



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---

---

**Кафедра «Автомобили»**

**О. С. Руктешель**

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ  
И ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ  
И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ  
СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

**Учебно-методическое пособие**

**Минск  
БНТУ  
2015**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Автомобили»

О. С. Руктешель

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ  
И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальностей  
1-37 01 02 «Автомобилестроение»,  
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,  
1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 01 01 «Организация перевозок  
и управление на автомобильном и городском транспорте»,  
1-44 01 02 «Организация дорожного движения»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск  
БНТУ  
2015

УДК 629.33.028(075.8)

ББК 39.33-01я7

P85

Рецензент

*Л. А. Молибошко*

**Руктешель, О. С.**

P85 Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 01 01 «Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте», 1-44 01 02 «Организация дорожного движения» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2015. – 80 с.

ISBN 978-985-550-208-2.

Учебно-методическое пособие предназначено для приобретения студентами автотранспортных специальностей практических навыков по выбору основных параметров автомобиля и оценке его тягово-скоростных и топливно-экономических свойств, что необходимо как при проектировании нового автомобиля, так и при модернизации существующего, а также при выполнении курсовой работы и дипломного проекта, при оценке динамических и экономических свойств автомобиля.

УДК 629.33.028(075.8)

ББК 39.33-01я7

ISBN 978-985-550-208-2

© Руктешель О. С., 2015

© Белорусский национальный  
технический университет, 2015

## ВВЕДЕНИЕ

Данное учебно-методическое пособие является вспомогательным материалом для студентов автотранспортных специальностей, выполняющих контрольные или курсовые работы, а также курсовые и дипломные проекты, включающие в себя разделы, содержащие оценку тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля. Данные свойства характеризуют эффективность использования автомобиля и позволяют оценить, в какой мере его конструктивные параметры соответствуют требованиям эксплуатации.

Под *тяговой динамичностью* понимается свойство автомобиля перевозить грузы и пассажиров с максимально возможной скоростью в заданных дорожных условиях. Отсюда следует, что чем лучше скоростные свойства автомобиля, тем выше его производительность.

*Топливная экономичность* автомобиля характеризует его свойство рационально использовать энергию сжигаемого топлива. Чем меньше расход топлива, тем дешевле эксплуатация автомобиля.

Решение задачи выбора основных параметров и оценки тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля сводится к выбору полной массы автомобиля, ее распределению по мостам, подбору шин, расчету радиуса качения ведущих колес, определению площади лобового сопротивления и коэффициента сопротивления воздуха, максимальной мощности и крутящего момента двигателя, частоты вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте, КПД трансмиссии автомобиля, передаточных чисел коробки передач и главной передачи, построению внешних скоростных характеристик двигателей внутреннего сгорания, тяговой характеристики автомобиля и ее практического использования, мощностной характеристики, динамической характеристики автомобиля и ее практического использования, определения параметров разгона автомобиля, практического использования скоростных характеристик времени и пути разгона автомобиля. В издании приведены оценочные показатели топливной экономичности автомобиля, уравнение расхода топлива и топливная характеристика установившегося движения.

# 1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа предназначена для закрепления знаний студентов по дисциплинам «Теория движения автомобиля», «Автомобили» (ч. 2) и «Технические средства и их эксплуатационные свойства».

При выполнении курсовой работы студент должен определить основные параметры и проанализировать тягово-скоростные и топливно-экономические свойства заданного автомобиля. С этой целью студент строит и анализирует следующие графики:

- 1) внешней скоростной характеристики двигателя;
- 2) тяговой характеристики автомобиля;
- 3) мощностного баланса автомобиля;
- 4) динамической характеристики автомобиля;
- 5) ускорения автомобиля;
- 6) времени и пути разгона автомобиля;
- 7) топливной характеристики установившегося движения.

Кроме размещения вышеуказанных графиков в пояснительной записке вычерчивается ряд оценочных характеристик тягово-скоростной динамики и топливной экономичности автомобиля на листе формата А1. Пример размещения некоторых тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик автомобиля на листе формата А1 приведен в приложении А.

Пояснительная записка к курсовой работе выполняется на листах писчей бумаги формата А4. Все страницы пояснительной записки должны быть пронумерованы в правом верхнем углу каждого листа.

Выполняя анализ тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля, студент должен привести расчетные формулы, сопроводить их пояснениями, произвести выбор постоянных величин (коэффициентов), подставить в формулы известные величины и провести расчет одной точки каждой кривой. Расчет остальных 5–6 точек в пояснительной записке не проводить, а результаты расчета этих точек внести в таблицы (формы таблиц приведены ниже в соответствующих разделах данного учебного пособия).

Округление числовых значений сил  $F_k$ ,  $F_f$  и  $F_v$  следует производить с точностью до одного знака после запятой, скорости автомобиля  $V_a$  – до двух, динамического фактора  $D$  и ускорения  $a_x$  – до трех и коэффициента сопротивления качению автомобиля  $f$  – до четырех знаков после запятой.

## 2. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

Варианты заданий для выполнения курсовой (контрольной) работы представлены в таблице 2.1. Вариант задания выбирается по двум последним цифрам шифра зачетной книжки студента. Если это число превышает цифру 65, то номер варианта определяется по разности числа 100 и двух последних цифр шифра. Например, если шифр зачетной книжки 301115/475, то номер варианта будет  $100 - 75 = 25$ .

Таблица 2.1 – Исходные данные для выполнения курсовой работы

Номер варианта	Тип автомобиля	Колесная формула	Пассажирместимость, чел. или грузоподъёмность, кг	Тип привода	Число передач в КП	Тип двигателя	Коэф. приспособляемости по моменту $k_m$	Коэф. приспособляемости по угловой скорости $k_{\omega}$	Габаритная длина автомобиля $L_r$ , м	Макс. скорость движения автомобиля, км/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Л	4×2	5	П	5	Д	1,15	1,50	4,5	210
2	Л	4×2	5	П	5	Д	1,15	1,60	4,1	200
3	Л	4×2	5	П	5	К	1,22	1,70	3,8	165
4	Л	4×2	5	3	5	БВ	1,20	1,80	3,7	200
5	Л	4×4	5	Пол	5	БВ	1,20	1,85	4,6	180
6	Гр-Б	4×2	10 000	3	5	Д	1,21	1,50	–	90
7	Гр-С	4×2	9100	3	5	Д	1,15	1,55	–	90
8	Гр-Б	4×2	10 100	3	5	Д	1,24	1,65	–	85
9	Гр-С	4×2	9050	3	5	Д	1,25	1,70	–	90
10	Гр-Б	4×2	4800	3	5	Д	1,25	1,75	–	100
11	А-Г	4×2	75	3	6	Д	1,10	1,50	9,0	90
12	А-Т	4×2	45	3	6	Д	1,12	1,55	12,0	130
13	А-П	4×2	40	3	6	Д	1,14	1,60	8,2	120
14	А-Г	4×2	105	3	6	Д	1,16	1,65	12,0	90
15	А-Г	6×2	170	Ср	6	Д	1,18	1,80	18,0	80

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
16	Л	4×2	5	П	5	Д	1,20	1,55	4,7	210
17	Л	4×2	5	П	5	Д	1,27	1,56	4,6	200
18	Л	4×2	5	П	5	К	1,26	1,58	4,5	165
19	Л	4×2	5	З	5	БВ	1,25	1,60	4,8	200
20	Л	4×4	5	Пол	5	БВ	1,23	1,70	4,9	180
21	Гр-Б	4×2	10 000	3	5	Д	1,12	1,54	–	90
22	Гр-С	4×2	9100	3	5	Д	1,14	1,55	–	90
23	Гр-Б	4×2	10 100	3	5	Д	1,16	1,60	–	85
24	Гр-С	4×2	9050	3	5	Д	1,18	1,65	–	90
25	Гр-Б	4×2	4800	3	5	Д	1,20	1,70	–	110
26	А-Г	4×2	90	3	6	Д	1,08	1,90	12,0	90
27	А-М	4×2	45	3	6	Д	1,09	1,85	12,0	130
28	А-П	4×2	40	3	6	Д	1,10	1,80	8,2	120
29	А-Г	6×2	170	Ср	6	Д	1,15	1,75	18,0	80
30	А-Г	6×2	150	Ср	6	Д	1,18	1,70	15,0	80
31	Л	4×2	5	П	5	Д	1,10	1,60	4,7	230
32	Л	4×2	5	П	5	Д	1,16	1,65	4,6	210
33	Л	4×2	5	П	5	К	1,27	1,70	4,5	170
34	Л	4×2	5	З	5	БВ	1,20	1,75	5,1	190
35	Л	4×4	5	Пол	5	БВ	1,18	1,80	4,8	180
36	Гр-Б	4×2	10 000	3	5	Д	1,15	1,50	–	90
37	Гр-С	4×2	9100	3	5	Д	1,16	1,55	–	90
38	Гр-Б	4×2	10 100	3	5	Д	1,18	1,60	–	85
39	Гр-С	4×2	9050	3	5	Д	1,20	1,65	–	90
40	Гр-Б	4×2	4800	3	5	Д	1,18	1,70	–	110
41	А-Г	4×2	90	3	6	Д	1,14	1,60	12,0	90
42	А-М	4×2	45	3	6	Д	1,17	1,62	12,0	130
43	А-П	4×2	40	3	6	Д	1,18	1,64	8,2	120
44	А-Г	6×2	170	Ср	6	Д	1,15	1,65	18,0	80
45	А-Г	6×2	150	Ср	6	Д	1,16	1,70	15,0	80
46	Л	4×2	5	П	5	Д	1,17	1,70	4,6	250
47	Л	4×2	5	П	5	Д	1,18	1,75	4,8	220
48	Л	4×2	5	П	5	К	1,25	1,80	4,9	170
49	Л	4×2	5	З	5	БВ	1,24	1,83	5,1	180
50	Л	4×4	5	Пол	5	БВ	1,23	1,90	5,0	150

Окончание таблицы 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
51	Гр-Б	4×2	10 000	3	5	Д	1,12	1,80	–	90
52	Гр-С	4×2	9100	3	5	Д	1,14	1,75	–	90
53	Гр-Б	4×2	10 100	3	5	Д	1,16	1,70	–	85
54	Гр-С	4×2	9050	3	5	Д	1,18	1,64	–	90
55	Гр-Б	4×2	4800	3	5	Д	1,18	1,60	–	110
56	А-Г	4×2	90	3	6	Д	1,20	1,70	12,0	90
57	А-П	4×2	40	3	6	Д	1,15	1,50	8,2	120
58	А-М	4×2	45	3	6	Д	1,18	1,60	12,0	120
59	А-Г	6×2	170	Ср	6	Д	1,16	1,85	18,0	80
60	А-Г	6×2	150	Ср	6	Д	1,14	1,90	15,0	80
61	Л	4×2	5	П	5	Д	1,15	1,65	1,40	180
62	Л	4×2	5	П	5	К	1,12	1,60	3,5	165
63	Л	4×2	5	П	5	БВ	1,25	1,83	4,4	210
64	Л	4×2	5	З	5	БВ	1,18	1,70	3,20	210
65	Л	4×4	5	Пол	5	Д	1,20	1,80	5,10	160

*Примечание.* В таблице введены следующие обозначения:

в графе «Тип автомобиля»: Л – легковой; Гр-Б – грузовой бортовой, Гр-С – грузовой самосвал; А-Г – автобус городской, А-М – автобус междугородный, А-Т – автобус туристский, А-П – автобус пригородный;

в графе «Тип привода»: З – задний, П – передний, Ср – средний, Полн – полный;

в графе «Тип двигателя»: Д – дизельный, К – карбюраторный, БВ – бензиновый с впрыском топлива.



### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ

При расчете характеристик основных узлов автомобиля конструктор имеет дело с тремя видами параметров: заданными, выбираемыми и рассчитываемыми.

*Заданные параметры* определяются техническим заданием, являющимся первичным документом, на основании которого выполняются эскизный и технический проекты.

В техническом задании указываются: тип автомобиля (легковой, грузовой, автобус, специальный и т. д.), его назначение, условия эксплуатации, грузоподъемность или пассажировместимость, максимальная скорость, максимальный преодолеваемый подъем, тип двигателя (бензиновый, дизельный, газотурбинный, роторный), тип привода, колесная формула и число ступеней в коробке передач.

*Выбираемые параметры* определяются конструктором на основании технического задания на автомобиль. При этом им анализируются и учитываются технические характеристики существующих, близких по назначению автомобилей. Оценивая перспективы их развития, а также традиции и уровень технической оснащенности завода-изготовителя, конструктор выбирает весовые и размерные параметры, коэффициент сопротивления воздуха  $k_v$ , угловую скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности  $\omega_p$  и механический КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$ .

К *рассчитываемым параметрам* относятся: максимальная мощность двигателя  $P_{e\max}^{ст}$ , крутящий момент двигателя при максимальной мощности  $M_p^{ст}$ , максимальный крутящий момент двигателя  $M_{e\max}^{ст}$ , обороты коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте  $n_M$ , передаточное число главной передачи  $u_{гп}$ , передаточные числа коробки передач  $u_{кп i}$  и раздаточной коробки  $u_{рк i}$  (при необходимости).

#### 3.1. Порядок определения основных параметров автомобиля

При выборе основных параметров автомобиля конструктор про-изводит:

- 1) определение полной массы автомобиля;
- 2) распределение нагрузки от полной массы по мостам;
- 3) подбор шин и определение расчетного радиуса качения колес;
- 4) выбор площади лобового сопротивления автомобиля;
- 5) определение максимальной мощности двигателя;
- 6) определение максимального крутящего момента двигателя;
- 7) определение оборотов коленчатого вала двигателя при его максимальном крутящем моменте;
- 8) определение передаточного числа главной передачи;
- 9) определение передаточных чисел коробки передач;
- 10) определение передаточных чисел раздаточной коробки (если это необходимо).

### 3.2. Определение полной массы автомобиля

Для характеристик массы автомобиля приняты следующие определения:

- 1) масса сухого автомобиля  $m_c$  – масса автомобиля без снаряжения, т. е. без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования (например, радиоприемника, кондиционера и др.) и заправки (топлива, жидкого смазочного материала и воды). Сухая масса автомобиля включает массу жидкости в амортизаторах, смазки в шарнирах, гидроусилителе руля, электролита в аккумуляторах;
- 2) масса снаряженного автомобиля  $m_o$  – масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без полезной нагрузки, водителя и пассажиров;
- 3) полная масса  $m_a$  – суммарная масса снаряженного автомобиля  $m_o$ , полезной нагрузки  $m_{гр}$ , водителя и пассажиров;
- 4) масса автопоезда  $m_{a.п}$  – суммарная полная масса тягача и прицепа (полуприцепа).

#### 3.2.1. Масса легкового автомобиля

Полная масса легкового автомобиля может быть определена по уравнению регрессии второго порядка:

$$m_a = b_0 + b_1 \cdot L_r + b_2 \cdot L_r^2, \text{ кг}, \quad (3.1)$$

где  $b_0$ ,  $b_1$  и  $b_2$  – коэффициенты регрессии;

$L_r$  – габаритная длина автомобиля, мм.

Значения приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Коэффициенты уравнения регрессии (3.1) для определения полной массы легковых автомобилей

№ п/п	Габаритная длина, мм	Коэффициенты		
		$b_0$	$b_1$	$b_2$
1	$L_T < 3500$	$-3,368 \cdot 10^3$	1,316	0
2	$3500 \leq L_T < 3900$	$1,720 \cdot 10^4$	-9,182	$1,322 \cdot 10^{-3}$
3	$3900 \leq L_T < 4300$	$-4,881 \cdot 10^4$	23,473	$-2,728 \cdot 10^{-3}$
4	$4300 \leq L_T < 4600$	$-4,990 \cdot 10^3$	2,321	$-1,808 \cdot 10^{-4}$
5	$4600 \leq L_T < 4900$	$1,256 \cdot 10^5$	-53,771	$5,845 \cdot 10^{-3}$
6	$L_T \geq 4900$	$1,036 \cdot 10^5$	-40,675	$4,078 \cdot 10^{-3}$

### 3.2.2. Масса автобуса

Полная масса автобуса определяется по формуле

$$m_a = m_o + m_n, \quad (3.2)$$

где  $m_n$  – масса полезной нагрузки, кг.

Масса полезной нагрузки автобуса определяется по формуле

$$m_n = m_{ч.э} \cdot n_{ч.э} + (m_{п} + m_{б} + m_{р.к}) \cdot n_{п},$$

где  $m_{ч.э}$  – масса члена экипажа  $m_{ч.э} = 75$  кг;

$n_{ч.э}$  – количество членов экипажа (водители, экскурсоводы и др.);

$m_{п}$  – масса пассажира  $m_{п} = 68$  кг;

$m_{б}$  – масса багажа: городской автобус –  $m_{б} = 0$  кг; пригородный –  $m_{б} = 10$  кг; междугородный и туристский –  $m_{б} = 20$  кг;

$m_{р.к}$  – масса ручной клади: городской автобус –  $m_{р.к} = 3$  кг; пригородный –  $m_{р.к} = 0$  кг; междугородный и туристский –  $m_{р.к} = 20$  кг;

$n_{п}$  – количество пассажиров.

Масса снаряженного автобуса приблизительно пропорциональна его габаритной длине  $L_T$  и зависит от типа автобуса:

$$m_o = C_m \cdot L_T,$$

где  $C_m$  – коэффициент массы, кг/м: для городского автобуса  $C_m = 700\text{--}750$  кг/м; для пригородного –  $C_m = 700\text{--}800$  кг/м; для туристского и междугородного –  $C_m = 850\text{--}900$  кг/м;

$L_r$  – габаритная длина автобуса, м.

В междугородном и туристском автобусах перевозка стоящих пассажиров не предусмотрена.

### 3.2.3. Масса грузового автомобиля

Для грузового автомобиля масса полезной нагрузки определяется по формуле

$$m_n = m_{гр} + (m_{ч.э} + m_б) \cdot n_{ч.э},$$

где  $m_{гр}$  – номинальная грузоподъемность автомобиля, кг;

$m_{ч.э}$  – масса члена экипажа грузового автомобиля ( $m_{ч.э} = 75$  кг);

$m_б$  – масса багажа одного члена экипажа грузового автомобиля ( $m_б = 5$  кг);

$n_{ч.э}$  – количество членов экипажа.

Если известна масса полезной нагрузки  $m_n$  грузового автомобиля, то его снаряженную массу  $m_0$  можно найти по результатам обработки статистических данных, исходя из *показателя удельной грузоподъемности*, который для одиночного грузового автомобиля определяется по выражению

$$\varepsilon_y = \frac{m_n}{m_0},$$

а для автопоезда

$$\varepsilon_{y \text{ а п}} = \frac{m_n + m_{н п}}{m_0 + m_{о п}},$$

где  $m_{о п}$  и  $m_{н п}$  – соответственно масса снаряженного прицепа и его грузоподъемность.

Показатель удельной грузоподъемности  $\varepsilon_y$  грузовых автомобилей составляет 0,95...1,25 – для двухосных бортовых автомобилей полной массой 8–12 т и 1,25...1,55 – полной массой от 12 до 20 т,

1,45...1,70 – для трехосных бортовых автомобилей; 1,50...1,75 – для седельных двухосных тягачей и 1,55–1,80 – для седельных трехосных тягачей. Для двухосных самосвалов показатель удельной грузоподъемности составляет 1,25...1,45, а для трехосных – 1,65...1,85.

Далее по выражению (3.2) определяется полная масса  $m_a$  грузового автомобиля.

### **3.3. Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам**

Полная масса автомобиля распределяется между его мостами с учетом допускаемой нагрузки на поверхность дорожного покрытия.

Директивами Европейского Союза 85/3/ЕС, 86/360/ЕС, 88/212/ЕС, 89/338/ЕС и 93/53/ЕС установлены предельные значения осевых нагрузок и габаритных размеров автомобилей. Предельные значения осевых нагрузок зависят от конструктивного исполнения мостов автомобиля и количества колес на каждом мосту.

Предельные полные массы автотранспортных средств установлены в зависимости от количества мостов. Для двухосных одиночных автомобилей предельно допустимая масса составляет 18 т; трехосных – 25 т, а при сдвоенных шинах и пневматической подвеске – 26 т; четырехосных – 36 т, а при сдвоенных шинах и пневматической подвеске – 38 т; пятиосных – 40 т; шестиосных, предназначенных для перевозки контейнеров ISO длиной 40 футов (около 12 м), зарезервирована величина 44 т; для прицепных автопоездов – 36 т.

Автотранспортные средства, у которых полная масса, осевая нагрузка или габаритные размеры превышают предельные значения, установленные нормативными документами, относятся к внедорожным.

Для внедорожных и легковых автомобилей нагрузка на одиночную ось не регламентируется.

Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам необходимо знать для того, чтобы подобрать соответствующие этой нагрузке шины и определить по их размерам радиус качения колес, а также чтобы рассчитать максимально возможную по сцеплению окружную силу, величина которой используется при выборе передаточного числа низшей передачи в коробке передач.

Если в технических данных не указано распределение веса автомобиля по мостам, то для определения силы тяжести, приходящейся на задний мост автомобиля  $G_2$ , следует воспользоваться данными, приведенными в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам

Тип, группа автомобилей	Сила тяжести, приходящаяся на задний мост
Грузовые автомобили (4 × 2) с одинарными шинами: – особо малой грузоподъемности (0,3–1,0 т); – малой грузоподъемности (1,0–2,5 т)	$(0,54–0,60) \cdot G_a$ $(0,55–0,62) \cdot G_a$
Грузовые автомобили со сдвоенными шинами: – средней грузоподъемности (2,5–5,0 т); – большой грузоподъемности (5,0–16,0 т)	$(0,64–0,69) \cdot G_a$ $(0,66–0,72) \cdot G_a$
Грузовые автомобили (6 × 4):	на тележку $(0,75–0,77) \cdot G_a$
Автобусы (4 × 2): – городские, туристские и междугородные; – пригородные	$(0,67…0,70) \cdot G_a$ $(0,70…0,75) \cdot G_a$
Автобусы (6 × 2):	на средний ведущий мост $(0,47–0,50) \cdot G_a$ на передний мост $(0,23–0,26) \cdot G_a$ на задний мост $(0,24–0,27) \cdot G_a$
Легковые автомобили: – с передним расположением двигателя и задним ведущим мостом; – с передним расположением двигателя и передним ведущим мостом; – с задним расположением двигателя и задним ведущим мостом; – полноприводные	$(0,53–0,56) \cdot G_a$ $(0,41–0,45) \cdot G_a$ $(0,57–0,65) \cdot G_a$ $(0,52–0,54) \cdot G_a$

### 3.4. Подбор шин и определение расчетного радиуса качения колес

Шины конструктор подбирает, используя ГОСТы с сортаментом шин.

При выборе шин исходным параметром является нагрузка на наиболее нагруженных колесах. Поэтому сначала определяется наиболее нагруженное колесо.

С этой целью определяется нагрузка на колесо переднего моста:

$$F_{ш1} = \frac{G_1}{n},$$

а затем – на колесо заднего моста (или тележки):

$$F_{ш2} = \frac{G_2}{n},$$

где  $n$  – количество шин моста или тележки.

Полученные значения  $F_{ш1}$  и  $F_{ш2}$  сопоставляются между собой и выбирается наиболее нагруженное колесо.

Далее для легковых автомобилей по таблицам ГОСТ 4754–97 «Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия» или для грузовых автомобилей по таблицам ГОСТ 5513–97 «Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. Технические условия» по величине нагрузки на шину выбирается шина и определяются ее геометрические параметры.

Радиус качения колеса зависит от нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха в шине, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и поступательной скорости движения колеса при его качении.

Расчетный радиус качения вычисляется по формуле

$$r_o = 0,5 \cdot (0,5D_n + r_{ст}), \text{ м}, \quad (3.3)$$

где  $D_n$  – наружный (свободный) диаметр шины, м;

$r_{ст}$  – статический радиус шины, м.

### 3.5. Выбор площади лобового сопротивления и определение силы сопротивления воздуха движению автомобиля

Движение автомобиля связано с перемещением частиц воздуха, на что расходуется часть мощности двигателя.

Для упрощения расчетов элементарные силы сопротивления воздуха, распределенные по всей поверхности автомобиля, заменяют сосредоточенной *силой сопротивления воздуха*  $F_B$ . Точку приложения силы сопротивления воздуха  $F_B$  называют *центром парусности автомобиля*. Расстояние от опорной поверхности до *центра парусности* называется *высотой центра парусности* и обозначается литерой  $h_B$ .

*Сила сопротивления воздуха* определяется по формуле, вытекающей из основных положений гидроаэромеханики:

$$F_B = C_x \cdot A_B \cdot q, \text{ Н,}$$

где  $C_x$  – коэффициент обтекаемости (безразмерная величина): определяют путем продувки автомобиля или его модели в аэродинамической трубе (рисунок 3.1);

$A_B$  – площадь лобового сопротивления, т. е. площадь, равная площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси,  $\text{м}^2$ ;

$q = 0,5\rho_B \cdot V_a^2$  – скоростной напор,  $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с}^2)$ , равный кинетической энергии  $1 \text{ м}^3$  воздуха, движущегося со скоростью движения автомобиля в  $\text{м}/\text{с}$  относительно воздушной среды,

где  $\rho_B$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$V_a$  – скорость автомобиля,  $\text{м}/\text{с}$ .

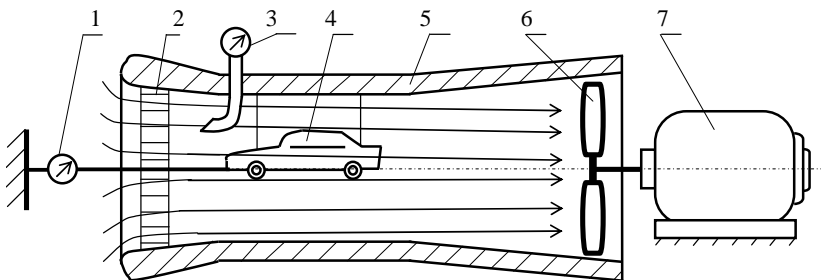


Рисунок 3.1 – Аэродинамические испытания автомобиля:

- 1 – динамометр; 2 – направляющая решетка; 3 – анемометр; 4 – автомобиль;  
5 – аэродинамическая труба; 6 – вентилятор; 7 – электродвигатель



Автомобиль 4 подвешивают внутри аэродинамической трубы 5, в которой установлен вентилятор 6 с электродвигателем 7. Направляющая решетка 2 выпрямляет струи воздуха, устраняя его завихрения при входе в трубу. Поток воздуха, создаваемый вентилятором, стремится сдвинуть автомобиль с такой же силой  $F_B$ , которая действует на автомобиль при его движении со скоростью, равной скорости воздушного потока. Определив по показаниям динамометра 1 силу  $F_B$ , а по анемометру 3 скорость воздушного потока (скоростной напор) и зная величину площади лобового сопротивления автомобиля  $A_B$ , можно вычислить коэффициент обтекаемости:

$$C_x = \frac{F_B}{A_B q}.$$

Формулу для определения силы сопротивления воздуха можно преобразовать:

$$F_B = 0,5 C_x \cdot \rho_B \cdot A_B \cdot V_a^2.$$

При определении основных параметров автомобиля обычно используют не коэффициент обтекаемости, а **коэффициент сопротивления воздуха**:

$$k_B = 0,5 C_x \cdot \rho_B.$$

Согласно ГОСТ 4401 для нормальных атмосферных условий  $\rho_B = 1,225 \text{ кг/м}^3$ . Следовательно, коэффициенты  $k_B$  и  $C_x$  связаны между собой зависимостью

$$k_B = 0,61 C_x.$$

**Коэффициент сопротивления воздуха  $k_B$**  имеет размерность плотности; в системе СИ его размерность  $\text{кг/м}^3$  или  $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$ .

$1 \text{ Н} = 1 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{с}^2$ , отсюда  $1 \text{ кг} = 1 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}$ ; т. е.  $1 \text{ кг/м}^3 = 1 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$ .

При этом сила сопротивления воздуха рассчитывается по формуле

$$F_B = k_B \cdot A_B \cdot V_a^2.$$

Здесь скорость автомобиля  $V_a$  выражена в м/с.

При определении основных параметров автомобиля ориентировочные значения площади лобового сопротивления  $A_b$  и коэффициента сопротивления воздуха  $k_b$  можно выбрать по таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Данные для определения силы сопротивления воздуха

№ п/п	Тип и классы автомобиля		Габаритная длина $L_T$ , м	Площадь лобового сопротивления $A_b$ , м <sup>2</sup>	Коэффициент сопротивления воздуха $k_b$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>
1	Гоночные и спортивные		–	1,1...1,4	0,11...0,13
2	Легковые		$L_T < 3,5$ $3,5 \leq L_T < 3,9$ $3,9 \leq L_T < 4,6$ $4,6 \leq L_T < 4,9$ $L_T \geq 4,9$	1,2...1,7 1,5...1,9 1,9...2,1 2,0...2,5 2,1...2,6	0,14...0,18 0,15...0,21 0,18...0,25 0,19...0,30 0,20...0,35
	Класс в СНГ	Класс в ЕС			
	особо малый	A			
	малый	B			
	средний	C и D			
	большой	E			
	высший	F			
3	Автобусы		$L_T < 5,0$ $5,0 \leq L_T < 7,5$ $7,5 \leq L_T < 9,5$ $9,5 \leq L_T < 12$ $L_T \geq 12$	3,5...4,3 4,3...6,2 5,2...6,5 5,8...9,1 6,2...9,1	0,21...0,25 0,23...0,28 0,27...0,33 0,31...0,40 0,40...0,50
	Класс в СНГ	Класс в ЕС			
	особо малый	A			
	малый	B			
	средний	C и D			
	большой	E			
	особо большой (сочлененный)	F			
4	Грузовые (грузоподъемностью):			3,0...5,0 3,5...5,5 5,0...8,5	0,32...0,37 0,36...0,42 0,40...0,55
	– 0,5–2,0 т				
	– 2,0–5,0 т				
	– 5,0–16,0 т			5,0...8,5	0,40...0,55
5	Магистральные автопоезда			7,5...9,0	0,55...0,70

### 3.6. Определение максимальной мощности двигателя и коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Максимальную мощность двигателя определяют, исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля при заданном дорожном сопротивлении  $\psi_v$  (псу).

Зная силы, действующие на автомобиль, можно записать

$$F_k = F_\psi + F_B + F_a.$$

Поскольку при максимальной скорости ускорение автомобиля равно нулю, то  $F_a = 0$  и  $F_k = F_\psi + F_B$ . Умножив все члены последнего уравнения на максимальную скорость автомобиля  $V_{a \max}$ , получим

$$F_k \cdot V_{a \max} = F_\psi \cdot V_{a \max} + F_B \cdot V_{a \max}$$

или

$$P_k = P_\psi + P_B,$$

где  $P_k$  – мощность, подводимая к ведущим колесам;

$P_\psi$  – мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления;

$P_B$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха.

Выразим мощность, подводимую к колесам, через мощность двигателя, необходимую для обеспечения максимальной скорости движения автомобиля:

$$P_{ev} \cdot \eta_{тр} = P_\psi + P_B, \text{ Вт}$$

или

$$P_{ev} \cdot \eta_{тр} = g \cdot m_a \cdot \psi \cdot V_{a \max} + k_B \cdot A_B \cdot V_a^2 \cdot V_{a \max}, \text{ Вт},$$

если скорость автомобиля выражена в м/с.

Отсюда окончательно получим

$$P_{ev} = \frac{V_{a \max}}{\eta_{тр}} \cdot (g \cdot m_a \cdot \psi + k_B \cdot A_B \cdot V_{a \max}^2)$$

или (если скорость автомобиля выражена в км/ч)

$$P_{ev} = \frac{V_{a \max}}{3,6 \eta_{тр}} \cdot \left( g \cdot m_a \cdot \psi + \frac{k_B \cdot A_B \cdot V_{a \max}^2}{3,6^2} \right). \quad (3.4)$$

где  $\eta_{тр}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Снимаемая с коленчатого вала двигателя мощность передается через узлы трансмиссии к ведущим колесам автомобиля, при этом часть мощности теряется.

Эти потери оцениваются *коэффициентом полезного действия (КПД)*. При определении КПД трансмиссии учитывают гидравлические потери, связанные с перемешиванием масла в картерах коробки передач и ведущего моста, и механические потери на трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках, манжетах (сальниках) и карданных шарнирах.

Величина гидравлических потерь зависит от вязкости масла, скорости вращения валов и шестерен, а также от уровня масла.

Величина механических потерь зависит главным образом от качества обработки поверхностей трущихся деталей и качества смазки между ними; их считают пропорциональными крутящему моменту, нагружающему трансмиссию.

При работе трансмиссии автомобиля с полной нагрузкой, т. е. при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, КПД трансмиссии, в зависимости от типа автомобиля, можно выбрать из диапазона:

- |   |           |
|---|-----------|
| – гоночные и спортивные автомобили            | 0,92–0,95 |
| – легковые автомобили                         | 0,90–0,92 |
| – грузовые автомобили и автобусы              | 0,83–0,87 |
| – грузовые автомобили повышенной проходимости | 0,80–0,84 |

Большие значения КПД трансмиссии относятся к прямой передаче в коробке передач автомобиля.

При расчетах по формуле (3.4) значения коэффициентов суммарного дорожного сопротивления  $\psi$  принимают следующими:

- |   |             |
|---|-------------|
| – для легковых автомобилей<br>(в зависимости от класса) | 0,025–0,050 |
| – для грузовых автомобилей                              | 0,015–0,025 |
| – для автобусов   | 0,018–0,030 |
| – для автопоездов                                       | 0,010–0,015 |
| – для полноприводных автомобилей                        | 0,015–0,050 |

Так как при максимальной скорости поступательного движения автомобиля двигатель работает с максимальной угловой скоростью, то в случае установки на автомобиле дизельного двигателя или бензинового с впрыском  $\omega_p = \omega_{e \max}$  и  $P_{ev} = P_{e \max}$ .

У легковых автомобилей с карбюраторным двигателем угловая скорость коленчатого вала  $\omega_{e \max}$  при максимальной скорости движения автомобиля и угловая скорость при максимальной мощности  $\omega_P$ , как правило, не совпадают. В этом случае максимальная мощность двигателя определяется по формуле

$$P_{e \max} = \frac{P_{ev}}{a \cdot \frac{\omega_{e \max}}{\omega_P} + \varepsilon \cdot \left( \frac{\omega_{e \max}}{\omega_P} \right)^2 + c \cdot \left( \frac{\omega_{e \max}}{\omega_P} \right)^3}. \quad (3.5)$$

Коэффициенты  $a$ ,  $\varepsilon$  и  $c$  зависят от коэффициентов приспособляемости двигателя по крутящему моменту  $k_M$  и угловой скорости  $k_\omega$ .

Для дизельных, бензиновых с впрыском и карбюраторных двигателей коэффициенты  $a$ ,  $\varepsilon$  и  $c$  определяются по формулам

$$a = \frac{1 + k_M \cdot k_\omega \cdot (k_\omega - 2)}{(k_\omega - 1)^2};$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_M - 1)}{(k_\omega - 1)^2};$$

$$c = \frac{k_\omega^2 \cdot (1 - k_M)}{(k_\omega - 1)^2}.$$

где  $k_M$  – коэффициент приспособляемости двигателя по моменту:

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_P};$$

$k_\omega$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения:

$$k_\omega = \frac{n_P}{n_M}.$$

При этом должно соблюдаться равенство  $a + \varepsilon + c = 1$ .

У двигателей различных типов значения оборотов коленчатого вала при максимальной мощности (угловой скорости) находятся в следующих пределах:

	$n_p,$ об/мин	$\omega_p,$ рад/с	$n_p,$ (ср. знач.) об/мин
<b>бензиновые двигатели:</b>			
– легковые автомобили	4800–7000	502,6–733,0	5500 об/мин
– грузовые автомобили и автобусы	3000–4600	314,1–481,7	4000 об/мин
<b>дизельные двигатели:</b>			
– легковые автомобили	3500–5000	366,5–523,5	4500 об/мин
– грузовые автомобили и автобусы	2000–3500	209,4–366,5	2500 об/мин

У карбюраторных двигателей максимальные обороты коленчатого вала  $n_{e \max}$  на 5–10 % выше оборотов коленчатого вала двигателя при максимальной мощности  $n_p$ .

Минимальная частота вращения (угловая скорость)  $n_{e \min}(\omega_{e \min})$  коленчатого вала двигателей, при которой они устойчиво работают с полной нагрузкой, находится в пределах 700–800 об/мин (73,3–84,0 рад/с).

Максимальная стендовая мощность двигателя

$$P_{e \max}^{\text{ст}} = \frac{P_{e \max}}{k_{\text{ст}}},$$

где  $k_{\text{ст}}$  – коэффициент коррекции, равный 0,93...0,96.

### 3.7. Определение максимального крутящего момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала, при которой он определен

Крутящий момент двигателя при максимальной мощности

$$M_p = \frac{P_{e \max}}{\omega_p},$$

где  $P_{e \max}$  – в Вт,  $\omega_p$  – в рад/с,

а максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{e \max} = M_P \cdot k_M, \quad (3.6)$$

где  $k_M$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту.

Тогда максимальное значение крутящего момента двигателя, установленного на стенде:

$$M_{e \max}^{\text{ст}} = \frac{M_{e \max}}{k_{\text{ст}}}.$$

Частота вращения коленчатого вала двигателя (угловая скорость) при максимальном крутящем моменте  $n_M$  ( $\omega_M$ ) определяется по формуле

$$n_M = \frac{n_P}{k_\omega}.$$

### 3.8. Определение передаточного числа главной передачи автомобиля

Передаточное число главной передачи  $u_{\text{ГП}}$  определяют, исходя из условия обеспечения максимальной скорости движения автомобиля  $V_{a \max}$ .

Зная, что  $V_a = \omega_k \cdot r_0$  или  $V_a = \frac{\omega_e}{u_{\text{ГП}}} \cdot r_0$ , максимальную скорость движения автомобиля определяют из выражения

$$V_{a \max} = \frac{\omega_{e \max}}{u_{\text{КП}}^B \cdot u_{\text{ГП}}} \cdot r_0.$$

Отсюда передаточное число главной передачи

$$u_{\text{ГП}} = \frac{\omega_{e \max} \cdot r_0}{n_{\text{КП}}^B \cdot V_{a \max}}.$$

В это выражение максимальная скорость движения автомобиля  $V_{a \max}$  подставляется в м/с. Если  $V_{a \max}$  имеет размерность км/ч, а обороты коленчатого вала двигателя  $n_{e \max}$  заданы в об/мин, то

$$u_{\text{ГП}} = 0,377 \cdot \frac{n_{e \max} \cdot r_0}{u_{\text{КП}}^{\text{В}} \cdot V_{a \max}}, \quad (3.7)$$

где  $u_{\text{КП}}^{\text{В}}$  – передаточное число высшей передачи в коробке передач автомобиля.

Высшая передача в коробке передач бывает прямой, т. е. с передаточным числом  $u_{\text{КП}}^{\text{В}} = 1$ , или повышающей – с передаточным числом на высшей передаче  $u_{\text{КП}}^{\text{В}} = 0,65 \dots 0,95$ .

При выводе формулы (3.7) следует принимать во внимание, что  $\omega_e = \frac{2\pi n_e}{60}$ , т. е.  $\omega_e = \frac{n_e}{9,55}$ .

Главные передачи легковых автомобилей имеют передаточные числа  $u_{\text{ГП}}$  в пределах 2,65...4,65, а грузовых автомобилей и автобусов – 3,45...7,85.

### 3.9. Определение передаточных чисел коробки передач

#### 3.9.1. Расчет передаточного числа первой передачи

Расчет передаточных чисел коробки передач (КП) начинают с определения передаточного числа первой передачи  $u_1$ .

Передаточное число первой передачи  $u_1$  должно быть таким, чтобы автомобиль:

- 1) мог преодолевать максимальное для данного типа автомобиля дорожное сопротивление, задаваемое коэффициентом  $\psi_{\max}$ ;
- 2) не буксовал при трогании с места;
- 3) мог двигаться с минимальной устойчивой скоростью для маневрирования в стеснённых условиях.

1. Зная силы, действующие на автомобиль, запишем

$$F_{\text{К}} = F_{\psi} + F_{\text{В}} + F_{\text{а}}.$$



Учитывая, что автомобиль движется с установившейся скоростью, т. е. что сила сопротивления разгону  $F_a = 0$  и что, ввиду малой скорости при движении автомобиля на 1-й передаче сила сопротивления воздуха движению автомобиля  $F_v \approx 0$ , предыдущее равенство можно переписать в виде  $F_k \geq F_\psi$ .

Выразив данные силы через их составляющие, окончательно получим

$$\frac{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_0} \geq \psi_{\max} \cdot G_a.$$

Отсюда необходимое передаточное число 1-й передачи по условию преодоления максимального дорожного сопротивления

$$u_{1\psi} \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_0}{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}}. \quad (3.8)$$

При расчете по формуле (3.8) максимальное значение коэффициента суммарного дорожного сопротивления  $\psi_{\max}$  обычно принимают для легковых автомобилей  $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,50$ ; для грузовых автомобилей и автобусов  $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,40$  и для автопоездов – не менее 0,18.

2. Условие движения автомобиля без буксования ведущих колес имеет вид

$$F_{k \max} \leq F_\phi,$$

поэтому возможность реализации окружной силы  $F_{k \max}$  на ведущих колесах автомобиля при передаточном числе в коробке передач  $u_{1\psi}$ , подсчитанном по формуле (3.8), проверяется по условию сцепления ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия:

$$\frac{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_0} \leq \phi \cdot G_\phi.$$

Откуда

$$u_{1\phi} \leq \frac{\phi \cdot G_\phi \cdot r_0}{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}},$$

где  $G_\phi$  – сцепной вес автомобиля.

Для полноприводных автомобилей сцепной вес равен собственному весу автомобиля, т. е.  $G_\phi = G_a$ .

Для автомобилей с задним расположением ведущих мостов  $G_\phi = G_2 \cdot k_{R2}$ .

Для автомобилей с передним ведущим мостом –  $G_\phi = G_1 \cdot k_{R1}$ .

В этих выражениях  $G_1$  и  $G_2$  – доля веса автомобиля, приходящего соответственно на передний и задний мосты;  $k_{R1}$  и  $k_{R2}$  – коэффициенты перераспределения нормальных реакций, значения которых могут быть приняты  $k_{R1} = 0,85 \dots 0,95$ ;  $k_{R2} = 1,05 \dots 1,15$ .

Расчеты проводят в предположении, что автомобиль находится на сухом асфальтобетонном шоссе, т. е.  $\phi = 0,80 \dots 0,90$ .

Меньшие значения коэффициента сцепления шин с поверхностью дорожного покрытия относятся к шинам высокого давления, а большие – к шинам низкого давления.

Передаточное число в коробке передач на 1-й передаче выбирается из условия

$$u_{1\psi} \leq u_1 \leq u_{1\phi}.$$

3. Желательно, чтобы передаточное число 1-й передачи в КП  $u_1$  удовлетворяло условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения автомобиля  $V_{a \min}$ . Следовательно, в зависимости от размерности:

$$V_{a \min} = \omega_{k \min} \cdot r_0, \text{ м/с}, \quad V_{a \min} = \frac{\omega_{e \min} \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{гп}}, \text{ м/с};$$

или

$$V_{a \min} = 0,377 \cdot \frac{n_{e \min} \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{гп}}, \text{ км/ч},$$

где  $n_{e \min}$  – минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя задана, об/мин.

Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля  $V_{a \min}$  не должна превышать 3...6 км/ч.

### 3.9.2. Расчет передаточных чисел промежуточных передач

Передаточные числа промежуточных передач в КП выбирают из условия обеспечения ими максимальной интенсивности разгона автомобиля и возможности длительного движения при повышенном дорожном сопротивлении.

КП современных легковых автомобилей чаще всего имеют 6 передач, реже 5 или 7. Диапазон передаточных чисел таких коробок передач (частное от деления передаточных чисел крайних ступеней) составляет обычно 4...6.

На грузовых автомобилях применяют коробки передач с числом передач от 5 до 22 при диапазоне от 5 до 25.

Для того чтобы в процессе разгона двигатель работал с наибольшей средней мощностью, частота вращения его коленчатого вала должна находиться в интервале частот вращения, близком к частоте, соответствующей максимальной мощности двигателя.

Допустим этот интервал определяется частотами вращения  $n_1$  и  $n_2$  (см. рисунок 3.2).

Отложим по оси ординат, кроме мощности, скорость движения автомобиля и нанесем прямые  $V_a = f(n_e)$ .

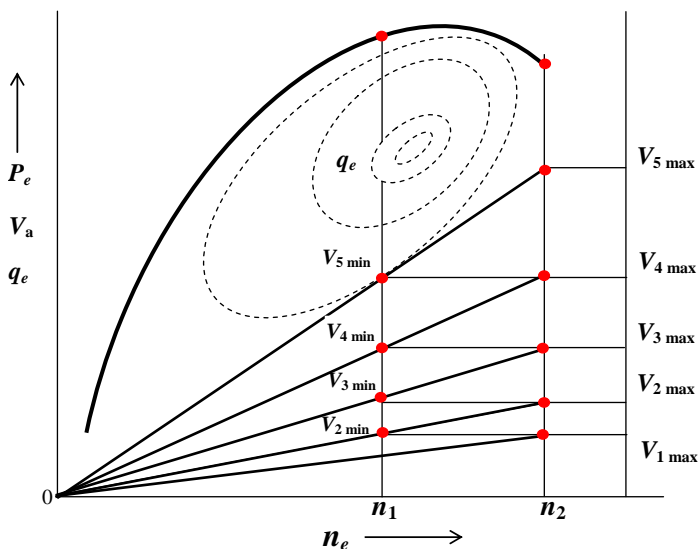


Рисунок 3.2 – К выбору передаточных чисел промежуточных передач КП

Если пренебречь падением скорости за время переключения передач, то скорость автомобиля, достигнутая на низшей передаче перед моментом переключения при частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n_2$ , равна скорости автомобиля на смежной высшей передаче при частоте вращения  $n_1$

$$V_{1 \max} = V_{2 \min}; \quad V_{2 \max} = V_{3 \min}; \quad V_{3 \max} = V_{4 \min} \text{ и т. д.}$$

Учитывая, что

$$V_{1 \max} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{\text{ГП}}};$$

$$V_{2 \min} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{\text{ГП}}};$$

$$V_{2 \max} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{\text{ГП}}};$$

$$V_{3 \min} = 0,377 \cdot \frac{n_2 \cdot r_0}{u_1 \cdot u_{\text{ГП}}} \text{ и т. д.,}$$

из вышеприведенных равенств получим

$$\frac{n_2}{u_1} = \frac{n_1}{u_2};$$

$$\frac{n_2}{u_2} = \frac{n_1}{u_3};$$

$$\frac{n_2}{u_3} = \frac{n_1}{u_4} \text{ и т. д.}$$

Отсюда  $n_2 \cdot u_2 = n_1 \cdot u_1$ ;  $n_2 \cdot u_3 = n_1 \cdot u_2$ ;  $n_2 \cdot u_4 = n_1 \cdot u_3$  и т. д.

или

$$u_2 = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right);$$

$$u_3 = u_2 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2;$$

$$u_4 = u_3 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3; \dots;$$

$$u_m = u_{m-1} \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right) = u_1 \cdot \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^{m-1}.$$

Обозначим отношение  $\frac{n_1}{n_2}$  через  $q$ , тогда получим

$$u_m = u_1 \cdot q^{m-1} \quad \text{или} \quad u_m = u_{m-1} \cdot q.$$

Следовательно, при постоянном интервале частот вращения колчатого вала двигателя передаточное число каждой последующей передачи в КП получается из предыдущего умножением на постоянный множитель  $q$ . Такой ряд чисел называется *геометрической прогрессией*, а множитель  $q$  – *знаменателем геометрической прогрессии*.

Если  $n$ -я передача имеет передаточное число  $u_n$ , то знаменатель геометрической прогрессии  $q$  определяется из выражения

$$u_n = u_1 \cdot q^{n-1},$$

т. е.

$$q = \left( \frac{u_n}{u_1} \right)^{\frac{1}{n-1}},$$

Подставим это  $q$  в формулу для определения передаточного числа  $u_m$ :

$$u_m = u_1 \left( \frac{u_n}{u_1} \right)^{\frac{m-1}{n-1}}$$

или

$$u_m = \frac{u_1}{\frac{m-1}{u_1^{m-1}}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}} = u_1^{1-\frac{m-1}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}} = u_1^{\frac{n-1-m+1}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}},$$

окончательно получим

$$u_m = u_1^{\frac{n-m}{n-1}} \cdot u_n^{\frac{m-1}{n-1}}, \quad (3.9)$$

где  $n$  – номер высшей передачи в КП.

Если в качестве высшей передачи выбрать прямую передачу, т. е. передачу с передаточным числом  $u_n = 1$ , то выражение (3.9) трансформируется в выражение вида

$$u_m = u_1^{\frac{n-m}{n-1}},$$

где  $n$  – номер прямой передачи.

Следовательно, при наличии в КП прямой передачи, пользуясь последней формулой, можно найти передаточное число  $m$ -й передачи в КП при выполнении условия  $m < n$ .

Например, для 6-ступенчатой КП с 5-й прямой передачей получим

$$u_2 = u_1^{\frac{5-2}{5-1}} = u_1^{\frac{3}{4}};$$

$$u_3 = u_1^{\frac{2}{4}};$$

$$u_4 = u_1^{\frac{1}{4}};$$

$$u_5 = u_1^{\frac{0}{4}}.$$

Если прямая передача в КП отсутствует, то для 6-ступенчатой коробки передач по формуле (3.9) получим

$$u_2 = u_1^{\frac{6-2}{6-1}} \cdot u_6^{\frac{2-1}{6-1}} = u_1^{\frac{4}{5}} \cdot u_6^{\frac{1}{5}};$$

$$u_3 = u_1^{\frac{6-3}{6-1}} \cdot u_6^{\frac{3-1}{6-1}} = u_1^{\frac{3}{5}} \cdot u_6^{\frac{2}{5}};$$

$$u_4 = u_1^{\frac{2}{5}} \cdot u_6^{\frac{3}{5}};$$

$$u_5 = u_1^{\frac{1}{5}} \cdot u_6^{\frac{4}{5}};$$

$$u_6 = u_1^0 \cdot u_6^1.$$

### 3.10. Определение передаточных чисел раздаточной коробки

В раздаточных коробках полноприводных автомобилей имеются, как правило, две ступени: низшая и высшая. Высшая является прямой или имеет передаточное число близкое к единице (0,95...1,05). Передаточное число низшей передачи в раздаточной коробке определяется из тех же условий, что и передаточное число на низшей передаче в коробке передач, т. е. исходя из условий:

- 1) преодоления автомобилем максимального подъема:

$$u_{\text{РКн } \psi} = \frac{\Psi_{\text{max}} \cdot G_a \cdot r_0}{M_{e \text{ max}} \cdot u_{\text{кп1}} \cdot u_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{тр}}};$$

- 2) полного использования сцепного веса автомобиля:

$$u_{\text{РКн } \varphi} \leq \frac{\Phi_{\text{max}} \cdot G_a \cdot r_0}{M_{e \text{ max}} \cdot u_{\text{кп1}} \cdot u_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{тр}}};$$

3) обеспечения минимальной устойчивой скорости движения:

$$u_{PKHv} = 0,377 \cdot \frac{n_{e \min} \cdot r_0}{V_{a \min} \cdot u_{кп1} \cdot u_{гп}}.$$

При расчетах принимают:  $\psi_{\max} = 0,6 \dots 0,7$ ;  $\varphi_{\max} = 0,6 \dots 0,8$ ;  $V_{a \min} = 2 \dots 3$  км/ч.

## 4. ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

### 4.1. Скоростные характеристики ДВС

Скоростная характеристика двигателя представляет собой зависимость эффективной мощности  $P_e$  и крутящего момента  $M_e$  двигателя при установившемся режиме его работы от угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega_e$  или частоты его вращения  $n_e$ .

Скоростная характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется *внешней* скоростной характеристикой, а скоростные характеристики, полученные при неполной подаче топлива, – *частичными*.

Скоростные характеристики получают экспериментально по ГОСТ 14846 при испытании двигателей на тормозном стенде. Двигатель, установленный на стенде, нагружают при помощи тормоза, добиваясь определенного числа оборотов коленчатого вала двигателя  $n_e$ . При достижении устойчивых оборотов замеряют величину крутящего момента  $M_e$  двигателя. Нанеся результаты замеров на график в координатах  $M_e - \omega_e$  (или  $n_e$ ) и соединив отдельные точки, получают характеристику момента.

Затем из соотношения

$$P_e^{ст} = \frac{M_e^{ст} \cdot \omega_e}{1000}, \quad (4.1)$$

где  $M_e$  – в Н·м;  $\omega_e$  – в рад/с, находят величину эффективной мощности для ряда значений  $\omega_e$  и по ним строят характеристику мощности.



При испытаниях с двигателя снимают часть элементов системы охлаждения, системы выпуска отработавших газов и др. (вентилятор, радиатор, глушитель, компрессор, насос гидроусилителя руля и др.), без которых он может работать на стенде. Полученные при испытаниях мощность и крутящий момент приводят к нормальным условиям, соответствующим давлению окружающего воздуха 1 атм и 15 °С. Эти мощность и крутящий момент называются *стендовыми* и указываются в технических характеристиках, справочниках и каталогах.

Условия работы двигателя, установленного на автомобиле, отличаются от стендовых, что связано с установкой на двигатель элементов, которые были сняты при испытаниях. Кроме того, давление и температура при работе двигателя на автомобиле отличаются от нормальных условий. Поэтому мощность двигателя  $P_e$ , установленного на автомобиле, несколько меньше мощности  $P_e^{ст}$ , полученной при стендовых испытаниях. При использовании стендовых характеристик для тягово-скоростных расчетов значения мощности  $P_e^{ст}$ , уменьшают путем их умножения на коэффициент коррекции  $k_{ст}$ , зависящий как от конструктивных особенностей и условий эксплуатации АТС, так и от особенностей стандарта, по которому была снята внешняя характеристика.

В приближенных расчетах можно принимать, что  $k_{ст} = 0,93 \dots 0,96$ .

Частичные скоростные характеристики двигателя получают при положении органа топливоподачи отличным от максимального. У карбюраторных двигателей – это дроссельная заслонка, а у дизельных – положение рычага регулятора (педали управления двигателем).

Важнейшими параметрами внешней скоростной характеристики двигателя, снятой на тормозном стенде, являются:

$P_{e\max}^{ст}$  – максимальная эффективная мощность, кВт;

$M_{e\max}^{ст}$  – максимальный крутящий момент, Н·м;

$M_P^{ст}$  – крутящий момент при максимальной мощности, Н·м;

$n_{e\min}$  и  $n_{e\max}$  – минимальная и максимальная частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

$n_P$  и  $n_M$  – частоты вращения коленчатого вала двигателя соответственно при  $P_{e\max}^{ст}$  и  $M_{e\max}^{ст}$ ;

$k_M$  – коэффициент приспособляемости двигателя по моменту:

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_P};$$

$k_\omega$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения:

$$k_\omega = \frac{n_P}{n_M}.$$

Из рисунка 4.1 следует, что мощность и крутящий момент двигателя возрастают с увеличением угловой скорости, достигают максимальных значений при соответствующих угловых скоростях  $\omega_M$  и  $\omega_P$ , а затем начинают уменьшаться. Это происходит вследствие ухудшения наполнения цилиндров горючей смесью и увеличения трения. При этом возрастают динамические нагрузки, которые приводят к ускоренному износу деталей двигателя. В условиях эксплуатации двигатель работает главным образом в интервале угловых скоростей  $\omega_M - \omega_P$ .

Максимальная мощность дизельного двигателя находится в зоне дымления и располагается вне регуляторной ветви кривой мощности. Максимальной в этом случае считается мощность, которая соответствует моменту включения регулятора, т. е.  $P_{e \max}$  при угловой скорости  $\omega_P$ . Для дизельных двигателей практически можно считать, что максимальная угловая скорость коленчатого вала соответствует угловой скорости при максимальной мощности, т. е.  $\omega_{e \max} = \omega_P$ .

Для расчета показателей тягово-скоростных свойств автомобиля, особенно с применением ЭВМ, удобно пользоваться не графическими, а аналитическими зависимостями  $M_e = f(\omega_e)$  и  $P_e = f(\omega_e)$ .

Зависимость  $P_e^{\text{ст}} = f(\omega_e)$  аппроксимируется формулой кубического трехчлена:

$$P_e^{\text{ст}} = P_{e \max}^{\text{ст}} \cdot \left( a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_P} + b \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_P} \right)^2 + c \cdot \left( \frac{\omega_e}{\omega_P} \right)^3 \right), \quad (4.2)$$

где  $\frac{\omega_e}{\omega_p}$  или  $\frac{n_e}{n_p}$  – отношение текущего значения угловой скорости

или частоты вращения коленчатого вала двигателя к угловой скорости или частоте вращения при максимальной мощности.

При построении скоростных характеристик двигателя  $P_e^{CT} = f(n_e)$  и  $P_e = f(n_e)$  расчет производится для следующих значений  $n_e$ ,  $n_{e \min}$ ,  $n_M$ ,  $n_p$  или  $n_{e \max}$  (при необходимости) и еще трех-четырех точек, равномерно расположенных в диапазоне от  $n_{e \min}$  до  $n_{e \max}$ . Результаты расчета значений мощностных характеристик при  $i$ -х значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_{e i}$ , где  $n_{e \min} \leq n_{e i} \leq n_{e \max}$ , заносят в таблицу 4.1. Затем по данным этой таблицы строятся графики  $P_e^{CT} = f(n_e)$  и  $P_e = f(n_e)$  (рисунок 4.1).

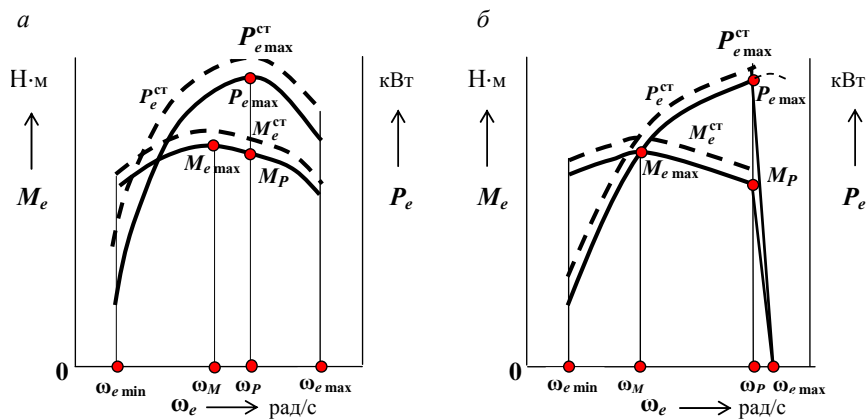


Рисунок 4.1 – Внешние скоростные характеристики карбюраторного (а), бензинового с впрыском и дизельного (б) двигателей внутреннего сгорания

По известной зависимости мощности от угловой скорости коленчатого вала двигателя (4.1) можно найти его крутящий момент:

$$M_e = 1000 \cdot \frac{P_e}{\omega_e},$$

где  $\omega_e = n_e \cdot \frac{2\pi}{60}$  или  $\omega_e = \frac{n_e}{9,55}$ ;  $\omega_e$  – в рад/с;  $P_e$  – в кВт;  $n_e$  – в об/мин.

Результаты расчета значений крутящего момента  $M_e^{CT}$  и  $M_e$  при  $i$ -х значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_{ei}$ , где  $n_{e \min} \leq n_{ei} \leq n_{e \max}$ , также заносят в таблицу 4.1. Затем по данным этой таблицы строятся графики  $M_e^{CT} = f(n_e)$  и  $M_e = f(n_e)$  (рисунок 4.1).

Таблица 4.1 – Данные для построения графиков внешней скоростной характеристики двигателя

Параметры		Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность	$n_{e \min}$	...	$n_M$	...	$n_P$	$n_{e \max}$
$n_e/n_P$	–						
$P_e^{CT}$	кВт						
$P_e$	кВт						
$M_e^{CT}$	Н·м						
$M_e$	Н·м						

## 4.2. Уравнение движения автомобиля

Оценку тягово-скоростных свойств автомобиля производят, решая уравнение его движения. Уравнение движения автомобиля связывает силу, движущую автомобиль, с силами сопротивления и позволяет определить характер прямолинейного движения автомобиля, т. е. в каждый момент времени найти ускорение, скорость, время движения и пройденный автомобилем путь.

Окружная сила на ведущих колесах  $F_k$  при движении автомобиля затрачивается на преодоление сил сопротивления воздуха  $F_b$ , качению  $F_f$ , подъему  $F_h$  и разгону  $F_a$  автомобиля:

$$F_k - F_b - F_f \pm F_h \pm F_a = 0. \quad (4.3)$$

Здесь знак «–» при силе  $F_h$  соответствует движению автомобиля на подъеме, а знак «+» – движению на спуске; знак «–» при силе  $F_a$  соответствует разгону автомобиля, а знак «+» – торможению.

Записав в этом уравнении вместо сил выражения, их определяющие, получим

$$\frac{M_e \cdot u_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_0} - k_b \cdot A_b \cdot V_a^2 - G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G_a \cdot i \pm m_a \cdot \delta \cdot \frac{dV_a}{dt} = 0.$$

Разрешив последнее выражение относительно ускорения автомобиля, для случая его разгона будем иметь:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{m_a \cdot \delta} \cdot \left( \frac{M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_0} - k_B \cdot A_B \cdot V_a^2 - G_a \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G_a \cdot i \right).$$

Данное уравнение называется **уравнением движения автомобиля**.

Здесь  $m_a$  – полная масса автомобиля, кг;

$G_a$  – сила тяжести автомобиля, Н;

$r_0$  – расчетный радиус качения ведущих колес, м;

$u_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии автомобиля;

$\eta_{\text{тр}}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии;

$k_B$  – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$V_a$  – скорость движения автомобиля, м/с;

$A_B$  – площадь лобового сопротивления автомобиля, м<sup>2</sup>;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$i$  – коэффициент сопротивления подъему (тангенс угла наклона дороги по отношению к горизонту);

$\alpha$  – угол наклона продольного профиля дороги, град (рад);

$\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

Это уравнение справедливо для неустановившегося движения автомобиля. При этом

$$\delta = 1 + \frac{I_M}{m_a} \cdot \left( \frac{u_{\text{тр}}}{r_0} \right)^2 \cdot \eta_{\text{тр}} + \frac{\sum_{i=1}^n I_{k_i}}{m_a \cdot r_0^2}, \quad (4.4)$$

где  $I_M$  – момент инерции маховика двигателя и ведущей части сцепления, кг·м<sup>2</sup>;

$I_{k_i}$  – момент инерции  $i$ -го колеса автомобиля, кг·м<sup>2</sup>;

$n$  – число колес автомобиля.

Решение уравнения движения автомобиля в общем виде аналитическими методами практически невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие силы, действующие на автомобиль, с его скоростью. Поэтому уравнение движения автомобиля решают численными методами на ЭВМ или приближен-

но, используя графо-аналитические методы. Наибольшее распространение получили *метод силового (тягового) баланса*, *метод мощностного баланса* и *метод динамической характеристики*.

### 4.3. Уравнение силового (тягового) баланса автомобиля

С целью решения уравнения движения автомобиля (4.3) методом силового баланса, представим его в виде:

$$F_k = F_B + F_f \pm F_h \pm F_a.$$

Учитывая, что  $F_f + F_h = F_\psi$  для случая разгона автомобиля, перепишем это уравнение следующим образом:

$$F_k = F_B + F_\psi + F_a. \quad (4.5)$$

Полученное уравнение называют *уравнением силового баланса*.

Уравнение силового баланса показывает, что сумма всех сил сопротивления движению в любой момент времени равна окружной силе на ведущих колесах автомобиля.

Заменим обозначения сил их развернутыми выражениями

$$\frac{M_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_0} = k_B \cdot A_B \cdot V_a^2 + G_a \cdot \psi + m_a \cdot \delta \cdot \frac{dV_a}{dt}. \quad (4.6)$$

Уравнение (4.6) позволяет определить величину окружной силы, развиваемой на ведущих колесах автомобиля, и установить, как она распределяется по различным видам сопротивлений.

## 4.4. Тяговая характеристика автомобиля

### 4.4.1. Построение тяговой характеристики автомобиля

Графическое изображение уравнения силового (тягового) баланса в координатах «окружная сила–скорость», называется *тяговой характеристикой автомобиля* (рисунок 4.2).

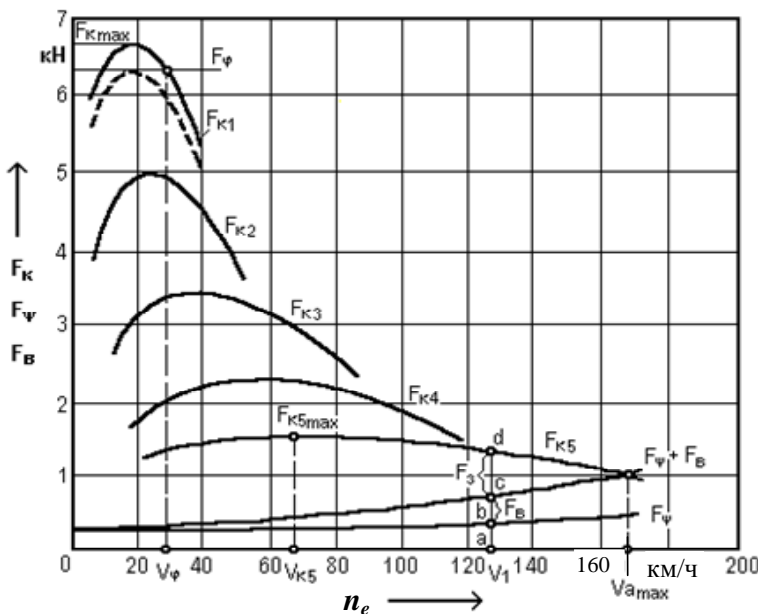


Рисунок 4.2 – Тяговая характеристика автомобиля

Кривые изменения окружной силы на передачах строят по данным, определяемым по формуле

$$F_{\kappa_{i,j}} = \frac{M_{e_i} \cdot u_{\text{тр}j} \cdot \eta_{\text{тр}j}}{r_0}, \quad (4.7)$$

где  $i$  и  $j$  – соответственно номер значения оборотов коленчатого вала двигателя, на которые разделен его рабочий скоростной диапазон и номер включенной передачи в коробке передач автомобиля.

Количество кривых тяговой характеристики автомобиля равно числу передач в его коробке. При наличии раздаточной коробки в трансмиссии тяговая характеристика автомобиля строится для случая, когда в раздаточной коробке включена высшая передача.

В предположении отсутствия буксования сцепления и ведущих колес автомобиля связь между частотой вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  (или  $\omega_e$ ) и скоростью автомобиля  $V_a$  находится из соотношений:

$$V_a = \omega_{\text{тр}} \cdot r_0 = \frac{\omega_e r_0}{u_{\text{тр}}},$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость вращения ведущих колес автомобиля, рад/с;  
 $r_0$  – расчетный радиус качения ведущих колес, м;  
или

$$V_a = n_e \cdot \frac{r_0}{9,55 \cdot u_{\text{тр}}},$$

где  $n_e$  имеет размерность об/мин.

Учитывая, что  $1 \text{ ч} = 3600 \text{ с}$  и  $1 \text{ км} = 1000 \text{ м}$  можем получить выражение для определения скорости автомобиля  $V_a$  в км/ч:

$$V_a = 0,377 \cdot n_e \cdot \frac{r_0}{u_{\text{тр}}}. \quad (4.8)$$

Для расчета окружной силы  $F_k$  по формуле (4.7) значения крутящего момента двигателя  $M_e$  берутся из таблицы 4.1 в соответствии с частотой вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$ , значения которой используются для вычисления скорости движения автомобиля на передачах по выражению (4.8).

Результаты расчета  $F_k$  и  $V_a$  на каждой из передач заносят в таблицу 4.2 и наносят на график тяговой характеристики автомобиля (рисунок 4.2).

Таблица 4.2 – Данные для построения графиков по оценке тягово-скоростных свойств автомобиля

Параметры			Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность		$n_{e \text{ min}}$	...	$n_M$	...	$n_P$	$n_{e \text{ max}}$
Передача I	$u_1 = \dots, \delta_1 =$	$V_a$	км/ч					
		$F_k$	Н					
		$f$	–					
		$F_f$	Н					
		$F_b$	Н					
		$D$	–					
		$a_x$	м/с <sup>2</sup>					



В нижней части этого графика наносят кривую  $F_{\psi} = F_f + F_h$ , построенную для одного значения  $\psi$ . При движении автомобиля по горизонтальной дороге, что и предполагается при выполнении данной работы,  $F_{\psi} = F_f$ , т. е. расчет ведется только силы сопротивления качению колес автомобиля  $F_f$ .

Кривую силы сопротивления воздуха  $F_b$  движению автомобиля строят, откладывая значения этой силы вверх от значений силы  $F_{\psi}$ , для соответствующих скоростей движения автомобиля (рисунок 4.2). Абсцисса точки пересечения кривой сил суммарного сопротивления  $F_{\psi} + F_b$  и окружной силы  $F_k$  при движении автомобиля на высшей передаче в трансмиссии определяет величину окружной силы, необходимой для движения автомобиля с постоянной скоростью  $V_a = \text{const}$ , так как при этом запас окружной силы, а следовательно, и ускорение автомобиля равны нулю.

Если при некоторой скорости  $V_1$  кривая окружной силы  $F_k$  проходит выше кривой  $F_{\psi} + F_b$  (см. рисунок 4.2), то ордината  $F_3$ , заключенная между этими кривыми, представляет собой нереализованную часть окружной силы или запас силы, который можно реализовать для преодоления повышенного дорожного сопротивления или разгона автомобиля.

Для построения графика тяговой характеристики автомобиля необходимо определить значения переменных и констант, входящих в выражения (4.7) и (4.8), а также значения сил сопротивления дороги  $F_{\psi}$  и воздуха  $F_b$ .

Так, передаточное число трансмиссии на  $j$ -й передаче определяется по выражению

$$u_{\text{тр}j} = u_{\text{кп}j} \cdot u_{\text{рк}} \cdot u_{\text{гп}}, \quad (4.9)$$

где  $u_{\text{кп}j}$  – передаточное число в коробке передач автомобиля на  $j$ -й передаче;

$u_{\text{рк}}$  – передаточное число в раздаточной коробке (при отсутствии раздаточной коробки в трансмиссии автомобиля  $u_{\text{рк}} = 1$ );

$u_{\text{гп}}$  – передаточное число главной передачи автомобиля.

Формулы для расчета радиуса качения колес автомобиля  $r_0$ , силы сопротивления воздуха движению автомобиля  $F_b$  и выбор коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии автомобиля  $\eta_{\text{тр}}$  приведены соответственно в разделах 3.4, 3.5 и 3.6 настоящего пособия.

Если скорость движения автомобиля  $V_a$  подставляется в формулу для определения силы сопротивления воздуха движению автомобиля в км/ч, то полученное значение  $F_v$  следует разделить на  $3,6^2 \approx 13$ .

Сила сопротивления качению колес автомобиля  $F_f$  при его движении по горизонтальной опорной поверхности определяется по формуле

$$F_f = G_a \cdot f, \quad (4.10)$$

Коэффициент сопротивления качению  $f$  определяется экспериментально и, в основном, зависит от материала и конструкции шин, давления воздуха в них, твердости и состояния дорожного покрытия, сопротивления подвески деформациям при перекачивании колес через неровности дороги и режима движения автомобиля.

Коэффициент сопротивления качению  $f$  изменяется в широких пределах: от 0,005–0,010 на асфальтобетонном или цементобетонном покрытии в хорошем состоянии до 0,15–0,30 на сухом песке.

Коэффициент сопротивления качению  $f$  при увеличении скорости автомобиля возрастает. При номинальных нагрузке на колесо и давлении воздуха в шине рост коэффициента  $f$  становится заметным при  $V_a = 15 \dots 20$  м/с (54...72 км/ч).

Значение коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости движения автомобиля может быть определено по эмпирической формуле:

$$f = f_v = f_0 \cdot \left(1 + (0,006 \cdot V_a)^2\right), \quad (4.11)$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (рекомендуемое для расчета значение  $f_0 = 0,007$ );

$V_a$  – скорость движения автомобиля, км/ч.

Значения коэффициентов сопротивления качению  $f$  и соответствующие им значения сил сопротивления качению  $F_f$ , номер передачи в КП  $u_j$ , значения коэффициентов учета вращающихся масс  $\delta_j$  на каждой из передач так же, как и параметры  $V_a$ ,  $F_k$  и  $F_v$  на всех передачах заносятся в таблицу 4.2.

#### 4.4.2. Практическое использование тяговой характеристики автомобиля

С помощью графика тяговой характеристики (см. рисунок 4.2) определяются основные показатели динамичности автомобиля при его равномерном движении:

1. *Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{\max}$ .*

Максимальную скорость  $V_{\max}$  определяют по абсциссе точки пересечения кривых  $F_{\psi} + F_{\text{в}}$  и окружной силы на высшей передаче  $F_{\text{к}j}$  (рисунок 4.2), так как при этом запас окружной силы, а следовательно, и ускорение автомобиля равны нулю. Если указанные кривые не пересекаются, то максимальная скорость движения автомобиля  $V_{\max}$  ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала двигателя  $n_{e \max}$  (угловой скоростью вращения ведущих колес  $\omega_{\text{к}}$ ) при движении автомобиля на высшей передаче в коробке передач и определяется по значению абсциссы точки на тяговой характеристике, полученной при  $n_{e \max}$  на высшей передаче в коробке передач.

2. *Максимально возможная сила сопротивления дороги  $F_{\psi \max}$ , которую может преодолеть автомобиль.*

Максимально возможная сила сопротивления дороги, которую может преодолеть данный автомобиль, определяется на низшей передаче в коробке передач. Ее значение  $F_{\psi \max} = F_{\text{к} \max} - F_{\text{в}}$ . При этом  $F_{\text{в}}$  соответствует скорости, при которой определяется  $F_{\text{к} \max}$ .

Для определения  $F_{\psi}$ , преодолеваемой автомобилем, движущимся со скоростью  $V_1$ , нужно из ординаты  $F_{\text{к}}$  (точка  $d$ ) вычесть значение силы сопротивления воздуха  $F_{\text{в}}$  (отрезок  $bc$ ) при этой скорости. Сумма отрезков  $ab + cd$  представляет в масштабе силу сопротивления дороги, которую может преодолеть автомобиль при равномерном движении.

3. *Максимальная окружная сила  $F_{\text{к} \max}$  по сцеплению шин ведущих колес с дорогой  $F_{\text{ф}}$ .*

Предельное значение окружной силы  $F_{\text{к}}$  ограничивается силой сцепления ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия  $F_{\text{ф}}$  и определяется по формуле

$$F_{\text{ф}} = G_{\text{ф}} \cdot \phi, \quad (4.12)$$

где  $G_{\text{ф}}$  – сцепной вес автомобиля, т. е. сила тяжести, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля, Н;

$\varphi$  – коэффициент сцепления шин автомобиля с поверхностью дорожного покрытия.

Если окружная сила  $F_k$  меньше силы сцепления, то ведущие колеса катятся без пробуксовки. Если же  $F_k > F_\varphi$ , ведущие колеса пробуксовывают и для движения используется лишь часть силы, равная  $F_\varphi$ . Остальная часть силы  $F_k$  вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравновесит избыток мощности, подводимый к колесам.

Коэффициент сцепления  $\varphi$  зависит от типа и состояния дорожного покрытия, рисунка протектора, степени износа шин, внутреннего давления в них, а также от скорости движения автомобиля и вертикальной нагрузки на колеса.

Для автомобильных шин, в зависимости от типа дорожного покрытия, коэффициент  $\varphi$  изменяется от 0,08 до 0,90. При построении тяговой характеристики предполагаем, что автомобиль движется по горизонтальной дороге с сухим асфальтобетонным или цементобетонным покрытием, имеющим коэффициент сцепления  $\varphi = 0,85$ .

Чтобы учесть возможность буксования ведущих колес, надо, вычислив для заданного значения  $\varphi$  силу сцепления  $F_\varphi$  по выражению (4.12), провести на графике (см. рисунок 4.2) горизонталь. В зоне, расположенной ниже горизонтали, соблюдается условие  $F_k \leq F_\varphi$ . Зона же, находящаяся выше горизонтали, характеризует невозможность трогания автомобиля с места при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, а при движении – неизбежность остановки. Так, в случае, отображенном на графике (рисунок 4.2), движение или трогание с места на 1-й передаче возможно лишь со скоростью большей или равной  $V_\varphi$ . Для движения без буксования со скоростью меньшей  $V_\varphi$  на 1-й передаче, необходимо уменьшить величину подачи топлива, изменив положение педали управления двигателем.

*4. Критическая скорость  $V_{крj}$  движения автомобиля по условиям величины окружной силы на ведущих колесах и области устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя.*

Абсциссы точек перегиба кривых окружной силы  $F_{kj}$  характеризуют критическую скорость движения автомобиля  $V_{крj}$  по условию развиваемой окружной силы. При движении со скоростью  $V_a > V_{крj}$  (где  $j$  – номер передачи), случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно

увеличивается значение окружной силы  $F_{кj}$  на ведущих колесах. При движении же со скоростью  $V_a < V_{крj}$  увеличение сопротивления движению снижает скорость автомобиля, что приводит к интенсивному снижению  $F_{кj}$ . Таким образом, скорость  $V_{крj}$  является границей, определяющей область устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя. При  $V_a > V_{крj}$  движение на  $j$ -й передаче устойчиво, а при  $V_a \leq V_{крj}$  – движение неустойчиво.

**Особыми точками тяговой характеристики автомобиля**, которые необходимо определить, являются:

1. Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{max}$ .
2. Окружная сила  $F_{кv}$  при максимальной скорости  $V_{max}$ .
3. Максимальная окружная сила на высшей передаче  $F_{кmaxk}$ , где  $k$  – номер высшей передачи.
4. Максимальная окружная сила  $F_{кmax}$ , развиваемая на ведущих колесах автомобиля.
5. Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля  $V_{min}$ .
6. Окружная сила по сцеплению шин ведущих колес с дорогой  $F_{ф}$ .
7. Критическая скорость движения автомобиля по условию величины окружной силы на высшей передаче  $V_{крk}$ .

Значения, которые принимают особые точки тяговой характеристики рассматриваемого автомобиля, следует привести в разделе «Заключение» в таблице 3.1.

#### 4.5. Мощностная характеристика автомобиля

Для анализа динамических свойств автомобиля можно вместо соотношения сил использовать сопоставление мощности  $P_k$ , подводимой к ведущим колесам, с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению.

По аналогии с уравнением силового (тягового) баланса **уравнение мощностного баланса** можно записать в виде

$$P_k = P_v + P_{\psi} \pm P_a \quad (4.13)$$

или, для случая установившегося движения автомобиля по горизонтальной дороге:

$$P_k = P_v + P_f \quad \text{или} \quad P_e \cdot \eta_{тр} = F_v \cdot V_a + F_f \cdot V_a$$

Заменяв обозначения сил их развернутыми выражениями, получим

$$P_e \cdot \eta_{\text{тр}} = k_B \cdot A_B \cdot V_a^3 + G_a \cdot f \cdot V_a.$$

Мощностной баланс автомобиля позволяет анализировать затраты мощности на преодоление сопротивлений движению, обусловленных воздействиями внешней среды и внутренним трением в механизмах автомобиля. Это позволяет оценить эффективность использования мощности двигателя и анализировать топливную экономичность автомобиля.

Пользуясь внешней скоростной характеристикой двигателя или данными, приведенными в таблицах 4.1 и 4.2, для каждой передачи строят график зависимости  $P_e = f(V_a)$ . На различных передачах одному и тому же значению  $n_e$  соответствует скорость  $V_a$  тем меньшая, чем больше передаточное число трансмиссии  $i_{\text{тр}}$ . Затем рассчитывают мощность, подводимую на каждой передаче от двигателя к ведущим колесам автомобиля:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{\text{тр}}.$$

Данные заносят в соответствующие строки таблицы 4.3 и строят графики зависимостей  $P_{kj} = f(V_{aj})$  для каждой  $j$ -й передачи (рисунок 4.3).

Таблица 4.3 – Данные для построения мощностной характеристики автомобиля

Параметры		Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность	$n_{e \min}$	...	$n_M$	...	$n_P$	$n_{e \max}$
$P_e$		кВт					
Передача I	$\eta_{\text{тр}} = \dots$	$P_k$	кВт				
		$V_a$	км/ч				
		$V_a$	м/с				
		$P_f$	кВт				
		$P_B$	кВт				
		I	–				

В нижней части графика помещают характеристику  $P_{\psi} = P_f = f(V_a)$ , верх от которой откладываются значения мощности, затраченной

на преодоление сил сопротивления воздуха  $P_B$ . Данные мощности определяются из выражений:

$$P_f = F_f \cdot V_a \quad \text{и} \quad P_B = F_B \cdot V_a.$$

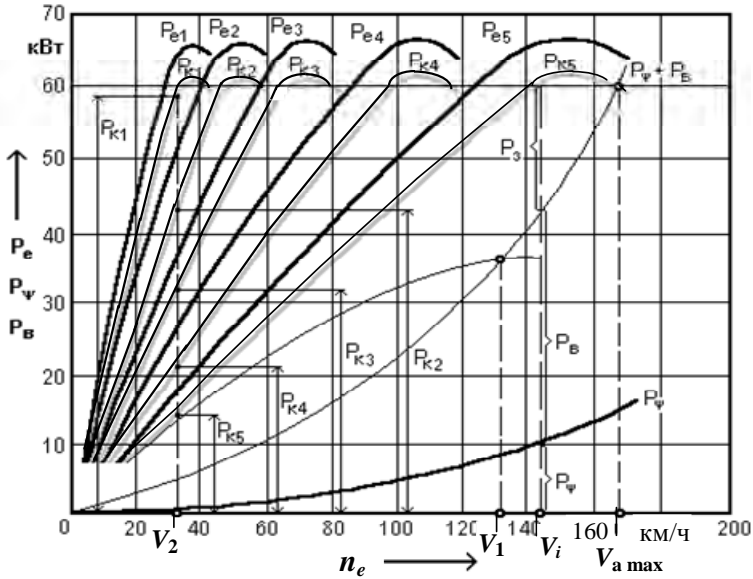


Рисунок 4.3 – Мощностная характеристика автомобиля

Значения сил  $F_f$  и  $F_B$  для соответствующих скоростей берутся из таблицы 4.2. Если размерность силы задана в Н, а скорости – в м/с, то получаем значение мощности в Вт.

Результаты расчета сводятся в таблицу 4.3.

Наибольшую скорость  $V_{a \max}$  при полной подаче топлива автомобиль развивает на высшей передаче, когда мощность  $P_{k5} = P_{\psi} + P_B$  (рисунок 4.3) или, если данные кривые не пересекаются, то значение максимальной скорости движения автомобиля ограничивается максимальными оборотами коленчатого вала двигателя  $n_{e \max}$  и определяется по абсциссе значения мощности на ведущих колесах автомобиля, полученной при максимальных оборотах двигателя на высшей передаче в КП.

Для равномерного движения по той же дороге со скоростью  $V_1$  (где  $V_1 < V_{a \max}$ ), водитель должен уменьшить подачу топлива.

Введем понятие о запасе мощности  $P_3$ , равном разности между мощностью, подведенной к ведущим колесам  $P_k$  при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, и суммой мощностей сопротивления движению ( $P_\psi + P_B$ ) при установившемся движении автомобиля.

Отрезок  $P_3$  (рисунок 4.3) характеризует запас мощности, который может быть израсходован на разгон автомобиля или на преодоление увеличенного сопротивления дороги при движении автомобиля на высшей передаче со скоростью  $V_i$ .

Отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля, к мощности, которую двигатель может развить при полной подаче топлива и той же скорости движения автомобиля (см. отношение мощностей на рисунке 4.3 при скорости  $V_i$ ) называют **степенью использования мощности двигателя** и обозначают буквой И:

$$И = \frac{(P_\psi + P_B)}{P_k} = \frac{(P_\psi + P_B)}{P_e \cdot \eta_{тр}}. \quad (4.14)$$

Чем лучше качество дорожного покрытия и меньше скорость автомобиля, тем меньше используемая мощность двигателя. На величину И влияет передаточное число трансмиссии  $u_{тр}$ . Автомобиль может двигаться со скоростью  $V_2$  (рисунок 4.3) на 1-й, 2-й, 3-й, 4-й и 5-й передачах. При этом величина  $P_{к1} > P_{к2} > P_{к3} > P_{к4} > P_{к5}$ , следовательно, и  $И_5 > И_4 > И_3 > И_2 > И_1$ . Значения степени использования мощности двигателя И также заносят в таблицу 4.3.

## 4.6. Динамическая характеристика автомобиля

### 4.6.1. Построение динамической характеристики

Методы тягового (силового) и мощностного балансов затруднительно применять при сравнении тягово-динамических свойств автомобилей, имеющих различные снаряженные массы и грузоподъемность, так как при движении их в одинаковых условиях силы и мощности, необходимые для преодоления суммарного дорожного сопротивления, различны. От этого недостатка свободен метод решения уравнения движения с помощью **динамической характеристики**.



С целью построения графика динамической характеристики воспользуемся безразмерной величиной  $D$  – динамическим фактором, равным отношению свободной силы тяги  $F_k - F_B$  к силе тяжести автомобиля  $G_a$ :

$$D = \frac{F_k - F_B}{G_a}. \quad (4.15)$$

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах в коробке передач и полной нагрузке на автомобиль называют **динамической характеристикой автомобиля**.

Для расчета динамического фактора  $D$  по формуле (4.15) и построения динамической характеристики автомобиля используют значения  $F_k$  и  $F_B$  в функции скорости движения автомобиля  $V_a$  на различных передачах, приведенные в таблице 4.2. В эту же таблицу для различных передач в функции скорости движения автомобиля записывают значения динамического фактора  $D$ .

Динамическая характеристика автомобиля приведена на рисунке 4.4.

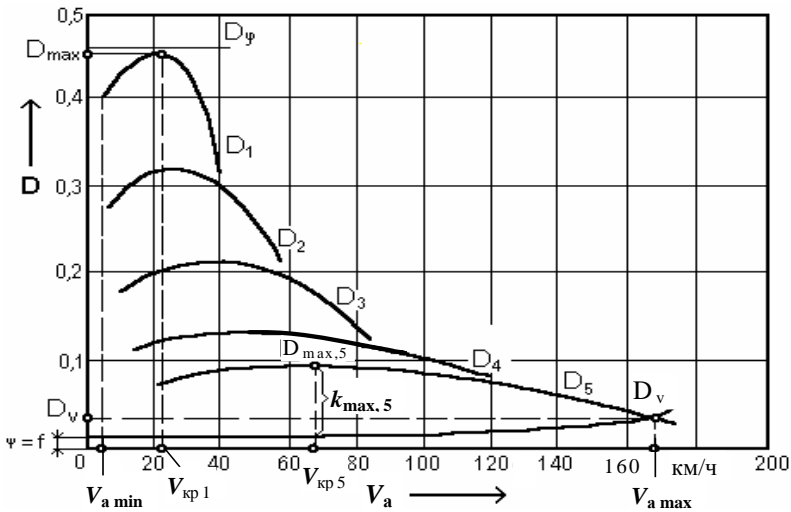


Рисунок 4.4 – Динамическая характеристика автомобиля

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, перенесем в уравнении силового баланса (4.5) силу сопротивления воздуха  $F_B$  в левую часть уравнения:

$$F_K - F_B = F_\psi + F_a$$

или

$$F_K - F_B = G_a \cdot \psi + m_a \cdot \delta \cdot a_x$$

и разделим обе части полученного равенства на силу тяжести автомобиля  $G_a$ .

Учитывая, что  $G_a = m_a \cdot g$ , где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>, окончательно получим

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot a. \quad (4.16)$$

#### **4.6.2. Практическое использование динамической характеристики**

По динамической характеристике можно судить о тягово-скоростных свойствах автомобиля. С этой целью по графику (рисунок 4.4) определяются:

1. *Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{a \max}$ .*

Принимая во внимание, что при  $V_{a \max} \cdot a_x = 0$ , из уравнения (4.16) получим, что  $D = \psi$ . Следовательно,  $V_{a \max}$  определяется в заданном масштабе абсциссой точки пересечения кривых  $D = f(V_a)$  на высшей передаче и  $\psi = f(V_a)$ . Если вышеуказанные кривые не пересекаются, то значению максимальной скорости движения автомобиля  $V_{a \max}$  соответствует абсцисса точки на динамической характеристике автомобиля, полученная при максимальных оборотах коленчатого вала двигателя  $n_{e \max}$  на высшей передаче в коробке передач.

В общем случае кривая  $\psi = f(V_a)$  является квадратичной параболой, так как  $\psi = f_v + i$ , а  $f_v = f(V_a)$ . Динамическая характеристика автомобиля строится в предположении, что автомобиль движется по горизонтальной дороге, т. е.  $i = 0$ , следовательно, при этом  $\psi = f_v$ . Динамический фактор при  $V_{a \max}$  обозначим через  $D_V$  (рисунок 4.4).

2. Максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на высшей ( $k$ -й) передаче  $F_{\psi \max k}$ .

Ординаты точек перегиба кривых  $D_{\max j}$  определяют  $\psi_{\max j}$  на  $j$ -й передаче.

Максимальный динамический фактор автомобиля  $D_{\max}$  (рисунок 4.4) определяет максимальное значение коэффициента дорожного сопротивления, преодолеваемого автомобилем при установившемся движении.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{\max k}$ , где  $k$  – номер высшей передачи, определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых автомобилем без перехода на низшие передачи.

Следовательно, для определения максимального дорожного сопротивления, преодолеваемого автомобилем на высшей передаче  $F_{\psi \max k}$ , необходимо по графику динамической характеристики найти  $D_{\max k}$  и определить  $F_{\psi \max k}$  по формуле

$$F_{\psi \max k} = \psi_{\max k} \cdot G_a$$

или, так как  $D = \psi$ ,

$$F_{\psi \max k} = D_{\max k} \cdot G_a.$$

3. Максимальный уклон  $i_{\max j}$ , преодолеваемый автомобилем на  $j$ -й передаче.

В дорожном строительстве тангенс угла наклона дороги к горизонту называют продольным уклоном и обозначают латинской буквой  $i$ .

На автомобильных дорогах с твердым покрытием углы подъема и спуска обычно малы и не превышают 4–5°. Для таких углов  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ .

Уклон дороги  $i$  и коэффициент сопротивления качению  $f$  в совокупности определяют коэффициент сопротивления дороги  $\psi$ , т. е.  $\psi = i + f$ . А так как  $D = \psi$ , то если известна величина коэффициента сопротивления качению автомобиля в функции скорости его движения  $f_v = f(V_a)$ , то по разности ( $D_{\max j} - f_v$ ) можно определить величину максимального уклона, который сможет преодолеть автомобиль на данной передаче:

$$i_{\max j} = D_{\max j} - f_v.$$

4. *Критическая скорость движения автомобиля  $V_{крj}$  по условию величины динамического фактора и область устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя.*

Абсциссы точек перегиба кривых динамического фактора  $D_{j \max}$  характеризуют критическую скорость движения автомобиля  $V_{крj}$  по условиям величины динамического фактора. При движении автомобиля на  $j$ -й передаче со скоростью  $V_a > V_{крj}$ , случайное повышение сопротивления движению вызывает уменьшение скорости, но при этом одновременно увеличивается значение динамического фактора  $D_j$ . При движении же со скоростью  $V_a \leq V_{крj}$ , увеличение сопротивления движению снижает скорость автомобиля, что приводит к интенсивному уменьшению  $D_j$ . Таким образом, скорость  $V_{крj}$  является границей, определяющей область устойчивого движения автомобиля при полной нагрузке двигателя, т. е. при  $V_a > V_{крj}$  – движение устойчиво, при  $V_a \leq V_{крj}$  – движение неустойчиво.

Критическая скорость  $V_{крj}$  определяется на всех передачах.

5. *Зона движения автомобиля без буксования ведущих колес.*

Максимальное значение окружной силы на ведущих колесах  $F_{к \max}$  ограничено сцеплением шин с поверхностью дорожного покрытия, т. е. ограничено силой  $F_\phi = \phi \cdot G_\phi$ . Поскольку максимальная окружная сила имеет место при движении автомобиля с малой скоростью, то при подсчете динамического фактора, ограниченного сцеплением  $D_\phi$ , в выражении (4.15) пренебрегают силой сопротивления воздуха, т.е. считают, что

$$D_\phi = \frac{F_\phi}{G_a} \quad \text{или} \quad D_\phi = \phi \cdot \frac{G_\phi}{G_a}. \quad (4.17)$$

Отношение  $\frac{G_\phi}{G_a}$  называют **коэффициентом сцепного веса**. Этот

коэффициент показывает, какая доля веса автомобиля приходится на ведущие колеса. С увеличением коэффициента сцепного веса автомобиля повышается его проходимость.

6. *Условие безостановочного движения.*

Учитывая формулы (4.16) и (4.17), получим условие безостановочного движения автомобиля, выраженное в динамических факторах:

$$D_\phi \geq D_{\max} \geq \psi_{\max}.$$

*Особыми точками динамической характеристики автомобиля* являются:

1. Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{a \max}$ .
2. Динамический фактор при максимальной скорости движения автомобиля  $D_v$ .
3. Максимальный динамический фактор на высшей передаче  $D_{\max k}$ , где  $k$  – номер высшей передачи.
4. Максимальный динамический фактор автомобиля  $D_{\max}$ .
5. Максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на высшей передаче  $F_{\psi \max k}$ .
6. Максимальный уклон, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче  $i_{\max k}$ .
7. Минимальная устойчивая скорость движения автомобиля  $V_{a \min}$ .
8. Динамический фактор по сцеплению шин с поверхностью дорожного покрытия  $D_{\phi}$ .
9. Критическая скорость движения автомобиля на высшей передаче  $V_{кр k}$ .

Значения, которые принимают особые точки динамической характеристики рассматриваемого автомобиля, следует привести в разделе «Заключение» в итоговой таблице 3.2.

#### **4.7. Разгон автомобиля**

Показателями динамических свойств автомобиля при разгоне служат величина ускорения, а также время и путь разгона автомобиля.

##### **4.7.1. Ускорение автомобиля при разгоне**

Ускорение автомобиля при разгоне (приемистость) характеризует его способность быстро трогаться с места и увеличивать скорость движения.

Ускорение автомобиля определяют экспериментально или рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес.

Минимальное значение скорости при разгоне  $V_{a \min}$  соответствует минимальным устойчивым оборотам коленчатого вала двигателя  $n_{e \min}$ . В интервале скоростей  $0-V_{a \min}$  автомобиль трогается с места при пробуксовке сцепления и постепенном увеличении подачи топлива.

Величину ускорения в  $\text{м/с}^2$  находят из уравнения (4.16), связывающего значение динамического фактора с условиями движения автомобиля. Учитывая, что для горизонтальной дороги  $\psi = f_v$ , запишем:

$$D - f_v = \frac{\delta}{g} \cdot a_x$$

или

$$a_x = \frac{D - f_v}{\delta} \cdot g, \quad (4.18)$$

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

При этом значения динамического фактора  $D_j$  и соответствующие им значения коэффициентов сопротивления качению  $f_v$  в функции скорости автомобиля на каждой из передач берутся из таблицы 4.2.

Для расчета коэффициента учета вращающихся масс автомобиля  $\delta$ , если известны моменты инерции вращающихся масс маховика, приведенных к нему подвижных деталей двигателя, и колес автомобиля, используется формула (4.4).

Выражение (4.4) можно переписать в виде

$$\delta = 1 + \sigma_1 \cdot u_{\text{кп}}^2 + \sigma_2, \quad (4.19)$$

$$\text{где } \sigma_1 = \frac{J_M \cdot u_{\text{гп}}^2 \cdot \eta_{\text{тр}}}{m_a \cdot r_0^2};$$

$$\sigma_2 = \frac{\sum_{i=1}^n J_{\text{к}i}}{m_a \cdot r_0^2}.$$

Для одиночных автомобилей при их номинальной нагрузке можно считать, что  $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,04$ .

Определив на каждой передаче коэффициент учета вращающихся масс  $\delta$ , рассчитывают ускорения  $a_x$  на каждой из передач для выбранных ранее точек.

Результаты расчета заносят в таблицу 4.2, затем строят график ускорений автомобиля на передачах (рисунок 4.5) в зависимости от скорости его движения.

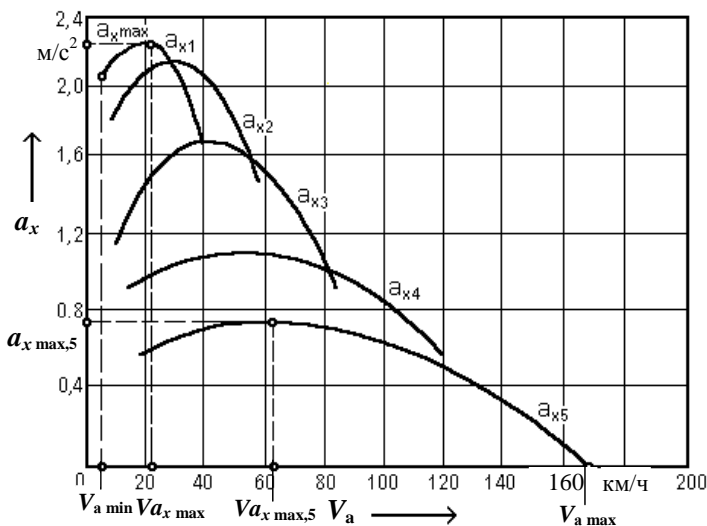


Рисунок 4.5 – Ускорения автомобиля на передачах

У легковых автомобилей при максимальной скорости  $V_{a \max}$  ускорение, как правило, равно нулю, так как запас мощности при этом отсутствует. У грузовых автомобилей при  $V_{a \max}$  имеется запас мощности, но он для разгона не используется, так как срабатывает ограничитель оборотов двигателя. У грузовых автомобилей и автобусов максимальное ускорение  $a_{x \max, 1}$  на 1-й передаче может быть ниже, чем на 2-й или примерно одинаковым. Это объясняется большой величиной передаточного числа трансмиссии на этих передачах, вследствие чего резко увеличивается коэффициент учета вращающихся масс автомобиля  $\delta$ .

**Важнейшими точками характеристики ускорений автомобиля** являются:

1. Максимальное ускорение  $a_{x \max}$ .
2. Скорость автомобиля при максимальном ускорении  $V_{a_{x \max}}$ .
3. Максимальное ускорение на высшей передаче  $a_{x \max, k}$ .
4. Скорость автомобиля на высшей передаче при максимальном ускорении  $V_{a_{x \max, k}}$ .
5. Максимальная скорость движения автомобиля  $V_{\max}$ .

Значения важнейших точек характеристики ускорений автомобиля следует привести в разделе «Заключение» в итоговой таблице 3.3.

#### 4.7.2. Время и путь разгона автомобиля

Более удобными и наглядными оценочными измерителями интенсивности разгона автомобиля являются время  $t$  и путь  $S$  разгона автомобиля в заданном интервале скоростей. Эти параметры могут быть определены экспериментально или расчетным путем.

При расчете принимаются следующие допущения:

1) считают, что после включения передачи к колесам автомобиля сразу же передается мощность двигателя, соответствующая полной подаче топлива;

2) в каждый момент времени к колесам подводится мощность, определяемая по внешней скоростной характеристике двигателя для частоты вращения, соответствующей скорости движения разгоняющегося автомобиля.

Время и путь разгона автомобиля рассчитывают в предположении, что он разгоняется по ровной горизонтальной дороге при полной подаче топлива на участке длиной 2000 м (ГОСТ 22576–90. АТС. Скоростные свойства. Методы испытаний).

##### *Определение времени разгона автомобиля*

Трогание с места начинают на передаче, обеспечивающей максимальное ускорение. Для определения наиболее интенсивного разгона в расчет вводят ускорения, соответствующие максимально допустимой скорости движения автомобиля на данной передаче (кривая  $a_{0,1}$ ;  $a_{6,1}$ ;  $b$ ;  $v$ ;  $z$ ;  $d$  и  $e$  на рисунке 4.6).

Рисунок 4.6 является вспомогательным и в пояснительной записке не приводится.

Время разгона автомобиля на  $j$ -й передаче от скорости  $V_{\min j}$  до скорости  $V_{\max j}$  находят, исходя из следующих соотношений:

$$a_x = \frac{dV_a}{dt}; \quad dt = \frac{dV_a}{a_x}; \quad t = \int_{V_{\min j}}^{V_{\max j}} \frac{dV_a}{a_x}. \quad (4.20)$$

Интегрирование последнего выражения производят численным методом.



С этой целью кривые ускорения на каждой из передач разбивают на 5–6 одинаковых интервалов (рисунок 4.6). Для повышения точности расчета интервал скоростей выбирают равным 4...6 км/ч на низшей передаче, т. е. на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, 6...12 км/ч – на промежуточных и 12...18 км/ч – на высшей передаче.

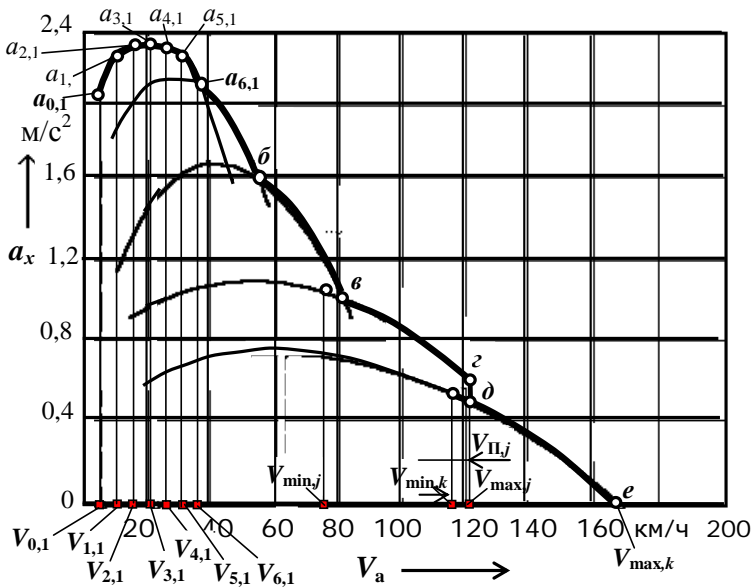


Рисунок 4.6 – К построению характеристики времени и пути разгона автомобиля

Предполагается, что в интервале скоростей

$$\Delta V_i = V_{i+1} - V_i, \quad (4.21)$$

где  $V_i$  и  $V_{i+1}$  – значения скоростей соответственно в начале и конце интервала в м/с,

ввиду малости последнего, автомобиль движется равноускоренно с ускорением  $a_{i\text{cp}}$  в м/с<sup>2</sup>, равным полусумме ускорений  $a_i$  и  $a_{i+1}$  соответственно в начале и конце этого интервала:

$$a_{i\text{cp}} = 0,5 \cdot (a_i + a_{i+1}). \quad (4.22)$$

Время движения автомобиля, за которое его скорость возрастает на величину  $\Delta V_i$ , определяется по закону равноускоренного движения:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{a_{i \text{ ср}}}. \quad (4.23)$$

Общее время разгона автомобиля на  $j$ -й передаче от скорости  $V_{\min j}$  до  $V_{\max j}$ , при которой прекращается движение на  $j$ -й передаче, находят суммированием времен разгона в интервалах:

$$T_j = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = \sum_{i=1}^n \Delta t_i,$$

где  $n$  – число интервалов скоростей на  $j$ -й передаче.

По накопленным значениям  $\Delta t_i$ , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона на  $j$ -й передаче, начиная ее со скорости  $V_{\min j}$ . Для передачи, на которой происходит трогание автомобиля с места в начальный момент при  $t = 0$  скорость автомобиля принимается равной  $V_{a \text{ min}}$  (рисунок 4.7).

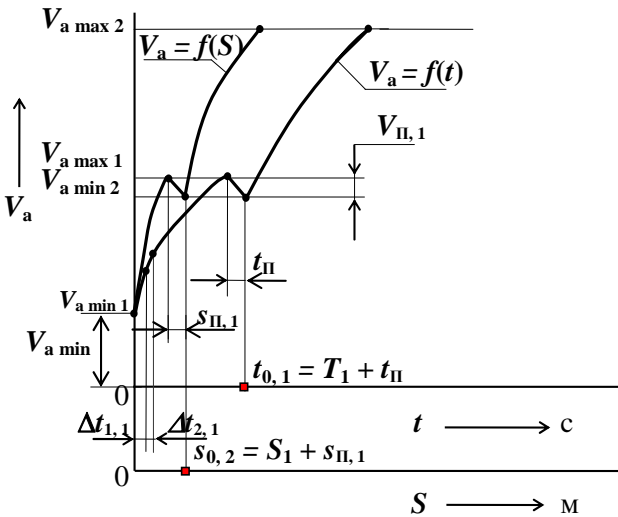


Рисунок 4.7 – График разгона автомобиля на 1-й и 2-й передачах

Исходные данные и результаты расчета сводят в таблицу 4.4.

Таблица 4.4 – Данные для построения графика времени и пути разгона автомобиля

№ передачи	№ строки	Параметр	Размерность	Номер точки						
				0	1	2	3	4	5	6
1	1	$V_{i,1}$	км/ч	$V_{0,1}$	$V_{1,1}$	$V_{2,1}$	$V_{3,1}$	$V_{4,1}$	$V_{5,1}$	$V_{6,1}$
	2	$V_{i,1}$	м/с	$V_{0,1}$	$V_{1,1}$	$V_{2,1}$	$V_{3,1}$	$V_{4,1}$	$V_{5,1}$	$V_{6,1}$
	3	$\Delta V_{i,1}$	м/с	0	$\Delta V_{1,1}$	$\Delta V_{2,1}$	$\Delta V_{3,1}$	$\Delta V_{4,1}$	$\Delta V_{5,1}$	$\Delta V_{6,1}$
	4	$a_{i,1}$	м/с <sup>2</sup>	$a_{0,1}$	$a_{1,1}$	$a_{2,1}$	$a_{3,1}$	$a_{4,1}$	$a_{5,1}$	$a_{6,1}$
	5	$a_{i\text{ cp},1}$	м/с <sup>2</sup>	0	$a_{1\text{ cp},1}$	$a_{2\text{ cp},1}$	$a_{3\text{ cp},1}$	$a_{4\text{ cp},1}$	$a_{5\text{ cp},1}$	$a_{6\text{ cp},1}$
	6	$\Delta t_{i,1}$	с	0	$\Delta t_{1,1}$	$\Delta t_{2,1}$	$\Delta t_{3,1}$	$\Delta t_{4,1}$	$\Delta t_{5,1}$	$\Delta t_{6,1}$
	7	$t_{i,1}$	с	0	$t_{1,1}$	$t_{2,1}$	$t_{3,1}$	$t_{4,1}$	$t_{5,1}$	$t_{6,1} = T_1$
	8	$t_{\Pi}$	с	$t_{\Pi}$						
	9	$V_{\Pi,1}$	км/ч	$33,5 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}$						
	10	$V_{\Pi,1}$	м/с	$9,3 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}$						
	11	$V_{i\text{ cp},1}$	м/с	0	$V_{1\text{ cp},1}$	$V_{2\text{ cp},1}$	$V_{3\text{ cp},1}$	$V_{4\text{ cp},1}$	$V_{5\text{ cp},1}$	$V_{6\text{ cp},1}$
	12	$\Delta s_{i,1}$	м	0	$\Delta s_{1,1}$	$\Delta s_{2,1}$	$\Delta s_{3,1}$	$\Delta s_{4,1}$	$\Delta s_{5,1}$	$\Delta s$
	13	$s_{i,1}$	м	0	$s_{1,1}$	$s_{2,1}$	$s_{3,1}$	$s_{4,1}$	$s_{5,1}$	$s_{6,1} = S_1$
	14	$s_{\Pi,1}$	м	$(V_{6,1} - 0,5 \cdot V_{\Pi,1}) \cdot t_{\Pi}$						
2	1	$V_{i,2}$	км/ч	$V_{0,2}$	$V_{1,2}$	$V_{2,2}$	$V_{3,2}$	$V_{4,2}$	$V_{5,2}$	$V_{6,2}$
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	7	$t_{i,2}$	с	$t_{0,2}$	$t_{1,2}$	$t_{2,2}$	$t_{3,2}$	$t_{4,2}$	$t_{5,2}$	$t_{6,2} = T_2$
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	13	$s_{i,2}$	м	$s_{0,2}$	$s_{1,2}$	$s_{2,2}$	$s_{3,2}$	$s_{4,2}$	$s_{5,2}$	$s_{6,2} = S_2$
	14	$s_{\Pi,2}$	м	$(V_{6,2} - 0,5 \cdot V_{\Pi,2}) \cdot t_{\Pi}$						

Эта таблица содержит данные, относящиеся к 1-й передаче (вернее к передаче, на которой происходит трогание автомобиля с места) и частично ко 2-й передаче. Таблица должна содержать данные, необходимые для построения графика времени и пути разгона автомобиля на всех передачах.

Обозначения, приведенные в таблице 4.4, соответствуют обозначениям, указанным на рисунках 4.6 и 4.7.

Здесь индексы при переменных обозначают:  $i$  – номера граничных точек интервалов, на которые разбиты кривые ускорений ( $i = \overline{0, n}$ , где  $n$  – число интервалов);  $j$  – номера передач в КП ( $j = \overline{1, k}$ , где  $k$  – номер высшей передачи).

В 1-ю строку таблицы записывают значения скоростей  $V_{i,j}$  в км/ч, соответствующие границам интервалов. В рассматриваемом случае число границ  $i$  изменяется от 0 до 6, т. е.  $i = 0, 1, 2, \dots, 6$ . Во 2-ю строку заносятся те же скорости, но в размерности м/с. В 3-ю строку – разность между значениями скоростей в конце и начале интервала, т. е.  $\Delta V_{i,j}$ , определяемые по формуле (4.21). При этом для 0-й точки заносится значение  $\Delta V_{0,1} = 0$ ; для 1-й точки –  $\Delta V_{1,1} = V_{1,1} - V_{0,1}$ ; для 2-й точки –  $\Delta V_{2,1} = V_{2,1} - V_{1,1}$  и т. д. В 4-ю строку таблицы записывают значения ускорений  $a_{i,j}$  в м/с<sup>2</sup>, соответствующие скоростям  $\Delta V_{i,j}$ , которые определяются по рисунку 4.6; в 5-ю – средние значения ускорений  $a_{i \text{ ср. } j}$  в интервале, определяемые по формуле (4.22); в 6-ю – время прохождения автомобилем  $i$ -го интервала  $\Delta t_{i,j}$  в с, которое определяется по формуле (4.23). Суммируя слева направо полученные значения  $\Delta t_{i,j}$ , определяем время разгона в интервалах и на  $j$ -й передаче в целом, результаты заносим в 7-ю строку таблицы 4.4.

По данным 1-й и 7-й строк таблицы 4.4 строится зависимость скорости движения автомобиля от времени разгона на  $j$ -й передаче, т. е.  $V_{a,j} = f(t)$  (рисунки 4.7 и 4.8). При этом время  $t_{0,1}$ , в случае разгона на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, принимается равным нулю, т. е.  $t_{0,1} = 0$ .

После достижения автомобилем оптимальной по ускорению скорости на  $j$ -й передаче производится переключение на смежную высшую ступень в коробке передач. Значение скорости, до которой следует разгоняться на  $j$ -й передаче, зависит от характера протекания ускорения на данной передаче и смежной с ней высшей. Если кривые ускорений на смежных передачах пересекаются (точки  $a_{6,1}$ ,  $b$  и  $v$  на рисунке 4.6), то в качестве скорости, соответствующей моменту выключения  $j$ -й передачи, принимается скорость, при которой происходит это пере-сечение. Если кривые ускорений на смежных передачах не пересекаются (точки  $z$  и  $d$  на рисунке 4.6), то скорость, при которой начинается переключение, соответствует максимально возможной скорости на данной передаче  $V_{\max j}$ .

Во время переключения передач с разрывом потока мощности автомобиль движется накатом. Время переключения передач зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. Время движения автомобиля при нейтральном положении в коробке передач  $t_{\Pi}$  для автомобилей с бензиновым двигателем находится в пределах 0,5...1,5 с, а с дизельным – 0,8...2,5 с. При расчетах обычно принимают  $t_{\Pi} = 1$  с.

В процессе переключения передач скорость автомобиля уменьшается.

Величину уменьшения скорости  $V_{\Pi, j}$  за время движения автомобиля накатом в процессе переключения передач, можно найти, решая уравнение силового баланса:

$$F_k = F_f \pm F_a \pm F_h + F_b.$$

При движении автомобиля накатом окружная сила на ведущих колесах  $F_k = 0$ ; так как автомобиль движется по горизонтальной дороге, то сила сопротивления подъему  $F_h = 0$ . Пренебрегая сопротивлением воздуха за время переключения передач, т. е. принимая  $F_b = 0$ , окончательно получим:  $F_f \pm F_a = 0$ .

Так как автомобиль движется накатом, т. е. с замедлением, то сила сопротивления разгону  $F_a$  принимает отрицательное значение.

Следовательно, можно записать, что  $F_f = F_a$  или, в развернутом виде:

$$G_a \cdot f_v = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_n \cdot \frac{dV_{\Pi}}{dt},$$

$$\frac{dV_{\Pi}}{dt} = \frac{f_v \cdot g}{\delta_n},$$

где  $\delta_n$  – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля при его движении накатом;  $\delta_n = 1,03...1,05$ .

Тогда

$$\frac{dV_{\Pi}}{dt} = 9,3 \cdot f_v$$

или

$$V_{\Pi} = \int_0^{t_{\Pi}} 9,3 \cdot f_v \cdot dt.$$

Считаем, что за время переключения передач сила сопротивления качению автомобиля не изменяется, т. е. коэффициент сопротивления качению  $f_v$  остается постоянным и равным коэффициенту сопротивления качению  $f_v$ , полученному при скорости, соответствующей моменту начала переключения передач.

Отсюда

$$V_{\Pi} = 9,3 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}, \text{ м/с}$$

или

$$V_{\Pi} = 33,5 \cdot f_v \cdot t_{\Pi}, \text{ км/ч.} \quad (4.24)$$

Значения времени переключения  $t_{\Pi}$  с  $j$ -й на  $(j + 1)$ -ю передачу и величины падения скорости  $V_{\Pi, j}$  в км/ч, происшедшее за это время, заносят соответственно в 8-ю и 9-ю строки таблицы 4.4 и наносят на график разгона автомобиля.

В 10-ю строку таблицы 4.4 заносят значение  $V_{\Pi, j}$ , выраженное в м/с.

#### *Определение пути разгона автомобиля*

Путь разгона автомобиля за время  $t$  определяется из выражения

$$S = \int_0^t V_a \cdot dt.$$

Этот интеграл также вычисляется численными методами.

При равноускоренном движении в интервале скоростей  $\Delta V_i$  автомобиль движется со средней скоростью

$$V_{i \text{ ср}} = 0,5 \cdot (V_i + V_{i+1}) \quad (4.25)$$

и проходит путь

$$\Delta s_i = V_{i \text{ ср}} \cdot \Delta t_i. \quad (4.26)$$

Путь разгона автомобиля до заданной скорости определяется суммированием элементарных путей  $\Delta s_i$  на каждом интервале скоростей  $\Delta V_i$ . Общий путь разгона автомобиля на  $j$ -й передаче  $S_j$  от ско-

рости  $V_{a \min j}$  до скорости  $V_{a \max j}$  находят суммированием значений пути разгона в интервалах, т. е.

$$S_i = \sum_{i=1}^n \Delta s_i,$$

где  $n$  – число интервалов скоростей при движении автомобиля на  $j$ -й передаче.

Значения средних скоростей  $V_{i \text{ ср}}$  в интервалах и пути  $\Delta s_i$ , проходимого автомобилем при заданном приращении скорости находят соответственно по формулам (4.25) и (4.26) и заносят в 11-ю и 12-ю строки таблицы 4.4.

Значения наращиваемого пути разгона в интервалах и передаче в целом помещают в строку 13 указанной таблицы. При этом путь  $s_{0,1}$  на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, принимается равным нулю.

По данным 1-й и 13-й строк таблицы 4.4 строят зависимость скорости автомобиля от пути разгона на передаче, т. е.  $V_a = f(S)$  (рисунки 4.7 и 4.8).

Путь, пройденный автомобилем за время переключения  $t_{\text{п}}$  с  $j$ -й на  $(j + 1)$ -ю передачу, определяется по формуле

$$s_{\text{п}j} = (V_{\max j} - 0,5 \cdot V_{\text{п}j}) \cdot \frac{t_{\text{п}}}{3,6}, \quad (4.27)$$

где  $V_{\max j}$  – скорость, при которой начинается переключение на смежную высшую передачу;

$V_{\text{п}j}$  – скорость, которая теряется за время переключения передач, в км/ч;

$t_{\text{п}}$  – время переключения передач, с.

Значение пути  $s_{\text{п}j}$ , пройденного автомобилем за время переключения передач, заносят в 14-ю строку таблицы 3.4 и наносят на график разгона автомобиля (рисунок 4.8).

В качестве минимальной (начальной) скорости, с которой начинается разгон на последующей передаче, принимается скорость  $V_{\min k}$  (рисунок 4.6), определяемая по выражению

$$V_{\min k} = V_{\max j} - V_{\text{п}j}.$$

Для определения пути и времени разгона на последующей передаче на графике ускорений участок данного графика от минимальной (начальной) скорости, с которой начинается разгон на последующей передаче, до ее максимального значения (от  $V_{\min j}$  до  $V_{\max j}$  как показано на рисунке 4.6) разбивается на 4–6 интервалов. Значения скоростей и ускорений, соответствующие границам интервалов, записываются в таблицу 4.4 для последующей передачи.

При этом следует помнить, что скорость, с которой начинается разгон на последующей  $j$ -й передаче  $V_{0,j} = V_{\min j}$ ; ускорение на смежной высшей передаче для нулевой точки  $a_{0,j}$  определяется по скорости  $V_{0,j}$ ; время  $t_{0,j} = T_{(j-1)} + t_{\Pi}$ , а  $s_{0,j} = S_{(j-1)} + s_{\Pi,(j-1)}$ .

Для определения параметров на следующей смежной передаче расчет проводится в том же порядке, что и на предыдущей передаче.

Для построения графика разгона автомобиля время и путь разгона на последующей передаче прибавляется к соответствующим значениям на предыдущей передаче:

$$t = T_n + t_{\Pi} + \dots + T_j + t_{\Pi} + \dots + T_k; \quad (4.28)$$

$$S = S_n + s_{\Pi,n} + \dots + S_j + s_{\Pi,j} + \dots + S_k, \quad (4.29)$$

где  $n$  – номер передачи, с которой происходит трогание автомобиля с места;

$j$  – номер промежуточной передачи в коробке передач;

$k$  – номер высшей передачи.

На высшей передаче данные, которые подставляются в строки 8, 9, 10 и 14 таблицы 4.4, не рассчитываются, так как высшая передача является последней.

По ГОСТ 22576 «Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний» при построении графиков времени и пути разгона автомобиля 1 мм на бумажном носителе должен соответствовать: скорость – 0,5 км/ч, путь – 5 м, время – 0,5 с. Для того чтобы скоростные характеристики времени и пути разгона автомобиля могли разместиться на формате А4 (альбомная ориентация), можно пользоваться следующими масштабами: скорость – 1 (км/ч)/мм, путь – 10 м/мм и время – 1 с/мм.

Если максимальная скорость движения автомобиля превышает 150 км/ч, то при построении вышеуказанных графиков можно ис-



пользовать масштаб скорости 2 (км/ч)/мм при сохранении прежних масштабов пути и времени.

При построении графика времени и пути разгона автомобиля на высшей передаче правая граница последнего интервала, на которые разбита кривая ускорений на высшей передаче, соответствует максимальной скорости движения автомобиля  $V_{a \max}$ .

Если при прохождении автомобилем 2000 м максимальная скорость движения на высшей передаче  $V_{a \max}$  не достигнута, то по графику определяется скорость прохождения автомобилем 2000-метровой отметки  $V_{2000}$ .

Далее, зная скорость прохождения автомобилем этой отметки, по графику (рисунок 4.8) определяется время прохождения автомобилем 2000-метровой отметки  $t_{2000}$ . Данные подставляются в таблицу 4.4.

Если автомобиль развивает максимальную скорость  $V_{a \max}$  на участке, не превышающем 2000 м, то время прохождения 2000-метровой отметки определяется по формуле

$$t_{2000} = t_v + \frac{(2000 - S_v) \cdot 3,6}{V_{a \max}}, \quad (4.30)$$

где  $t_v$  – время, за которое автомобиль разгоняется до максимальной скорости, с;

$S_v$  – путь, на котором автомобиль разгоняется до максимальной скорости, м.

Значение максимальной скорости автомобиля  $V_{a \max}$  подставляется в формулу (4.30) в км/ч.

Образец скоростных характеристик времени и пути разгона автомобиля показан на рисунке 4.8.

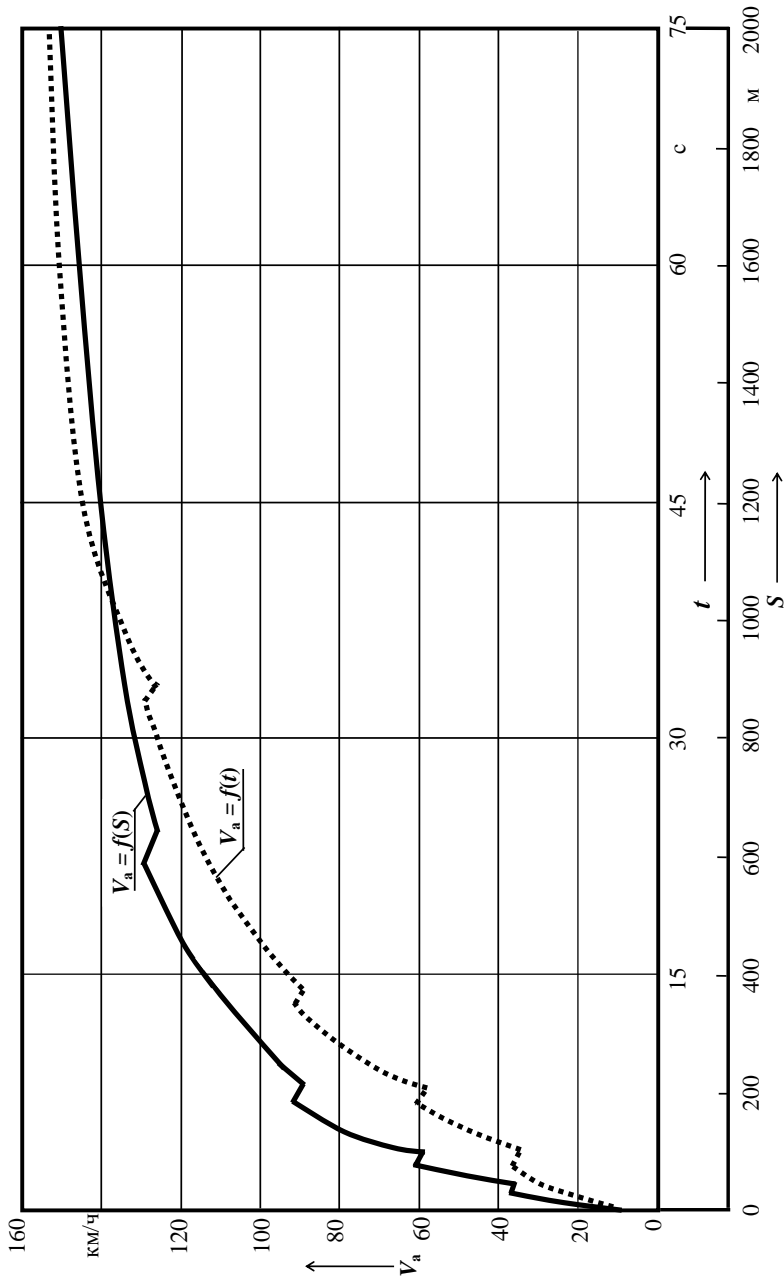


Рисунок 4.8 – Скоростные характеристики времени и пути разгона автомобиля

*Практическое использование характеристик времени  
и пути разгона автомобиля*

По скоростной характеристике разгона определяются следующие оценочные измерители тягово-скоростных свойств автомобиля:

**1. Условная максимальная скорость  $V_{y \max}$ .**

Данная скорость определяется как средняя скорость прохождения автомобилем последних 400 м двухкилометрового участка:

$$V_{y \max} = \frac{3,6 \cdot 400}{t_{2000} - t_{1600}}, \text{ км/ч,}$$

где  $t_{2000}$  и  $t_{1600}$  – время разгона автомобиля на участках протяженностью соответственно 2000 м и 1600 м.

**2. Время разгона автомобиля  $t_{400}$  и  $t_{1000}$  на участках протяженностью 400 м и 1000 м.**

Данные времена, в случае если путь, на котором автомобиль разгоняется до максимальной скорости, превышает 1000 м, определяются по графикам, приведенным на рисунке 4.8.

**3. Время разгона  $t_3$  до заданной скорости  $V_3$ :**

100 км/ч – для автотранспортных средств полной массой менее 3,5 т;

80 км/ч – для грузовых автомобилей, автобусов (кроме городских) полной массой свыше 3,5 т и автопоездов;

60 км/ч – для городских автобусов.

Данные, определенные по характеристикам времени и пути разгона автомобиля, студент заносит в раздел «Заключение» в таблицу 3.4.

## 5. ОЦЕНКА ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

### 5.1. Оценочные показатели топливной экономичности автомобиля

*Топливной экономичностью автомобиля* называют совокупность свойств, определяющих расход топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Топливная экономичность в основном зависит от конструкции автомобиля и условий его эксплуатации. Она определяется степенью совершенства рабочего процесса в двигателе, коэффициентом полезного действия и передаточным числом трансмиссии, соотношением между снаряженной и полной массой автомобиля, интенсивностью его движения, а также сопротивлением, оказываемым движению автомобиля окружающей средой.

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля в странах СНГ и большинстве европейских стран является расход топлива в л на 100 км пройденного пути (путевой расход топлива  $Q_s$ , л/100 км).

Согласно ГОСТ 20306 «АТС. Топливная экономичность. Методы испытаний» оценочными показателями топливной экономичности служат:

- 1) контрольный расход топлива;
- 2) расход топлива в магистральном цикле на дороге;
- 3) расход топлива в городском цикле на дороге;
- 4) расход топлива в городском цикле на стенде;
- 5) топливная характеристика установившегося движения;
- 6) топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

Эти оценочные показатели не имеют нормированных значений, их используют при сравнительной оценке уровня топливной экономичности с зарубежными аналогами и косвенной оценки технического состояния автомобилей.

## 5.2. Построение топливной характеристики установившегося движения автомобиля

Топливная характеристика установившегося движения – это зависимость путевого расхода топлива  $Q_s$  от установившейся скорости  $V_a$  при движении автомобиля по ровной горизонтальной дороге на высшей передаче в коробке передач.

Статистической обработкой топливно-экономических характеристик двигателей внутреннего сгорания установлено, что удельный расход топлива  $g_e$  определяется удельным расходом топлива при максимальной мощности двигателя  $g_{eP}$ , степенью использования мощности двигателя  $I$  и степенью использования частоты вращения  $E$

$$g_e = g_{eP} \cdot k_I \cdot k_E, \quad (5.1)$$

где  $k_I$  и  $k_E$  – коэффициенты, зависящие соответственно от степени использования мощности и частоты вращения двигателя.

*Степень использования мощности двигателя* при установившемся движении автомобиля определяется по выражению (4.14).

*Степень использования частоты вращения двигателя* определяется отношением текущего значения частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$  к частоте вращения при максимальной мощности  $n_P$

$$E = \frac{n_e}{n_P}. \quad (5.2)$$

Зависимости  $k_I = f(I)$  и  $k_E = f(E)$  при расчетах могут быть найдены из выражений:

– для дизельных двигателей и бензиновых с впрыском топлива:

$$k_I = 1,20 + 0,14 \cdot I - 1,80 \cdot I^2 + 1,46 \cdot I^3; \quad (5.3)$$

– для карбюраторных двигателей:

$$k_I = 3,27 - 8,22 \cdot I + 9,13 \cdot I^2 - 3,18 \cdot I^3; \quad (5.4)$$

– для двигателей внутреннего сгорания всех типов:

$$k_E = 1,25 - 0,99 \cdot E + 0,98 \cdot E^2 - 0,24 \cdot E^3. \quad (5.5)$$

Удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности  $g_{eP}$  обычно на 5...10 % больше минимального удельного расхода топлива  $g_{e\min}$ . Последний зависит от типа и конструктивных особенностей двигателя и составляет 260...310 г/(кВт·ч) – для карбюраторных двигателей, 220...250 г/(кВт·ч) – для бензиновых двигателей с впрыском топлива и 195...230 г/(кВт·ч) – для дизельных двигателей. При приближенных расчетах принимают средние цифры.

С энергетической точки зрения режим движения автомобиля при установившейся скорости характеризуется двумя уже известными параметрами: степенью использования мощности  $\Pi$  и частоты вращения  $E$  двигателя.

При построении графика топливной характеристики установившегося движения для  $V_i$  скорости автомобиля на высшей передаче определяются:

1) обороты двигателя, соответствующие заданной в км/ч скорости  $V_i$  и вычисляемые с учетом формулы (4.8) по выражению

$$n_{ei} = \frac{V_i \cdot u_{\text{тpв}}}{0,377 \cdot r_0},$$

где  $u_{\text{тpв}}$  – передаточное число в трансмиссии автомобиля на высшей передаче;

2) значения эффективной мощности на валу двигателя, соответствующие полученным оборотам двигателя  $n_{ei}$ :

$$P_{ei}^{\text{ст}} = P_{e\max}^{\text{ст}} \cdot \left( a \cdot \frac{n_{ei}}{n_p} + b \cdot \left( \frac{n_{ei}}{n_p} \right)^2 + c \left( \frac{n_{ei}}{n_p} \right)^3 \right);$$

3) значения мощности, передающейся в трансмиссию автомобиля:

$$P_{ei} = P_{ei}^{\text{ст}} \cdot k_{\text{ст}};$$

4) значения мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля:

$$P_{ki} = P_{ei} \cdot \eta_{\text{тp}i};$$

5) значения мощностей, затрачиваемых на преодоление сил дорожного сопротивления  $P_{\Psi i}$  и сопротивления воздуха  $P_{\epsilon i}$  в Вт:

$$P_{\Psi i} = F_{\Psi i} \cdot V_i \quad \text{и} \quad P_{\epsilon i} = F_{\epsilon i} \cdot V_i$$

или

$$P_{\Psi i} = G_a \cdot f_v \cdot V_i \quad \text{и} \quad P_{\epsilon i} = k_B \cdot A_B \cdot V_i^2 \cdot V_i,$$

при этом скорость автомобиля  $V_i$  имеет размерность м/с;

б) значения степени использования мощности  $I_i$  и частоты вращения двигателя  $E_i$  определяются по формулам

$$I_i = \frac{P_{\Psi i} + P_{\epsilon i}}{P_{ki}},$$

$$E_i = \frac{n_{ei}}{n_p}.$$

Далее определяются коэффициенты, зависящие от степени использования мощности двигателя  $k_M$  – по формулам (5.3) или (5.4) – и степени использования частоты вращения двигателя  $k_E$  – по формуле (5.5).

Если мощности задаются в кВт, то значения путевых расходов топлива при постоянных скоростях движения автомобиля  $V_i$  на высшей передаче могут быть найдены по выражению

$$Q_{S_i} = 100 \cdot \frac{g_{ep} \cdot k_{M_i} \cdot k_{E_i} \cdot (P_{\Psi i} + P_{\epsilon i})}{\eta_{трв} \cdot \rho_T \cdot V_i}.$$

Если отсутствуют данные о плотности используемого топлива, то можно принимать для бензина  $\rho_T = 730 \text{ кг/м}^3$ , а для дизельного топлива  $\rho_T = 860 \text{ кг/м}^3$ .

Расчеты целесообразно выполнять, внося данные в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Данные для построения топливной характеристики установившегося движения автомобиля

$V_a$ , км/ч	$n_e$ , об/мин	$P_e^{ст}$ , кВт	$P_e$ , кВт	$P_k$ , кВт	$P_{\psi}$ , кВт	$P_B$ , кВт	И	Е	$k_H$	$k_E$	$Q_s$ , л/100 км
$V_1$											
$V_2$											
$V_3$											
$\vdots$											
$V_k$											

В таблице 5.1 скорости автомобиля  $V_1 = V_{min}$ , а  $V_k = V_{max}$  при движении автомобиля на высшей передаче, остальные скорости задаются кратными десяти.

По данным таблицы 5.1 строится топливная характеристика установившегося движения автомобиля (рисунок 5.1).

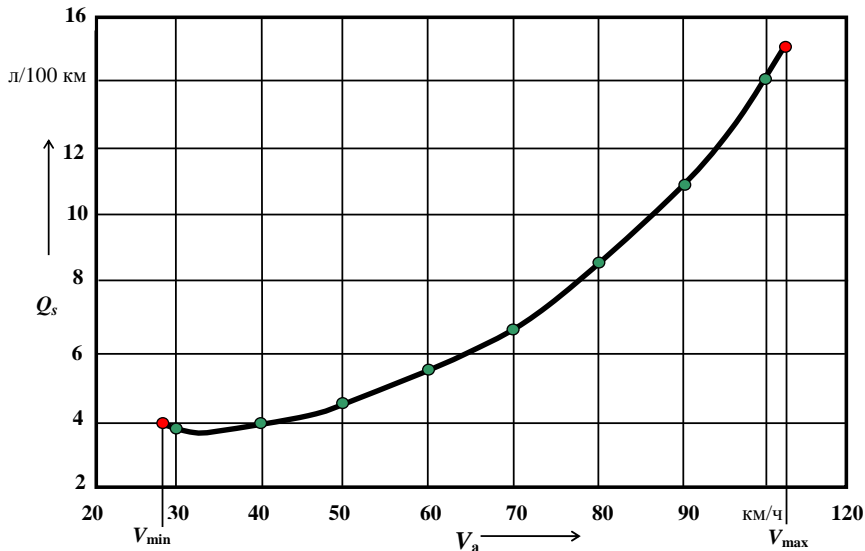


Рисунок 5.1 – Топливная характеристика установившегося движения



Согласно ГОСТ 20306–90. «Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний» 1 мм на графике топливной характеристики установившегося движения соответствует: скорость – 0,5 км/ч; расход топлива – 0,1 л/100 км для АТС полной массой до 3,5 т и 0,2 л/100 км для АТС полной массой свыше 3,5 т. Для того чтобы топливная характеристика установившегося движения могла разместиться на листе бумаги формата А4 можно задавать масштаб скорости равным 1 (км/ч)/мм. При этом выбор «книжной» или «альбомной» ориентации страницы зависит от значения максимальной скорости движения автомобиля  $V_{a \max}$ : если последняя не превышает 150 км/ч, то для размещения рисунка рекомендуется выбирать «книжную» ориентацию, если превышает – то «альбомную».

### **5.3. Практическое использование топливной характеристики установившегося движения автомобиля**

По графику топливной характеристики установившегося движения определяют контрольный расход топлива  $Q_k$  и эксплуатационный расход топлива  $Q_3$ .

Контрольный расход топлива  $Q_k$  определяют для всех категорий АТС при движении по прямой горизонтальной дороге протяженностью 1000 м и более на высшей передаче с выдерживанием заданной скорости с точностью  $\pm 2$  км/ч.

В зависимости от типа АТС и максимальной скорости устанавливаются следующие значения заданных скоростей движения  $V_{Q_k}$ :

40 и 60 км/ч – для городских автобусов и полноприводных автомобилей полной массой свыше 3,5 т;

60 и 80 км/ч – для грузовых и грузопассажирских (включая полноприводные) автомобилей; автобусов спецназначения, междугородных и международных, автопоездов полной массой свыше 3,5 т;

90 и 120 км/ч – для легковых автомобилей (включая полноприводные), автобусов и грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т.

Если максимальная скорость АТС полной массой до 3,5 т менее 130 км/ч, то расход топлива при 120 км/ч не определяют. Если максимальная скорость АТС меньше заданной или превышает ее на 5 км/ч, то скорость следует задать ближайшую меньшую кратную 10.

При определении эксплуатационного расхода топлива считают, что при неустановившемся движении автомобиля по дорогам с ас-

фальтобетонным покрытием расход топлива оказывается на 10...15 % выше, чем расход, определенный по топливной характеристике установившегося движения при скорости, составляющей 2/3 от наибольшей для автомобилей с карбюраторным двигателем и 3/4 от  $V_{a \max}$  – для автомобилей с дизельным двигателем и бензиновых двигателей с впрыском топлива, т. е. для определения эксплуатационного расхода топлива  $Q_3$  необходимо:

1) рассчитать скорость  $V_{Q_3}$ , при которой определяется эксплуатационный расход топлива  $Q_3$ :

$V_{Q_3} = (2/3) \cdot V_{a \max}$  или  $V_{Q_3} = (3/4) \cdot V_{a \max}$  (в зависимости от типа двигателя);

2) по графику топливной характеристики установившегося движения (рисунок 5.1) для скорости  $V_{Q_3}$  найти расход топлива  $Q_{V_{Q_3}}$ ;

3) рассчитать значение эксплуатационного расхода топлива  $Q_3$  в л/100 км:

$$Q_3 = Q_{V_{Q_3}} \cdot (1,10 \dots 1,15).$$

Данные, определенные по топливной характеристике установившегося движения автомобиля, следует привести в разделе «Заключение» в итоговой таблице 3.5.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В конце расчетов и построения графиков студент заполняет итоговые таблицы с основными параметрами, характеризующими тягово-скоростные и топливно-экономические свойства автомобиля.

Таблица 3.1 – Данные, определенные по тяговой характеристике автомобиля

Параметр	$V_{\max}$	$F_{кv}$	$F_{к\max, k}$	$F_{к\max}$	$V_{\min}$	$F_{\phi}$	$V_{кp, k}$
Размерность	км/ч	кН	кН	кН	км/ч	кН	км/ч
Значение							

Таблица 3.2 – Данные, определенные по динамической характеристике автомобиля

Параметр	$V_{\max}$	$D_v$	$D_{\max k}$	$D_{\max}$	$F_{v\max k}$	$h_{\max k}$	$V_{\min}$	$D_{\phi}$	$V_{кp k}$
Размерность	км/ч	–	–	–	кН	–	км/ч	–	км/ч
Значение									

Таблица 3.3 – Данные, определенные по характеристике ускорений автомобиля

Параметр	$a_{x\max}$	$Va_{x\max}$	$a_{x\max k}$	$Va_{x\max k}$	$V_{\max}$
Размерность	м/с <sup>2</sup>	км/ч	м/с <sup>2</sup>	км/ч	км/ч
Значение					

Таблица 3.4 – Данные, определенные по характеристикам времени и пути разгона автомобиля

Параметр	$V_{v\max}$	$t_{400}$	$t_{1000}$	$V_3$	$t_3$
Размерность	км/ч	с	с	км/ч	с
Значение					

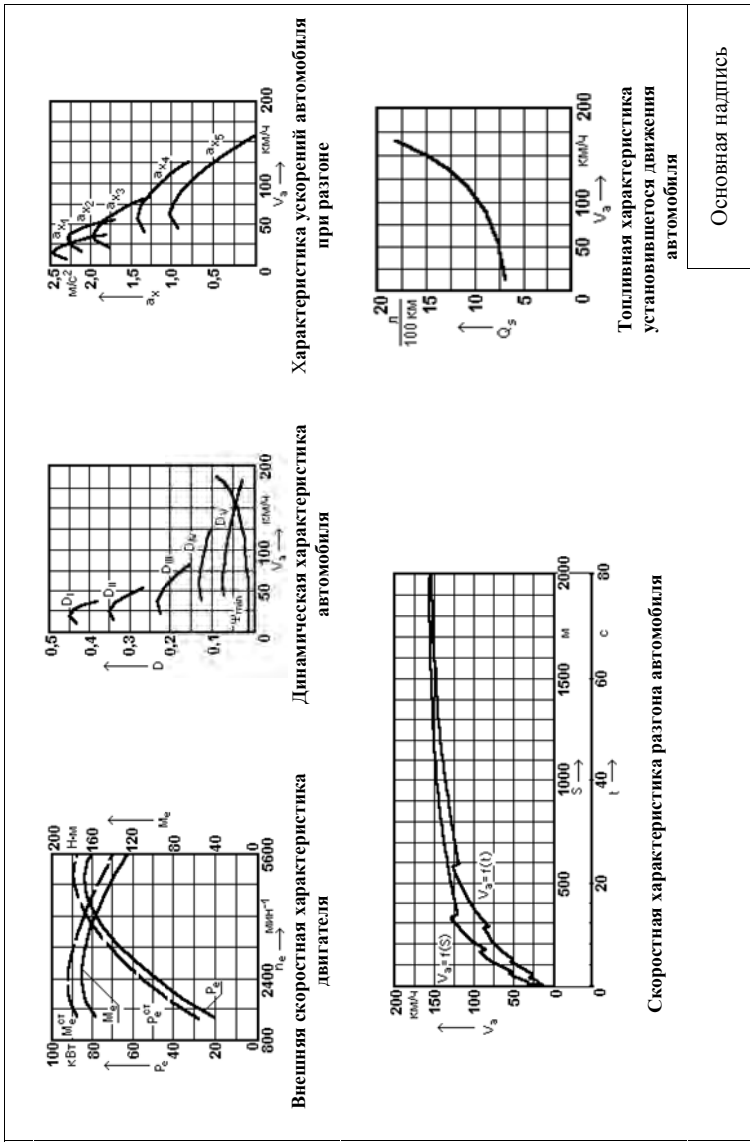
Таблица 3.5 – Данные, определенные по топливной характеристике установившегося движения автомобиля

Параметр	$V_{Qк}$	$Q_k$	$V_{Q_3}$	$Q_3$
Размерность	км/ч	л/100 км	км/ч	л/100 км
Значение				

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вахламов, В. К. Техника автомобильного транспорта: подвижной состав и эксплуатационные свойства : учебное пособие / В. К. Вахламов. – М. : Академия, 2004. – 528 с.
2. ГОСТ 4754–97. Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999.
3. ГОСТ 5513–97. Межгосударственный стандарт. Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. Технические условия. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999.
4. Европейский Союз. Технические стандарты на автотранспортные средства. Директива Совета 93/53/ЕС от 25 июля 1996 года. Максимальные разрешенные габаритные размеры и нагрузки (веса) автотранспортных средств.
5. Евграфов, А. Н. Аэродинамика автомобиля : учебное пособие / А. Н. Евграфов. – М. : МГИУ, 2010. – 356 с.
6. Руктешель, О. С. Оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 01 01 «Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте», 1-44 01 02 «Организация дорожного движения» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2008. – 63 с.
7. Руктешель, О. С. Тяговый расчет автомобиля : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 01 01 «Организация перевозок и управление на автомобильном и городском транспорте», 1-44 01 02 «Организация дорожного движения» / О. С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2009. – 44 с.
8. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ



Характеристика ускорений автомобиля при разгоне

Динамическая характеристика автомобиля

Внешняя скоростная характеристика двигателя

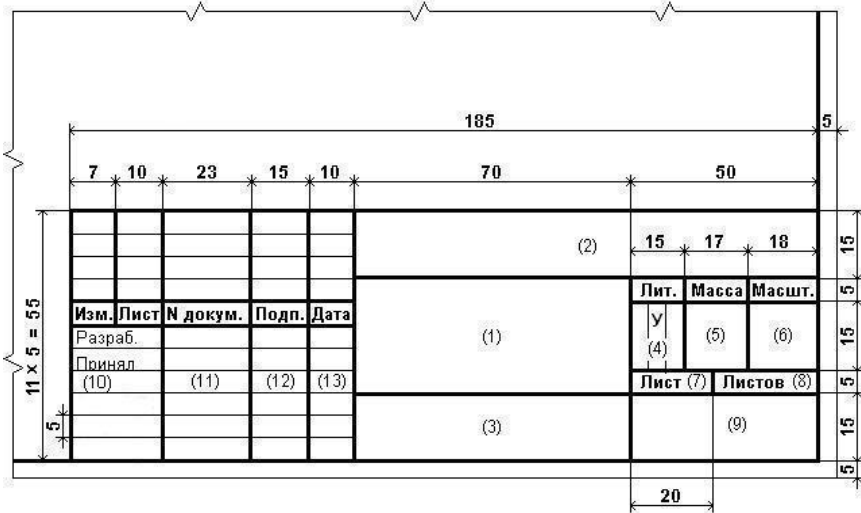
Топливная характеристика установившегося движения автомобиля

Скоростная характеристика разгона автомобиля

Основная надпись

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### ФОРМА ОСНОВНОЙ НАДПИСИ НА ЛИСТАХ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ



Содержание граф основной надписи следующее:

- в графе 1 указывается наименование листа: «Тягово-скоростные и топливно-экономическая характеристики автомобиля»;
- в графе 2 указывается шифр курсовой работы, состоящий из буквенного обозначения (БНТУ-КР – курсовая работа), номера зачетной книжки студента, вида обучения (ДО – дневное, ЗО – заочное) и года выполнения курсовой работы, разделенных дефисами. Например: БНТУ-КР-101110/15-ДО-2013 или БНТУ-КР-301110/315-ЗО-2013.
- в графе 3 ничего не указывается;
- в графе 4 указывается литера работы «У»;
- в графах 5 и 6 ничего не указывается;
- в графах 7 и 8 указывается порядковый номер листа и количество листов графического материала в курсовой работе;
- в графе 9 в три строки указывается наименование выпускающей кафедры, шифр специальности, направления и специализации, например:

Кафедра «Автомобили»

1-37 01 02-01 01

г. Минск;

– в столбце 10 указываются функции лиц, подписывающих документ;

– в столбцах 11, 12 и 13 указываются фамилии и подписи лиц, подписывающих документ, и дата подписи.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. Методические указания по выполнению курсовой работы .....	4
2. Варианты заданий .....	5
3. Определение основных параметров автомобиля .....	8
3.1. Порядок расчета основных параметров.....	8
3.2. Определение полной массы автомобиля .....	9
3.3. Распределение нагрузки от полной массы автомобиля по мостам.....	12
3.4. Подбор шин и определение расчетного радиуса качения колес .....	14
3.5. Выбор площади лобового сопротивления и определение силы сопротивления воздуха движению автомобиля .....	15
3.6. Определение максимальной мощности двигателя и коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля .....	17
3.7. Определение максимального крутящего момента двигателя и частоты вращения коленчатого вала, при котором он определен .....	21
3.8. Определение передаточного числа главной передачи автомобиля .....	22
3.9. Определение передаточных чисел коробки передач .....	23
3.10. Определение передаточных чисел раздаточной коробки .....	30
4. Оценка тягово-скоростных свойств автомобиля.....	31
4.1. Скоростные характеристики ДВС .....	31
4.2. Уравнение движения автомобиля .....	35
4.3. Уравнение силового (тягового) баланса автомобиля.....	37
4.4. Тяговая характеристика автомобиля .....	37
4.5. Мощностная характеристика автомобиля.....	44
4.6. Динамическая характеристика автомобиля .....	47
4.7. Разгон автомобиля.....	52
5. Оценка топливно-экономических свойств автомобиля.....	67
5.1. Оценочные показатели топливной экономичности автомобиля .....	67
5.2. Построение топливной характеристики установившегося движения автомобиля .....	68
5.3. Практическое использование топливной характеристики установившегося движения автомобиля.....	72
Заключение .....	74
Литература.....	75
Приложение А. Тягово-скоростные и топливно-экономическая характеристики автомобиля.....	76
Приложение Б. Форма основной надписи на листах графической части курсовой работы.....	77



Учебное издание

**РУКТЕШЕЛЬ** Олег Степанович

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ОЦЕНКА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ  
И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальностей

1-37 01 02 «Автомобилестроение»,  
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,  
1-37 01 07 «Автосервис», 1-44 01 01 «Организация перевозок  
и управление на автомобильном и городском транспорте»,  
1-44 01 02 «Организация дорожного движения»

Редактор *Т. А. Панкрат*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 04.03.2015. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,65. Уч.-изд. л. 3,64. Тираж 200. Заказ 357.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.