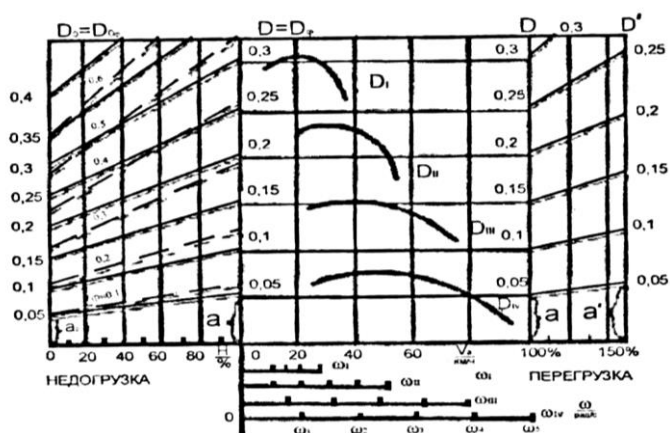


НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
Инженерный Институт
Кафедра «Автомобили и тракторы»



Конструкция и эксплуатационные свойства ТiТТМО

Методические указания
по выполнению расчетно-графической работы



Новосибирск 2017

Конструкция и эксплуатационные свойства ТитТМО: Методические указания по выполнению расчетно-графической работы / Новосиб. Гос. Аграр. Ун-т. Инж. Ин-т; Сост: П. И. Федюнин, С.П. Матяш, 2017. -40 с.

Рецензент к.т.н., доцент ***И.В. Тихонкин***

Методические указания разработаны в соответствии с учебным планом. Предназначены для студентов, обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профилю «Автомобили и автомобильное хозяйство»

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института Новосибирского ГАУ (протокол № 10 от 30 мая 2017 г.)

Введение

Курсовая работа по дисциплине «Автомобили» является одним из важных расчётным этапом определения тяговых и топливно - экономических показателей автомобилей, предваряющий их прочностные расчёты.

Тягово-скоростные свойства характеризуют способность сохранять высокую скорость движения в различных дорожных условиях. Эти свойства в значительной мере определяют производительность автомобиля. Вопросы топливной экономичности также всегда были и остаются актуальными.

Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля позволяет по нескольким заданным параметрам определить остальные конструктивные и эксплуатационные параметры автомобиля, а также его динамические и топливно-экономические свойства. Такой расчёт является проектировочным и производится для автомобиля, существующего лишь в проектом задании.

Другим назначением расчёта является определение динамических и топливно-экономических показателей существующей машины, когда все конструктивные параметры известны. Этот расчёт является проверочным и выполняется с эксплуатационной целью.

В этом случае результаты расчёта дают более достоверные представления о тяговых и топливно-экономических свойствах автомобиля.

Выполнение вышеуказанных расчётов позволит студенту:

- освоить методику определения основных параметров автомобиля, построения характеристик;
- научиться давать оценку тяговым, динамическим и топливно-экономическим качеством автомобиля, анализировать их зависимость от характеристики ДВС, условий эксплуатации, технического состояния и других параметров машины.

Общие указания

1. Задание на курсовую работу выдается преподавателем.
 2. Все недостающие параметры, не входящие в расчётную часть, выбираются из справочной литературы или определяются по аналогии с предложенным прототипом.
 3. Окончательные результаты расчётов и масштабы графиков следует представлять в системе СИ.
- В первой части курсовой работы производят тяговые и топливно–экономические расчеты.

Содержание I части курсовой работы:

1. Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля.
2. Тяговый расчет автомобиля.
3. Топливо – экономический расчет автомобиля.

Расчеты производятся на основании индивидуального задания, выданного преподавателем.

Первый раздел содержит:

- определение полной массы автомобиля
- подбор пневматических шин
- выбор кинематической схемы трансмиссии и определение

КПД трансмиссии

- построение внешней скоростной характеристики двигателя
- определение передаточных чисел трансмиссии

Второй раздел включает в себя построение:

- графика тягового баланса
- графика баланса мощности
- Динамического паспорта
- графика времени разгона
- графика пути разгона

Третий раздел включает построения графиков:

- экономической характеристики двигателя
- экономической характеристики автомобиля

Графическая часть выполняется на листах миллиметровой бумаги форматом А3:

1 лист: 1) кинематическая схема трансмиссии автомобиля.

2) внешняя скоростная характеристика автомобиля

2 лист: 1) тяговая характеристика автомобиля

2) график баланса мощности

3 лист: 1) Динамический паспорт автомобиля

2) график ускорений

4 лист: 1) график времени разгона

2) график пути разгона

5 лист: 1) экономическая характеристика двигателя

2) экономическая характеристика автомобиля

В конце I части проекта приводится сравнительная таблица параметров расчетного автомобиля и автомобиля – прототипа.

1. Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля

1.1 Определение полной массы автомобиля

Исходя из данных, указанных в варианте задания, полная масса машины m_a определяется по формулам:

а) для грузового автомобиля

$$m_a = m_o + 75n + m_z, \text{ кг} \quad (1.1)$$

где m_o — собственная масса снаряженного автомобиля, кг;

n - число мест в кабине, включая место самого водителя;

m_z - грузоподъемность, кг;

б) для легкового автомобиля

$$m_a = m_o + 75n + m_b, \text{ кг} \quad (1.2)$$

где n - число пассажиров, включая водителя;

m_b - масса багажа.

Примечания: 1. Число мест в кабине грузового автомобиля принимается по аналогии с существующими марками машин, близкими к рассчитываемому по классу и грузоподъемности.

2. Масса багажа на каждого пассажира в легковом автомобиле принимается по аналогии с существующими марками машин, близкими к рассчитываемому по классу и назначению.

Сила тяжести автомобиля:

$$G_a = m_a g, \text{ Н} \quad (1.3)$$

1.2 Подбор пневматических шин

Для подбора пневматических шин надо определить максимальную нагрузку на одно колесо автомобиля. Работа эта ведется в следующей последовательности:

1. На основании эскиза рассчитываемого автомобиля или по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по типу, классу, грузоподъемности (пассажировместимости) и назначению, принимаются колесная схема и положение центра тяжести или доля силы тяжести автомобиля, приходящейся на ведущие (задние) колеса.

2. Определяется сила тяжести автомобиля, приходящаяся на одно ведущее колесо:

$$G_k = \frac{G_a k_m}{n_k}, H \quad (1.4)$$

где k_m – коэффициент (в долях единицы), определяющий долю полной силы тяжести автомобиля, приходящуюся на ведущие (задние колеса);

n_k – число ведущих (задних) колес автомобиля;

G_a – сила тяжести автомобиля, Н.

Примечание. Если на ведущие колеса, при колесной схеме 4X2 приходится 70% полной массы автомобиля и более, ведущие колеса принимаются двухскатными. При определении нагрузки на колесо можно руководствоваться таким распределением силы тяжести груженого автомобиля по осям: для автомобилей с колесной формулой 4X2 нагрузка на переднюю ось $G_n \approx 0,3G$; у автомобилей с формулой 6 X 4 $G_n \approx 0,2G$.

3. Определив силу тяжести автомобиля, приходящуюся на одно колесо, по существующим нормам подбирается тип и размер пневматической шины.

4. Зная размер пневматической шины, динамический (рабочий) радиус колес определяют так же, как и для колесных тракторов, по формуле:

$$R_k = 0,001 \left(\frac{d}{2} + 0.85B \right), м \quad (1.5)$$

где d – посадочный диаметр обода колеса, дюйм;

B – ширина профиля шины, дюйм;

0,001 – переводной коэффициент;

0,85 – поправочный коэффициент, учитывающий деформацию шины под нагрузкой.

Если размер шины берется в дюймах, то динамический (рабочий) радиус ведущего (заднего) колеса определяется по формуле:

$$R_k = 0,0254 \left(\frac{d}{2} + 0.85B \right), м \quad (1.6)$$

где d – посадочный диаметр обода колеса, мм;

B – ширина профиля шины, мм;

0,0254 – переводной коэффициент.

Коэффициент, учитывающий деформацию автомобильных пневматических шин, равен 0,85. Если выбрана пневматическая шина, у которой ширина профиля B в миллиметрах, посадочный диаметр обода колеса d в дюймах, то динамический радиус колеса определяется по формуле

$$R_k = 0,0127d + 0,00085B, м \quad (1.7)$$

1.3 Выбор кинематической схемы трансмиссии автомобиля и определение КПД трансмиссии

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля выбирается на основании анализа существующих трансмиссий.

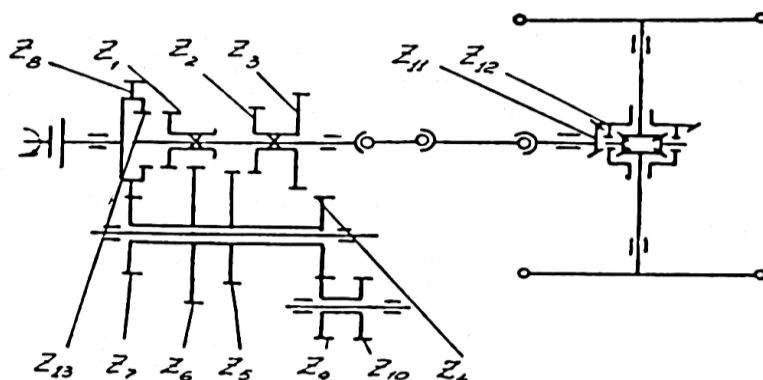


Рис. 1.1. Примерная кинематическая схема трансмиссии автомобиля

Коробки передач современных автомобилей выполняются по двум основным кинематическим схемам - трехвальными двухпарными с прямой передачей и двухвальные. В зависимости от типа, класса, грузоподъемности и назначения автомобиля коробки передач отличаются друг от друга только по числу передач и могут быть с постоянным и непостоянным зацеплением шестерен.

Динамические качества автомобиля улучшаются с увеличением числа передач. Однако, конструкция коробки передач при этом становится сложнее.

Несмотря на это, стремление к улучшению динамических качеств автомобиля привело к тому, что современные легковые автомобили имеют четырехступенчатые коробки передач с прямой (высшей) или повышающей передачей. Трехступенчатые и двухступенчатые коробки передач в легковых автомобилях используются, как правило, с гидротрансформаторами. Однако в курсовом проекте по тяговому расчету легкового автомобиля студент может принять и трехступенчатую коробку передач, если максимальное значение динамического фактора на прямой (высшей) передаче превышает 0,105, в противном случае надо использовать четырехступенчатую коробку передач.

В грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (m_r до 4000 кг) применяются четырехступенчатые коробки передач с прямой (высшей) передачей. В грузовых автомобилях ЗИЛ (грузоподъемностью m_r

= 4000 - 5000 кг) применяются пятиступенчатые коробки передач, причем, если ранее высшая передача была ускоряющей, то в современных автомобилях высшая передача стала прямой. В грузовых автомобилях грузоподъемностью $m_r = 7000$ кг и более применяются в основном пятиступенчатые коробки передач с пятой ускоряющей передачей, имеющей передаточное число 0,78-0,81.

Кинематическая схема части трансмиссии с постоянным передаточным числом в легковых автомобилях и в грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (с четырёхступенчатыми коробками передач) выполняется однопарной (главная передача), состоящей из конических шестерен. В автомобилях большой грузоподъемности (с пятиступенчатыми коробками передач) постоянное передаточное число имеет двойная главная передача, состоящая из пары конических и пары цилиндрических шестерен или включает в себя пару конических шестерен центральной передачи и конечную передачу в виде эпициклического планетарного ряда (ЭПР).

Выбрав кинематическую схему коробки передач и механизмов с постоянным передаточным числом, составляется кинематическая схема трансмиссии автомобиля. Делается анализ кинематической схемы и определение КПД трансмиссии.

Определение коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Коэффициент полезного действия трансмиссии равен:

$$\eta_m = \eta_{ц}^n \eta_{к}^m \eta_{к.п}^k, \quad (1.8)$$

где: $\eta_{ц} = 0,98$ - к. п. д. цилиндрической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к} = 0,97$ - к. п. д. конической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к.п} = 0,99$ - к. п. д. карданной передачи с углом между валами от 0 до 7° и 0,98 с углом между валами от 7 до 20°;

n - число пар цилиндрических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

m - число пар конических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

k - число карданных передач.

Число пар шестерен, передающих вращающий момент на той или иной передаче, определяется по кинематической схеме трансмиссии автомобиля, которая составляется при помощи справочной литературы.

Результаты анализа трансмиссии автомобиля заносятся в табл.1.

Передача	Шестерни, передающие поток мощности	$\eta_{тр}$
1-я	$Z_8, Z_7, Z_4, Z_3, Z_{11}, Z_{12}$	
2-я	$Z_8, Z_7, Z_5, Z_2, Z_{11}, Z_{12}$	

И так для каждой передачи.

1.4 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

В зависимости от данных, включенных в вариант задания, определяется мощность, с которой должен работать двигатель при движении автомобиля на высшей передаче:

а) с максимальной скоростью $V_{0, \max}$ на дороге, имеющей коэффициент суммарного сопротивления движению ψ_v :

$$N_{v_{\max}} = \left(\psi_{\text{м}} G_a + k F V_{0, \max}^2 \right) \frac{V_{0, \max}}{\eta_{тр}}, \text{ Вт} \quad (1.9)$$

где $V_{0, \max}$ - в м/с (км/ч);

$\eta_{тр}$ - коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля на высшей передаче;

k - коэффициент сопротивления воздуха (обтекаемости автомобиля), $\text{Н с}^2/\text{м}^4$;

- для грузовых автомобилей $k = 0,6 - 0,75 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$;

- для автобусов $k = 0,65 - 0,75 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$;

- для легковых автомобилей $k = 0,4 - 0,6 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$;

F - площадь лобового сопротивления, м^2 ;

G_a - полная сила тяжести автомобиля, Н .

Коэффициент сопротивления воздуха k и площадь лобового сопротивления F или фактор сопротивления воздуха kF принимаются по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по классу, грузоподъемности и назначению.

Определение максимальной мощности двигателя

В зависимости от его типа по наиболее распространенным эмпирическим зависимостям максимальную мощность определяют:

а) при известной $N_{v_{\max}}$

$$N_{e_{\max}} = \frac{N_{v_{\max}}}{a \lambda_n + b \lambda_n^2 - c \lambda_n^3}, \text{ кВт} \quad (1.10)$$

где $N_{V_{\max}}$ - мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче;

$$\lambda_n = \frac{n_{\text{дв}_{\max}}}{n_{N_{\max}}} \quad (1.11) \quad - \text{коэффициент, определяющий отношение}$$

максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения, при максимальной эффективной мощности; (1.11)

$\lambda_n = 1,2 - 1,3$ - для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем без ограничителя частоты вращения коленчатого вала;

$\lambda_n = 0,9$ - для автомобилей с карбюраторным двигателем, имеющим ограничитель частоты вращения коленчатого вала;

$\lambda_n = 1,0$ - для гоночных автомобилей и автомобилей с дизельным двигателем.

Для карбюраторных двигателей $a = b = c = 1$;

Для двухтактных дизелей $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$; для четырехтактных дизелей $a = 0,53$; $b = 1,56$ $c = 1,09$.

Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности двигателя $n_{N_{\max}}$ принимается по прототипу или определяется коэффициентом оборотности двигателя η_n , равным отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости движения автомобиля:

$$\eta_n = \frac{n_{\max}}{V_{\max}}, \text{ отсюда } n_{\max} = \eta_n V_{\max}, \quad (1.12)$$

Для грузовых автомобилей коэффициент оборотности η_n принимают равным пределам 30 – 40 в соответствии с прототипом автомобиля и расчетной максимальной мощностью двигателя. Построение кривой эффективной мощности на графике внешней скоростной характеристики двигателя производится по эмпирической зависимости:

$$Ne = Ne_{\max} \left[a \frac{n_{\text{дв}}}{n_{N_{\max}}} + b \left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_{N_{\max}}} \right)^2 - c \left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_{N_{\max}}} \right)^3 \right] = A Ne_{\max}, \quad (1.13)$$

где N_e и $n_{\text{дв}}$ - текущие значения эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для упрощения расчета, параметры, входящие в квадратные скобки формулы (1.13) заменены коэффициентом A , значения которого приведены в таблице №2.

Определив текущие значения эффективной мощности, соответствующие им вращающие моменты двигателя определяются по формуле:

$$M_{\text{дв.н}} = 9550 \frac{N_{e_{\text{макс}}}}{n_{\text{дв.н}}}, \text{ Нм} \quad (1.14)$$

где $N_{e_{\text{макс}}}$ в кВт, $n_{\text{дв.н}}$ в об/мин.

Таблица 2

Тип двигателя	Значения коэффициента А в зависимости от отношения $\frac{n_{\text{дв}}}{n_{N_{\text{макс}}}}$										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
Карбюраторный двигатель	0,363	0,496	0,625	0,744	0,847	0,928	0,981	1,000	0,979	0,912	0,793
Двухтактный дизель		0,465	0,592	0,713	0,820	0,907	0,969	1,000			
Четырехтактный дизель			0,519	0,644	0,762	0,864	0,946	1,000			

Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики заносят в табл. 3.

Таблица 3

$n_{\text{дв}}$									
$N_{\text{дв}}$, об/мин									
N_e , кВт									
$M_{\text{дв}}$, Нм									

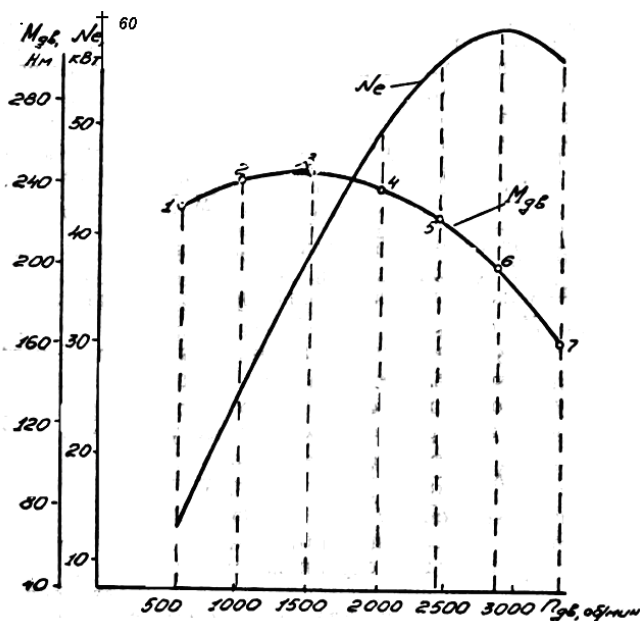


Рис 1.2 Примерная внешняя скоростная характеристика двигателя
По данным таблицы строится график внешней скоростной характеристики двигателя.

Определение передаточного числа главной передачи автомобиля

Скорость движения автомобиля V может быть выражена через число оборотов в минуту двигателя n следующей формулой:

$$V = \frac{\pi D_k n}{60 i_o i_k} = \frac{D_k n}{19,1 i_o i_k}, \quad (1.15)$$

где V - скорость автомобиля, м/с;

D_k - диаметр качения колеса, м;

n - частота вращения вала двигателя, мин⁻¹;

i_o - передаточное число главной передачи;

i_k - передаточное число коробки передач. Значение i_o определяют из условия движения автомобиля с заданной максимальной скоростью V_{\max} на прямой передаче коробки передач, т. е. при $i_k = 1$;

где V — скорость автомобиля, м/с;

$$i_o = \frac{D_k n_{\max}}{19,1V_{\max}}, \quad (1.16)$$

Если скорость в км/ч, то

$$i_o = \frac{D_k n_{\max}}{5,3V_{\max}}, \quad (1.17)$$

1.5.Определение передаточных чисел коробки передач и трансмиссии

Определение передаточных чисел коробки передач начинается с первой передачи.

Величина передаточного числа на первой передаче не зависит от числа ступеней и закона изменения передаточных чисел в коробке передач.

Передаточное число коробки передач на первой передаче:

а) должно обеспечить преодоление заданного максимального дорожного сопротивления Ψ_{\max} ;

б) не должно вызывать буксование ведущих колес автомобиля при работе двигателя с максимальным вращающим моментом.

Исходя из первого требования, передаточное число коробки передач на первой передаче должно быть

$$i_{k.n_1} \geq 1000 \frac{G_a \psi_{I_{\max}} R_k}{M_{\text{дв. макс}} i_{\text{пост}} \eta_{T_1}} \left(i_{k.n_1} \geq \frac{G_a \psi_{I_{\max}} R_k}{M_{\text{дв. макс}} i_{\text{пост}} \eta_{T_1}} \right), \quad (1.18)$$

где G_a полная сила тяжести автомобиля,

$M_{\text{дв. макс}}$ - максимальный вращающий момент двигателя, Нм;

R_k - радиус колеса, м;

η_{T_1} - к. п. д. трансмиссии автомобиля на первой передаче.

Полученное передаточное число коробки передач на первой передаче проверяется на второе условие, то есть

$$i_{k.n_1} \leq \frac{G_2 m_{2\phi} R_k}{M_{\text{дв. макс}} i_{\text{пост}} \eta_{T_1}}, \quad (1.19)$$

где $m_{2\phi} = 1,1$ - коэффициент перераспределения нагрузки для ведущих колес автомобиля;

$\phi = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент сцепления шин автомобиля;

G_2 - сцепная сила тяжести автомобиля, Н.

В свою очередь, сцепная сила тяжести автомобиля при колесной схеме 4X2 или 6 X 4 определяется по формуле

$$G_2 = G_a k_m, H, \quad (1.20)$$

где G_a – полная сила тяжести автомобиля, Н;

k_m – доля полной массы автомобиля, приходящейся на ведущие колеса, принимается по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по классу, грузоподъемности и назначению.

Для дальнейшего расчета принимается $i_{к..п1}$, полученное по формуле, если оно обеспечено вторым условием. В противном случае $i_{к..п1}$ принимается исходя из условий сцепления ведущих колес с дорогой, определенное по формуле, а заданное максимальное дорожное сопротивление автомобилем преодолеваются не будет.

При известных $i_{к..п1}$ и порядковом номере прямой передачи, для определения передаточных чисел в коробке передач на промежуточных передачах принимается рациональное отношение между отдельными передачами.

В автомобилестроении, так же как и в тракторостроении, наибольшее распространение получило изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии.

При геометрическом ряде передаточных чисел и коробке передач в процессе разгона автомобиля на всех передачах обеспечивается постоянство интервала по частоте вращения коленчатого вала двигателя, а значит и постоянство его средней мощности.

Имея необходимое передаточное число в коробке передач на первой передаче $i_{к..п1}$, приняв изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии и зная из кинематической схемы трансмиссии автомобиля число передач и порядковый номер прямой передачи, передаточные числа на промежуточных передачах определяются по формулам табл. 4.

Передаточные числа для коробок передач

Таблица 4

Передача	Коробка передач			Пятиступенчатая с пятой ускоряющей передачей
	трехступенчатая	четырёхступенчатая	пятиступенчатая	
Первая	$i_{к..п1}$	$i_{к..п1}$	$i_{к..п1}$	$i_{к..п1}$
Вторая	$\sqrt{i_{к..п1}}$	$\sqrt[3]{i_{к..п1}^2}$	$\sqrt[4]{i_{к..п1}^3}$	$\sqrt[5]{i_{к..п1}^4}$
Третья	1,0	$\sqrt[3]{i_{к..п1}}$	$\sqrt[4]{i_{к..п1}^2}$	$\sqrt[5]{i_{к..п1}^3}$
Четвертая		1,0	$\sqrt[4]{i_{к..п1}}$	1,0

Пятая			1,0	0,78-0,81
-------	--	--	-----	-----------

Примечание. Передаточное число для заднего хода обычно $i_{з.х.} = (1,2...1,3)_{к.п.п.}$. Подбор числа зубьев шестерен в автомобильных коробках передач ведется по методике для трехвальных двухпарных коробок передач с прямой передачей - когда в коробке передач не предусматривается дополнительного использования промежуточного вала.

Подобрав число зубьев шестерен в коробке переменных передачи, определив передаточное число главной передачи, определяются общие передаточные числа трансмиссии автомобиля:

$$i_{T_I} = i_{к.п_I} i_o; \quad (1.21)$$

$$i_{T_{II}} = i_{к.п_{II}} i_o, \quad (1.22)$$

2. Тяговый расчет автомобиля

Тяговый расчет автомобиля включает в себя построение графиков:

- 1) тягового баланса $P = f(v)$;
- 2) баланса мощности $N = f(v)$;
- 3) динамического фактора $D = f(v)$;
- 4) ускорений автомобиля $j = f(v)$;
- 5) времени разгона $T = f(v)$;
- 6) пути разгона $S = f(v)$.

Значения входящих в формулы величин и коэффициентов берутся из первой части данного расчета.

2.1 График тягового баланса

При построении исходят из уравнения тягового баланса; при установившемся движении

$$P_k = P_{\psi} + P_w, \quad (2.1)$$

$$\text{где } P_k = \frac{M i_o i_k \eta_{mp}}{r_k} - \text{тяговое усилие на ведущих колесах, Н;} \quad (2.2)$$

$$P_{\psi} = G_a \cdot \psi - \text{сила сопротивления дороги, Н;}$$

Сила сопротивления воздуха оказывает существенное влияние на динамику автомобиля. Она в большой степени зависит от конструкции, формы и геометрических размеров кузова, скорости движения автомобиля и определяется на всех передачах по зависимости:

$$P_w = \frac{k F V_a^2}{13}, \quad (2.3)$$

где k - коэффициент сопротивления воздуха, $\frac{Hc^2}{M^4}$;

F – лобовая площадь автомобиля, m^2 ;

для грузовых автомобилей и автобусов $F = BH$;

для легковых автомобилей $F = 0,78B_1H$;

B – колея автомобиля по передним колесам, m ;

B_1 – габаритная ширина автомобиля, m ;

H – габаритная высота автомобиля, m ;

V_a – скорость движения автомобиля, m/c , определяется на всех передачах в зависимости от угловой скорости коленчатого вала двигателя:

$$V_a = 3,6 \frac{\omega_e r_k}{i_k i_o} \text{ км / ч } , \quad (2.4)$$

$$\text{где } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} - \text{угловая скорость коленчатого вала } c^{-1}, \quad (2.5)$$

Результаты подсчета свести в табл. 5

Таблица 5

п об/мин	v км/ч	M Нм	P _к Н	P _ψ Н	P _ω Н

n, M – из табл. 3.

По данным таблицы строятся график тягового баланса, примерный вид которого показана рис: 2.1

Примечания. 1. Здесь и дальше расчеты производить для всех передач коробки автомобиля при частотах вращения вала двигателя, соответствующих табл. 5.

2. Момент двигателя M_k и мощность N_e брать из той же таблицы.

3. Параметры автомобиля брать из первой части расчета.

n об/мин	v м/с (км/ч)	N_e кВт	N_k кВт	N_ψ кВт	N_ω кВт

n, M – из табл. 3.

Вид графика баланса мощности, построенного по данным таблицы, представлен на рис. 2.2.

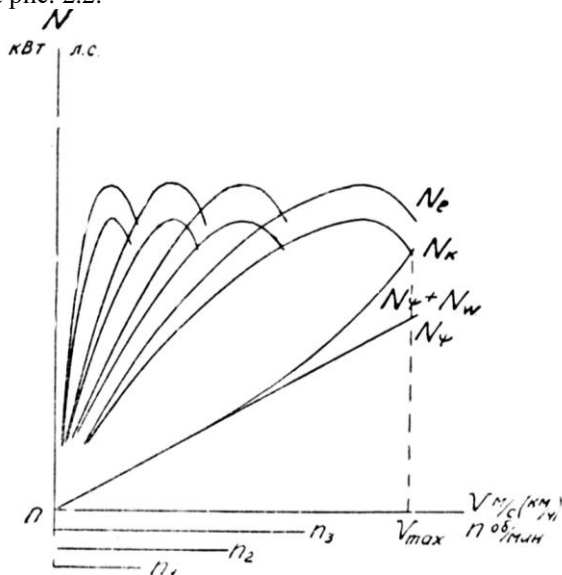


Рис 2.2 Пример графика баланса мощности

На графиках тягового баланса и баланса мощности точка пересечения кривой усилия или мощности на ободе колеса с кривой суммарной силы сопротивления или с кривой суммарных потерь мощности характеризует максимальное значение скорости при данном коэффициенте сопротивления дороги.

2.3.Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт автомобиля представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования. Динамический паспорт автомобиля позволяет решать уравнение движения с учетом конструктивных параметров автомобиля, основных характеристик дороги и нагрузки на автомобиль.

График динамического фактора

Строят на основании уравнения динамического фактора:

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G_a}, \quad (2.7)$$

По данным табл. 7, в которую сведены все подсчеты, строят график.

Таблица 7

п об/мин	v м/с	P _к Н	P _ω Н	D

На рис. 2.3 показан характер кривых динамического фактора на различных передачах.

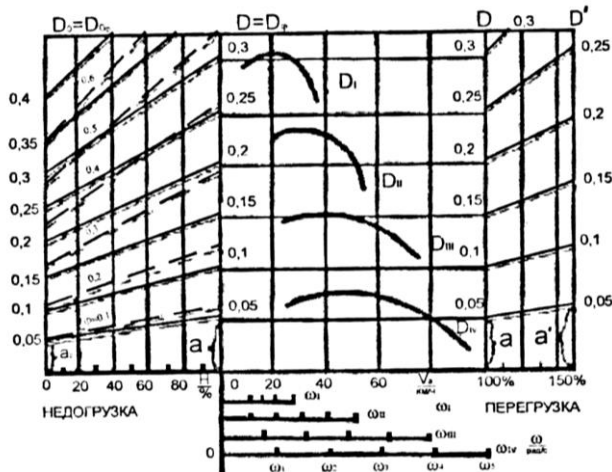


Рис 2.3 Динамический паспорт автомобиля

На график следует нанести также значения $D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_\omega}{G}$ (9.8)

динамический фактор по сцеплению,

где $P_{сц} = \varphi G$ - сила сцепления колес с дорогой, Н;

$\varphi = 0,6 \dots 0,8$ – коэффициент сцепления на сухой дороге.

Построение номограммы загрузки

Динамическую характеристику строят для автомобиля с полной нагрузкой. С изменением силы тяжести автомобиля от G_o до G_a динамический фактор изменяется, и его можно определить по формуле

$$D = \frac{P_T - P_W}{G} = \frac{D_a G_a}{G}, \quad (2.9)$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину D , динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок, которую строят следующим образом. Ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево и на ней откладывают отрезок произвольной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузки N в процентах (для грузовых автомобилей) или указывают число пассажиров (для легковых автомобилей и автобусов). Через нулевую точку шкалы нагрузок проводят прямую, параллельную оси D_a , и на ней наносят шкалу динамического фактора D_o для автомобиля без нагрузки. Масштаб для шкалы D_o определяют по

формуле $a_o = \frac{a_a G_o}{G_a}$, где a_a - масштаб шкалы динамического фактора для

автомобиля с полной нагрузкой; G_o - сила тяжести автомобиля в снаряженном состоянии, в который включают вес водителя, N .

Равнозначные деления шкал D_o и D_a (например, 0,05; 0,01 и т. д.) соединяют прямыми линиями.

Наклонные линии на номограмме нагрузок обычно проводят через «круглые» значения динамического фактора, поэтому при расчетах его промежуточные значения определяют интерполированием.

Построение графика контроля буксования

График представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления. Этот график строят следующим образом.

Сначала по формулам, приведенным ниже, определяют динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой $D_{a,сц}$ и без нее $D_{o,сц}$ для различных коэффициентов сцепления φ_x начиная с $\varphi_x=0,1$:

$$D_{a,сц} = \frac{G_2}{G_a} \varphi_x; D_{o,сц} = \frac{G_{o2}}{G_o} \varphi_x, \quad (2.10)$$

где G_{02} – сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами автомобиля без нагрузки, Н.

Затем значение $D_{a,cc}$ откладывают по оси D_a номограммы нагрузок, а значение $D_{o,cc}$ по оси D_o и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента $\varphi_x=0,1$. Так же определяют положение точек и наносят штриховые линии D_{cc} для других значений $\varphi_x=0,1;0,3...;0,8$.

График контроля буксования наносится только на номограмме недогрузок (левая часть). Динамическая характеристика автомобиля в совокупности с номограммой загрузки и графиком контроля буксования называется динамическим паспортом автомобиля.

2.4 График ускорений

График показывает величину ускорения, которую может иметь проектируемый автомобиль при различной скорости на каждой передаче при условии движения по дороге, характеризуемой коэффициентом ψ . Ускорение определяется по формуле:

$$j = (D - \psi_v) \frac{g}{\delta}, \quad (2.11)$$

где g - ускорение силы тяжести, m/c^2 ;

δ - коэффициент учета вращающихся масс, определяемый с достаточной точностью на всех передачах по формуле

$$\delta_{вр} = 1,04 + 0,05i_k^2, \quad (2.12)$$

Результаты подсчета ускорений сводят в табл. 8, а по данным этой таблицы строят график $j = f(v)$.

Таблица 8

v м/с (км/ч)	D	$D-\psi$	$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta},$ м/с ²	$\frac{1}{j}$ с ² /м

Примерный характер кривых графиков $j = f(v)$ приводится на рис. 2.4. У грузовых автомобилей из-за влияния коэффициента δ может быть $j_1 < j_2$.

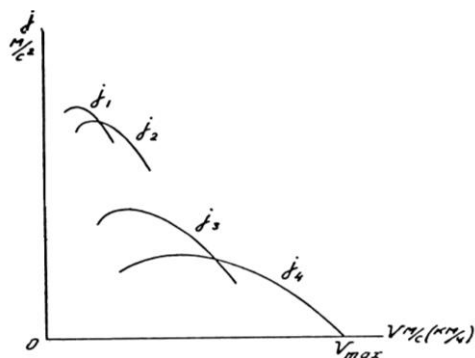


Рис 2.4 Пример графика ускорений

2.5 График времени разгона

Данный график очень наглядно характеризует приемистость автомобиля. Из курса теории известно, что время разгона автомобиля при изменении скорости от v_1 до v_2 .

$$T = \frac{1}{j} \int_{v_1}^{v_2} dv, \quad (2.13)$$

Это интегральное уравнение решают графически, для чего строят вспомогательный график величин обратных ускорениям $\frac{1}{j} = f(v)$

(рис. 2.5)

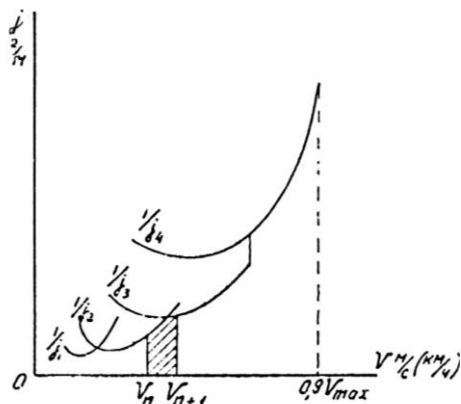


Рис 2.5 Вспомогательный график величин обратных ускорениям

Задаются масштаб шкал $\frac{1}{j}$ и v на этом вспомогательном графике.

Например, масштаб $\frac{1}{j} 0,1 \frac{1}{j} \frac{c^2}{m} = 1$ мм, тогда $m_1 = 0,1$; масштаб v $1,0$ м/с = 10 мм, тогда $m_2 = 0,1$.

В итоге общий масштаб времени $1 \text{ мм}^2 = m_1 m_2 = 0,1 \cdot 0,1 = 0,01 \text{ с}$.

Задаваясь на вспомогательном графике пределами приращения скорости $dv = v_{n+1} - v_n$, определяют величину F_n каждой элементарной площади,

ограниченной кривыми $\frac{1}{j}$ в пределах приращений скорости. Умножая эту

площадь на масштаб времени, определяют время разгона $T_n = m_1 m_2 F_n$,

соответствующее приращению скорости от v_n до v_{n+1} . Разбивая всю площадь на достаточно большое (не менее 10) число площадок, получают ряд значений T , которое сводят в табл. 9.

Таблица 9

$v_{n+1} - v_n$	F_n мм ²	T , соотв. F_n , с	T от начала разг., соотв. $\sum_{n=1}^{n=k} F_n$, с

Примечание. Время разгона определяют до скорости

$v_k = (0,9 \dots 0,95) V_{\max}$, так как при $V_{\max} \frac{1}{j} = \infty$.

По данным таблицы строят график времени разгона $T = f(v)$, примерный вид которого дан на рисунке 2.6.

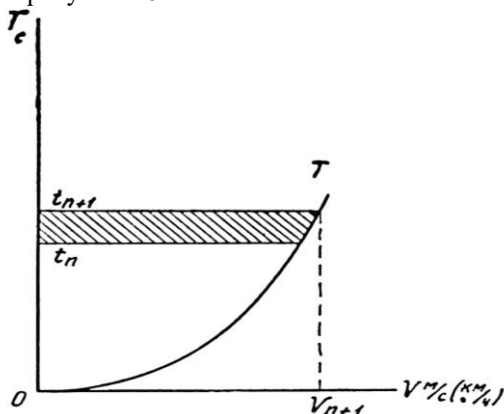


Рис 2.6 График времени разгона

2.6. График пути разгона

$S = f(v)$ так же, как и график $T = f(v)$, служит для характеристики приемистости автомобиля. Методика его построения подобна предыдущей.

Путь разгона:

$$S = v \int_{t_1}^{t_2} dt, \quad (2.14)$$

Это интегральное уравнение также можно решить графически. Для этого, в качестве вспомогательного, используют график времени разгона $T = f(v)$.

Площадь, ограниченную кривой, разбивают на ряд элементарных площадок с ординатами dt . Так же задаются масштабы шкал: масштаб времени разгона m_3 , масштаб скорости m_2 . Определяют масштаб пути разгона как произведение масштабов $m_3 m_2$.

Так, если масштаб T $1 \text{ с} = 1 \text{ мм}$, то $m_3 = 1$; масштаб v $1 \text{ м/с} = 10 \text{ мм}$, то $m_2 = 0,1$, а масштаб S $1 \text{ мм}^2 = m_3 m_2 = 1,0 \cdot 0,1 = 0,1 \text{ м}$.

Определяя величину каждой элементарной площади F и умножая ее на масштаб пути, получают путь автомобиля, проходимый им за время приращения времени dt .

$$S_{n+1} = m_2 m_3 F_n', \quad (2.15)$$

Результаты подсчетов сводят в табл. 10.

Таблица 10.

$T_{n+1} - T_n, \text{с}$	$F_n', \text{мм}^2$	$S_n, \text{соотв. } F_n', \text{м}$	$\sum S, \text{соотв., } \sum_{n=1}^{n=k} F_n', \text{м}$

По данным табл. 10 строят график пути разгона автомобиля (рис.2.7)

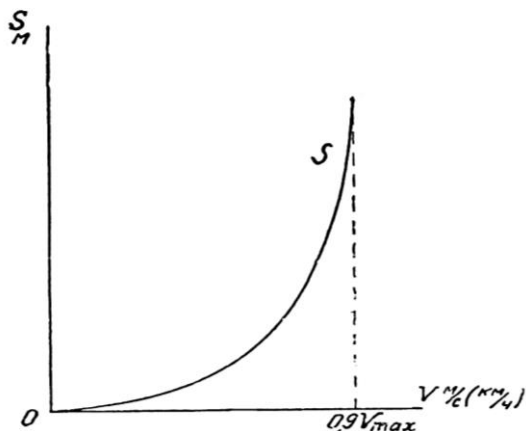


Рис 2.7 График пути разгона

В заключение следует отметить, что все графики тягового расчета точны лишь относительно. Более точно графики могут быть построены по результатам дорожных испытаний автомобиля.

3. Топливо-экономический расчет автомобиля

Топливо-экономический расчет автомобиля включает построение двух графиков: 1) графика экономической характеристики автомобильного двигателя $g = f(v)$; 2) графика экономической характеристики автомобиля $G_s = f(v)$.

Основным показателем топливной экономичности является график экономической характеристики автомобиля. Этот график может быть построен по данным дорожных испытаний. Если же дорожные испытания провести невозможно, как, например, в нашем случае, когда необходимо получить представление об экономичности проектируемого автомобиля, то экономическую характеристику автомобиля строят аналитически. Для этого необходимо иметь график экономической характеристики автомобильного двигателя. Но чтобы построить эту характеристику, необходимо иметь характеристики двигателя, построенные при частичных нагрузках. Их получают путем стендовых испытаний двигателя.

Мы не располагаем этими кривыми. Для того, чтобы построить кривую экономической характеристики автомобильного двигателя придется воспользоваться теоретическими кривыми, графически выражающими зависимость удельного расхода топлива от нагрузки и от частоты вращения вала двигателя.

График 3.1 позволяет определить коэффициент K_N показывающий зависимость удельного расхода от % загрузки двигателя.

График 3.2 дает величину коэффициента K_n выражающего зависимость удельного расхода от частоты вращения вала двигателя. Здесь за 100% принимается частота вращения n_N при максимальной мощности двигателя.

Зная удельный расход g_N при максимальной мощности, который задается как исходная величина, и имея коэффициенты K_N и K_n , можно определить значение g для любых условий движения, т. е. при любой скорости движения по любой дороге.

Для того что бы получить величину коэффициента K_N , необходимо определить процент использования мощности двигателя при движении с различной скоростью по дорогам разного качества, т. е. с различным коэффициентом ψ .

Выбираем три типа дорог: с коэффициентами $\psi_1 = 0,02$, $\psi_2 = 0,025$ и $\psi_3 = 0,04$. При построении экономической характеристики грузовых автомобилей большой грузоподъемности (свыше 7 - 8 т) следует принять $\psi_3 = 0,03$. Для каждой дороги вычисляют мощность, затрачиваемую при движении с разной скоростью, приведенную к валу двигателя.

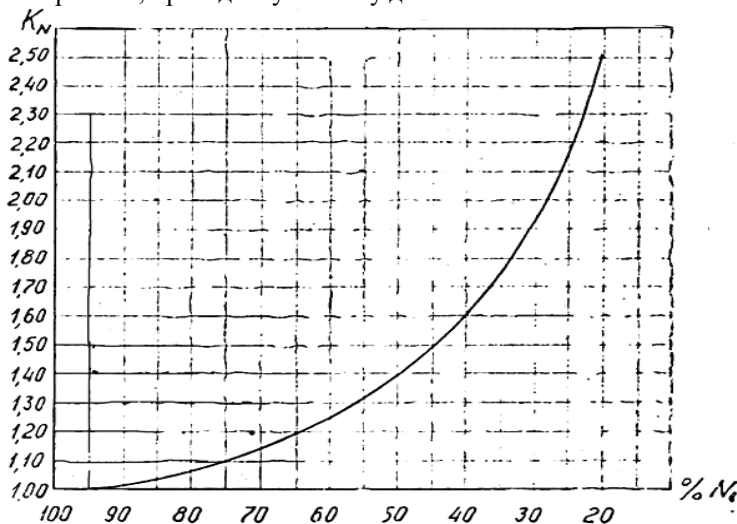


Рис 3.1

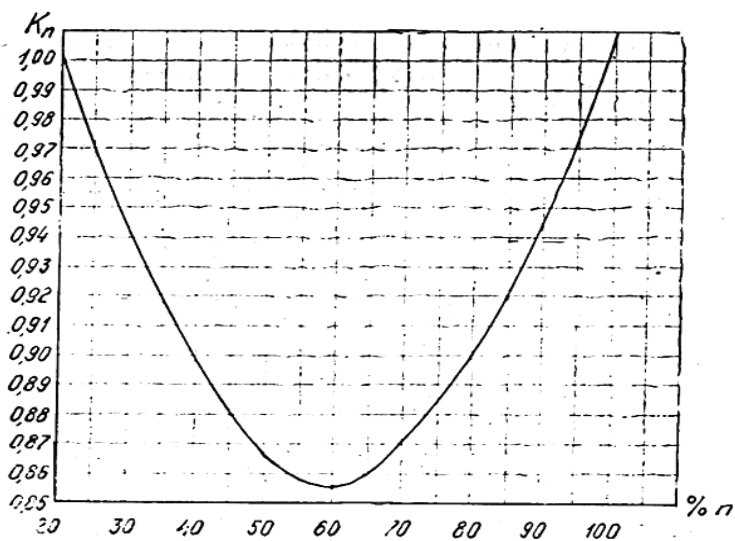


Рис 3.2

Из баланса мощности при установившемся движении известно, что

$$N = N_{\psi}' + N_{\omega}' = \frac{G\psi v}{1000\eta_{mp}} + \frac{kFv^3}{1000\eta_{mp}}, \quad (3.1)$$

Результаты подсчетов сводят в табл. 11.

Таблица 11

n об/мин	v м/с (км/ч)	N _e кВт	N _ω кВт	Ψ ₁		Ψ ₂		Ψ ₃	
				N _{ψ1} ' кВт	N _{ω1} ' + N _ω ' кВт	N _{ψ2} ' кВт	N _{ω2} ' + N _ω ' кВт	N _{ψ3} ' кВт	N _{ω3} ' + N _ω ' кВт

n, V, N_e, N_ω из табл. 6.

По результатам подсчетов суммарной затрачиваемой мощности $N_{\psi}' + N_w'$ определяют процент использования мощности двигателя при каждом значении скорости v при движении на прямой передаче

$$N = \frac{N_{\psi}' + N_w'}{N_e} 100, \quad (3.2)$$

Для тех же условий движения подсчитывают процент использования частоты вращения вала двигателя:

$$n_{\text{дв}} = \frac{n}{n_N} 100, \quad (3.3)$$

где n_N - частота вращения при максимальной мощности;

n - частота вращения, соответствующая каждому значению v .

По проценту использования N и n на вспомогательных графиках находят значения коэффициентов K_N и K_n и данные сводят в табл. 12.

Таблица 12

n об/мин	v м/с (км/ч)	N _e кВт (л.с.)	n %	K _n	Ψ ₁		Ψ ₂		Ψ ₃	
					N %	K _N	N %	K _N	N %	K _N

Тогда удельный расход топлива при любом режиме движения составит:

$$g = g_N K_N K_n, \quad (3.4)$$

где g_N — задано.

Результаты подсчетов g сводят в табл. 13:

Таблица 13

n об/мин	v м/с (км/ч)	K _n	Ψ ₁		Ψ ₂		Ψ ₃	
			K _N K _n	g ₁ г/(кВт ч)	K _N K _n	g ₂ г/(кВт ч)	K _N K _n	g ₃ г/(кВт ч)

При работе двигателя на полном дросселе при 100% используемой мощности удельный расход будет зависеть только от частоты вращения вала двигателя n , т.е.

$$g = g_N K_n, \tag{3.5}$$

Значения удельного расхода для этого случая подсчитывают и сводят в табл. 14.

Таблица 14

n об/мин	v м/с (км/ч)	n %	K _n	g', г/(кВт ч)

Поданным таблиц строят график экономической характеристики автомобильного двигателя, примерный вид которого представлен на рис 3.3.

Теперь можно приступить к построению экономической характеристики автомобиля. Расход топлива в килограммах на 100 км пробега может быть определен по формуле

$$Q_s = \frac{g(N_{\psi}'+N_{\omega}')100}{1000v} = \frac{g(N_{\psi}'+N_{\omega}')}{10v}, \tag{3.6}$$

Здесь v – скорость автомобиля, км/ч.

Все данные для этого подсчета берут из предыдущих таблиц.

Сводят результаты подсчетов в табл. 15.

Таблица 15

n об/мин	v м/с (км/ч)	Ψ ₁			Ψ ₂			Ψ ₃		
		g ₁ г/(кВт·ч)	N _{ψ1} ' + N _ω ' , кВт	Q _{s1} кг/100 км	g ₂ г/(кВт·ч)	N _{ψ2} ' + N _ω ' , кВт	Q _{s2} кг/100 км	g ₃ г/(кВт·ч)	N _{ψ3} ' + N _ω ' , кВт	Q _{s3} кг/100 км

И для режима работы на полном дросселе в табл. 16:

$$Q_s' = \frac{N_e g'}{10v}, \quad (3.7)$$

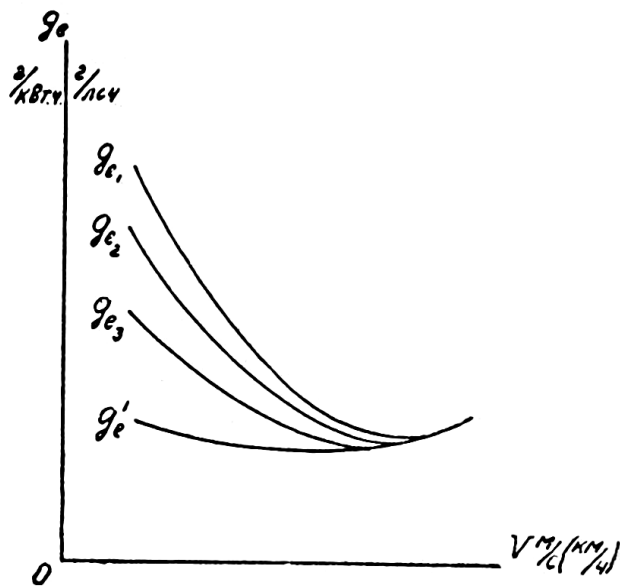


Рис 3.3 График экономической характеристики двигателя

Таблица 16

v (км/ч)	N_e кВт (л.с.)	g' г/(кВт·ч) (г/(л.с·ч))	Q_s' кг/100 км

Примерный характер кривых графика экономической характеристики автомобиля дан на рис. 3.4.

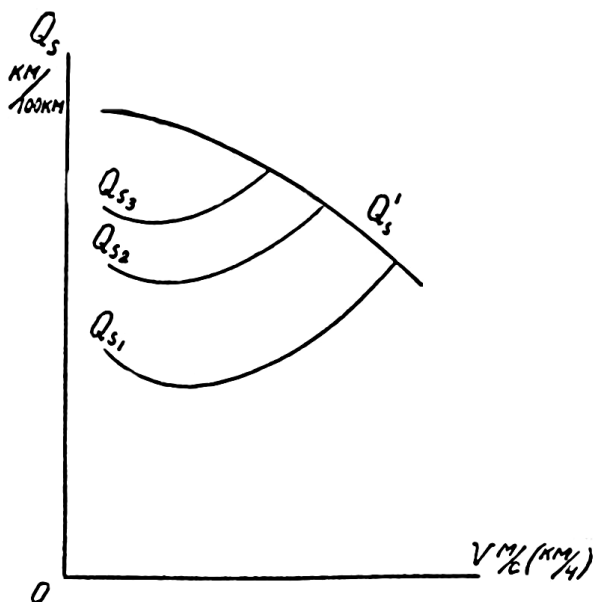


Рис 3.4 Экономическая характеристика автомобиля

Следует иметь в виду, что графики экономической характеристики, построенные по этой методике, не могут претендовать на высокую точность.

Однако для представления об экономичности проектируемого автомобиля их достоверность вполне достаточна. Как было сказано, наибольшая точность тяговой и экономической характеристик может быть получена при дорожных испытаниях.

Приложение

Таблица 1

Коэффициенты сопротивления качению f и
коэффициент сцепления ϕ автомобилей

Вид почвы или дороги	Коэффициент сопротивления качению f	Коэффициент сцепления ϕ
Асфальтированное шоссе	0,015-0,020	0,6-0,75
Гравийно-щебёночная дорога	0,020-0,030	0,5-0,65
Бульжная мостовая	0,025-0,035	0,4-0,5
Сухая грунтовая дорога	0,03-0,05	0,5-0,7
Грунтовая дорога после дождя	0,05-0,15	0,35-0,5
Песок	0,17-0,30	0,65-0,75
Снежная укатанная дорога	0,03-0,04	0,3-0,35

Таблица 2

Данные из технических характеристик грузовых автомобилей

Параметры	Марки автомобилей				
	ГАЗ- 3307	ГАЗ 3302	ГАЗ 2705	ГАЗ- 66	ЗИЛ- 431410
Грузоподъёмность, кг	4500	1500	1200	2000	6000
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	88,5 (120)	73,5 (100)	80,8 (110)	84,6 (115)	110,3 (150)
Частота вращения коленвала при макс. мощн. двиг., об/мин	3200	4500	4500	3200	3200
Максимальный вращающий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	284,5 (29,0)	173	182	284,4 (29,0)	402,1 (41,0)
Частота вращения коленвала при $M_{дв}$ $_{max}$, об/мин	2250	2400- 2600	2400- 2600	2250	1900
Собственная масса снаряжённого автомобиля, кг	3200	1850	2300	3470	4175
Полная масса автомобиля с	7850	3500	3500	5800	10400

экипажем, кг					
Доля полной массы, приходящийся на ведущие колёса, %	75,5			52,9	73,0
Колёсная схема	4x2	4x2	4x2	4x4	4x2
Размер шин, дюйм и (мм)	8,25-20,9			12,00-18	(260-508)
Максимальная скорость автомобиля, м/с (км/ч)	23,6 (85)	115	115	25,0 (90)	25,0 (90)
Постоянное передаточное число трансмиссии, $i_{\text{пост}}$	6,83			6,83	6,32
Коробка передач	4-ступ. 4-пряма	5 - ступ	5 - ступ	4-ступ. 4-прямая	5-ступ. 5-прямая

Продолжение табл. 2

Параметры	Марки автомобилей				
	ЗИЛ-433100	ЗИЛ-5301	КамАЗ-5320	КамАЗ-43101	Урал 4320
Грузоподъёмность, кг	6000	3000	8000	6000	5000
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	136 (185)	80 (108,8)	154,4 (210)	154,4 (210)	154,4 (210)
Частота вращения коленвала при макс. мощн. двиг., об/мин	2800	2400	2600	2600	2600
Максимальный вращающий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	510 (52)	350	637,5 (65,0)	637,5 (65,0)	637,5 (65,0)
Частота вращения коленвала при $M_{\text{дв max}}$, об/мин	1500	1300-1700	1550	1600	1550
Собственная масса снаряжённого автомобиля, кг	5500	3900	6800	8745	8025
Полная масса автомобиля с экипажем, кг	11725	6950	15025	15205	13325

Доля полной массы, приходящийся на ведущие колёса, %	68,2		72,5	66,9	-----
Колёсная схема	4x2	4x2	6x4	6x6	6x6
Размер шин, дюйм и (мм)	(260-508		(260-508)	(260-508	14-20 (370-508)
Максимальная скорость автомобиля, м/с (км/ч)	95	95	23,6 (80)	23,6 (80)	23,6 (80)
Постоянное передаточное число трансмиссии, $i_{\text{пост}}$	5,29		5,94	7,22	7,32
Коробка передач	9-ступ 9-прямая		10-ступ 9-прямая	5-ступ 5-прямая	5-ступ 5-прям.

Окончание табл. 2

Параметры	Марки автомобилей		
	МАЗ-5337	МАЗ 6422	КРАЗ-260
Грузоподъёмность, кг	8700	14700	9500
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	132 (180)	265 (360)	220 (300)
Частота вращения коленвала при макс. мощн. двиг., об/мин	2100	2200	2100
Максимальный вращающий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	667 (68)	1500 (153)	1079 (110)
Частота вращения коленвала при $M_{\text{дв макс.}}$, об/мин	1350	1400	1500
Собственная масса снаряжённого автомобиля, кг	7150	9150	11750
Полная масса автомобиля с экипажем, кг	16000	24000	21475
Доля полной массы, приходящийся на ведущие колёса, %	62,5	75	70,5
Колёсная схема	4x2	6x4	6x6
Размер шин, дюйм и (мм)	12,00-20	11-20	(440-533)
Максимальная скорость автомобиля, м/с (км/ч)	23,6 (85)	28 (100)	23,6 (80)
Постоянное передаточное число трансмиссии, $i_{\text{пост}}$	7,70	3,97	8,173
Коробка передач	5-ступ. 4-	16-ступ. 15-	8-ступ. 7-

	прямая	прямая	прямая
--	--------	--------	--------

Данные из технических характеристик легковых автомобилей

Таблица 3

Параметры	Марки автомобилей					
	ВАЗ-1111	ЗАЗ - 1102	ВАЗ 2106	ВАЗ-21213	ВАЗ-2109	ВАЗ-21093
Число мест	4	5	5	5	5	5
Рабочий объём цилиндров двигателя, л	0,649	1,091	1,57	1690	1,3	1,5
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	21,5 (29,3)	39,0 (53)	55,5 (75,5)	60 (81,52)	47 (63,7)	51,5 (70)
Частота вращения коленвала при макс. мощн. двиг., об/мин	5600	5400	5400	5400	5600	5600
Максимальный вращающий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	44,1 (4,51)	80,4 (8,2)	116 (11,8)	130 (13,2)	94 (9,6)	106,4 (10,8 5)
Частота вращения коленвала при $M_{дв}^{max}$, об/мин	3400	3000-3500	3000	3000	3400	3400
Собственная масса снаряжённого автомобиля, кг	635	727	1035	1150	915	915
Полная масса автомобиля с экипажем, кг	975	1127	1435	1550	1340	1340
Доля полной массы, приходящийся на ведущие колёса, %	50,8	51,2	54,2	----	50,4	50,4
Колёсная схема	2x4	2x4	4x2	4x4	2x4	2x4
Размер шин, дюйм и (мм)	135/80 R12	155/70 R13	175/70 R13	175/80 R16	175/70 R13	175/70 R13
Максимальная скорость автомобиля, м/с (км/ч)	33,3 (120)	40,3 (145)	41,7 (150)	36,7 (132)	41,1 (148)	43,3 (156)
Постоянное передаточное число главной передачи	4,54	3,875	4,1	4,1	3,94	3,94

Коробка передач	4-х ступ.	5-х ступ.	4-х ступ.	5-х ступ.	5-х ступ.	5-х ступ.
-----------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Продолжение табл. 3

Параметры	Марки автомобилей					
	ВАЗ-2110	ВАЗ-2111	ГАЗ-3110 (402 дв.)	ГАЗ-3110 (406 дв.)	УАЗ-3162	УАЗ-31512
Число мест	5	5	5	5	9	7
Рабочий объём цилиндров двигателя, л	1,5	1,5	2,445	2,3	2,7	2,445
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	57,5 (78)	67 (91)	73,5 (100)	96 (131)	98 (133)	66 (90)
Частота вращ. коленвала при макс. мощн. двиг., об/мин	5400	5600	4500	5200	4400	4000
Максимальный вращающий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	118 (12,03)	128	181,5 (18,5)	206	224	171,6 (17,5)
Частота вращения коленвала при $M_{\text{дв}}^{\text{max}}$, об/мин	3000	3700	2400-2600	4000	4000	2200-2500

Окончание табл. 3

Собственная масса снаряжённого автомобиля, кг	1080	1070	1400	1400	2040	1590
Полная масса автомобиля с экипажем, кг	1500	1545	1790	1795	2840	2150
Доля полной массы, приходящийся на ведущие колёса, %			52,2	52,2		57,2 (задн.)
Колёсная схема	2X4	2x4	4x2	4x2	4x4	4x4
Размер шин, дюйм и (мм)	175/65 R14	175/65 R14	195/65 R15	195/65 R15	225R16	8,40-15
Максимальная	51,39	180	38,9	48,6	150	31,94

скорость автомобиля, м/с (км/ч)	(175)		(140)	(175)		(115)
Передаточное число главной передачи	3,71	3,71	3,9	3,9	4,375	4,65
Коробка передач	5-ступ.	5- ступ.	5- ступ.	5- ступ.	5- ступ.	4- ступ.

Данные из технических характеристик автобусов

Таблица 4

Параметры	Марки автомобилей			
	ПА3-3205	ЛИА3 - 5256	ЛА3 – 699Р	КАВ3- 3976
Вместимость:				
Общее число мест, ном.	36	89	41	28
Предельное		117		
Для сидения	28	24	41	21
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	88,3 (120)	144 (195)	129 (175)	88,3 (120)
Частота вращения коленвала при макс. мощн. двиг., об/мин	3200- 3400	2150-2250	3200	3200
Максимальный вращающий момент двигателя, Н·м (кгс·м)	284,5 (29)	687 (70)	471 (48)	284,5 (29)
Частота вращения коленвала при $M_{дв\ max}$, об/мин	2000- 2500	1400-1600	1800- 2000	2000- 2500
Собственная масса снаряжённого автомобиля, кг	4830	9600	8829	4030
Полная масса автомобиля с экипажем, кг	7460	17630	12931	6289
Доля полной массы, приходящийся на ведущие колёса, %	62,87	64,22	65	73,29
Колёсная схема	4х2,2	4х2,2	4х2,2	4х2,2
Размер шин, дюйм и (мм)	8,25R20 (240R508)	11/70R22 (280/70R57 2)	10,00 R20 (280R580)	8,25R20 (240R508)
Максимальная скорость автомобиля, м/с (км/ч)	22,2 (80)	19,4 (70)	27,7 (100)	25 (90)

Постоянное передаточное число трансмиссии, $i_{\text{пост}}$	6,83	5,44	7,19	6,17
Коробка передач	4-ступ	3- ступ+гидро трансф.	5-ступ	4-ступ

Содержание

Введение	3
Общие указания	4
1. Выбор и определение основных параметров	
трансмиссии автомобиля	4
1.1 Определение полной массы автомобиля	4
1.2 Подбор пневматических шин	5
1.3 Выбор кинематической схемы трансмиссии	
автомобиля и определение КПД трансмиссии	6
1.4 Построение внешней скоростной характеристики	
двигателя	9
1.5 Определение передаточных чисел коробки передач	
и трансмиссии	12
2. Тяговый расчёт автомобиля	14
2.1 График тягового баланса	15
2.2 График баланса мощности	16
2.3 Динамический паспорт автомобиля	18
2.4 График ускорений	20
2.5 График времени разгона	23
2.6 График пути разгона	25
3. Топливоно-экономический расчёт автомобиля	25
Приложения	32

Составители: Федюнин Павел Иванович,
Матяш Сергей Петрович

Конструкция и эксплуатационные свойства ТиТМО

Методические указания
по выполнению расчетно-графической работы

Подписано к печати 30 мая 2017 г.

Формат 60x84 1/116

Объем 2,5 уч.-изд. л. Тираж 100 экз.

Изд. №

Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института
Новосибирского ГАУ
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147.