{п10} = T_{п13} - D_{10-13} = 31 - 2 = 29 \text{ дней};$$

$$9 \text{ событие: } T_{п9} = T_{п11} - D_{9-11} = 24 - 3 = 21 \text{ день};$$

$$T'_{п9} = T_{п10} - D_{9-10} = 29 - 3 = 26 \text{ дней};$$

$$T''_{п9} = T_{п12} - D_{9-12} = 30 - 3 = 27 \text{ дней};$$

$$8 \text{ событие: } T_{п8} = T_{п9} - D_{8-9} = 21 - 3 = 18 \text{ дней};$$

$$7 \text{ событие: } T_{п7} = T_{п8} - D_{7-8} = 18 - 2 = 16 \text{ дней};$$

$$6 \text{ событие: } T_{п6} = T_{п7} - D_{6-7} = 16 - 2 = 14 \text{ дней};$$

$$5 \text{ событие: } T_{п5} = T_{п6} - D_{5-6} = 14 - 3 = 11 \text{ дней};$$

$$4 \text{ событие: } T_{п4} = T_{п5} - D_{4-5} = 11 - 1 = 10 \text{ дней};$$

$$3 \text{ событие: } T_{п3} = T_{п5} - D_{3-5} = 11 - 1 = 10 \text{ дней};$$

$$2 \text{ событие: } T_{п2} = T_{п4} - D_{2-4} = 10 - 4 = 6 \text{ дней};$$

$$T'_{п2} = T_{п3} - D_{2-3} = 10 - 2 = 8 \text{ дней};$$

$$1 \text{ событие: } T_{п1} = T_{п2} - D_{1-2} = 6 - 1 = 5 \text{ дней};$$

$$0 \text{ событие: } T_{п0} = T_{п1} - D_{0-1} = 5 - 5 = 0.$$

Таким образом, сетевой график примет следующий вид, рисунок 60:

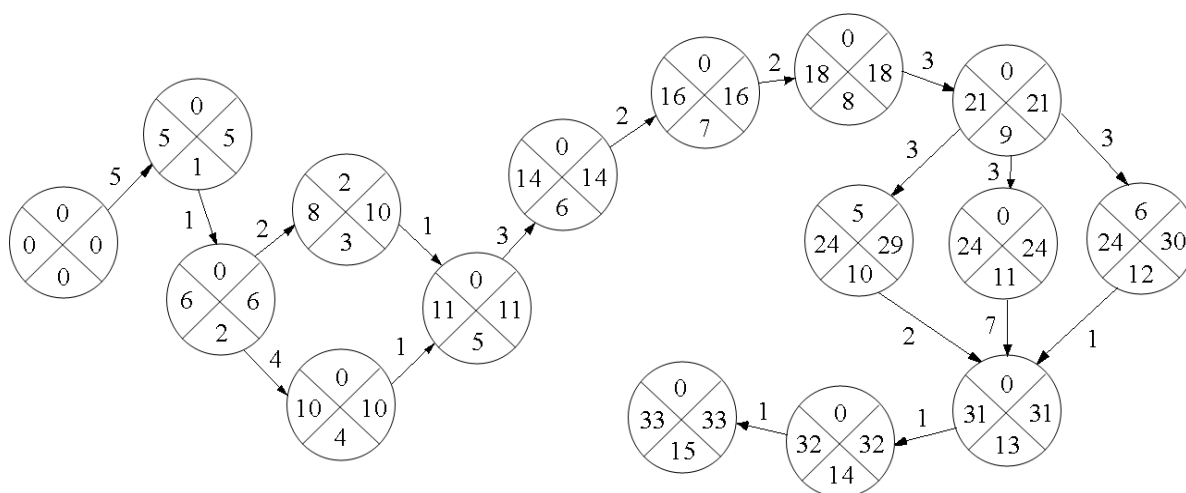


Рисунок 60 – Сетевой график проведения работ для исследуемого объекта

По плану проведения исследования, представленному в таблице 4.3, суммарная продолжительность проведения работ составила 46 дней. Исходя из значений сетевого графика, эта продолжительность составила 33 дня – и эта продолжительность является критической. Но так как критический путь не превышает время, отпущенное на дипломное проектирование, сетевой график нет необходимости оптимизировать.

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета затрат на проведение НИР

Наименование затрат	Единицы измерения	Величина
1. Директивное время на проведение НИР	месяц	3
2. Среднемесячные оклады $Z_{итр.i}$		
- научный руководитель	руб.	35000
- студент	руб.	9200
3. Страховые взносы в фонды $K_{страх.}$ :		0,32
4. Стоимость 1 кВт/ч электроэнергии $C_{эл.}$	руб.	3,42

Затраты НИР включают в себя текущие затраты на проведение исследования  $Z_{пред.НИР} = Z_{т.НИР}$

$Z_{т.НИР}$  – текущие затраты на НИР;

К текущим затратам НИР относят:

- заработную плату исполнителей;
- страховые взносы в фонды;
- затраты на электроэнергию.

В выполнении НИР принимали участие студент и руководитель, заработная плата которых рассчитывается, исходя из месячного оклада и количества времени, затраченного на НИР, представленные в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Заработная плата исполнителей

№ п/п	Должность	Количество исполнителей, чел.	Оклад, руб	Час. ставка, руб.	Количество отработанных часов, ч.	Сумма ЗП, руб.
1	Научный руководитель		35000	365	40	14600
2	Студент		9200	64	276	17664
ИТОГО					276	32264

«Страховые взносы в фонды определяются в размере установленных процентов от общей суммы заработной платы руководителя» [16].

$$Z_{\text{страх.ф.}} = Z_{\text{зарпл.}} \cdot K_{\text{страх.}} = 14600 \cdot 0,302 = 4409,2 \text{ рублей} \quad (4.4)$$

Затраты на электроэнергию определяются произведением часовой тарифной ставки на количество отработанных часов.

$$Z_{\text{эл.}} = Ц_{\text{эл.}} \cdot n = 3,42 \cdot 276 = 943,9 \text{ рублей} \quad (4.5)$$

Согласно проведенным расчетам определяем суммарные затраты на выполнение НИР и результаты сводим в таблицу 4.6

Таблица 4.6 – Суммарные затраты НИР

№ п/п	Наименование затрат	Сумма, руб.
1	Заработная плата исполнителей	32264
2	Страховые взносы в фонды	4409,2
3	Электроэнергия	943,9
	Итого	37617,1

Таким образом затраты на проведение работы по исследованию влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики автомобиля составили 37617,1 рублей.

## 5 Риски разрыва потока мощности для механической и бесступенчатой трансмиссий

Под разрывом потока мощности понимается нарушение функционирования (поломка) одного из элементов, находящихся в цепочке передачи момента.

В таблице 5 приведены краткие причины и «симптомы» образования поломок некоторых узлов трансмиссии для легкового автомобиля 2 класса.

Таблица 5 – Возможные причины разрыва потока мощности для механической и бесступенчатой трансмиссий

Механическая трансмиссия	Бесступенчатая трансмиссия
I	II
<p>1. Сцепление, первичный вал</p> <p>Зачастую, основной причиной поломки сцепления является неправильная эксплуатация ТС.</p> <p>Нарушением функционирования сцепления могут быть:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• ослабление/повреждение диафрагменной пружины, повреждение одного из дисков сцепления или поверхности маховика, повреждение троса в механическом приводе, разгерметизация или попадание воздуха в системе гидравлического привода – сопровождается неполным включением («сцепление ведет»)</li> </ul>	<p>1. Ремень (цепь) и шкивы вариатора</p> <p>Одним из самых серьезных и материально затратных является дефект вариаторной передачи. Он возникает при проскальзывании ремня между шкивными с одновременным образованием задиров на торцах ременных сегментов и рабочих поверхностях.</p> <p>Также возможен обрыв цепи вариатора. «Цепь контактирует с боковыми частями конусных шкивов, на которых расположены специальные насечки для улучшения сцепления» [11]. Изнашивание этих элементов в первую очередь приведет к образованию рывков в</p>



Продолжение таблицы 5

I	II
<p>сцепления;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• подклинивание выжимного подшипника, сильный износ накладок ведомого диска, повреждение пружины диафрагмы – возникает «пробуксовка» сцепления и повышенный воющий шум;</li> <li>• обрыв или соскок возвратной пружины педали или пружины вилки включения, подклинивание выжимного подшипника – после нажатия на педаль сцепления, она остается в полу;</li> <li>• повреждение/износ накладок ведомого диска, деформация пружины диафрагмы, изношенность пружин демпфера, повреждение ведущего диска – появляются рывки при движении.</li> </ul> <p>2. Шестерни передач.</p> <p>Синхронизаторы. Вторичный вал</p> <p>Если при работе двигателе слышен шум коробки в нейтральном положении рычага, это может быть</p>	<p>движении, в результате проскальзывания ремня по шкивам, а после к выходу из строя агрегата.</p> <p>Большое внимание необходимо уделить состоянию спидометра, ведь если он находится в нерабочем состоянии, скорее всего, это сигнализирует переходу ремня вариатора на аварийное положение. На низкой скорости движения автомобиля отклонение от нормы положения ремня может остаться незамеченным, но с увеличением скорости может произойти обрыв ремня и выход из строя всего узла.</p> <p>Образование рывков при движении/трогании автомобиля также может сигнализировать о несогласованности работы ведущего и ведомого шкивов.</p> <p>2. Масляный насос</p> <p>Металлическая цепь и шкивы в процессе своей продолжительной работы в результате трения образуют металлическую пыль, которая попадает в масло системы смазки вариатора, а в последствие в</p>

Продолжение таблицы 5

I	II
<p>причиной:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• повреждения подшипника ведущей шестерни;</li> <li>• износа/разрушения подшипника ведущего вала.</li> </ul> <p>Шум при работающем двигателе на одной из передач может соответствовать</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• поломке/износу синхронизатора;</li> <li>• разрушению/износу/поломке зубьев шестерни этой передачи.</li> </ul> <p>«Образование шума при переключении передачи может соответствовать износу/поломке муфт синхронизаторов» [18].</p> <p>Затруднение/невозможность переключения передач может быть причиной:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• поломки/износа муфт синхронизаторов, а также появления задиров/заусенцев на их внутренних поверхностях;</li> <li>• просадки/поломки пружин синхронизаторов;</li> <li>• заклинивания шестерен.</li> </ul> <p>Появление гула в КПП может</p>	<p>подшипники, вызывая их сбой и выход из строя. В результате износа подшипников образовывается характерный гул «вой» в процессе эксплуатации.</p> <p>Та же «пыль» попадает в клапаны масляного насоса, в результате чего их начинает подклинивать. Следовательно, из-за этого давление в системе скачет, пропадает согласованность работы шкивов и ремня – происходит проскальзывание и образуется рывковость движения автомобиля.</p> <p>Для избавления системы от так называемой «пыли», в ней установлен специальный магнит для ее притягивания. Но работа этого магнита будет неэффективна по мере увеличения количества пыли, т.к. поле магнита будет ослабевать. Решение этой проблемы кроется в регулярной замене масла.</p> <p>3. Система автоматики (контроллер)</p> <p>В некоторых случаях обрыв потока мощности может возникнуть в результате выхода из строя</p>

Продолжение таблицы 5

I	II
<p>соответствовать износу опорных подшипников вторичного вала.</p> <p>3. Главная пара. Дифференциал.</p> <p>ШРУС</p> <p>В главной передаче и дифференциале возможны износ/поломка зубьев шестерен, износ крестовины дифференциала и подшипников, износ/повреждение сальников, течь масла в соединениях картера заднего моста, вследствие чего образуется слышимый прерывистый шум в картере заднего моста/повышенный шум на поворотах.</p> <p>«При выходе из строя зубьев шестерен главной пары и дифференциала самостоятельное движение будет невозможно» [19].</p> <p>Неисправности ШРУС возникают вследствие наезда на бордюр, попадания в яму и т.д., но чаще всего из-за банального повреждения пыльника.</p> <p>Неисправности сопровождаются характерным хрустом на поворотах автомобиля и при резком трогании.</p>	<p>входных контроллеров. К таковым относятся датчик температуры масла трансмиссии, регулятор вращения ведомого и ведущего валов, контроллеры давления в главной магистрали и т. д. Зачастую поломки эти узлов возникают из-за попадания на них влаги или нарушения целостности электропроводки.</p> <p>Из-за неполадок работы электронной системы управления возникают сложности с включением разных режимов работы КПП. Так при поломке электронного блока коробка передач вибрирует и работает с рывками, наблюдается слабая динамика автомобиля или и вовсе невозможность движения, возможен вариант с движением автомобиля на нейтральной передаче.</p> <p>Например, при возникновении неисправностей в электронной системе управления, на табло информации загорается <b>Service required</b> (требуется обслуживание).</p>

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломном проекте проведено исследование влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики легкового автомобиля.

В ходе работы произведены расчет регуляторной характеристики и построение ее графика, отображающего каковы должны быть значения  $i_{тр}$ , чтобы при движении автомобиля в заданных условиях  $(\psi, V)$  его двигатель нагружался по характеристике максимальной мощности.

Применение бесступенчатых передач с автоматическим управлением является одним из эффективных средств повышения производительности и улучшения основных эксплуатационных качеств автотранспортных средств.

Также в работе содержатся расчеты и графики динамических характеристик механической и бесступенчатой передач и их зависимости от изменения количества перевозимых пассажиров, изменения радиуса качения колеса, изменения коэффициента аэродинамического сопротивления.

Таким образом, бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии автомобиля открывает возможности для оптимального использования его двигателя.

Применение бесступенчатой передачи позволяет во многом облегчить управление автомобилем, притом, обеспечивает довольно высокие тягово-динамические показатели, сравнимые с механической передачей.

Так к примеру, расход топлива у бесступенчатой передачи всего на 17 % выше, чем у механической (приблизительно 0,8 л/100км), а время разгона до 100 км/ч на 0,5 с больше.

Затраты на проведение работы по исследованию влияния бесступенчатой передачи на динамические характеристики автомобиля составили 37617,1 рублей, а оптимальное время проведения – 33 дня соответственно.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Родионов, В.Ф. Легковые автомобили /В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. – М.: Машиностроение, 1973. – 490 с.
2. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория / А.И. Гришкевич. – М. : Высш. шк., 1986. – 208 с.
3. Трансмиссия автомобиля [Электронный ресурс] – URL: <http://systemsauto.ru/transmission/transmission.html> (дата обращения: 19.01.2019)
4. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб. : БХВ – Петербург, 2006. – 478 с.
5. Балабин, И.В. Испытания автомобилей / И.В. Балабин. – М. : Машиностроение, 1988.
6. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц. – 1984.
7. Concerpcion, M. Includes operating parameters, advantages and electronic components for all CVTs – 2<sup>nd</sup> edition / M. Concerpcion. – Create Space Independent Publishing Platform, 2013. – 76 p.
8. Бесступенчатые трансмиссии [Электронный ресурс] – URL: [http://k-a-t/ru/mdk.01.01\\_transmjssia/index.shtml](http://k-a-t/ru/mdk.01.01_transmjssia/index.shtml) (дата обращения: 15.03.2019)
9. Бесступенчатые коробки передач [Электронный ресурс] – URL: <http://www.autoopt.ru/articles/products/3076268/> (дата обращения: 01.02.2019)
10. Maten, J. Continuously Variable Transmission (CVT) / J. Maten, B Anderson. – SAE Internatioal, 2006. – 400 p.
11. What is a Continuously Variable Transmission (CVT) [Электронный ресурс] – URL: <http://www.edmunds.com/car-technology/cvt-enters-the-mainstream.html> (дата обращения: 24.04.2019)
12. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля / Л.А. Черепанов. – Тольятти. : ТолПИИ, 2001. – 40 с.

13. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1982. – 373 с.
14. Метлюк, Н.Ф. Автоматика и автоматизация производственных процессов / Н.Ф. Метлюк. – Минск. : Высш. Школа, 1985. – 302 с.
15. Черепанов, Л. А. Автоматические системы автомобиля. Часть 2. / Л. А. Черепанов – Тольятти.: ТГУ, 2008. – 146 с.
16. Азовская, О.Н. Организация и управление производством: Учебно-методическое пособие / О.Н. Азовская, О.М. Сярдова. – Тольятти: ТГУ, 2008.- 42с.
17. Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с.
18. Валхламов, В.К. Автомобили. Основы конструкции / В.К. Валхламов. – СПб. : Академия, 2008. – 529 с.
19. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Т3. / Б.В. Кисуленко, Ю.В. Дементьев, И.А. Венгеров – М.: Автополис-плюс, 2005. – 560 с.
20. Influence of friction characteristic on the performance of chain CVT drives [Электронный ресурс] – URL: [https://www.researchgate.net/publication/228938062\\_Influence\\_of\\_friction\\_characteristic\\_on\\_the\\_performance\\_of\\_chain\\_CVT\\_drives](https://www.researchgate.net/publication/228938062_Influence_of_friction_characteristic_on_the_performance_of_chain_CVT_drives) (дата обращения: 12.05.2019)
21. Automated Manual Transmission (AMT) [Электронный ресурс] – URL: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/automated-manual-transmissions-amt/> (дата обращения: 22.05.2019)

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Графики тягово-динамического расчета автомобиля с механической трансмиссией

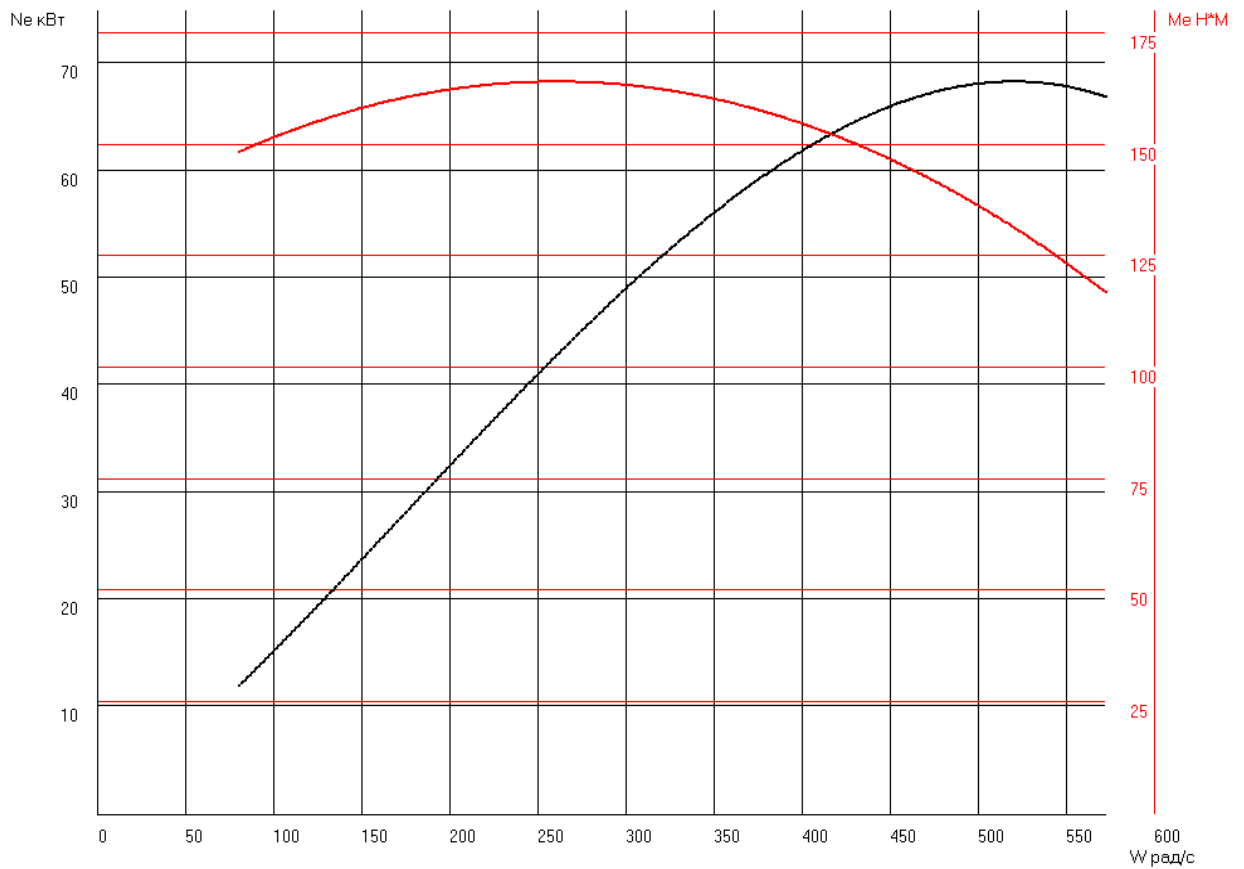


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика

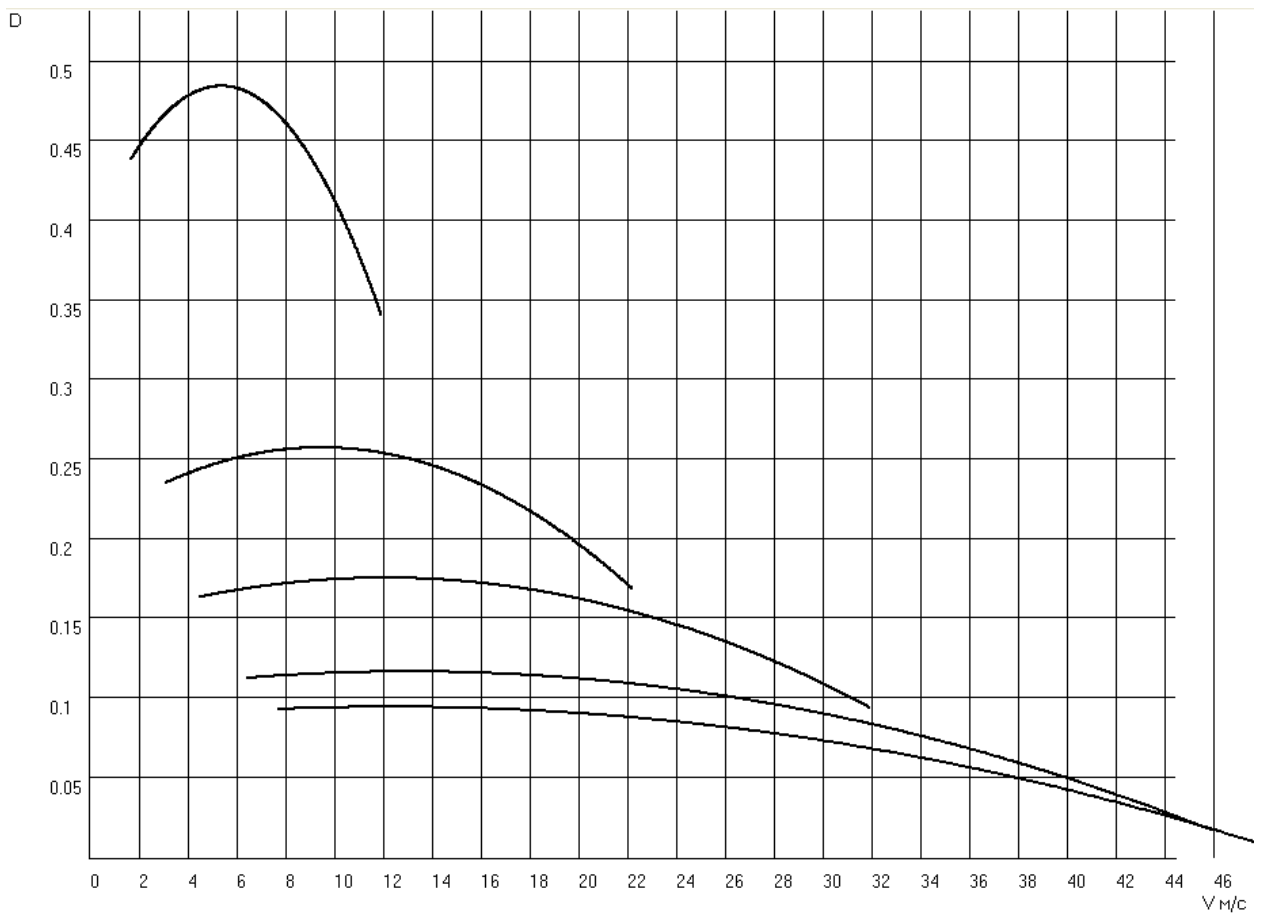


Рисунок А.2 – Динамическая характеристика



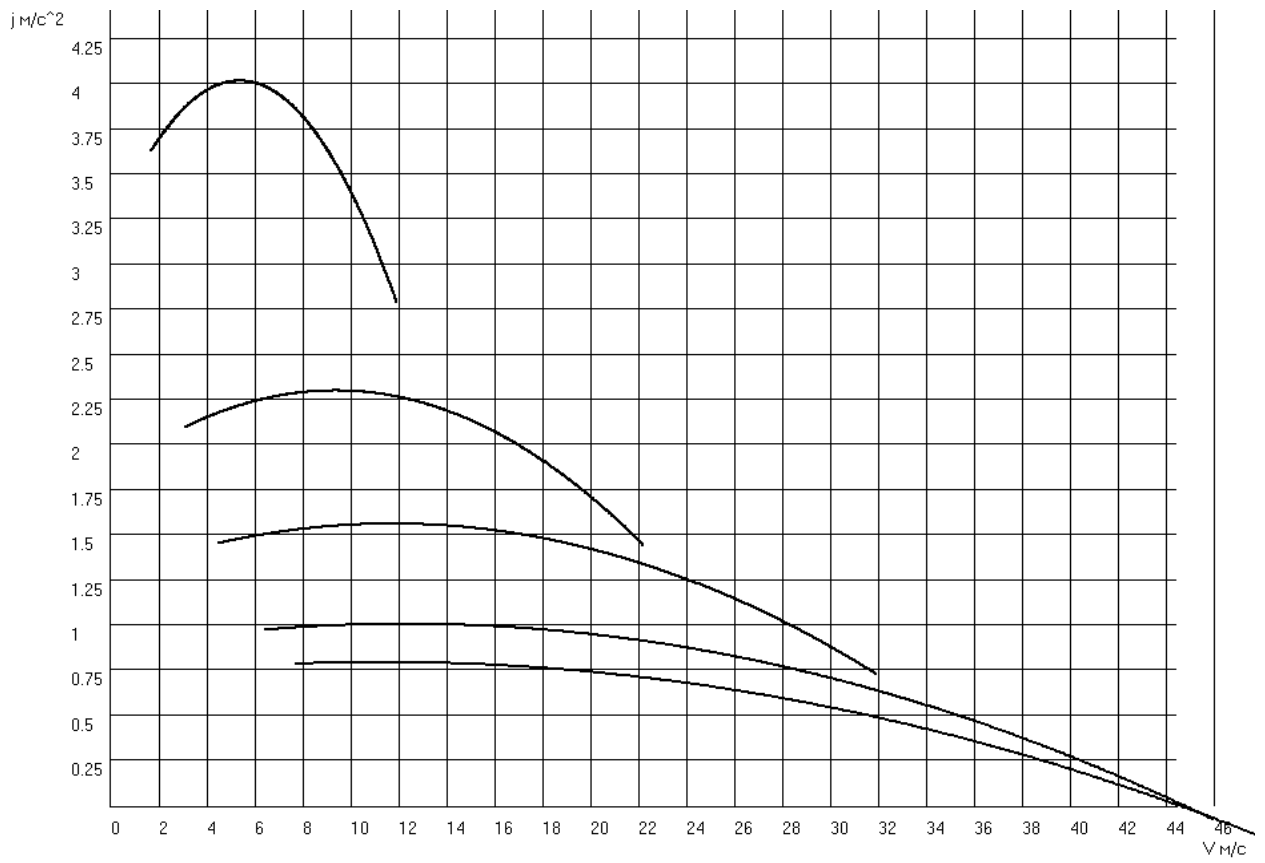


Рисунок А.3 – Ускорение автомобиля

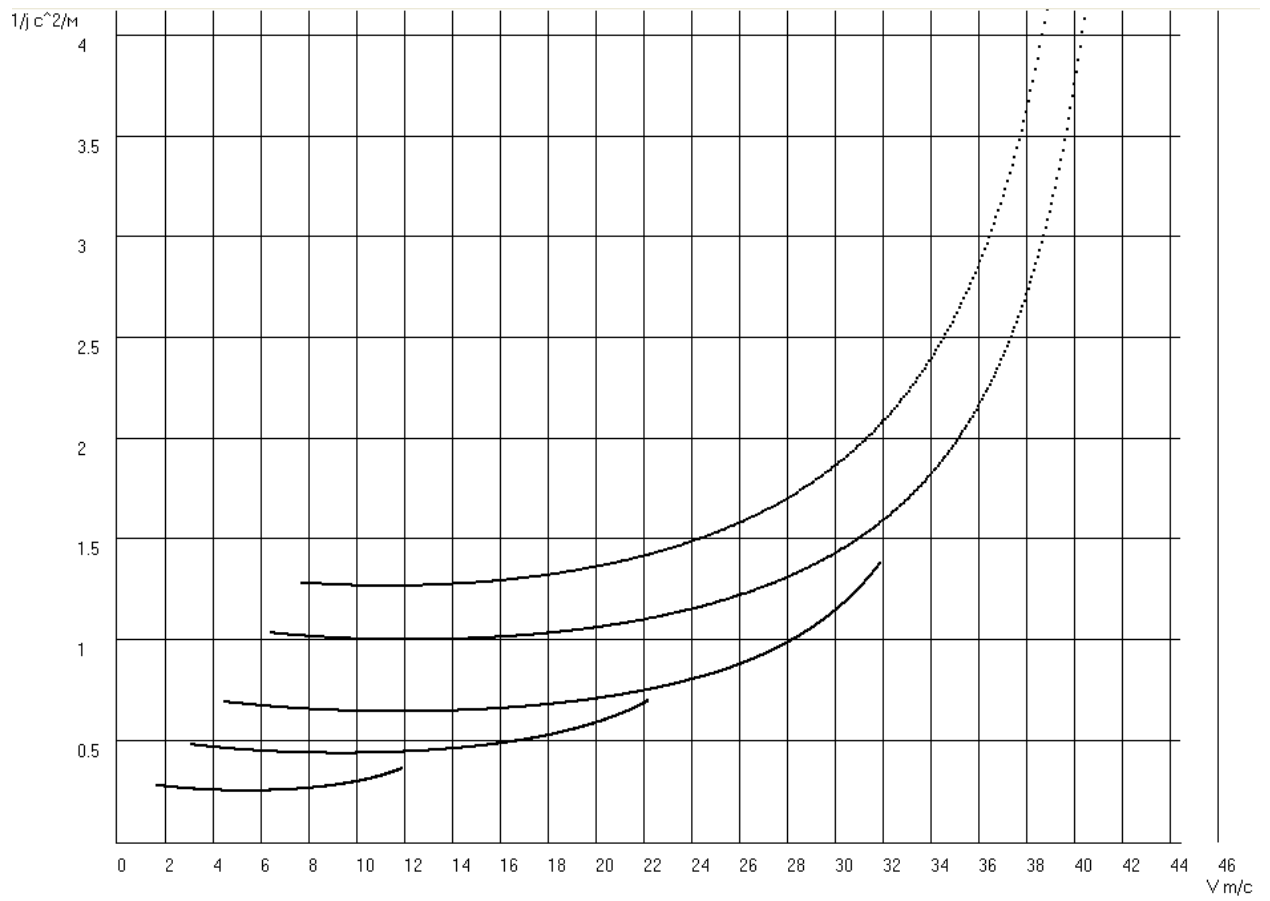


Рисунок А.4 – Обратные ускорения автомобиля

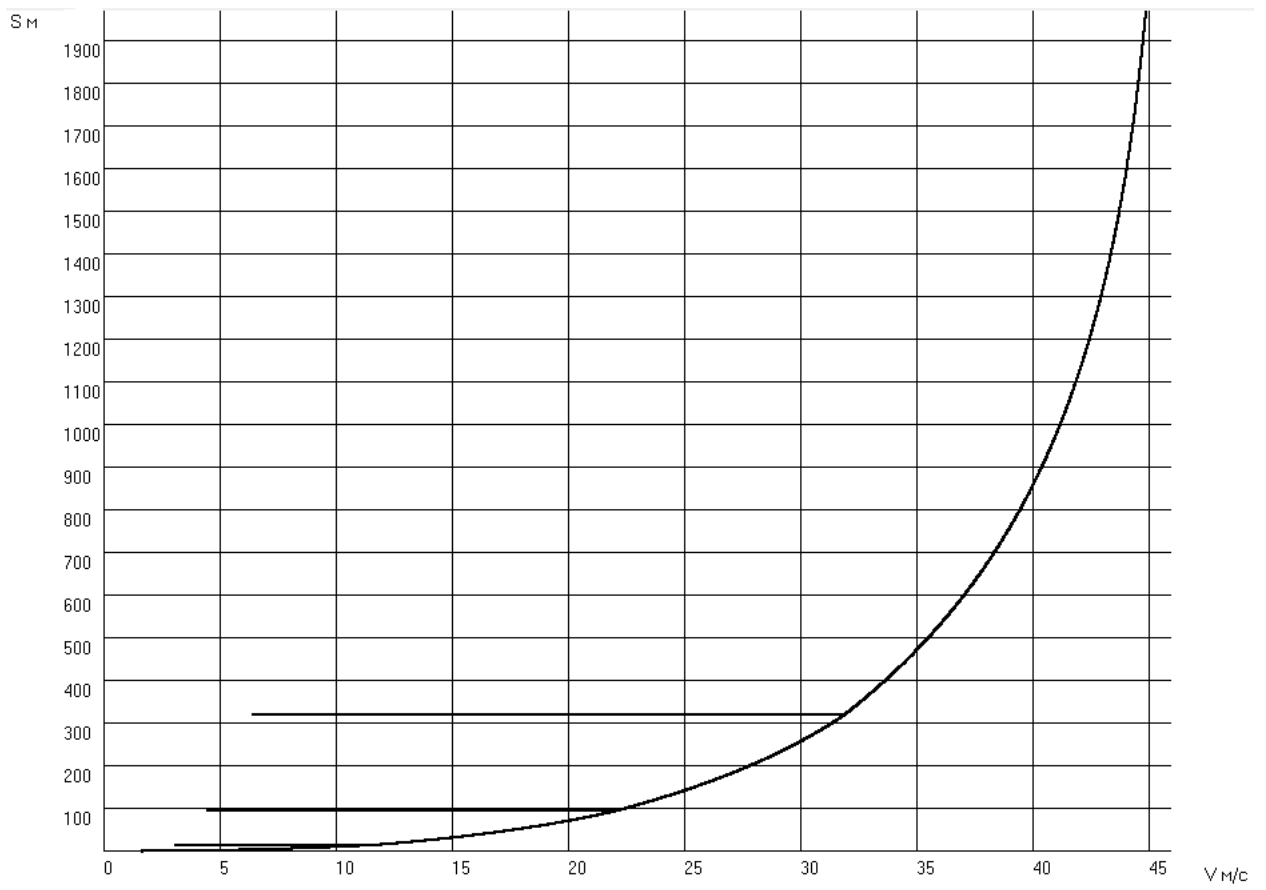


Рисунок А.5 – Путь разгона

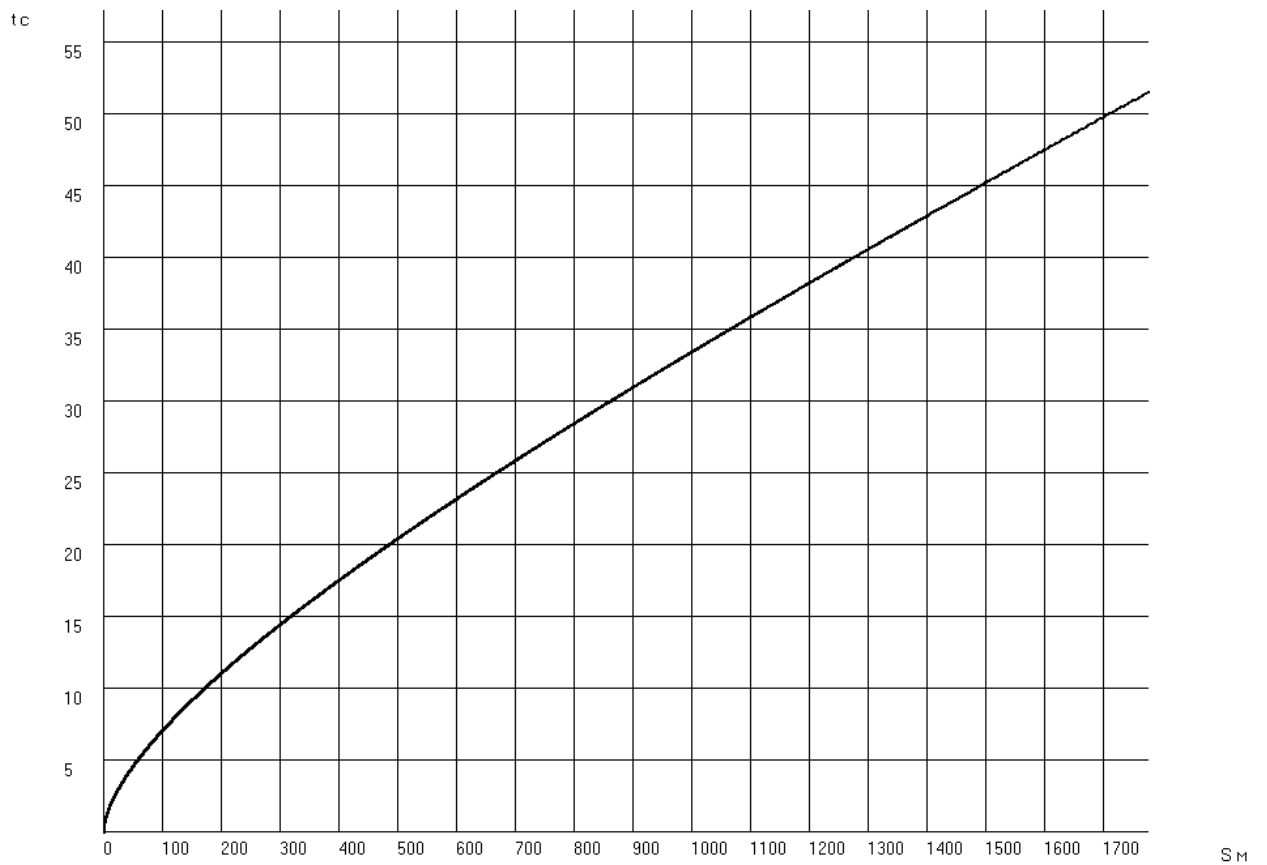


Рисунок А.6 – Интенсивность разгона

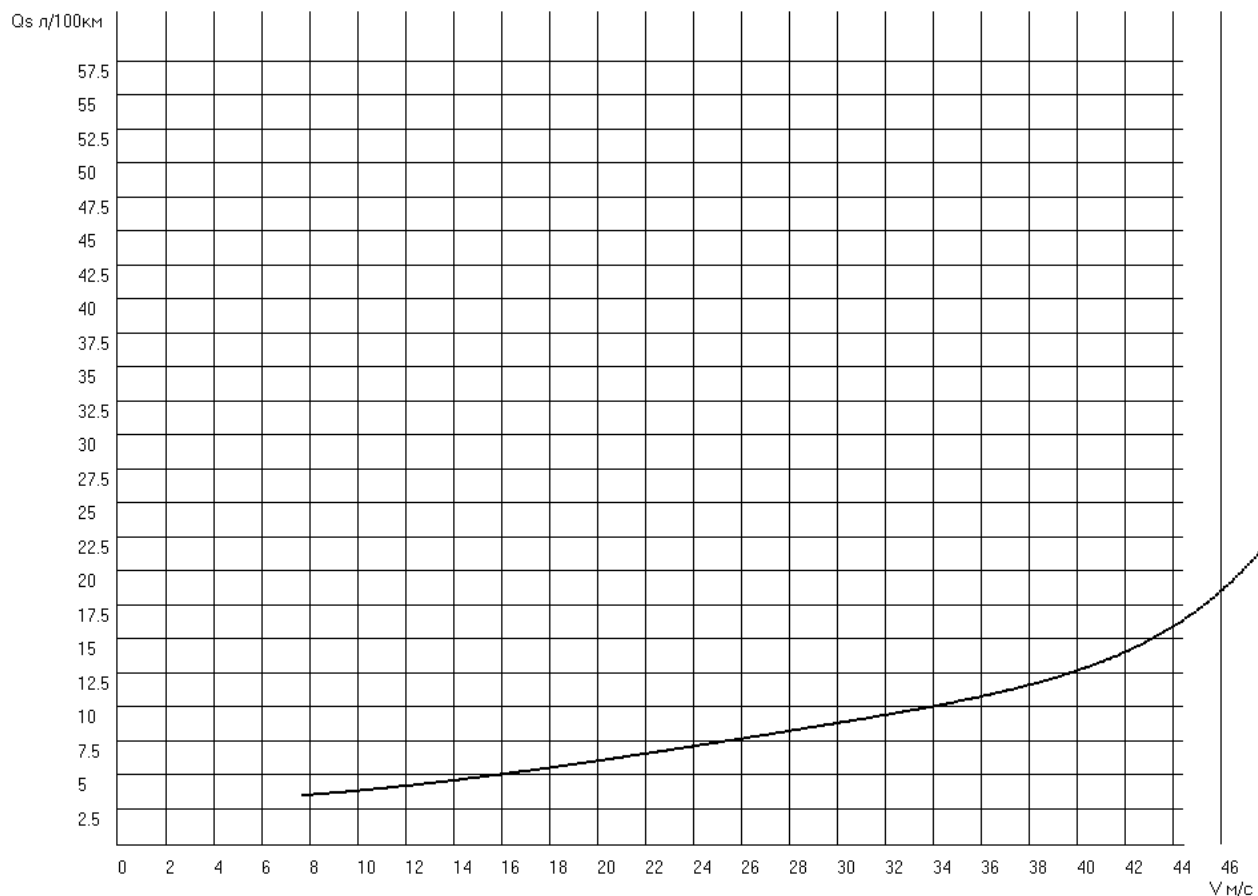


Рисунок А.7 – Топливная экономичность

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Графики тягово-динамического расчета автомобиля с бесступенчатой трансмиссией

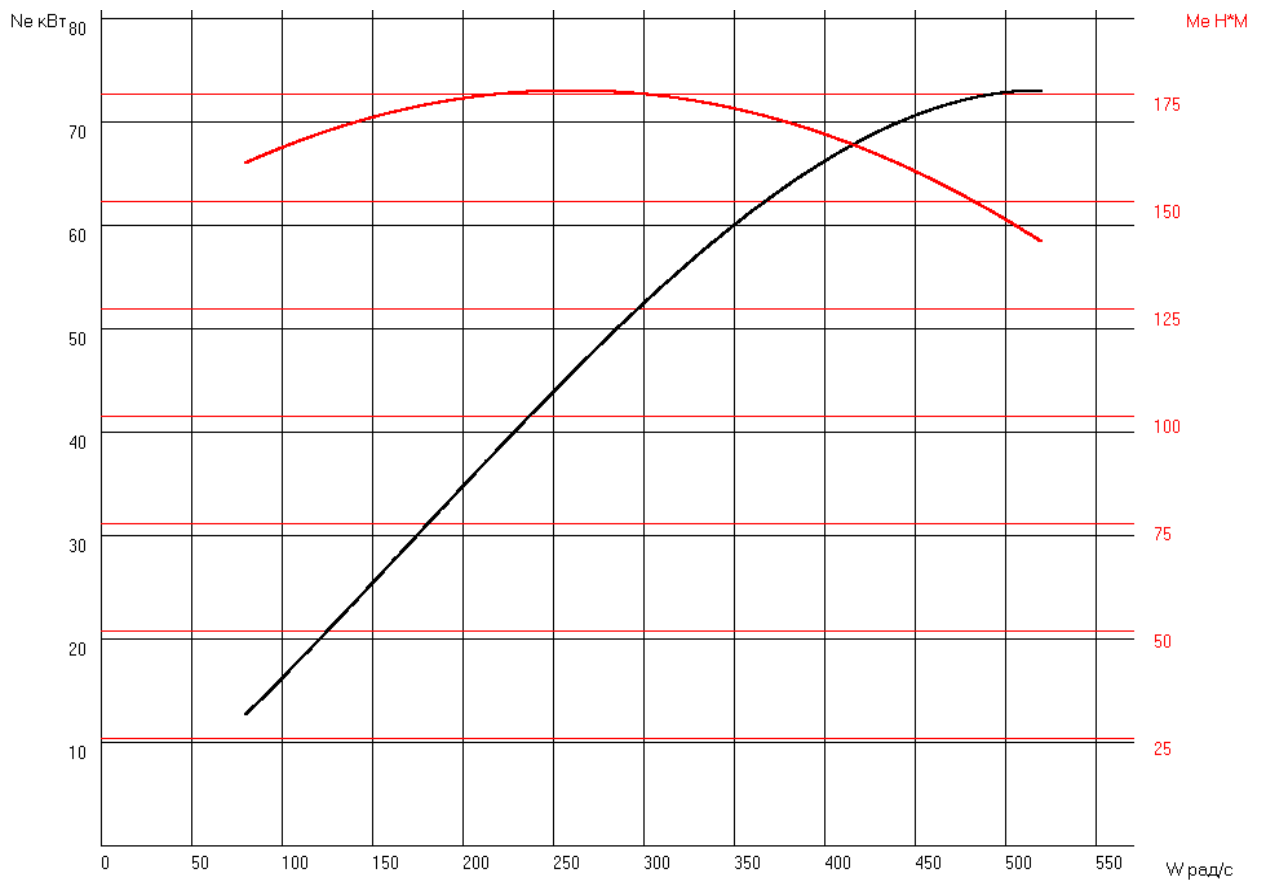


Рисунок Б.1 – Внешняя скоростная характеристика

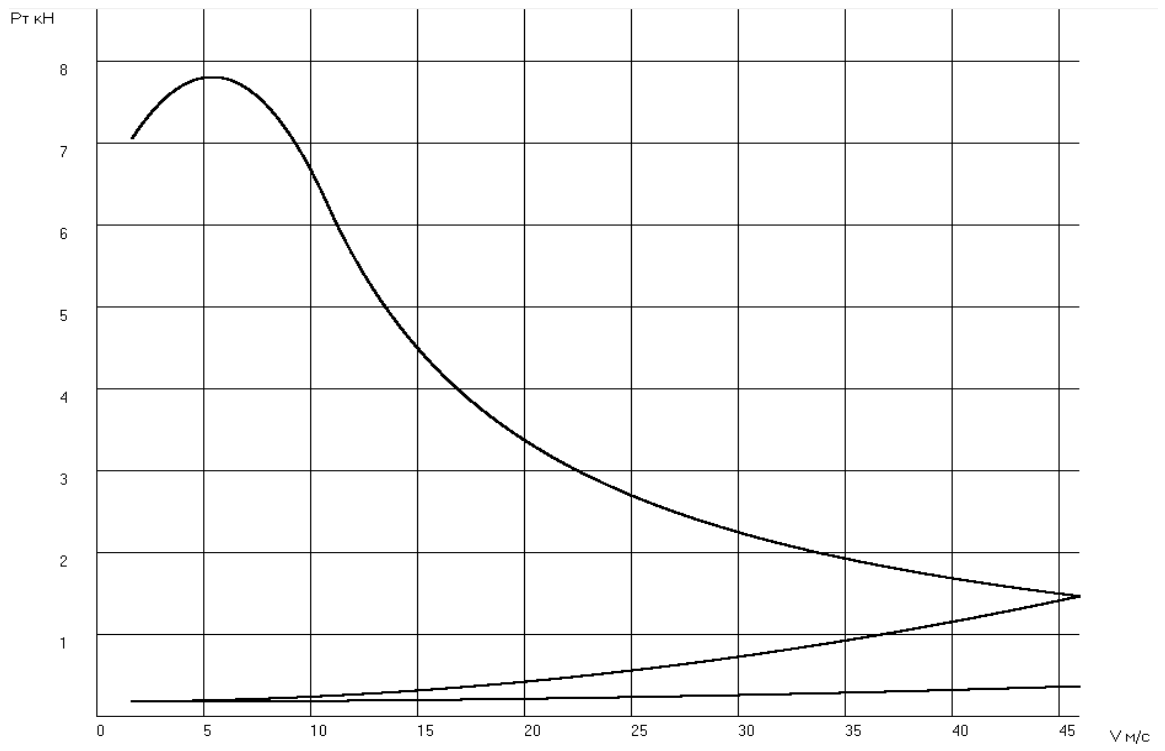


Рисунок Б.2 – Силовой баланс

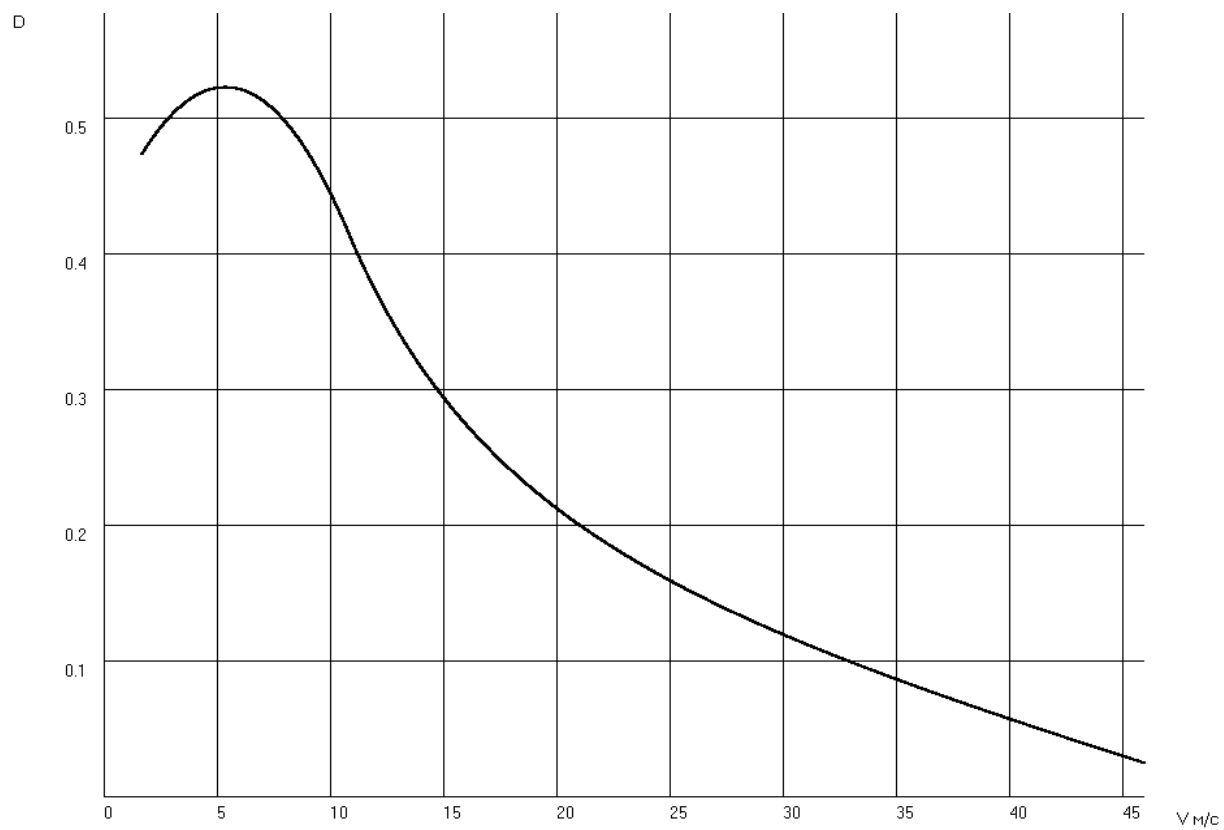


Рисунок Б.3 –Динамическая характеристика



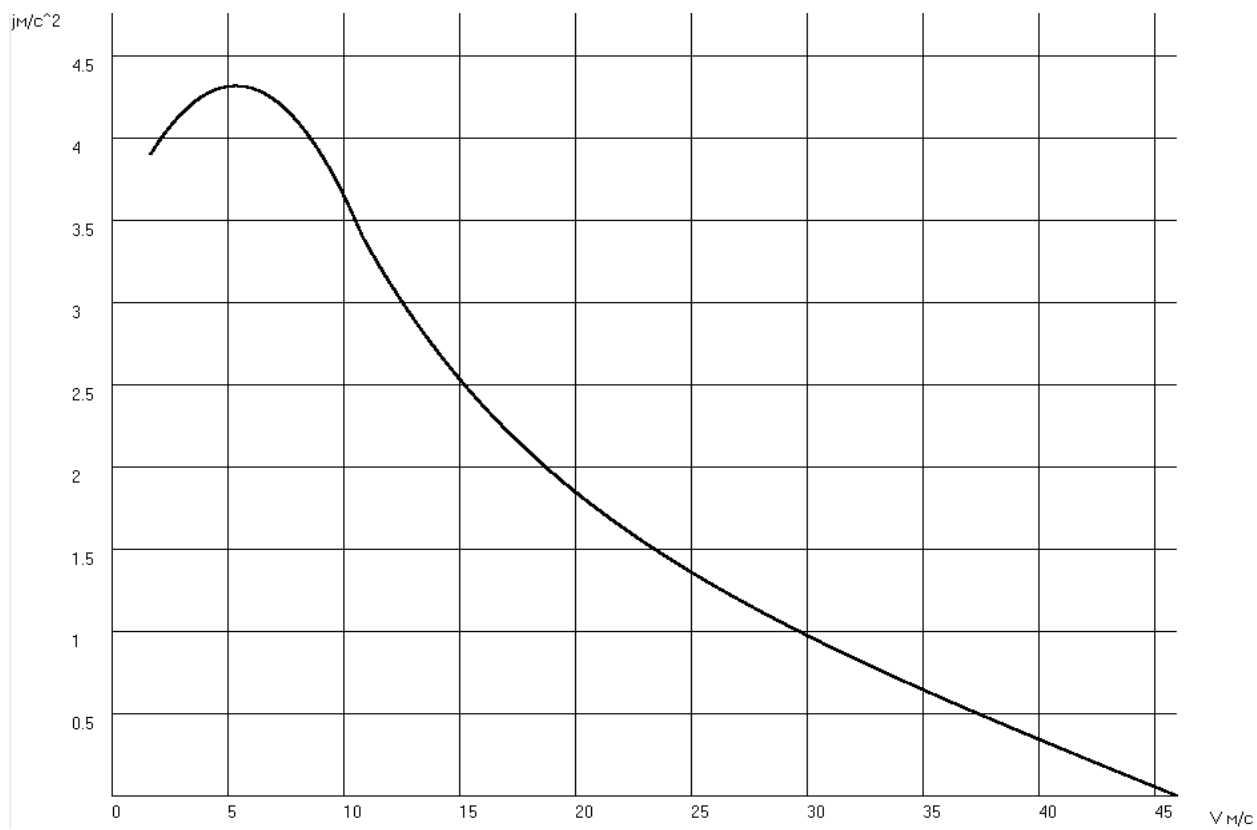


Рисунок Б.4 – Ускорения автомобиля

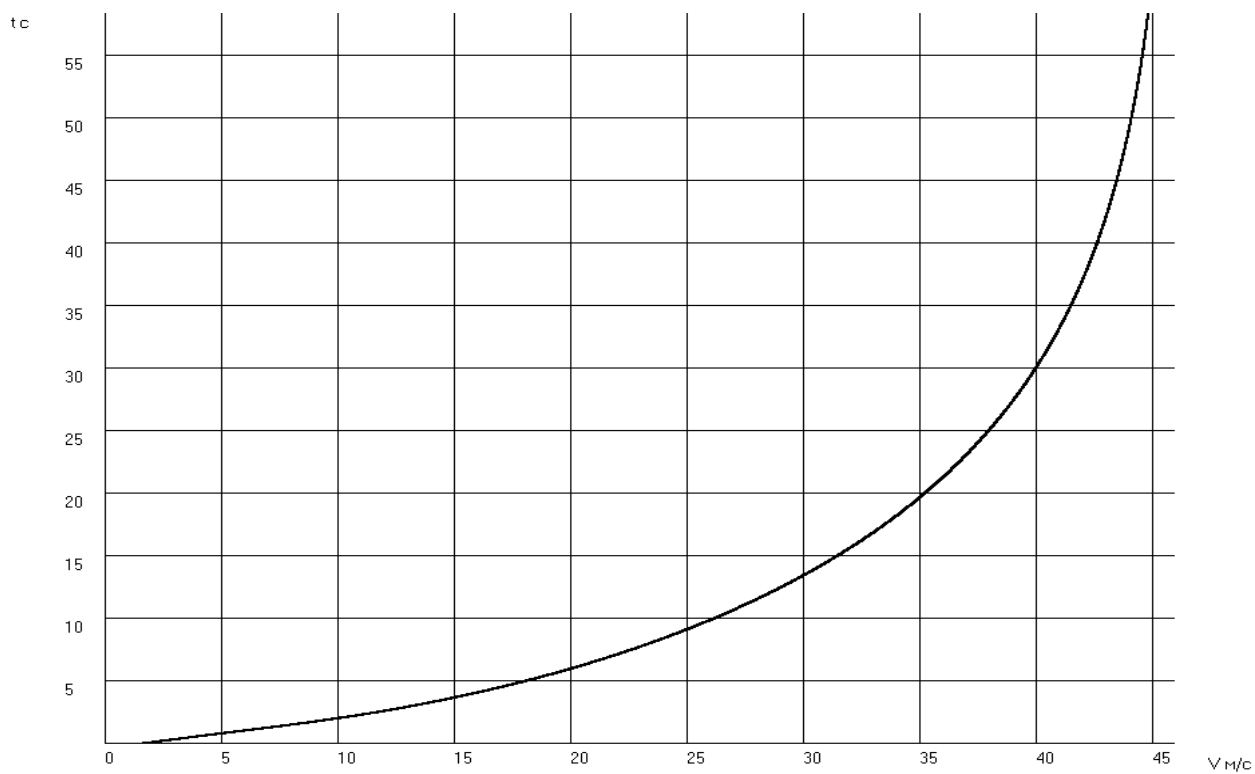


Рисунок Б.5 – Время разгона

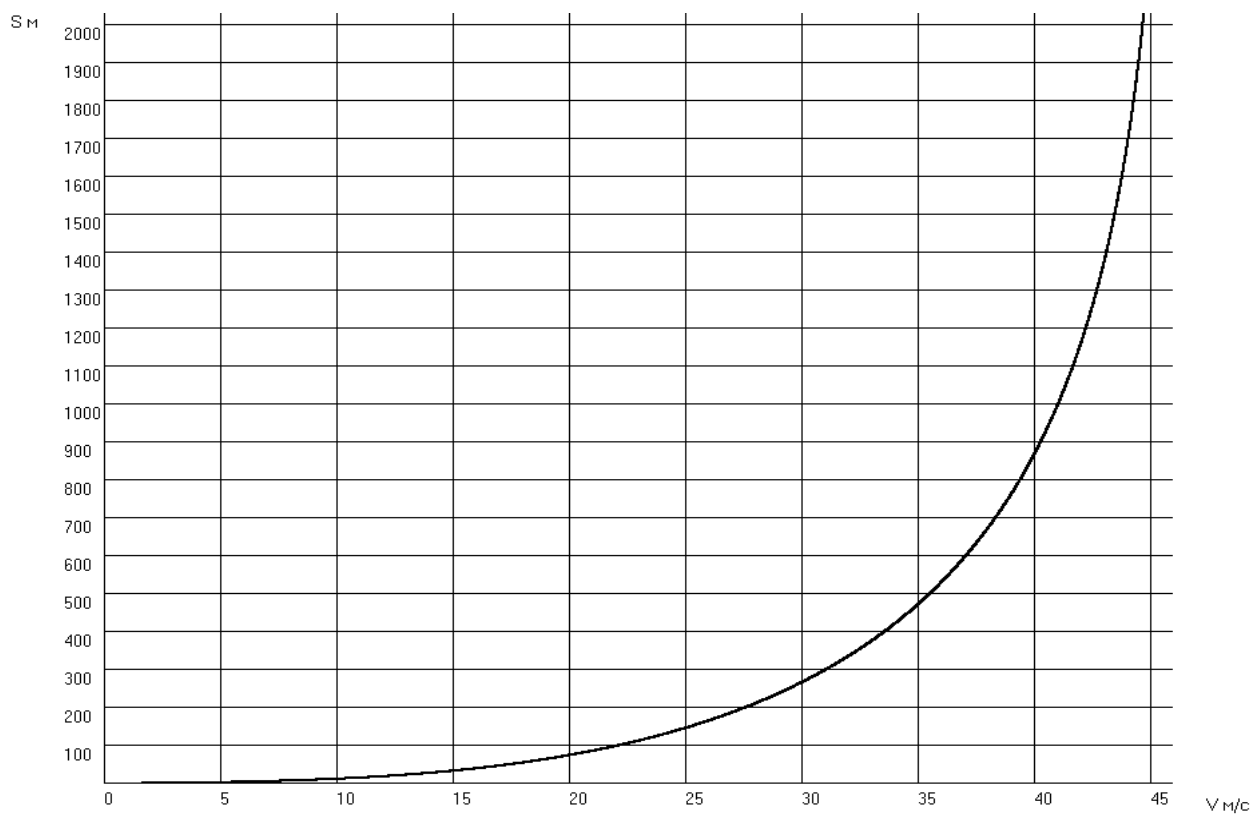


Рисунок Б.6 – Путь разгона

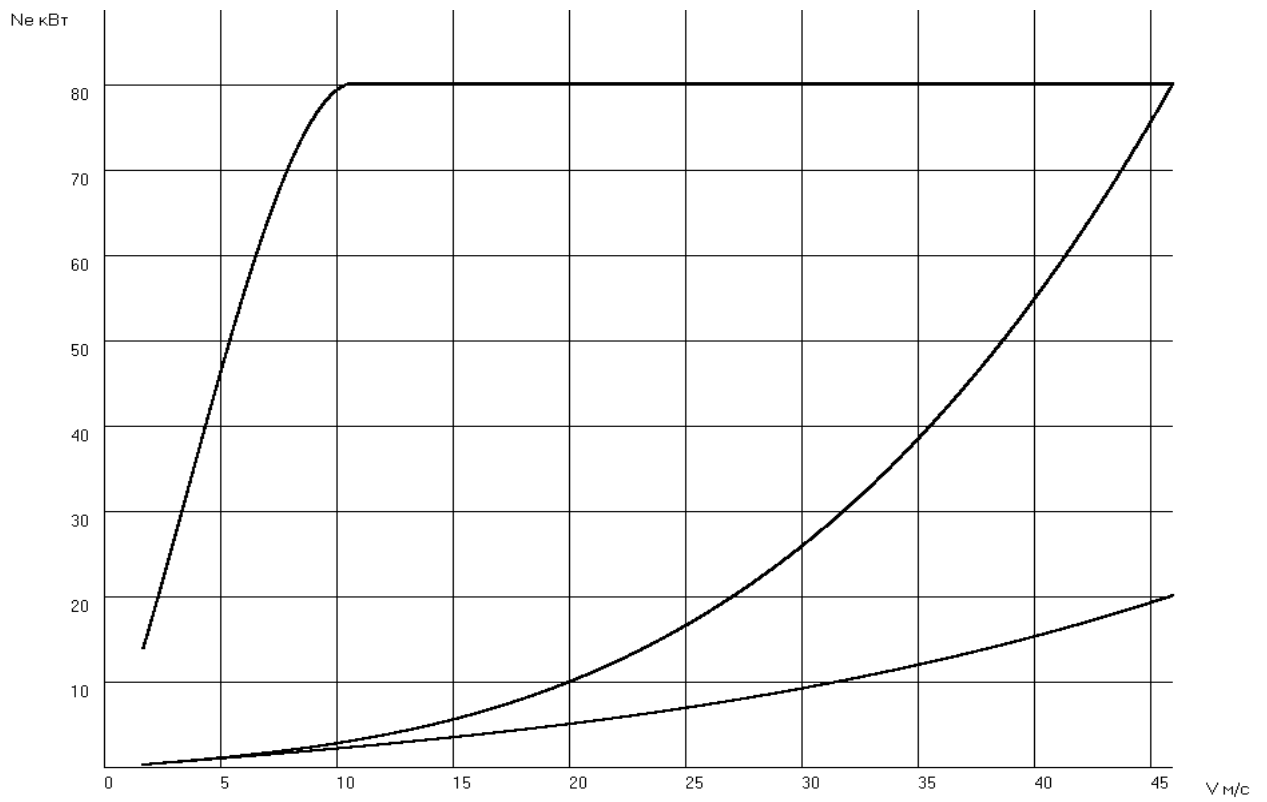


Рисунок Б.7 – Мощностной баланс

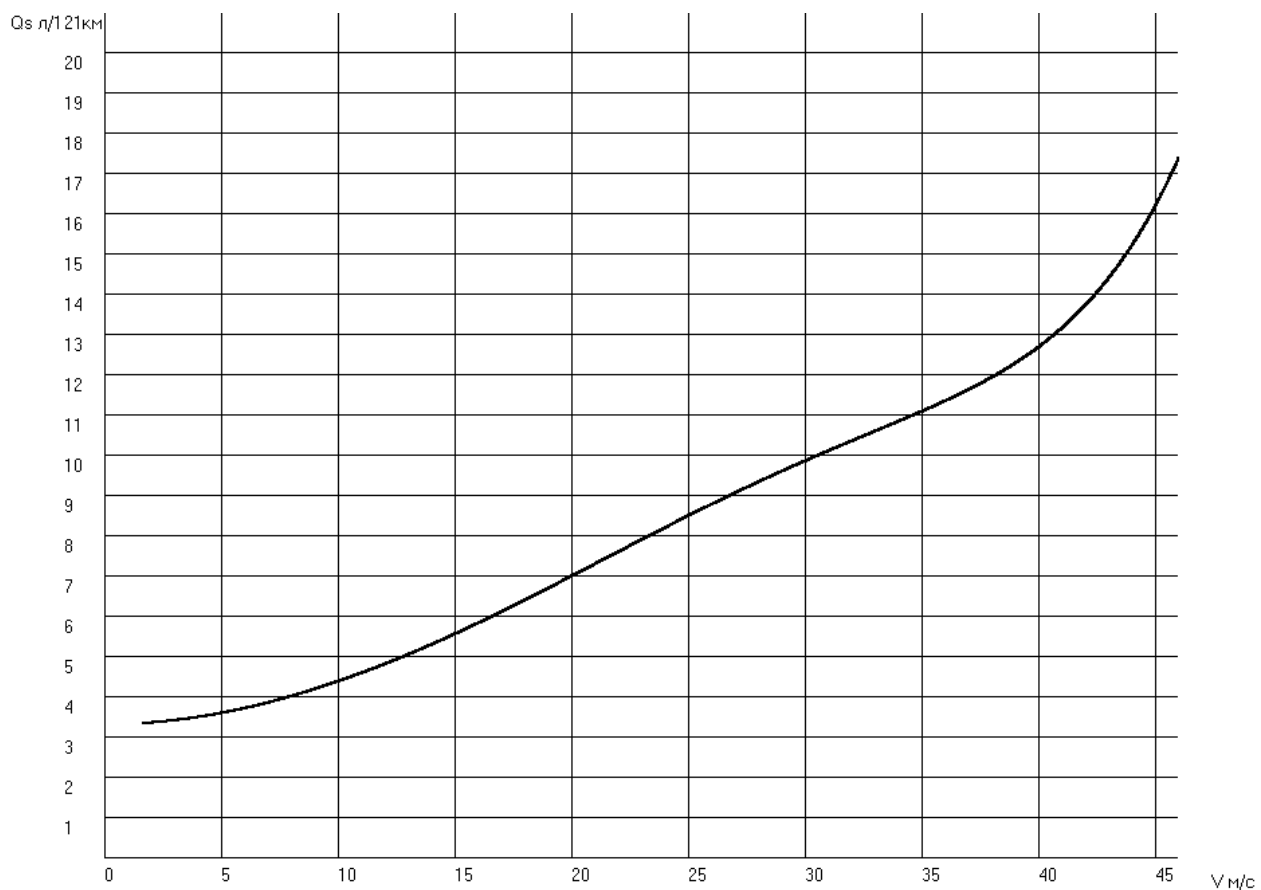


Рисунок Б.8 – Топливная экономичность