

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра автомобильного транспорта

А.А. Архирейский

РАСЧЁТ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний для студентов, обучающихся по программе высшего образования по направлению подготовки 23.03.01 Технология транспортных процессов

Оренбург

2016

УДК 629.33(076.5)
ББК 39.33я7

А87

Рецензент – доцент, кандидат технических наук А.Н. Мельников

Архирейский А.А.

А87

Расчёт тягово-скоростных и экономических свойств автомобиля: методические указания /А.А. Архирейский. – Оренбургский гос. ун-т. - Оренбург: ОГУ, 2016. – 33 с.

Методические указания к выполнению курсового проекта предназначены для студентов, обучающихся по программе высшего образования по направлению подготовки 23.03.01 Технология транспортных процессов при изучении дисциплины «Техника транспорта, обслуживание и ремонт»

УДК 629.33(076.5)
ББК 39.33я7
© Архирейский А.А., 2016
© ОГУ 2016

Содержание

Введение	4
1 Расчёт показателей тягово-скоростных свойств автомобиля.....	6
1.1 Определение мощности на ведущих колесах.....	6
1.2 Расчёт и построение внешней скоростной характеристики	10
1.3 Построение тяговой характеристики автомобиля	13
1.4 Расчёт и построение динамической характеристики автомобиля.....	17
1.5 Расчёт и построение зависимостей возможных ускорений автомобиля от его скорости	20
1.6 Расчёт и построение графиков пути и времени разгона автомобиля от его скорости	22
2 Расчёт экономической характеристики автомобиля.....	25
Список использованных источников.....	31
Приложение А	33

Введение

Методические указания для выполнения курсового проекта составлены для студентов, обучающихся по направлению 23.03.01 – Технология транспортных процессов. При изучении дисциплины «Техника транспорта обслуживание и ремонт» учебным планом предусмотрено выполнение курсового проекта. Выполнение курсового проекта преследует цель формирования у студентов системы компетенций для решения профессиональных задач по эффективному использованию автомобилей, в систематизации и закреплении знаний студентов по основным вопросам теории автомобиля и приобретения навыков в решении практических задач. Выполнение курсового проекта способствует обладанию студентами следующих компетенций:

- способностью к работе в составе коллектива исполнителей по реализации управленческих решений в области организации производства и труда, организации работы по повышению научно-технических знаний работников;
- способностью к кооперации с коллегами по работе в коллективе, к совершенствованию документооборота в сфере планирования и управления оперативной деятельностью транспортной организации

По результатам выполнения курсового проекта студент должен владеть:

- навыками самостоятельной актуализации знаний об основных принципах действия узлов, систем, механизмов и агрегатов изучаемых автомобилей;
- расчётно-аналитическими методами определения основных показателей эксплуатационных свойств, связанных с движением автомобиля.
- критериями оценки возможности использования автомобиля в заданных условиях эксплуатации.

В задании на расчёт указаны следующие данные: автомобиль - прототип, максимальная скорость движения автомобиля, максимальный уклон дороги.

Порядок выполнения работы следующий: определяются максимальная мощность на ведущих колесах; производится предварительный подбор двигателя; строится

внешняя скоростная характеристика принятого двигателя; строятся тяговая и динамическая характеристики двигателя; строятся графики пути и времени разгона до максимальной скорости; строятся экономическая характеристика автомобиля на высшей передаче. Все графики выполняются на масштабной-координатной чертежной бумаге (миллиметровке) формата А4. Масштабные коэффициенты должны быть выбраны так, чтобы ординаты графиков были больше абсцисс. Результаты расчётов анализируются и делаются выводы.

Настоящая работа не претендует на полноту и законченность изложения всех вопросов, имеющих отношение к определению характеристик эксплуатационных свойств автомобилей. О замеченных недостатках в методических указаниях просьба сообщать на кафедру автомобильного транспорта транспортного факультета ОГУ. Автор с благодарностью примет и рассмотрит любые предложения, касающиеся повышения научно-технического, учебно-методического, эргономического и содержательного уровня данных методических указаний.

1 Расчёт показателей тягово-скоростных свойств автомобиля

1.1 Определение мощности на ведущих колесах

Мощность N_{eV} , которую необходимо передавать на ведущие колеса автомобиля, для того чтобы он двигался с установленной в задании скоростью, определяют по указанным в задании на курсовой проект значениям максимальной скорости v_{max} и максимального уклона дороги i_{max} , по зависимости, полученной из уравнения мощностного баланса [4, 5]:

$$N_{eV} = \frac{\psi_v G_a v_{max} + k_B F v_{max}^3}{1000 \cdot \eta_{тр}}, \quad (1.1)$$

где N_{eV} – мощность которую, необходимо передавать на ведущие колеса автомобиля, для того чтобы он двигался с установленной в задании скоростью, кВт;

ψ_v – коэффициент сопротивления дороги;

$G_a = m_a \cdot g$ – вес автомобиля, Н;

v_{max} – значение максимальной скорости автомобиля на высшей передаче, м/с (указано в задании на курсовой проект);

k_B – коэффициент обтекаемости автомобиля, принимается из таблицы 1.1;

F – площадь сечения автомобиля по миделю, м²;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии автомобиля.

Коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi_v = (f_{v_{max}} + i_{max}), \quad (1.2)$$

где i_{max} – значение максимального уклона, преодолеваемого автомобилем при максимальной загрузке движения с максимальной скоростью на высшей передаче (указано в задании на курсовой проект);

$f_{v_{max}}$ – коэффициент сопротивления качению колёс автомобиля при его движении с максимальной скоростью.

Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения автомобиля выражают эмпирической формулой:

$$f_v = f_0 + k_f v_a^2, \quad (1.3)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при малой скорости (таблица 1.1);

k_f – эмпирический коэффициент, $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$.

Таблица 1.1 – Значения коэффициента сопротивления качению при малых скоростях [2, 4]

Тип покрытия	Коэффициент сопротивления качению
Дорога с асфальтобетонным покрытием: в хорошем состоянии	0,015-0,018
в удовлетворительном состоянии	0,018-0,020
Гравийная дорога в хорошем состоянии	0,020-0,025
Грунтовая дорога: сухая, укатанная	0,025-0,350
после дождя	0,050-0,150
в период распутицы	0,100-0,250
Песок с суглинком: сухой	0,100-0,300
сырой	0,060-0,150
Суглинистая и глинистая целина: сухая	0,04-0,06
в пластичном состоянии	0,10-0,20
Обледенелая дорога, лед	0,015-0,030
Укатанная снежная дорога	0,03-0,05
Рыхлый снег	0,10-0,30

Пример:

На скорости 100 км/ч (27,78 м/с) коэффициент сопротивления качению рассчитаем по формуле (1.3):

$$f_{100} = 0,02 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 27,78^2 = 0,0254.$$

Коэффициент сопротивления качению при малой скорости ($f_0 = 0.016$) принят по таблице 1.1.

Площадь сечения автомобиля F по миделю (площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси) можно с достаточной степенью точности (погрешность до 10 %) заменить произведением ширины колеи передних колес автомобиля на его высоту:

$$F = B \cdot H, \quad (1.4)$$

где B – ширина колеи передних колес, м;

H – высота автомобиля, м.

Оба параметра входят в техническую характеристику автомобиля и принимаются по прототипу.

Пример:

Для автобуса ПАЗ 3205 ширина колеи передних колес и высота определены по справочнику [17]: $B = 1930$ мм; $H = 2947$ мм.

$$F = 1,93 \cdot 2,947 = 5,68771 \text{ м}^2.$$

Коэффициент обтекаемости автомобиля k_B зависит от формы автомобиля, его обтекаемости, его значения приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Значения коэффициента обтекаемости автомобиля

Тип автомобиля	$k_B, \text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$
Грузовой автомобиль с двигателем впереди кабины	0,59-0,68
Грузовой автомобиль с кабиной над двигателем	0,39-0,59
Автобусы с двигателем впереди салона	0,49-0,59
Автобусы вагонного типа	0,25-0,40
Легковой автомобиль не обтекаемый	0,34-0,49
Легковой автомобиль полуобтекаемый	0,2-0,29
Легковой автомобиль обтекаемый	0,15-0,2
Полуприцеп (ориентировочно)	(0,17-0,05) от "к" тягача
Прицеп	(0,2-0,3) от "к" тягача

Коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{тр}$ определяется как произведение КПД отдельных агрегатов трансмиссии:

$$\eta_{тр} = \eta_{кпп} \cdot \eta_o \cdot \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_{кп}, \quad (1.5)$$

где $\eta_{кпп}$ – КПД коробки передач;
 η_o – КПД главной передачи;
 η_k – КПД карданной передачи;
 η_p – КПД раздаточной коробки;
 $\eta_{кп}$ – КПД колёсной передачи.

Значения КПД зависят от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Величины КПД автомобильных агрегатов можно найти в соответствующей технической литературе. В курсовом проекте значение КПД трансмиссии можно принять по таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Значения КПД трансмиссии

Тип автомобиля	Общий КПД трансмиссии
Легковые автомобили с колёсной формулой 4×2	0,907-0,960
Легковые автомобили с колёсной формулой 4×4	0,820-0,925
Грузовые автомобили грузоподъёмностью до 5 т	0,856-0,907
Грузовые автомобили грузоподъёмностью до 5 т повышенной проходимости	0,83-0,88
Грузовые автомобили грузоподъёмностью свыше 5 т	0,83-0,87
Автобусы	0,86-0,90

Пример:

$$N_{eV} = [0,0254 \cdot 7460 \cdot 9,81 \cdot 27,78 + 0,3 \cdot 5,68771 \cdot 27,78^3] / (1000 \cdot 0,88) = 100,25 \text{ кВт.}$$

Полная масса автомобиля принята по прототипу [17].

Коэффициент обтекаемости автомобиля принят по таблице 1.2.

Общий КПД принят из таблицы 1.3.

1.2 Расчёт и построение внешней скоростной характеристики

Для оценки тягово-скоростных свойств автомобилей используют внешнюю скоростную характеристику двигателя, соответствующую полной подаче топлива. Внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя может быть представлена тремя кривыми:

$$N_e, M_e, g_e = f(\omega_e), \quad (1.6)$$

где N_e – текущее значение эффективной мощности при максимальной подаче топлива, кВт;

M_e – крутящий момент двигателя на том же режиме, Н·м;

g_e – удельный эффективный расход топлива на том же режиме, г/(кВт·ч);

ω_e – текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя, c^{-1} .

С учётом того, что $M_e = 1000 N_e / \omega_e$, для построения внешней скоростной характеристики достаточно располагать двумя зависимостями:

$$N_e = f(\omega_e) \quad \text{и} \quad g_e = f(\omega_e)$$

Эти зависимости могут быть рассчитаны и построены по следующим эмпирическим зависимостям:

$$N_e = N_{e \max} [a (\omega_e / \omega_N) + b (\omega_e / \omega_N)^2 - c (\omega_e / \omega_N)^3];$$

$$g_e = g_{eN} [A - B (\omega_e / \omega_N) + C (\omega_e / \omega_N)^2],$$

где $N_{e \max}$ – максимальная эффективная мощность двигателя, кВт;

ω_N – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности, c^{-1} ;

g_{eN} – удельный эффективный расход топлива, соответствующий максимальной мощности двигателя, г/(кВт·ч) ;

a, b, c, A, B, C - коэффициенты, учитывающие тактность двигателя, способ смесеобразования, его быстроходность и др.

Их значения, величины g_{eN} , а также угловой скорости вращения коленчатого вала без нагрузки двигателя (ω_{min}) приведены соответственно в таблицах 1.4 и 1.5.

Таблица 1.4 - Значения коэффициентов a, b, c

Тип двигателя	ω_{min}, c^{-1}	Коэффициенты		
		a	b	c
4-тактные дизели	75-90	0,53	1,56	1,09
4-тактные карбюраторные двигатели	85-100	1	1	1

Таблица 1.5 - Значения коэффициентов A, B, C

Тип двигателя	$g_{eN}, г/(кВт\cdotч)$	Коэффициенты		
		A	B	C
4-тактные дизели	260-270	1,55	1,55	1,00
4-тактные карбюраторные двигатели	320-350	1,20	1,00	0,80

Построение внешней скоростной характеристики двигателя начинается с определения диапазона угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, для чего определяют:

ω_{min} – минимально устойчивую угловую скорость вращения коленчатого вала на холостом ходу, величина которой зависит от типа двигателя, его быстроходности, способа смесеобразования и т.п. и может быть выбрана из таблицы 1.4.;

ω_{max} – максимальную угловую скорость вращения коленчатого вала двигателей.

Для карбюраторных двигателей без ограничителя скорости вращения коленчатого вала двигателя:

$$N_{e\ max} = 1,1 N_{eV}; \omega_{max} = (1,05 \dots 1,1) \omega_N; \omega_{max} = 400 \dots 560 c^{-1}.$$

Для карбюраторных двигателей с ограничителем скорости вращения коленчатого вала двигателя:

$$N_{e \max} = 1,08 N_{eV}; \omega_{\max} = (0,8 \dots 0,9) \omega_N; \omega_{\max} = 300 \dots 400 \text{ c}^{-1}.$$

$$\text{Для дизеля: } N_{e \max} = N_{eV}; \omega_{\max} = \omega_N; \omega_{\max} = 220 \dots 280 \text{ c}^{-1}.$$

Для построения внешней скоростной характеристики рекомендуется располагать десятью-двенадцатью значениями промежуточных величин в диапазоне $D = (\omega_{\max} \dots \omega_{\min})$ возможных угловых скоростей вращения коленчатого вала двигателя с интервалом угловых скоростей вращения $I = D/(10 \dots 12)$.

Для удобства расчёты сводим в нижеследующую таблицу 1.6

Таблица 1.6 - Расчёт внешней скоростной характеристики

Показатели	$\omega_e, \text{ c}^{-1}$							
	ω_{\min}	$\omega_{\min} + I$	$\omega_{\min} + 2I$	и так далее			ω_N	ω_{\max}
ω_e / ω_N								
$a (\omega_e / \omega_N)$								
$(\omega_e / \omega_N)^2$								
$b (\omega_e / \omega_N)^2$								
$(\omega_e / \omega_N)^3$								
$c (\omega_e / \omega_N)^3$								
$N_e, \text{ кВт}$								
$M_e, \text{ Н}\cdot\text{м}$								
A								
$B (\omega_e / \omega_N)$								
$C (\omega_e / \omega_N)^2$								
$g_e, \text{ Г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$								

По результатам расчёта строится график - внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя, примерный вид которой показан на рисунок 1.1.

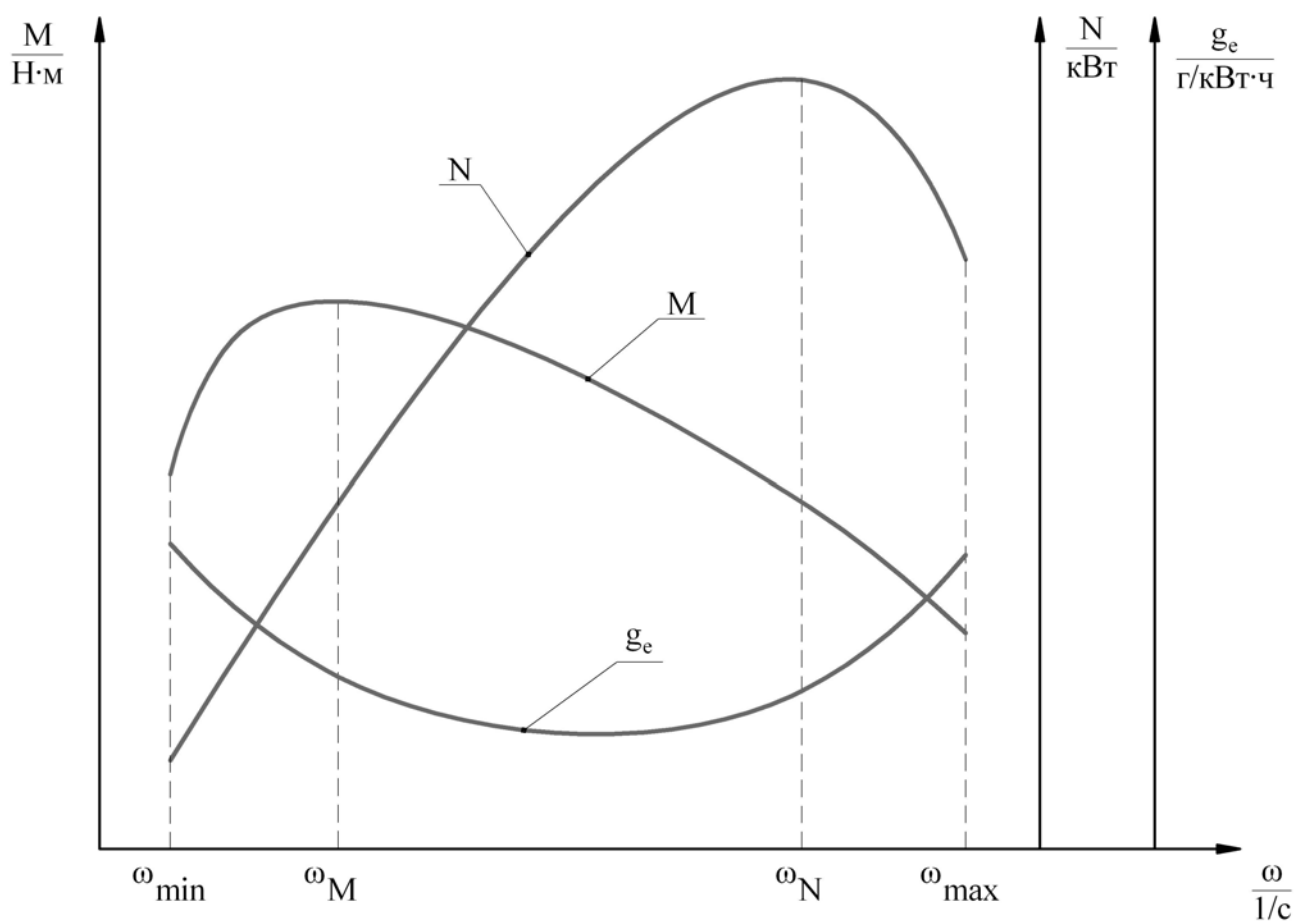


Рисунок 1.1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя

1.3 Построение тяговой характеристики автомобиля

Тяговая характеристика автомобиля представляет собой зависимость силы тяги на ведущих колёсах автомобиля от скорости его движения на всех передачах, т.е.

$$P_k = f(V_a, u_k), \quad (1.7)$$

где P_k - сила тяги на ведущих колёсах;

V_a - скорость движения автомобиля;

u_k - передаточное число k -ой передачи коробки передач.

Очевидно, что для автомобилей со ступенчатой трансмиссией график тяговой характеристики будет представлять семейство кривых, число которых равно числу ступеней коробки передач.

Сила тяги P_k , кН, на ведущих колёсах определяется из уравнения:

$$P_k = M_k/r_k = M_e u_k u_p u_o \eta_{тр} u_{кр} / r_k = M_e u_{тр} \eta_{тр} / r_k, \quad (1.8)$$

где M_k - крутящий момент, подводимый к ведущим колёсам, Н·м;

r_k - радиус качения ведущего колеса, м;

u_p - передаточное число раздаточной коробки;

u_o - передаточное число главной передачи;

$u_{кр}$ - передаточное число колёсного редуктора (для большегрузных автомобилей и некоторых типов автобусов);

$u_{тр}$ - передаточное число трансмиссии автомобиля;

$\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии автомобиля.

Величины передаточных чисел агрегатов трансмиссии u_k , u_p , $u_{кр}$ принимаются по автомобилю-прототипу.

Передаточное число главной передачи u_o определяют по выражению

$$u_o = (\omega_{max} \cdot r_k) / (u_{k \min} \cdot u_{д \min} \cdot \nu_{max}), \quad (1.9)$$

где $u_{k \min}$ и $u_{д \min}$ - соответственно минимальные передаточные числа основной коробки передач и дополнительной (делителя) при её наличии.

Формула для определения радиуса качения колеса r_k , м, при действии на него крутящего момента и при пренебрежении буксованием имеет вид:

$$r_k = (D/2 + \chi B \lambda) 0,0254 \quad (1.10)$$

или

$$r_k = (D/2 + \chi B \lambda) 0,001, \quad (1.11)$$

где λ - коэффициент деформации шины под воздействием вертикальной нагрузки и крутящего момента (см. таблица 1.7);

χ - соотношение между высотой $h_{ш}$ и шириной профиля шины B .

Уравнение (1.10) применяется для шин, размеры которых указаны в дюймах, а уравнение (1.11) - в мм. Для шин со смешанным обозначением размеров (внутренний диаметр D - в дюймах, ширина профиля шины B - в мм) справедлива формула:

$$r_k = (0,0127 D + 0,001 \chi B \lambda),$$

Для большинства моделей шин можно считать, что $\chi = h_{ш}/B = 1,0$. Однако шины современных легковых автомобилей, в целях повышения безопасности движения на высоких скоростях, выполняются низкопрофильными. Для них, а также для шин с радиальным расположением кордовых нитей можно принимать $\chi = 0,82...0,86$ [4].

Таблица 1.7 – Значения коэффициента деформации шины

Тип шины	Легковые автомобили		Грузовые автомобили	
	Диагональные	Радиальные	Диагональные	Радиальные
λ	0,90...0,92	0,85...0,90	0,92...0,950	0,91...0,93

Пример:

Для шины 240R508 радиус качения определим по формуле (1.11):

$$r_k = (508/2 + 0,92 \cdot 240 \cdot 1) \cdot 0,001 = 0,4748 \text{ м.}$$

Передаточное число главной передачи определим по формуле (1.9):

$$u_o = (500 \cdot 0,4748) / (1 \cdot 1 \cdot 27,78) = 8,5457.$$

Таким образом, все величины, вошедшие в (1.8) могут быть определены. Уравнение (1.8) позволяет установить зависимость силы тяги P_k в виде функции угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя - ω и передаточного числа трансмиссии автомобиля - $u_{тр}$, а тяговая характеристика автомобиля предполагает зависимость силы тяги от скорости движения автомобиля v_a . Между скоростью автомобиля и скоростью вращения коленчатого вала двигателя существует известная зависимость:

$$v_a = r_k \omega / u_{тр}, \quad (1.12)$$

где v_a в м/с, или

$$v_a = 3,6 r_k \omega / u_{тр},$$

где v_a в км/ч.

Уравнение (1.12) позволяет вычислить скорость движения автомобиля при различных угловых скоростях вращения коленчатого вала двигателя на каждой из ступеней в коробке передач.

Результаты вычислений заносим в таблицу 1.8, на основании которой строится тяговая характеристика автомобиля, примерный вид которой приведен на рисунке 1.2.

Таблица 1.8 - Расчёт тяговой характеристики автомобиля

Показатели	$\omega, \text{с}^{-1}$					
	ω_{\min}	$\omega_{\min} + \text{И}$	$\omega_{\min} + 2\text{И}$...	ω_{N}	ω_{\max}
$M_e, \text{Нм}$						
$P_{\kappa 1}, \text{кН}$						
$V_{a1}, \text{км/ч}$						
$P_{\kappa 2}, \text{кН}$						
$V_{a2}, \text{км/ч}$						
...
$P_{\kappa i}, \text{кН}$						
$V_{a i}, \text{км/ч}$						

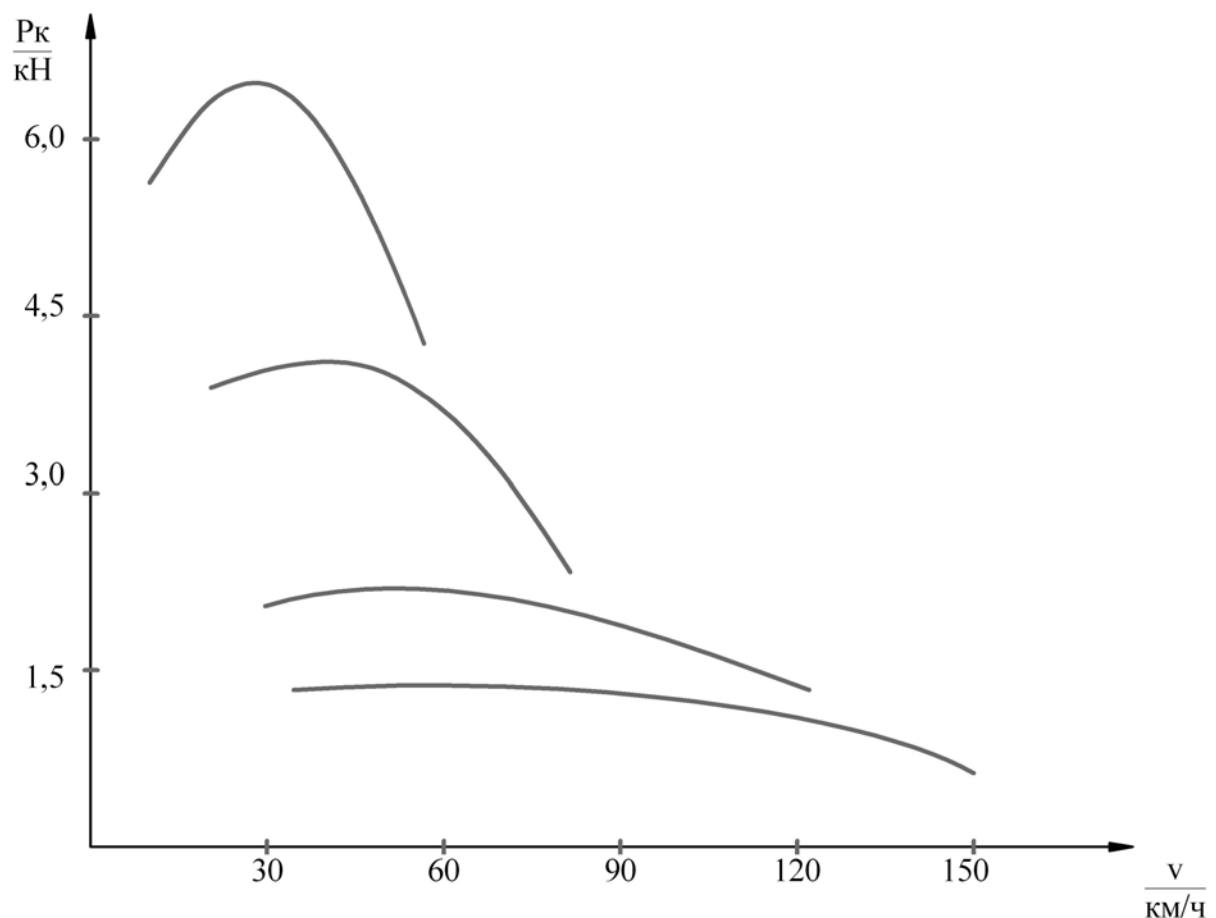


Рисунок 1.2 - Тяговая характеристика автомобиля со ступенчатой коробкой передач

1.4 Расчёт и построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика представляет собой зависимость динамического фактора D в функции скорости автомобиля на различных передачах, т.е. $D = f(v_a, u_{тр})$.

Понятие "динамический фактор" автомобиля было предложено академиком Е.А. Чудаковым. Он является наиболее универсальным показателем, характеризующим динамические качества автомобиля, и представляет собой величину свободной силы тяги, приходящейся на единицу веса автомобиля. Под свободной силой тяги подразумевают разность между силой тяги на движителе (колесах) и силой сопротивления воздуха, т.е.

$$D = \frac{P_T - P_B}{G}, \quad (1.13)$$

где D - динамический фактор;

P_B - сила сопротивления воздуха, Н;

G_a - сила тяжести автомобиля, Н.

Для построения динамической характеристики автомобиля дополнительно необходимо получить зависимость силы сопротивления воздуха P_B от скорости автомобиля v_a , т.к. зависимость силы тяги от скорости найдена предыдущими расчётами, а сила тяжести автомобиля G_a берётся из задания на проектирование.

Из курса теории автомобиля [2, 3, 4] известно выражение для силы сопротивления воздуха:

$$P_B = k_B F v_a^2, \quad (1.14)$$

где F - площадь сечения автомобиля по миделю, m^2 ;

k_B - коэффициент обтекаемости автомобиля, принимается из таблицы 1.1;

v_a - скорость автомобиля, м/с.

Параметры F и k_B уже определялись в п. 1.1.

Таким образом, все величины для нахождения динамического фактора автомобиля по формуле (1.13) определены.

Результаты вычислений заносят в таблице 1.9, на основании которой строим динамическую характеристику автомобиля, примерный вид которой показан на рисунке 1.3.

Таблица 1.9 – Результаты расчётов

Показатели	ω_{\min}	$\omega_{\min} + И$	$\omega_{\min} + 2И$	и так далее				ω_N	ω_{\max}
$V_{a1}, \text{ км/ч}$									
$P_{T1}, \text{ кН}$									
$P_{B1}, \text{ кН}$									
D_1									
f_{v1}									
j_1									
и т. д. для всех передач									

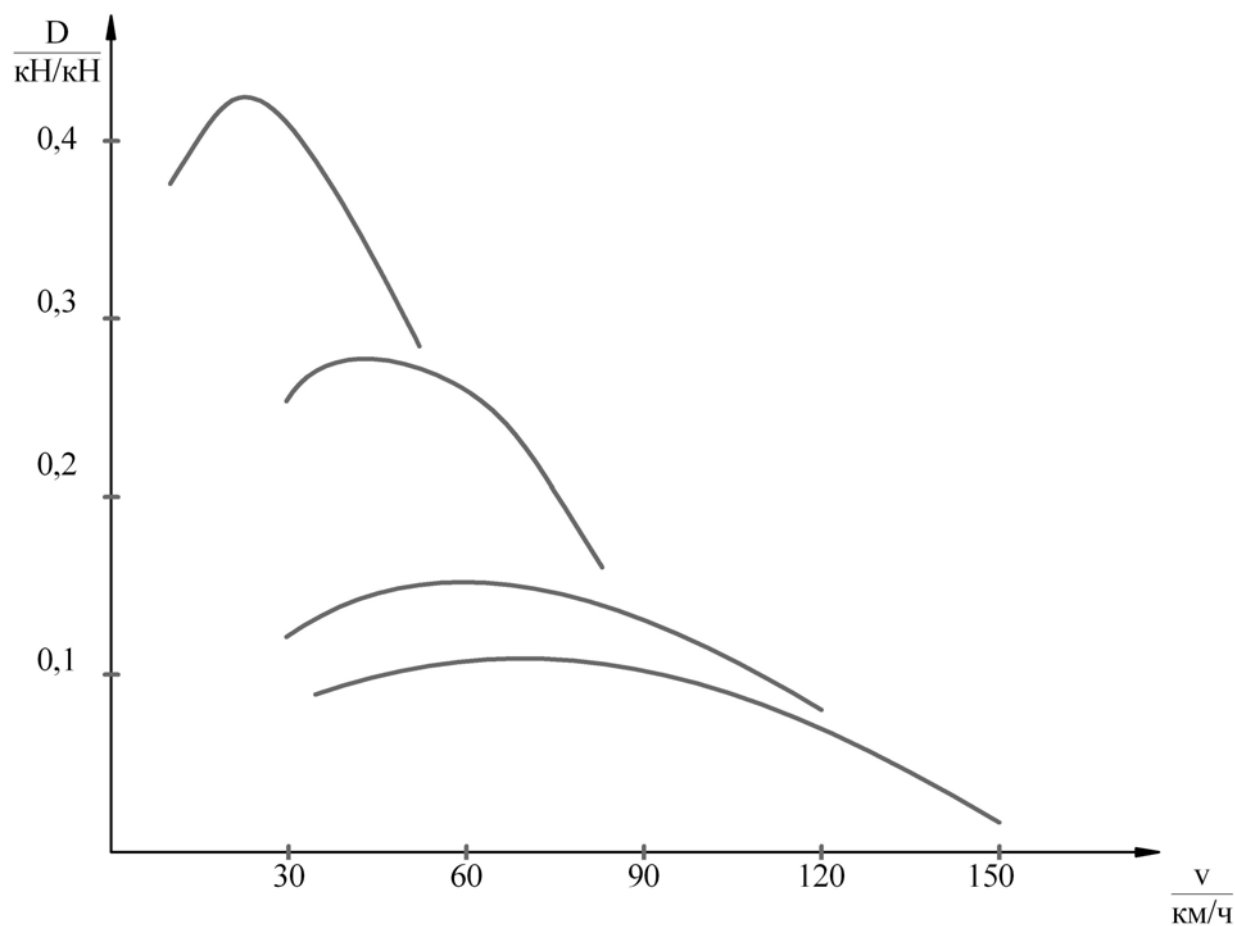


Рисунок 1.3 – Динамическая характеристика автомобиля

1.5 Расчёт и построение зависимостей возможных ускорений автомобиля от его скорости

Возможные ускорения автомобиля на горизонтальном участке дороги и на различных передачах автомобиля могут быть определены из формулы для динамического фактора

$$D = \psi + (\delta/g)j, \quad (1.15)$$

Откуда находим

$$j = (g/\delta)(D - \psi), \quad (1.16)$$

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

ψ - коэффициент сопротивления дороги, который на горизонтальном участке дороги равен коэффициенту сопротивления качения колёс автомобиля f_x ;

δ - коэффициент учета вращающихся масс.

Из теории эксплуатационных свойств автомобиля [10] известно выражение для коэффициента учета вращающихся масс:

$$\delta = 1 + \frac{g}{G_a r_k} (J_M u_k^2 u_p^2 u_d^2 \eta_{тр} + \sum J_k) \quad (1.17)$$

Выражение (1.17) преобразуется к виду:

$$\delta = 1 + \sigma_1 u_k^2 + \sigma_2,$$

где

$$\sigma_1 = \frac{J_M g u_0^2 u_p^2 \eta_{тр}}{G_a r_k^2}, \quad \sigma_2 = \frac{\sum J_k g}{J_a r_k^2}, \quad (1.18)$$

где $\sum J_k$ - суммарный момент инерции колес автомобиля;

J_M - момент инерции маховика двигателя и сопряженных с ним деталей.

Для различных моделей автомобилей σ_1 и σ_2 мало отличаются друг от друга и могут быть выбраны из приводимой ниже таблицы 1.10.

Таблица 1.10 – Значения коэффициентов σ_1 и σ_2 [11]

Тип автомобиля	σ_1	σ_2
Легковые	0,035-0,045	0,025-0,03
Грузовые, грузоподъёмностью до 5т	0,045-0,05	0,035-0,04
Грузоподъёмность более 5 т	0,045-0,055	0,045-0,05

Результаты вычислений возможных ускорений также заносим в таблицу 1.9 и по её результатам строим график возможных ускорений автомобиля на различных передачах, как это показано на рисунке 1.4.

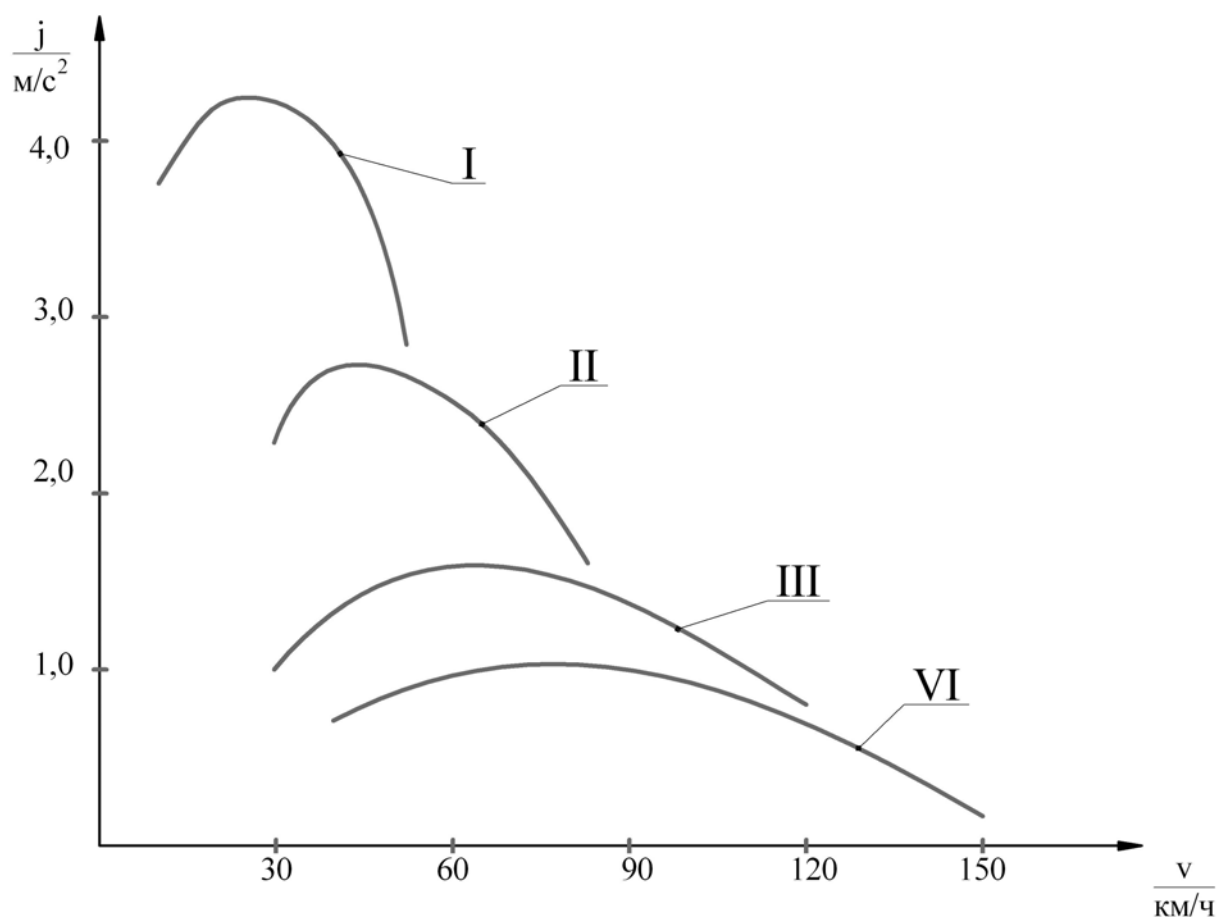


Рисунок 1.4 - Графики возможных ускорений автомобиля

1.6 Расчёт и построение графиков пути и времени разгона автомобиля от его скорости

Время и путь разгона, наряду с динамическим фактором, наиболее полно характеризуют динамические качества автомобилей, поэтому их определение составляет один из наиболее важных разделов курсового проекта.

Известное выражение для ускорения позволяет записать:

$$j = \frac{dV}{dt}; \quad dt = \frac{1}{j} dV. \quad (1.19)$$

С учётом того, что $j = \frac{g}{\delta}(D - \psi)$, казалось бы, можно было время разгона автомобиля от начальной скорости V_1 до скорости V_2 определить интегрированием уравнения (1.19):

$$t = \int_{t_1}^{t_2} dt = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} dV = \frac{g}{\delta} \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{D - \psi}.$$

Решение последнего уравнения представляется возможным при наличии аналитической зависимости $D = f(V)$. В то же время решение задачи может быть получено графоаналитическим методом на основе графика возможных ускорений автомобиля.

Для построения графиков времени $t = f(V)$ и пути разгона $S = f(V)$ автомобиля необходимо на графике возможных ускорений автомобиля выделить участки, соответствующие его разгону на 1-й, 2-й и последующих передачах. Затем каждый из этих участков разбиваем согласно рекомендациям [6]: на низшей передаче – от 2 до 3 км/ч, на промежуточных передачах от 5 до 10 км/ч и на высшей передаче – от 10 до 15 км/ч. Границы интервалов соответствуют определённым значениям скорости v_i и ускорения j_i .

Время разгона определяется для каждого интервала скоростей по зависимостям:

$$t_1 = \frac{2(v_1 - v_{\text{нач}})}{j_1 + j_{\text{нач}}}, t_2 = \frac{2(v_2 - v_1)}{j_1 + j_2}, \dots, t_i = \frac{2(v_i - v_{i-1})}{j_i + j_{i-1}}.$$

В приведенных зависимостях $v_{\text{нач}}$ и $j_{\text{нач}}$ - соответственно начальные значения скорости и ускорения; i - порядковое число интервала.

Аналогично для каждого интервала скоростей определяем путь автомобиля по выражениям:

$$S_1 = \frac{v_{\text{нач}} + v_1}{2} t_1, S_2 = \frac{v_1 + v_2}{2} t_2, \dots, S_i = \frac{v_{i-1} + v_i}{2} t_i.$$

Вычисления времени и пути разгона автомобиля удобнее производить с помощью вспомогательной таблицы 1.11.

Таблица 1.11

Наименование параметра	Интервал скорости						
	1	2	3	4	5	...	n
Скорость в конце интервала v_i , км/ч						...	
Ускорение в конце интервала j_i , м/с ²						...	
Время разгона в интервале t_i , с						...	
Суммарное время разгона T , с						...	
Путь разгона в интервале S_i , м						...	
Суммарный путь разгона S , м						...	

При переключении передач на ведущие колеса не передается мощность и крутящий момент от двигателя. Под действием сил сопротивления движению происходит снижение скорости автомобиля. Величину снижения скорости при переключении передач можно определить из уравнения силового баланса [4]. Переключение передач происходит за короткий промежуток времени и сопротивлением воздуха можно пренебречь. Тогда получим:

$$P_d - P_{\text{и}} = 0;$$

$$\psi_v G - m_a \cdot \delta \cdot j_a = 0.$$

Замедление автомобиля за время переключения передач:

$$j_a = \Delta v_{\Pi} / \Delta t_{\Pi},$$

где Δt_{Π} – время переключения передач, принимается для бензинового двигателя от 1 до 2 с, а для дизеля от 1,5 до 3 с.

Принимая, что при переключении передач $\delta = 1,04$, получим:

$$\Delta v_{\Pi} = -9,43 \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot \psi_v.$$

Путь, проходимый за время переключения передач, приближенно определяют по формуле:

$$\Delta S_{\Pi} = v_{н.п.} \cdot \Delta t_{\Pi},$$

где $v_{н.п.}$ – скорость в начале переключения передач, м/с.

По данным таблицы 1.11 строим графики времени и пути разгона автомобиля; графики могут быть совмещены на одном рисунке, как это показано на рисунке 1.5.

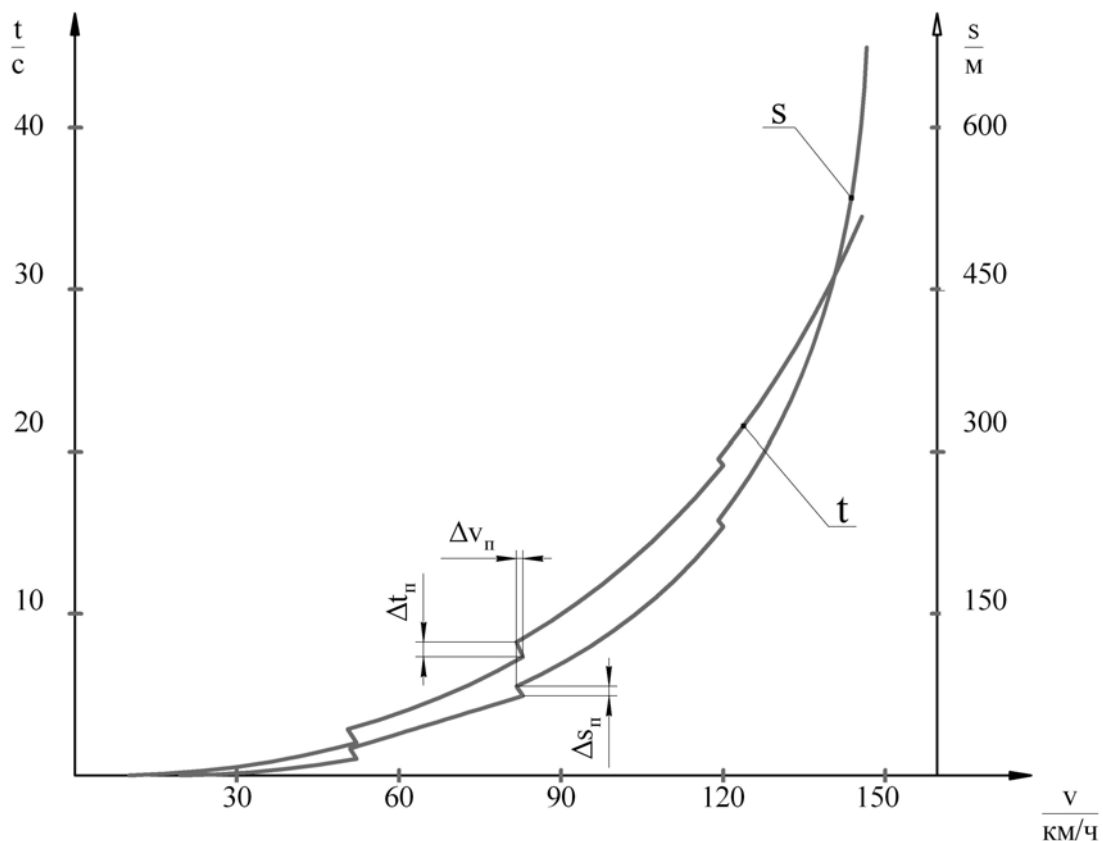


Рисунок 1.5 - График времени и пути разгона автомобиля

2 Расчёт экономической характеристики автомобиля

Топливную экономичность автомобилей принято оценивать расходом топлива на 100 км пути при движении на высшей передаче, в различных дорожных условиях с различными скоростями, т.е.

$$Q = f(v_a, \psi), \quad (2.1)$$

где Q – путевой расход топлива, л/100 км.

Путевой расход топлива определяется по уравнению [3]:

$$Q = N_{\phi} g_{\phi} / (36 \cdot v_a \cdot \rho_{\tau}), \quad (2.2)$$

где g_{ϕ} – удельный расход топлива автомобильного двигателя, соответствующий развиваемой в данный момент мощности и угловой скорости коленчатого вала двигателя, г/кВт·ч;

N_{ϕ} – фактическая развиваемая двигателем мощность, необходимая для движения автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления ψ со скоростью v_a , кВт;

ρ_{τ} – удельный вес топлива, кг/л (для дизельного топлива - 0,81...0,83 кг/л, для бензина - 0,72...0,74 кг/л) [3];

v_a – скорость автомобиля, м/с.

Чтобы воспользоваться уравнением (2.1) для построения экономической характеристики, необходимо знать величину фактически развиваемой двигателем автомобиля мощности N_{ϕ} , необходимой для его движения в данных условиях, и соответствующий ей при этом удельный расход топлива

Внешняя скоростная характеристика двигателя отображает максимальные значения мощности в зависимости от его скоростного режима при полной подаче топлива и 100 %-ой его загрузке. В то же время, такой режим в реальных условиях эксплуатации автомобилей встречается не особенно часто, а лишь при его движении с максимально возможными для данных дорожных условий скоростями. В остальных случаях требуется затрачивать для их движения только часть потенциальной мощности двигателя, т.е.

$$N_{\phi} = (\Pi \times N_c) / 100, \quad (2.3)$$

где N_c - максимально возможная при данном скоростном режиме мощность двигателя;

Π - загруженность двигателя в процентах.

Степень загруженности двигателя Π оказывает определяющее значение на величину фактического удельного расхода топлива g_{ϕ} , поэтому её необходимо найти в первую очередь. Она определится как отношение необходимой мощности для преодоления сопротивлений движению автомобиля к максимально возможной мощности, подводимой к его ведущим колесам от двигателя, т.е.

$$\Pi = [N_c / N_k] \cdot 100 = [P_c / P_k] \cdot 100, \quad (2.4)$$

где N_c - мощность, необходимая для преодоления сопротивления движению автомобиля со скоростью v_a , кВт;

N_k - мощность на ведущих колесах автомобиля при полной загрузке двигателя при том же скоростном режиме автомобиля, кВт;

P_k - максимально возможная сила тяги автомобиля при данной скорости (определена по формуле (1.8), таблица 1.8);

P_c - фактическая суммарная сила сопротивления движению автомобиля с той же скоростью.

Из уравнения тягового баланса автомобиля можно найти величину силы P_c . Для случая равномерного движения автопоезда

$$P_c = P_f \pm P_{\alpha} + P_w + P_{np} = P_{\psi} + P_b + P_{np}, \quad (2.5)$$

или же для одиночного

$$P_c = P_{\psi} + P_b, \quad (2.6)$$

где P_f - сила сопротивления качению, Н;

P_b - сила сопротивления воздуха (определена ранее в п. 1.4 по (1.14), таблица 1.9), Н;

P_{α} - сила сопротивления для преодоления подъема (со знаком минус - спуска), Н;

P_{ψ} - сила для преодоления дорожных сопротивлений, Н;

$P_{пр}$ - дополнительная сила сопротивления движению, оказываемая прицепом. Для одиночного автомобиля $P_{пр} = 0$, Н.

Сила, необходимая для преодоления дорожных сопротивлений, может быть определена из соотношений

$$P_{\psi} = G_a \psi = P_f \pm P_{\alpha} = G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha). \quad (2.7)$$

Обозначения вошедших в (2.7) величин приведены ранее в п. 1.1. Таким образом, процент загрузки двигателя может быть найден для любого фактора сопротивления дороги ψ из соотношения

$$\Pi = [G_a \psi + P_B] / P_K. \quad (2.8)$$

Однако величинами фактора сопротивления дороги ψ необходимо задаваться не произвольно, а сообразуясь с возможностями их преодоления автомобилем, как было установлено, на высшей передаче. Максимальная его величина определяется максимальным значением динамического фактора автомобиля на данной ступени в коробке передач $\psi_{max} = D_{max}$.

Минимальное же значение фактора сопротивления дороги может быть принято для горизонтального асфальтированного шоссе в пределах $\psi_{min} = 0,015 \dots 0,019$.

Если полагать, что для построения экономической характеристики $Q = f(V_a, \psi)$ достаточно располагать пятью кривыми $Q = f(V_a)$, то интервал между ними $\Delta\psi$ можно установить из соотношения

$$\Delta\psi = [\psi_{max} - \psi_{min}] / 4,$$

а построение кривых $Q = f(V_a)$ вести для $\psi_1 = \psi_{min}$; $\psi_2 = \psi_{min} + \Delta\psi$; $\psi_3 = \psi_{min} + 2\Delta\psi$; $\psi_4 = \psi_{min} + 3\Delta\psi$; $\psi_5 = \psi_{min} + 4\Delta\psi$.

После того, как установлен процент загрузки двигателя Π по (2.8) для каждого скоростного режима движения автомобиля и для каждого фактора сопротивления дороги ψ , может быть найдена по (2.3) фактически развиваемая двигателем мощность N_{ϕ} .

Для определения удельного фактического расхода топлива необходимо воспользоваться соотношением:

$$g_{\phi} = K g_e, \quad (2.9)$$

где g_e - удельный расход топлива двигателем при полной его загрузке на том же скоростном режиме, на котором определяется g_{ϕ} . Значения g_e для всех скоростных режимов вычислены в таблице 1.6 и составляют один из параметров внешней скоростной характеристики;

K - коэффициент, учитывающий во сколько раз фактически удельный расход топлива g_{ϕ} при известной степени загрузки двигателя - Π больше (или меньше) тягового при полной, 100%-ой нагрузке двигателя.

Этот коэффициент для любой степени загрузки двигателя может быть определен с достаточной точностью по следующим зависимостям:

для бензинового

$$K=2,75 - 4,61 \Pi + 2,68 \Pi^2, \quad (2.10)$$

и дизеля

$$K=1,70 - 2,63 \Pi + 1,92 \Pi^2. \quad (2.11)$$

Таким образом, известна методика определения всех необходимых величин для экономической характеристики автомобиля. С целью облегчения вычислений, связанных с построением экономической характеристики, используем таблицу 2.1, форма которой приведена ниже.

Рекомендуется следующий порядок расчётов экономической характеристики автомобиля.

Сначала определяется диапазон возможных значений ψ - фактора сопротивления дороги для автомобиля при движении на высшей передаче с последующим вычислением 5-6 его значений по методике описанной выше.

Далее, для того чтобы построить для каждого значения фактора сопротивления дороги зависимость $Q = f(V_a)$ целесообразно переписать в таблицу 2.1 необходимые

для последующих вычислений найденные ранее параметры. ω , N_e , V_a , P_B , P_K , g_e из таблиц 1.6, 1.8 и 1.9.

Таблица 2.1 – Расчёт экономической характеристики автомобиля

ψ	ω	N_e	V_a	P_K	P_B	P_ψ	Π	N_ϕ	g_e	K	g_ϕ	Q
-	c^{-1}	кВт	км/ч	кН	кН	кН	%	кВт	г/(кВт·ч)	-	г/(кВт·ч)	л/100 км
$\psi_1 = \psi_{\min}$												
ψ_2												
ψ_3 и так далее												

Затем вычисляется сила сопротивления дороги P_ψ для каждого его значения, что позволит найти по (2.8) процент загрузки двигателя для каждого скоростного режима движения автомобиля.

Процент загрузки двигателя позволит с помощью (2.3) определить фактическую мощность, развиваемую двигателем автомобиля при преодолении сопротивлений движению N_ϕ . Если значение фактической мощности, требуемой для преодоления сопротивлений движению, превышает значение номинальной мощности двигателя, то далее расчёт для данных дорожных условий прерывают, так как движение автомобиля становится невозможным.

Но зависимостям (2.10) или (2.11) определяем коэффициент K , учитывающий изменение удельного расхода топлива в соответствии с нагрузочным режимом. Затем, используя формулы (2.9) и (2.2), рассчитываем фактический удельный расход топлива,

соответствующий развиваемой двигателем мощности, и путевой расход топлива Q (л/100 км), для каждой величины фактора сопротивления дороги ψ и скорости движения автомобиля v_a .

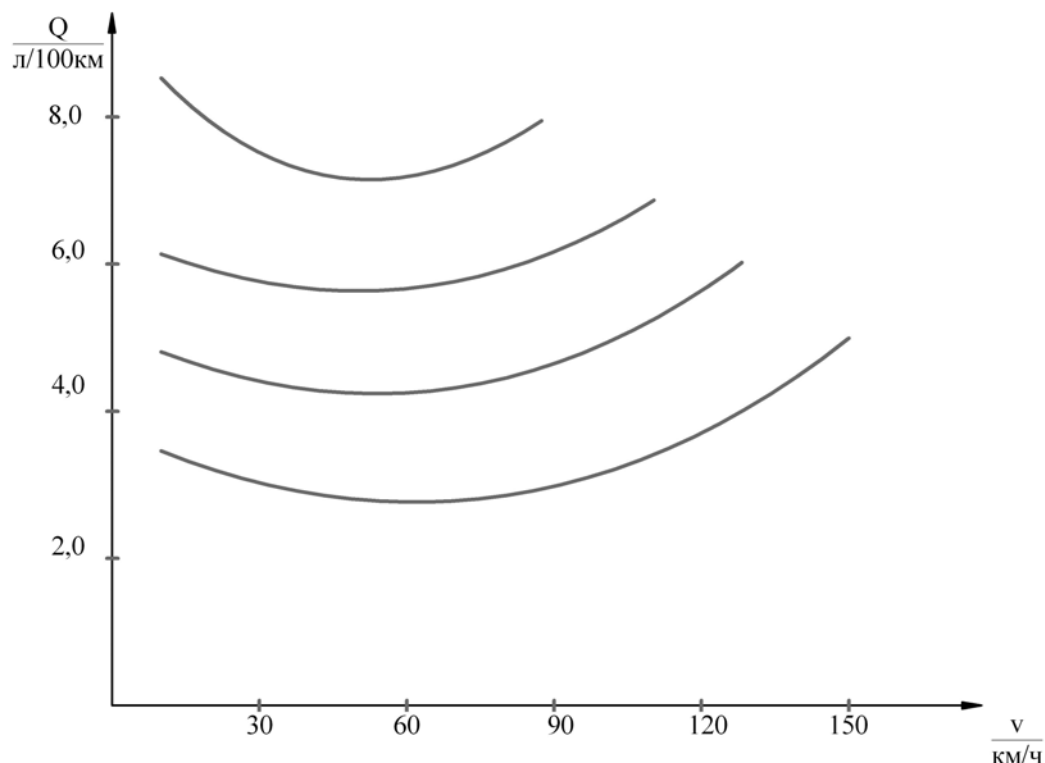


Рисунок 2.1 - Топливно-экономическая характеристика автомобиля

Построением экономической характеристики автомобиля (ее примерный вид показан на рисунке 2.1), по результатам расчётов из таблицы 2.1, заканчивается расчёт тягово-динамических и экономических свойств автомобиля.

В заключение предлагается, используя данные расчётов, провести самостоятельно анализ некоторых оценочных показателей эксплуатационных качеств автомобиля, таких как: максимальные скорости движения по дорогам с разным значением ψ абсолютный максимум силы тяги; возможные ускорения и преодолеваемые подъемы при различных условиях движения; время разгона до скорости в 60, 80 и 100 км/ч. Рекомендуется найти минимумы расхода топлива и соответствующие им наиболее экономичные скорости движения при различных факторах сопротивления дороги ψ и на различных передачах.

Список использованных источников

- 1 Великанов Д.П. Эффективность автомобилей / Д.П. Великанов. – М.: Транспорт, 1969. 240 с.
- 2 Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.: ил. – ISBN 5-94157-967-5.
- 3 Кузьмин Н.А. Теория эксплуатационных свойств автомобиля : учебное пособие / Н.А. Кузьмин, В.И. Песков. – М. : ФОРУМ; НИЦ ИНФРА-М, 2013. – 256 с. – (Высшее образование. Бакалавриат). – ISBN 978-5-91134-687-4 (ФОРУМ); ISBN 978-5-16-006135-1 (ИНФРА-М).
- 4 Автомобили : Теория эксплуатационных свойств : учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / А.М. Иванов [и др.] ; под ред. А.М. Иванова. – М. : Издательский центр «Академия», 2013. – 176 с. – (Сер. Бакалавриат). ISBN – 978-5-7695-9140-2
- 5 Вахламов В.К. Автомобили : Эксплуатационные свойства : Учебник для студ. высш. учеб. заведений / Владимир Константинович Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с. ISBN 5-7695-1978-9
- 6 Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта : Подвижной состав и эксплуатационные свойства : Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Владимир Константинович Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 528 с. ISBN 5-7695-1283-0
- 7 Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин [и др.]. Под общ. ред. Я.Е. Фаробина – Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил. ISBN 5-217-01991-3
- 8 Нарбут А.Н. Автомобили: Основные термины: Толковый словарь: Более 4000 терминов / А.Н. Нарбут, Ю.Е. Егоров. – М.: ООО «Издательство «Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2002. – 416 с.
- 9 Нарбут А.Н. Теория автомобиля : учебн. пособие / А.Н. Нарбут. – М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2002.

- 10 Литвинов А.С. Автомобиль : Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989.
- 11 Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. / А.И. Гришкевич – Мн.: Выш. шк., 1986. – 208 с.: ил.
- 12 Таборек, Ярослав Механика автомобиля / Ярослав Таборек. -М.: Машгиз, 1960 г. 204 с.
- 13 Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. Учеб. для вузов. / С.М. Тарг. — 10-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1986.— 416 с, ил
- 14 Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. / Дж. Вонг. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с., ил.
- 15 Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. -М.: Машгиз, 1950. — 343 с, ил.
- 16 Аэродинамика автомобиля. Сб. статей. / Пер. с англ. Ф.Н. Шкаляручка. Под ред. чл.-кор. АН СССР Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с., ил.
- 17 Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин [и др.] – М.: АО «ТРАНСКОНСАЛТИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.

Приложение А

(Обязательное)

Таблица А.1 – Варианты заданий на курсовой проект

Номер варианта	Автомобиль прототип	Максимальная скорость, км/ч	Максимальный уклон дороги
1	ГАЗ 2310	120	0,03
2	ГАЗ 3302	100	0,02
3	ГАЗ 2705	110	0,03
4	ГАЗ 3307	95	0,03
5	ГАЗ 3309	120	0,02
6	ГАЗ 3310	110	0,03
7	ГАЗ 2752	110	0,03
8	ГАЗ 322132	120	0,03
9	ЗиЛ 5301	110	0,03
10	ЗиЛ 432930	100	0,03
11	ЗиЛ 433110	120	0,03
12	ЗиЛ 534330	120	0,03
13	ЗиЛ 433200	110	0,02
14	ЗиЛ 3250АО	100	0,03
15	Урал 6367	120	0,02
16	МАЗ 4370	120	0,03
17	МАЗ 5336	100	0,02
18	МАЗ 256	110	0,03
19	ЛиАЗ 5256	95	0,03
20	Волжанин 5270	120	0,02
21	ПАЗ 4230	110	0,03
22	ПАЗ 3205	110	0,03
23	ПАЗ 3237	110	0,03
24	ПАЗ 4234	100	0,03
25	Вектор NEXT	120	0,03
26	КАВЗ 3244	110	0,02
27	КАВЗ 3976	100	0,03
28	КамАЗ 5315	120	0,02
29	КамАЗ 6520	110	0,02
30	КамАЗ 5360	100	0,03