

Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин и комплексов

Методические указания
для выполнения курсового проекта
для студентов по направлению подготовки
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических
машин и комплексов

Пенза 2023

Введение

Создание автомобиля, обладающего высокими эксплуатационными и потребительскими свойствами, является весьма трудной и трудоемкой проблемой, в решении которой обычно участвуют НИИ, автозаводы, автополигоны, специализированные заводы по созданию двигателей, трансмиссий, шин и т.д. К проектированию приступают после изучения рынка и анализа необходимости в разработке новой модели автомобиля или модернизации существующей. При этом выделяют следующие этапы проектирования:

- 1) техническое предложение;
- 2) эскизный проект;
- 3) технический проект;
- 4) рабочий проект.

О проектировании автомобиля см., например, [1-5].

В узких рамках курсовой работы возможно выполнение лишь небольших фрагментов (частей) из процесса проектирования автомобиля. Обычно это:

- 1) тягово-экономический расчет автомобиля, соответствующий завершению эскизного проекта, когда известны общая компоновка, размер колес, полная масса, максимальная мощность двигателя (или удельная мощность) и некоторые другие параметры;

- 2) поверочный расчет работоспособности одного из агрегатов серийной модели автомобиля, что соответствует технической части курсового проекта.

Работоспособность деталей - это их способность выполнять заданные функции в пределах технических требований. Ее оценивают по прочности, жесткости, износостойкости, теплостойкости, вибростойкости, коррозионной стойкости.

Допускается выполнение по заданию руководителя проекта поверочного расчета автомобиля с изменением размерностей какого-либо агрегата.

1. Тягово-экономический расчет автомобиля

Тягово-экономический расчет автомобиля позволяет получить данные, по которым можно судить о тяговых (движение с равномерной скоростью), разгонных (движение с ускорением) и тормозных (движение с замедлением) свойствах автомобиля, а также его топливной экономичности.

Тяговые и разгонные свойства автомобиля определяют только при максимальной подаче топлива. Разгонные и тормозные свойства рассчитывают только для горизонтального участка дороги с хорошим покрытием (в некоторых заданиях допускается принимать с соответствующим обоснованием повышенное значение коэффициента сопротивления дороги). Время и путь разгона определяют при разгоне до скорости, равной 0,95 от максимальной скорости с последовательным переключением передач, причем расчет начинают с передачи, обеспечивающей наибольшие ускорения, а режимы переключения передач принимают соответствующими тем значениям скоростей движения, при которых пересекаются кривые ускорений для двух соседних передач. Топливную экономичность определяют только для равномерного движения на высшей передаче.

Тягово-экономический расчет автомобиля можно выполнять при использовании компьютера и компьютерных программ.

1.1. Исходные данные и выбираемые параметры

Будем считать заданными: тип автомобиля, его назначение и область использования, грузоподъемность или пассажироместимость; максимальную скорость; тип двигателя (карбюраторный, дизель и др.), тип трансмиссии (механическая, гидромеханическая и т. д.); колесную формулу.

В ходе выполнения расчетно - графической работы выбирается и рассчитывается ряд параметров проектируемого автотранспорта средства и составляется таблица 1.

Таблица 1

Основные параметры автомобиля (марка)

Параметры	Обозначение	Размерность	Значение
Полная масса	M_a	кг	
Грузоподъемность	M_z	кг	
Двигатель			
Максимальный крутящий момент	$M_{e\max}$	Н×м	
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте	$\omega_M (n_M)$	рад/с (об/мин)	
Максимальная мощность двигателя	$N_{e\max}$	кВт	
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности	$\omega_N (n_N)$	рад/с (об/мин)	
Коробка передач			
Передаточные числа КПП:			
I	i_{k1}	-	
II	i_{k2}	-	
III	i_{k3}	-	
IV	i_{k4}	-	
V	i_{k5}	-	
VI	i_{k6}	-	
Передаточное число главной передачи	i_{k0}	-	
Максимальная скорость тягача	$v_o^{\max}$	км/ч	
КПД трансмиссии	η_T	-	
Аэродинамический коэффициент обтекаемости	κ	Н×с ² /м	
Габаритные размеры:			
высота	h	мм	
ширина	B	мм	
длина	l	мм	

Полную массу грузового автомобиля определяют как сумму масс снаряженного автомобиля, груза по номинальной грузоподъемности и пассажиров по числу мест в салоне, включая водителя.

Для легковых автомобилей КПД трансмиссии $\eta_m = 0,9...0,92$, для грузовых обычной проходимости $\eta_m = 0,85...0,88$, для грузовых автомобилей повышенной проходимости $\eta_m = 0,8...0,85$.

Коэффициент обтекаемости можно принимать равным 0,25 – для легковых автомобилей с закрытым кузовом и 0,45 – для легковых автомобилей с открытым кузовом, 0,55...0,65 – для грузовых автомобилей, 0,5 – для автобусов с кузовом вагонного типа.

1.2. Построение внешней скоростной характеристики

Внешней скоростной характеристикой двигателя называется зависимость эффективной мощности и эффективного крутящего момента от частоты вращения коленвала двигателя при полной подачи топлива.

Внешняя скоростная характеристика двигателя имеет следующие характерные точки

1) ω_{min} – минимально устойчивая угловая частота вращения коленвала двигателя, рад/с;

$$\omega_{min} = 0,2 \times \omega_N.$$

2) ω_M – угловая частота вращения коленвала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, рад/с;

3) ω_N – угловая частота вращения коленвала двигателя, соответствующая максимальной мощности, рад/с;

4) $\omega_{огр}$ – угловая частота вращения коленвала двигателя, при которой срабатывает ограничитель или регулятор (дизель) частоты вращения коленвала двигателя, рад/с;

$$\omega_{огр} = (0,8 \div 0,9) \times \omega_N.$$

Текущее значение мощности определяется по формуле

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

где N_e – значение эффективной мощности двигателя при заданной угловой частоте вращения двигателя ω_e , кВт; $N_{e_{\max}}$ – максимальная мощность, кВт; ω_e – угловая частота вращения коленвала двигателя, рад/с; ω_N – обороты вращения коленвала при максимальной мощности, рад/с; a, b, c – постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции двигателя.

Для двигателя снабженного ограничителем или регулятором (дизель) частоты вращения коленвала двигателя, коэффициенты a, b и c вычисляются по формулам

$$a = 1 - \frac{M_{\text{зан}}}{100} \times \frac{K_{\omega} \times (2 - K_{\omega})}{(K_{\omega} - 1)^2};$$

$$b = 2 \times \frac{M_{\text{зан}}}{100} \times \frac{K_{\omega}}{(K_{\omega} - 1)^2};$$

$$c = \frac{M_{\text{зан}}}{100} \times \left(\frac{K_{\omega}}{K_{\omega} - 1} \right)^2;$$

$$a + b - c = 1 \text{ (проверка),}$$

где $M_{\text{зан}}$ - запас крутящего момента, %; K_{ω} - коэффициент приспособляемости по частоте.

Пределы изменения нагрузки на двигатель, соответствующей его устойчивой работе, т.е. способности автоматически приспособливаться к изменениям нагрузки на колесах оценивают запасом крутящего момента

$$M_{\text{зан}} = \left(\frac{M_{e_{\max}} - M_{e_N}}{M_{e_N}} \right) \times 100\%,$$

где $M_{e_{\max}}$ - максимальный крутящий момент, Н×м; M_{e_N} - крутящий момент при максимальной мощности, Н×м.

Крутящий момент при максимальной мощности

$$M_{eN} = 1000 \times \frac{N_{e\max}}{\omega_N}.$$

Отношение $K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_{M\max}}$ называют коэффициент приспособляемости по частоте. Практика показывает, что чем больше коэффициент K_ω , тем шире диапазон устойчивой работы двигателя, при этом улучшается топливная экономичность автомобиля.

Крутящий момент двигателя определяется по формуле

$$M_e = 1000 \times \frac{N_e}{\omega_e},$$

Тяговая мощность определяется по формуле

$$N_T = N_e \times \eta_T,$$

где η_T - КПД трансмиссии.

Рассчитанные значения мощности и крутящего момента записываем в таблицу 2.

Таблица 2

Данные для построения внешней скоростной характеристики

ω_e	рад/с	$\omega_{min}=$	$\omega_1=$	$\omega_2=$	$\omega_M=$	$\omega_3=$	$\omega_{огр}=$	$\omega_4=$	$\omega_N=$
N_e	кВт								
M_e	Н×м								
N_T	кВт								

Примечание. Угловые частоты вращения коленвала двигателя ω_1 , ω_2 , ω_3 и ω_4 задаются самостоятельно.

По результатам расчетов (табл.2) строим графики $N_e = f(\omega_e)$, $N_T = f(\omega_e)$, $M_e = f(\omega_e)$ (см. рис 1).

Интервал от ω_N до ω_M характеризует устойчивость работы двигателя.

1.3. Построение лучевой диаграммы

Перед построением силового и мощностного баланса следует найти связь между угловой частотой вращения коленвала двигателя и скоростью автомобиля на всех передачах. Для этого строится лучевая диаграмма.

Лучевой диаграммой называется зависимость скорости автомобиля от частоты вращения коленчатого вала двигателя при постоянном значении передаточного числа. Лучевая диаграмма строится для каждой передачи.

Диаграмму строят исходя из условия

$$v_o^{\max} = 3,6 \times \frac{r_k \times \omega_e}{i_k \times i_o},$$

где r_k - радиус качения колеса; ω_e - частота вращения коленвала двигателя, рад/с; i_k - передаточное число передачи; i_o - передаточное число главной передачи.

Кинематический радиус определяют при условии максимальной скорости автомобиля и номинальных оборотах двигателя на высшей передаче в метрах

$$r_k = \frac{\left(\frac{v_o^{\max}}{3,6} \right) \times i_{K6} \times i_o}{\omega_N}.$$

Графики скоростей на различных передачах в зависимости от угловой частоты выходят из начала координат, представляют собой прямые, поэтому в качестве ω_e удобно принять $\omega_e = \omega_N$.

Таблица 3

Результаты расчета лучевой диаграммы

Передача	I	II	III	IV	V	VI
i_k						
i_{k0}						
ω_e , рад/с						
r_k , м						
$V_{\max}$, км/ч						

По результатам расчетов строим лучевую диаграмму (см. рис. 2).

1.4. Построение тяговой характеристики автомобиля

Тяговая характеристика или мощностной баланс показывает распределение мощности на всех передачах по отдельным видам сопротивлений

$$N_e = N_w + N_{\psi} + N_j + N_T, \text{ кВт};$$

где N_w - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; N_{ψ} - мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного дорожного сопротивления, кВт; N_j - мощность, затрачиваемая на преодоление инерции, кВт; N_T - потери мощности в трансмиссии, кВт.

Составляющие мощностного баланса зависят от скорости автомобиля. Связь между частотой вращения коленвала и скоростью автомобиля можно найти по лучевой диаграмме.

Разность между мощностью двигателя и мощностью на ведущих колесах представляет собой мощность механических потерь (см. табл.2).

Значения N_e и N_T заносим в таблицу 4 для всех передач.

Потери мощности на преодоление сопротивления воздуха определяем по формуле

$$N_w = \frac{k \times F \times v^3}{1000}, \text{ кВт};$$

где k – коэффициент обтекаемости; v – скорость автомобиля, м/с; F – лобовое сечение автомобиля, м².

Для легковых автомобилей лобовое сечение определяется по формуле

$$F = 0,8 \times B \times h,$$

для грузовых автомобилей

$$F = B \times h,$$

где B – колея (ширина) автомобиля, м; h – высота автомобиля, м.

Значения N_w при различных скоростях заносим в таблицу 5.

Величину мощности суммарного дорожного сопротивления можно найти по формуле

$$N_{\psi} = \frac{R_a \times v}{1000} \times \psi = \frac{R_a \times v}{1000} \times (f \pm i), \text{ кВт};$$

где R_a - полный вес транспортного средства, кг; v - скорость транспортного средства, м/с; ψ - суммарный коэффициент дорожного сопротивления; i - коэффициент сопротивления подъему (при построении мощностного баланса принимаем $i = 0$, т. к. рассматриваем движение по горизонтальному участку дороги); f - коэффициент сопротивления качению.

Полный вес транспортного средства определим

$$R_a = M_a \times g.$$

Коэффициент сопротивления качению для легковых автомобилей определяется по формуле

$$f = f_o \times \left(1 + \frac{v^2}{3000}\right),$$

для грузовых

$$f = f_o \times \left(1 + \frac{v^2}{2500}\right),$$

где f_o - коэффициент сопротивления качению при малой скорости.

Оптимальное значение коэффициента сопротивления качения при малой скорости для легкового автомобиля определяется по формуле

$$f_o = \left(N_e^{\max} \times \eta - \frac{k \times F \times v_{\max}^3}{1000} \right) \times \frac{1000}{R_a \times v_{\max} \times \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{3000}\right)};$$

для грузового

$$f_o = \left(N_e^{\max} \times \eta - \frac{k \times F \times v_{\max}^3}{1000} \right) \times \frac{1000}{R_a \times v_{\max} \times \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{2500}\right)}.$$

Значения N_{ψ} при различных скоростях заносим в таблицу 5.

В таблице 5 дополнительно рассчитываем суммарные потери мощности N_{Σ} на преодоление сопротивления воздуха и дорожных сопротивлений.

Таблица 4

Результаты расчета мощностного баланса

	i_k	ω_e , рад/с							
I		v , км/ч							
		N_e , кВт							
		N_T , кВт							
II		v , км/ч							
		N_e , кВт							
		N_T , кВт							
III и т.д.		v , км/ч							
		N_e , кВт							
		N_T , кВт							

Таблица 5

Результаты расчета мощностного баланса

v , км/ч								
N_{ψ} , кВт								
N_w , кВт								
N_{Σ} , кВт								

По результатам расчетов (табл.4) и (табл.5) строим график мощностного баланса (см. рис.3).

1.5. Построение графика силового баланса

Силовой баланс показывает распределение полной окружной силы на ведущих колесах по отдельным видам сопротивлений

$$P_K = P_w + P_{\psi} + P_j, \text{ Н};$$

где P_w - сила сопротивления воздуха, Н; P_{ψ} - сила суммарного дорожного сопротивления, Н; P_j - сила сопротивления инерция, Н.

Полная окружная сила на всех передачах определяется по формуле

$$P_K = \frac{M_e \times i_k \times i_o \times \eta_T}{r_k}, \text{ Н}.$$

Сила суммарного дорожного сопротивления определяется по формуле

$$P_{\psi} = R_a \times \psi = R_a \times (f \pm i), \text{ Н};$$

где R_a – полный вес автомобиля; f - коэффициент сопротивления качению;
 $i = 0$ - коэффициент сопротивления подъему (горизонтальный участок дороги).

Силу сопротивления воздуха находят по формуле

$$P_w = \kappa \times F \times v^2, \text{ Н};$$

где κ – коэффициент обтекаемости; V - скорость автомобиля, м/с; F - площадь поперечного сечения, м².

Рассчитанные значения сил P_k, P_w, P_ψ заносим в таблицы 6 и 7.

Максимально возможная скорость автомобиля определяется точкой пересечения графика P_k для высшей передачи с кривой суммарного сопротивления.

Таблица 6

Результаты расчета силового баланса

$v, \text{ км/ч}$								
$P_w, \text{ Н}$								
$P_\psi, \text{ Н}$								
$P_\Sigma, \text{ Н}$								

Таблица 7

	i_k	$\omega_e, \text{ рад/с}$						
I		$v, \text{ км/ч}$						
		$P_{k1}, \text{ Н}$						
II		$v, \text{ км/ч}$						
		$P_{k2}, \text{ Н}$						
III и т.д.		$v, \text{ км/ч}$						
		$P_{k3}, \text{ Н}$						

По данным таблиц 6 и 7 строим график силового баланса (см. рис. 4).

1.6. Построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика представляет собой зависимость динамического фактора D от скорости автомобиля v

$$D = f(v).$$

Динамический фактор определяется по формуле

$$D = \frac{P_K - P_W}{R_a} = \frac{P_{CB}}{R_a},$$

где P_K - полная окружная сила, Н; P_W - сила сопротивления воздуха, Н; $P_{CB} = P_K - P_W$ - свободная сила тяги, Н; $R_a = M_a \times g$ - суммарная нормальная опорная реакция всех колес автомобиля. По графику силового баланса найдем значение P_{CB} . Полученные значения динамического фактора при определенной скорости автомобиля заносим в таблицу 8.

При равномерном движении $D = \psi$, в этом случае динамический фактор определяет дорожное сопротивление, которое может преодолевать транспортное средство на соответствующей передаче при определенной скорости $D = \psi = f \pm i$, где i - коэффициент, сопротивления подъему (в расчетах принимается $i = 0$), f - коэффициент сопротивления качению.

Расчетные значения f заносим в таблицу 9.

Таблица 8

Результаты расчета динамического фактора

	i_k	ω_e , рад/с							
I		v , км/ч							
		D_1							
II		v , км/ч							
		D_2							
III и т.д.		v , км/ч							
		D_3							

Таблица 9

Результаты расчета коэффициента сопротивления качения

v , км/ч								
f								

По данным табл. 9 строим график $f = f(v)$ (рис.5), где пересечение кривой $f = f(v)$ с кривой $D = f(v)$ даст максимальную скорость автомобиля.

1.7. Определение ускорения автомобиля

Величину ускорения можно определить по формуле

$$j = (D - \psi) \times \frac{g}{\delta}, \text{ м/с}^2;$$

где величину $(D - \psi)$ можно определить по динамической характеристике $D - \psi = D - f \pm i$; где g – ускорение свободного падения, м/с²; δ – коэффициент учета вращающихся масс, его величину определяют по эмпирической формуле $\delta = 1,04 + 0,04 \times i_k^2$.

Расчетные значения δ и j на различных передачах заносим в табл.10.

Таблица 10

Результаты расчета ускорения

δ	i_k	ω_e , рад/с							
		ν , км/ч							
		j_1							
		ν , км/ч							
		j_2							
и т.д.		ν , км/ч							
		j_3							

По данным таблицы 10 строим график ускорения $j = f(\nu)$ (см. рис.6).

1.8. Построение графиков обратного ускорения

Время и путь разгона следует определять графоаналитическим методом. Для определения времени разгона строится график величин, обратных ускорений. Поскольку величина, обратная ускорению, при скорости, близкой к максимальной имеет большое значение, построение следует ограничить скоростью

$$\nu = 0,8 \times \nu_{\max}.$$

По данным таблицы 10 считаем значения обратных ускорений $1/j$, с²/м и заносим их в таблицу 11.

Таблица 11

Результаты расчета обратного ускорения

δ	i_k	ω_e , рад/с							
		ν , км/ч							
		$1/j_1$							
		ν , км/ч							
		$1/j_2$							
и т.д.		ν , км/ч							
		$1/j_3$							

По данным таблицы 11 аналогично графику ускорений строится график обратных ускорений (см. рис.7).

1.9. Определение времени и пути разгона автомобиля

Для определения времени разгона график обратных ускорений разбивают на ряд интервалов скоростей, в каждом из которых определяются площадь, заключенная между кривой величин, обратных ускорению и осью абсцисс – это площадь F_i времени движения.

Время движения на каждом участке определяется по формуле:

$$\Delta t = \frac{F_i}{a \times b}, \text{ с};$$

где i – порядковый номер интервала; F_i – площадь, заключенная между кривой и осью абсцисс, мм²; a – масштабный коэффициент, показывающий на графике $1/j$ количество мм в 1 с²/м; b – масштабный коэффициент скорости, показывающий на графике скорости количество мм в 1 м/с.

Расчетные значения времени разгона на различных интервалах заносим в таблицу 12, а на графике $t = f(v)$ (см. рис.8) время разгона откладывается нарастающим итогом.

Таблица 12

Результаты расчета времени разгона

Интервал	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$F_i, \text{мм}^2$															
$t, \text{с}$															

По таблице 12 определяем общее время разгона t_{Σ} .

Для определения пути разгона график времени разгона разбиваем на интервалы и подсчитываем площади, заключенные между кривой и осью ординат.

Путь разгона на каждом участке определяется по формуле

$$\Delta S_i = \frac{F_i}{b \times c} \text{ м},$$

где ΔS_i - путь разгона на i -том интервале скоростей, м; F_i - площадь между кривой $t = f(v)$ и осью ординат, мм²; c – масштабный коэффициент времени, показывающий на графике $t = f(v)$ количество мм в одну секунду.

Значения ΔS_i заносим в табл.13. Найденный в каждом интервале путь разгона последовательно суммируем и строим график $S = f(v)$ (см. рис.9).

Таблица 13

Интервал	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$F_i, \text{мм}^2$												
$S_i, \text{м}$												

По таблице 13 найдем суммарное значение пройденного пути S_Σ .

1.10. Топливная экономичность (путевой расход топлива)

Путевой расход топлива

$$Q_s = \frac{g_e N_\Sigma}{36 \nu \rho_m \eta_m} = \frac{g_e P_\Sigma}{36000 \rho_m \eta_m},$$

где ρ_m , - плотность топлива, для бензина 0,75 кг/л, для дизельного топлива 0,84 кг/л; g_e - удельный расход топлива, г/кВт*ч. По величине Q_s , л/100 км оценивают расход топлива автомобилем при заданном режиме движения.

Значения g_e берут либо из подробных топливных характеристик двигателя, либо в первом приближении по зависимости

$$g_e = g_{eN} K_H K_\omega,$$

где K_H и K_ω - коэффициенты, учитывающие изменение g_e соответственно от нагрузки и угловой скорости. Обычно $g_{eN} = 280 \dots 320$ г/кВт*ч для бензиновых двигателей, $g_{eN} = 200 \dots 240$ г/кВт*ч для дизелей.

Принимают

$$K_H = a_H + b_H H + c_H H^2,$$

$$K_{\omega} = a_{\omega} + b_{\omega} \frac{\omega_e}{\omega_N} + c_{\omega} \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2,$$

где a_{ω} , b_{ω} и c_{ω} равны соответственно 1,7; (-2,63) и 1,93 для дизелей и 2,75; (-4,61) и 2,86 для бензиновых двигателей; I – коэффициент использования мощности двигателя; a_{ω} , b_{ω} и c_{ω} равны соответственно 1,23; (-0,79) и 0,56 для обоих типов двигателей.

Коэффициент использования мощности двигателя определяется

$$I = \frac{N_{\Sigma}}{N_e \eta_m}.$$

Расчеты следует выполнять только для высшей передачи и для трех значений дорожного сопротивления: 1) $\psi_1 = f$; 2) $\psi_2 = f + 0,001$ (для легковых - $\psi_2 = f + 0,002$); 3) $\psi_3 = f + 0,002$ (для легковых - $\psi_3 = f + 0,004$).

На графике путевого расхода топлива следует выделить и записать значения расхода топлива при 90 и 120 км/ч для автомобилей полной массой менее 3,5 т; при 40 и 60 км/ч - для городских автобусов и полноприводных автомобилей полной массой более 3,5 т; при 60 и 80 км/ч - для остальных автомобилей с целью сравнения со значениями, приведенными в технической характеристике данного автомобиля. Результаты заносим в таблицу 14 для дорожного сопротивления ψ_1 .

Таблица 14

Результаты расчета топливной экономичности автомобиля при ψ_1

ω_e	рад/с								
N_e	кВт								
N_{Σ}	кВт								
I	-								
$K_{И}$	-								
K_{ω}	-								
v_{a5}	м/с								
g_e	г/кВт*ч								
Q_s	л/100 км								

Далее заполняем таблицы 15 и 16 для ψ_2 и ψ_3 аналогично выше приведенной.

По значениям v_{a5} и Q_S из таблиц 14, 15 и 16 строим график $Q_S=f(v_{a5})$ для ψ_1 , ψ_2 и ψ_3 (рис.10).

1.11. Тормозной и остановочный пути

Оценка тормозных свойств автомобиля в курсовом проекте проводится расчетом только для экстренного торможения одиночного автомобиля до полной остановки на сухом горизонтальном участке асфальтированного шоссе при холодных тормозных механизмах и отсоединенном двигателе. Для этих условий строятся графики тормозного и остановочного путей по следующим зависимостям

$$S_T = v_0 \left(t_z + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2g\varphi_x},$$

$$S_O = S_T + v_0 t_{pv}.$$

Рекомендуется принимать следующие значения параметров: $t_z=0,1$ с - для гидропривода, $t_z=0,2$ с - для пневмопривода; $t_n=0,4$ с - для легковых автомобилей, $t_n=0,6$ с - для грузовых автомобилей полной массой от 3,5 до 12,0 т, $t_{pv}=0,8$ с – время реакции водителя. В расчетах следует брать $\varphi_x=0,7$ для легковых автомобилей и $\varphi_x=0,6$ для грузовых автомобилей. Результаты расчета заносим в таблицу 15, причем установившееся замедление будет равно

$$j_{уст} = g\varphi_x.$$

Таблица 15

Результаты расчета тормозного и остановочного пути

v_0	м/с	$v_0 \approx 2$ м/с				$v_0^{\max}$
S_T	м					
S_O	м					

По данным табл. 15 строим график (см. рис. 11), на котором наносим значение S_T при $v_0=60$ км/ч. Все полученные графики при расчете тягово – динамических параметров автомобиля приводятся на одном листе миллиметровки.

Пример расчета

1.1. Выбор основных параметров автомобиля

В ходе выполнения расчетно – графической работы выбирается и рассчитывается ряд параметров проектируемого автотранспорта средства и составляется таблица 1 основных параметров автомобиля КАМАЗ 5460.

Таблица 1

Основные параметры автомобиля КАМАЗ 5460

Параметры	Обозначение	Размерность	Значение
Полная масса тягача	M_a	кг	18000
Грузоподъемность	M_c	кг	10500*
Двигатель КАМАЗ – 740.37 – 400. Euro2			
Максимальный крутящий момент	$M_{e\max}$	Н×м	1764
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте	ω_M	рад/с (об/мин)	125,6 (1250)
Максимальная мощность двигателя	$N_{e\max}$	кВт (л.с)	294 (400)
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности	ω_N	рад/с (об/мин)	204,1 (1950±50)
Коробка передач ZF – 8S1350			
Передаточные числа КПП:			
I	i_{k1}	-	8,28
II	i_{k2}	-	5,69
III	i_{k3}	-	4,07
IV	i_{k4}	-	2,90
V	i_{k5}	-	2,03
VI	i_{k6}	-	1,40
VII	i_{k7}	-	1,00
VIII	i_{k8}	-	0,71
Передаточное число главной передачи	i_{k0}	-	4,64
Максимальная скорость тягача	$v_o^{\max}$	км/ч	95
КПД трансмиссии	η_T	-	0,89
Коэффициент обтекаемости	k	Н×с ² /м	0,59
Габаритные размеры:			
высота	h	мм	3700
ширина	B	мм	2500
длина	l	мм	6420

1.2. Построение внешней скоростной характеристики двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя имеет следующие характерные точки

1) ω_{min} – минимально устойчивая угловая частота вращения коленвала двигателя, рад/с;

$$\omega_{min} = 0,2 \times \omega_N = 0,2 \times 204,1 = 40,82.$$

2) $\omega_M = 125,6$ рад/с – угловая частота вращения коленвала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту;

3) $\omega_N = 204,1$ рад/с - угловая частота вращения коленвала двигателя, соответствующая максимальной мощности;

4) $\omega_{огр}$ – угловая частота вращения коленвала двигателя, при которой срабатывает ограничитель или регулятор (дизель) частоты вращения коленвала двигателя, рад/с

$$\omega_{огр} = (0,8 \div 0,9) \times \omega_N = 0,89 \times 204,1 = 181,65.$$

Текущее значение мощности определяется по формуле

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

где N_e – значение эффективной мощности двигателя при заданной угловой частоте вращения двигателя ω_e , кВт; $N_{e_{max}}$ – максимальная мощность, кВт; ω_e – угловая частота вращения коленвала двигателя, рад/с; ω_N – обороты вращения коленвала при максимальной мощности, рад/с; a, b, c – постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции двигателя.

Двигатель КАМАЗ – 740.37 – 400 снабжен регулятором частоты вращения коленвала двигателя, поэтому коэффициенты a, b, c вычисляются по формулам

$$K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_{M_{max}}} = \frac{204,1}{125,6} = 1,625;$$

$$M_{eN} = 1000 \times \frac{N_{e_{max}}}{\omega_N} = 1000 \times \frac{294}{204,1} = 1440,5 \text{ Н} \times \text{м};$$

$$M_{зан} = \left(\frac{1764 - 1440,5}{1440,5} \right) \times 100 = 22,5 \%,$$

$$a = 1 - \frac{22,5}{100} \times \frac{1,625 \times (2 - 1,625)}{(1,625 - 1)^2} = 0,651; \quad b = 2 \times \frac{22,5}{100} \times \frac{1,625}{(1,625 - 1)^2} = 1,87;$$

$$c = \frac{22,5}{100} \times \left(\frac{1,625}{1,625 - 1} \right)^2 = 1,521,$$

проверяя, получим $a + b - c = 0,651 + 1,87 - 1,521 = 1$ – расчеты проведены верно.

Тяговая мощность определяется по формуле

$$N_T = N_e \times \eta_T,$$

где $\eta_T = 0,89$ - КПД трансмиссии (табл. 1). Рассчитанные значения мощности записываем в таблицу 2.

Таблица 2

Данные для построения внешней скоростной характеристики

ω_e	рад/с	63	94	125	157	178	204	225
	об/мин	600	900	1200	1500	1700	1950	2150
N_e	кВт	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
	л.с	133	220	301	366	393	400	382
M_e	Н×м	1554	1723	1764	1713,4	1620	1440,5	1350
N_T	кВт	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6

По результатам расчетов (табл.2) строим графики $N_e = f(\omega_e)$, $N_t = f(\omega_e)$, $M_e = f(\omega_e)$ (рис 1).

1.3. Построение лучевой диаграммы

Диаграмму строят исходя из условия

$$v_o^{\max} = 3,6 \times \frac{r_k \times \omega_e}{i_k \times i_o},$$

где ω_e - частота вращения коленвала двигателя, рад/с; r_k - радиус качения колеса; i_k - передаточное число передачи; i_o - передаточное число главной передачи.

Кинематический радиус определяют при условии максимальной скорости автомобиля и номинальных оборотах двигателя на высшей передаче в метрах

$$r_k = \frac{\left(\frac{95}{3,6}\right) \times 0,71 \times 4,64}{225} = 0,386 \text{ м};$$

Расчет скорости при $\omega_e = \omega_N = 225$ рад/с на седьмой (прямой) передаче

$$v_7 = 3,6 \times \frac{0,386 \times 225}{1 \times 4,64} = 67 \text{ км/ч.}$$

Таблица 3

Результаты расчета лучевой диаграммы

Передача	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
i_k	8,28	5,69	4,07	2,90	2,03	1,40	1,0	0,71
i_{k0}	4,64							
ω_e , рад/с	225							
r_k , м	0,386							
$v_o^{\max}$, км/ч	8	12	17	23	33	48	67	95

По результатам расчетов (табл.3) строим лучевую диаграмму (рис. 2).

1.4. Построение тяговой характеристики автомобиля

Тяговая характеристика или мощностной баланс показывает распределение мощности на всех передачах по отдельным видам сопротивлений

$$N_e = N_w + N_{\psi} + N_j + N_{TP}, \text{ кВт};$$

где N_w - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; N_{ψ} - мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного дорожного сопротивления, кВт; N_j - мощность, затрачиваемая на преодоление инерции, кВт; N_{TP} - потери мощности в трансмиссии, кВт.

Разность между мощностью двигателя и мощностью на ведущих колесах представляет собой мощность механических потерь (табл.4).

Потери мощности на преодоление сопротивления воздуха определяем по формуле

$$N_w = \frac{k \times F \times v^3}{1000} \text{ кВт},$$

где $k = 0,59$ – коэффициент обтекаемости; v – скорость, м/с; F – лобовое сечение автомобиля, м².

$$F = B \times h,$$

где $B = 2,04$ м – колея автомобиля; $h = 3,7$ м – высота автомобиля, т.е. $F = 7,548$ м².

Расчет мощности сопротивления воздуха при скорости $v = 8$ км/ч

$$N_w = \frac{0,59 \times 7,548 \times 8^3}{1000 \times 3,6^3} = 0,05 \text{ кВт}.$$

Значения N_w при различных скоростях заносим в таблицу 5.

Величину мощности суммарного дорожного сопротивления можно найти по формуле

$$N_\psi = \frac{R_a \times v}{1000} \times \psi = \frac{R_a \times v}{1000} \times (f \pm i), \text{ кВт};$$

где R_a – полный вес транспортного средства, кг; v – скорость транспортного средства, м/с; ψ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления; i – коэффициент сопротивления подъему (при построении мощностного баланса принимаем $i = 0$, т. к. рассматриваем движение по горизонтальному участку дороги); f – коэффициент сопротивления качению.

$$f = f_o \times \left(1 + \frac{v^2}{2500} \right),$$

где f_o – коэффициент сопротивления качению определяется по формуле

$$f_o = \left(N_e^{\max} \times \eta - \frac{k \times F \times v_{\max}^3}{1000} \right) \times \frac{1000}{R_a \times v_{\max} \times \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{2500} \right)} = 0,03;$$

$$R_a = M_a \times g = 18000 \times 9,81 = 176580 \text{ Н}.$$

$$\text{Таким образом, } N_{\psi} = \frac{176580 \times \frac{8}{3,6}}{1000} \times \left(1 + \frac{\left(\frac{8}{3,6} \right)^2}{2500} \right) \times 0,03 = 11,8 \text{ кВт.}$$

Значения N_{ψ} при различных скоростях заносим в таблицу 5.

В таблице 5 дополнительно рассчитываем суммарные потери мощности N_{Σ} на преодоление сопротивления воздуха и дорожных сопротивлений.

Таблица 4

Результаты расчета мощностного баланса

	i_k	$\omega_e, \text{рад/с}$	63	94	125	157	178	204	225
I	8,28	$\nu, \text{км/ч}$	2	3	4	5	6	7	8
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
II	5,69	$\nu, \text{км/ч}$	3	5	7	8	10	11	12
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
III	4,07	$\nu, \text{км/ч}$	5	7	9	12	14	15	17
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
IV	2,90	$\nu, \text{км/ч}$	6	10	13	16	19	21	23
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
V	2,03	$\nu, \text{км/ч}$	9	14	18	23	26	30	33
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
VI	1,40	$\nu, \text{км/ч}$	13	20	27	34	38	44	48
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
VII	1,00	$\nu, \text{км/ч}$	19	28	37	47	53	61	67
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6
VIII	0,71	$\nu, \text{км/ч}$	27	40	53	66	75	86	95
		$N_e, \text{кВт}$	97,9	162	221,4	269	288,4	294	280,5
		$N_T, \text{кВт}$	87,13	144,18	197	239,4	256,7	261,7	249,6

Таблица 5

Результаты расчета мощностного баланса

ν , км/ч	8	12	17	23	33	48	67	95
N_{ψ} , кВт	11,8	17,7	25,3	34,4	50,2	75,3	112,39	177,1
N_w , кВт	0,05	0,17	0,47	1,16	3,43	10,56	28,71	81,84
N_{Σ} , кВт	11,85	17,87	25,77	35,56	53,63	85,86	141,10	259,91

По результатам расчетов (табл.4) и (табл.5) строим график мощностного баланса (рис.3).

1.5. Построение графика силового баланса

Силовой баланс показывает распределение полной окружной силы на ведущих колесах по отдельным видам сопротивлений

$$P_K = P_w + P_{\psi} + P_j, \text{ Н};$$

где P_w - сила сопротивления воздуха, Н; P_{ψ} - сила суммарного дорожного сопротивления, Н; P_j - сила сопротивления инерция, Н.

Полная окружная сила на всех передачах определяется по формуле

$$P_K = \frac{M_e \times i_k \times i_o \times \eta_T}{r_k}, \text{ Н}.$$

Расчет полной окружной силы для движения на первой передаче $i_{k1} = 8,28$ при $\omega_e = 63$ рад/с.

$$P_K = \frac{1554 \times 8,28 \times 4,64 \times 0,89}{0,386} = 137658,2 \text{ Н}.$$

Сила суммарного дорожного сопротивления определяется по формуле

$$P_{\psi} = R_a \times \psi = R_a \times (f \pm i) \text{ Н};$$

где $R_a = 176580$ Н – полный вес автомобиля; $f = 0,03 \times \left(1 + \frac{\nu^2}{2500}\right)$ - коэффициент сопротивления качению; $i = 0$ - коэффициент сопротивления подъему (горизонтальный участок дороги).

Расчет силы суммарного дорожного сопротивления при $\nu = 8$ км/ч

$$P_{\psi} = 176580 \times 0,03 \times \left(1 + \frac{8^2}{2500 \times 3,6^2} \right) = 5307,864 \text{ Н.}$$

Силу сопротивления воздуха находят по формуле

$$P_w = \kappa \times F \times v^2 \text{ Н;}$$

где $\kappa = 0,59$ – коэффициент обтекаемости; v - скорость автомобиля, м/с; $F = 7,548 \text{ м}^2$ - площадь поперечного сечения.

Расчет силы сопротивления воздуха при $v = 10 \text{ км/ч}$:

$$P_w = \frac{0,59 \times 7,548 \times 8^2}{3,6^2} = 21,99 \text{ Н.}$$

Рассчитанные значения сил P_k, P_w, P_{ψ} заносим в табл.6.

Максимально возможная скорость автомобиля определяется точкой пересечения графика P_k для 8-ой передачи с кривой суммарного сопротивления.

Таблица 6

Результаты расчета силового баланса

v , км/ч	8	12	17	23	33	48	67	95
P_{w6} , Н	21,99	49,48	99,31	181,78	374,2	791,7	1542,51	3101,17
P_{ψ} , Н	5307,86	5320,94	5344,65	5383,89	5521,23	5674,10	6031,35	6772,99
P_{Σ} , Н	5329,85	5370,42	5443,96	5565,67	5895,43	6465,8	7573,86	9874,16

Таблица 7

	i_k	ω_e , рад/с	63	94	125	157	178	204	225
I	8,28	v , км/ч	2	3	4	5	6	7	8
		P_{K1} , Н	137658,2	152628,7	156260,6	151778,3	143504,7	127603,9	119587,2
II	5,69	v , км/ч	3	5	7	8	10	11	12
		P_{K2} , Н	94598,4	104886,2	107382	104301,8	98616,1	87689,2	82180,1
III	4,07	v , км/ч	5	7	9	12	14	15	17
		P_{K3} , Н	67665,1	75024	76809,3	74606	70539,1	62723,2	58782,6
IV	2,90	v , км/ч	6	10	13	16	18	21	23
		P_{K4} , Н	48213,6	53146,7	54728,9	53159,1	50261,3	44692,2	41884,1
V	2,03	v , км/ч	9	14	18	23	26	30	33
		P_{K5} , Н	33749,5	37419,8	38310,3	37211,4	35182,9	31284,6	29319,1

Продолжение табл. 7

VI	1,40	ν , км/ч	13	20	27	34	38	44	48
		P_{K6} , Н	23275,5	25806,8	26420,9	25663	24264,1	21575,6	20220,1
VII	1,00	ν , км/ч	19	28	37	47	53	61	67
		P_{K7} , Н	16625,4	18433,4	18872,1	18330,7	17331,5	15411,1	14442,9
VIII	0,71	ν , км/ч	27	40	53	66	75	86	95
		P_{K8} , Н	11804	13087,2	13399,2	13014,8	12305,6	10941,9	9472,1

По данным таблиц 6 и 7 строим график силового баланса (рис. 4).

1.6. Построение динамической характеристики автомобиля

Динамический фактор определяется по формуле

$$D = \frac{P_K - P_W}{R_a} = \frac{P_{CB}}{R_a},$$

где P_K - полная окружная сила, Н; P_W - сила сопротивления воздуха, Н; $P_{CB} = P_K - P_W$ - свободная сила тяги, Н; $R_a = M_a \times g = 18000 \times 9,81 = 176580$ Н – суммарная нормальная опорная реакция всех колес автомобиля. Полученные значения динамического фактора при определенной скорости автомобиля заносим в таблицу 8.

Расчет значения динамического фактора ведем для $\omega_e = 63$ рад/с, $\nu = 2$ км/ч. Определяем по лучевой диаграмме скорость автомобиля, затем по графику силового баланса находим значение $P_{CB} = 137656,83$ Н, тогда

$$D = \frac{P_{CB}}{R_a} = \frac{137656,83}{176580} = 0,779.$$

Расчет коэффициента сопротивления качения f при $\nu = 8$ км/ч

$$f = 0,023 \times \left(1 + \frac{8^2}{2500 \times 3,6^2} \right) = 0,03006.$$

Расчетные значения f заносим в таблицу 9.

По данным табл. 9 строим график $f = f(\nu)$ (рис.5), где пересечение кривой $f = f(\nu)$ с кривой $D = f(\nu)$ даст максимальную скорость автомобиля.

Таблица 8

Результаты расчета динамического фактора

	i_k	ω_e , рад/с	63	94	125	157	178	204	225
I	8,28	ν , км/ч	2	3	4	5	6	7	8
		D_1	0,779	0,864	0,885	0,859	0,813	0,723	0,677
II	5,69	ν , км/ч	3	5	7	8	10	11	12
		D_2	0,536	0,594	0,608	0,591	0,558	0,496	0,465
III	4,07	ν , км/ч	5	7	9	12	14	15	17
		D_3	0,383	0,425	0,435	0,422	0,399	0,355	0,332
IV	2,90	ν , км/ч	6	10	13	16	18	21	23
		D_4	0,273	0,300	0,31	0,301	0,284	0,252	0,236
V	2,03	ν , км/ч	9	14	18	23	26	30	33
		D_5	0,191	0,212	0,216	0,209	0,198	0,175	0,164
VI	1,40	ν , км/ч	13	20	27	34	38	44	48
		D_6	0,131	0,145	0,148	0,143	0,135	0,121	0,110
VII	1,00	ν , км/ч	19	28	37	47	53	61	67
		D_7	0,093	0,103	0,1017	0,0995	0,092	0,080	0,073
VIII	0,71	ν , км/ч	27	40	53	66	75	86	95
		D_8	0,065	0,071	0,07	0,065	0,059	0,048	0,036

Таблица 9

Результаты расчета коэффициента сопротивления качения

ν , км/ч	8	12	17	23	33	48	67	95
f	0,03006	0,0301	0,0303	0,0305	0,0313	0,0321	0,0341	0,0384

1.7. Определение ускорения автомобиля

Величину ускорения можно определить по формуле

$$j = (D - \psi) \times \frac{g}{\delta}, \text{ м/с}^2;$$

где величину $(D - \psi)$ можно определить по динамической характеристике, $D - \psi = D - f \pm i$, где g – ускорение свободного падения, м/с²; δ – коэффициент учета вращающихся масс, его величину определяют по эмпирической формуле $\delta = 1,04 + 0,04 \times i_k^2$.

Расчет δ на первой передаче ($i_k = 8,28$):

$$\delta = 1,04 + 0,04 \times 8,28^2 = 3,782.$$

Расчет ускорения автомобиля на первой передаче при $\omega_e = 63$ рад/с.

Находим значение $(D - f)$ по графику динамической характеристики при скорости v , соответствующей $\omega_e = 63$ рад/с

$$j = (D - \psi) \times \frac{g}{\delta} = 0,767 \times \frac{9,8}{3,782} = 1,9875 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Расчетные значения δ и j на различных передачах заносим в табл.10.

По данным таблицы 10 строим график ускорения $j = f(v)$ (рис.6).

Таблица 10

Результаты расчета ускорения									
δ	i_k	ω_e , рад/с	63	94	125	157	178	204	225
3,872	8,28	v , км/ч	2	3	4	5	6	7	8
		j_1	2,375	2,5474	2,3865	2,1635	2,1165	2,087	2,0268
2,335	5,69	v , км/ч	3	5	7	8	10	11	12
		j_2	2,1824	2,3923	2,4301	2,4678	2,2160	1,9558	1,8257
1,703	4,07	v , км/ч	5	7	9	12	14	15	17
		j_3	2,0659	2,2789	2,3308	2,2559	2,2789	1,8704	1,9107
1,376	2,90	v , км/ч	6	10	13	16	18	21	23
		j_4	1,7520	1,9229	1,9932	1,9301	1,8069	1,5811	1,4579
1,205	2,03	v , км/ч	9	14	18	23	26	30	33
		j_5	1,3094	1,4789	1,5103	1,4517	1,3607	1,1703	1,0792
1,118	1,40	v , км/ч	13	20	27	34	38	44	48
		j_6	0,8853	1,0081	1,0274	0,9818	0,9064	0,7802	0,6837
1,080	1,00	v , км/ч	19	28	37	47	53	61	67
		j_7	0,5680	0,6542	0,6369	0,6125	0,5354	0,4228	0,3539
1,060	0,71	v , км/ч	27	40	53	66	75	86	93,53
		j_8	0,3162	0,3633	0,3467	0,2575	0,2200	0,1128	0

1.8. Построение графиков обратного ускорения

Время и путь разгона следует определять графоаналитическим методом. Для определения времени разгона строится график величин, обратных ускорений. Поскольку величина, обратная ускорению, при скорости, близкой к максимальной имеет большое значение, построение следует ограничить скоростью

$$\nu = 0,8 \times \nu_{\max}.$$

$$\nu = 0,8 \times \nu_{\max} = 0,8 \times 93,53 = 75 \text{ км/ч.}$$

По данным таблицы 10 считаем значения обратных ускорений $1/j$, $\text{с}^2/\text{м}$ и заносим их в таблицу 11.

Таблица 11

Результаты расчета обратного ускорения

δ	i_k	$\omega_e, \text{рад/с}$	63	94	125	157	178	204	225
3,872	8,28	$\nu, \text{км/ч}$	2	3	4	5	6	7	8
		$1/j_1$	0,421	0,393	0,419	0,462	0,473	0,479	0,493
2,335	5,69	$\nu, \text{км/ч}$	3	5	7	8	10	11	12
		$1/j_2$	0,458	0,418	0,412	0,405	0,451	0,511	0,548
1,703	4,07	$\nu, \text{км/ч}$	5	7	9	12	14	15	17
		$1/j_3$	0,484	0,439	0,429	0,443	0,471	0,535	0,576
1,376	2,90	$\nu, \text{км/ч}$	6	10	13	16	18	21	23
		$1/j_4$	0,571	0,520	0,502	0,518	0,553	0,632	0,686
1,205	2,03	$\nu, \text{км/ч}$	9	14	18	23	26	30	33
		$1/j_5$	0,764	0,676	0,662	0,689	0,735	0,855	0,927
1,118	1,40	$\nu, \text{км/ч}$	13	20	27	34	38	44	48
		$1/j_6$	1,130	0,992	0,973	1,019	1,103	1,282	1,463
1,080	1,00	$\nu, \text{км/ч}$	19	28	37	47	53	61	67
		$1/j_7$	1,761	1,529	1,570	1,633	1,868	2,365	2,826
1,060	0,71	$\nu, \text{км/ч}$	27	40	53	66	75	-	-
		$1/j_8$	3,163	2,753	2,884	3,883	4,545	-	-

По данным таблицы 11 аналогично графику ускорений (рис.6) строится график обратных ускорений (рис.7).

1.9. Определение времени и пути разгона автомобиля

Для определения времени разгона график обратных ускорений разбивают на ряд интервалов скоростей, в каждом из которых определяются площадь, заключенная между кривой величин, обратных ускорению и осью абсцисс — это площадь F_i времени движения.

Время движения на каждом участке определяются по формуле

$$\Delta t = \frac{F_i}{a \times b}, \text{ с};$$

где i – порядковый номер интервала; F_i – площадь, заключенная между кривой и осью абсцисс, мм²; a – масштабный коэффициент, показывающий на графике $1/j$ количество мм в 1 с²/м; b – масштабный коэффициент скорости, показывающий на графике скорости количество мм в 1 м/с.

$$a = 10 \text{ мм в с}^2/\text{м},$$

$$b = 3,6 \text{ мм в м/с}.$$

Расчетные значения времени разгона на различных интервалах заносим в таблицу 12, а на графике $t = f(v)$ (рис.8) время разгона откладывается нарастающим итогом.

Таблица 12

Результаты расчета времени разгона

Интервал	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$F_i, \text{мм}^2$	19	21	22	27	33	39	46	54	61	72	88	106	124	144	183
$t, \text{с}$	0,53	0,57	0,6	0,76	0,9	1	1,3	1,5	1,71	2	2,5	2,95	3,4	4	5,1

По таблице 12 определяем общее время разгона $t_{\Sigma} = 29 \text{ с}$.

Для определения пути разгона график времени разгона разбиваем на интервалы и подсчитываем площади, заключенные между кривой и осью ординат.

Путь разгона на каждом участке определяется по формуле

$$\Delta S_i = \frac{F_i}{b \times c} \text{ м},$$

где ΔS_i - путь разгона на i -том интервале скоростей, м; F_i - площадь между кривой $t = f(v)$ и осью ординат, мм²; c – масштабный коэффициент времени, показывающий на графике $t = f(v)$ количество мм в одну секунду.

$$c = 1 \text{ мм в 1 с}.$$

Расчет пути разгона на первом интервале

$$\Delta S_i = \frac{27,0283}{3,6 \times 1} = 7,50786 \text{ м}.$$

Значения ΔS_i заносим в табл.13. Найденный в каждом интервале путь разгона последовательно суммируем и строим график $S = f(v)$ (рис.9).

Таблица 13

Интервал	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$F_i, \text{мм}^2$	27	66	91	111	126	139	149	159	167	175	181	187
$S_i, \text{м}$	7,51	18,37	25,39	30,75	35,1	38,6	41,36	44,2	46,43	48,5	50,4	51,98

По таблице 13 найдем суммарное значение пути $S_{\Sigma}=438,5\text{м}$.

1.10. Топливная экономичность (путевой расход топлива)

Путевой расход топлива

$$Q_s = \frac{g_e N_{\Sigma}}{36 \nu \rho_m \eta_m},$$

где ρ_m , - плотность топлива, для дизельного топлива 0,84 кг/л; g_e - удельный расход топлива, г/кВт*ч. Значения g_e определяют по зависимости

$$g_e = g_{eN} K_{II} K_{\omega}$$

где K_{II} и K_{ω} - коэффициенты, учитывающие изменение g_e соответственно от нагрузки и угловой скорости. Принимаем $g_{eN}=240$ г/кВт*ч.

Определяем

$$K_{II} = a_{II} + b_{II} II + c_{II} II^2,$$

$$K_{\omega} = a_{\omega} + b_{\omega} \frac{\omega_e}{\omega_N} + c_{\omega} \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2,$$

где a_{II} , b_{II} и c_{II} равны соответственно 1,7; (-2,63) и 1,93 для дизелей; II – коэффициент использования мощности двигателя; a_{ω} , b_{ω} и c_{ω} равны соответственно 1,23; (-0,79) и 0,56. Расчеты следует выполнять только для высшей передачи и для трех значений дорожного сопротивления: $\psi_1 = f = 0,03$; $\psi_2 = f + 0,001 = 0,031$; $\psi_3 = f + 0,002 = 0,032$.

Результаты заносим в таблицу 14 для дорожного сопротивления ψ_1 .

Таблица 14

Результаты расчета топливной экономичности автомобиля при $\psi_1=0,03$

ω_e	рад/с	63	94	125	157	178	204	225
N_e	кВт	97,9	162	221,4	269	288,4	294	292,5
N_ψ	кВт	40,62	61,767	84,751	110,18	129,52	155,44	177
N_w	кВт	1,879	6,1088	14,21	27,442	40,268	60,712	81,837
N_Σ	кВт	42,5	67,875	98,961	137,62	169,79	216,15	258,84
η	-	0,488	0,4708	0,5022	0,5748	0,6615	0,8261	0,9943
K_η	-	0,8763	0,88961	0,86595	0,82593	0,80479	0,84445	0,99303
K_ω	-	1,0527	0,9977	0,96395	0,95142	0,9555	0,97408	1,0
v_{a5}	м/с	27	40	53	66	75	86	95
g_e	г/кВт*ч	221,4	213,015	200,336	188,593	184,555	197,414	238,327
Q_s	л/100км	12,95	13,4305	13,8988	14,6111	15,5241	18,4357	24,127

Таблица 15

Результаты расчета топливной экономичности автомобиля при $\psi_2=0,031$

ω_e	рад/с	63	94	125	157	178	204	225
N_e	кВт	97,9	162	221,4	269	288,4	294	292,5
N_ψ	кВт	41,98	63,826	87,576	113,85	133,84	160,62	184,69
N_w	кВт	1,879	6,1088	14,21	27,442	40,268	60,712	81,837
N_Σ	кВт	43,86	69,934	101,79	141,29	174,11	221,33	266,53
η	-	0,503	0,485	0,5166	0,5902	0,6783	0,8459	1,0238
K_η	-	0,8652	0,8784	0,85644	0,82008	0,80405	0,85627	1,03039
K_ω	-	1,0527	0,9977	0,96395	0,95142	0,9555	0,97408	1,0
v_{a5}	м/с	27	40	53	66	75	86	95
g_e	г/кВт*ч	218,59	210,33	198,135	187,256	184,384	200,177	247,294
Q_s	л/100км	13,193	13,6634	14,1385	14,8947	15,9041	19,1418	25,7785

Таблица 16

Результаты расчета топливной экономичности автомобиля при $\psi_3=0,032$

ω_e	рад/с	63	94	125	157	178	204	225
N_e	кВт	97,9	162	221,4	269	288,4	294	292,5
N_ψ	кВт	43,33	65,884	90,401	117,52	138,16	165,8	190,65
N_w	кВт	1,879	6,1088	14,21	27,442	40,268	60,712	81,837
N_Σ	кВт	45,21	71,993	104,61	144,96	178,43	226,51	272,48
η	-	0,519	0,4993	0,5309	0,6055	0,6951	0,8657	1,0467
K_η	-	0,855	0,86797	0,84771	0,81513	0,8044	0,8696	1,06166
K_ω	-	1,0527	0,9977	0,96395	0,95142	0,9555	0,97408	1,0
v_{a5}	м/с	27	40	53	66	75	86	95
g_e	г/кВт*ч	216,01	207,833	196,117	186,127	184,464	203,294	254,798
Q_s	л/100км	13,439	13,8987	14,3829	15,1897	16,3056	19,8949	27,1544

По значениям v_{a5} и Q_5 из таблиц 14, 15 и 16 строим график $Q_5=f(v_{a5})$ для ψ_1 , ψ_2 и ψ_3 (рис.10).

1.11. Тормозной и остановочный пути

Для определения тормозного и остановочного путей

$$S_T = v_0 \left(t_s + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2g\varphi_x},$$

$$S_O = S_T + v_0 t_{pв}.$$

Принимаем следующие значения параметров: $t_s=0,2$ с - для пневмопривода; $t_n=0,6$ с - для грузовых автомобилей полной массой от 3,5 до 12,0 т, $t_{pв}=0,8$ с – время реакции водителя. В расчетах следует брать $\varphi_x=0,6$ для грузовых автомобилей. Результаты расчета заносим в таблицу 17, причем установившееся замедление будет равно

$$j_{уст} = g\varphi_x = 9,81 \times 0,6 = 5,89 \text{ м/с}^2.$$

Таблица 17

Результаты расчета тормозного и остановочного пути

v_0	м/с	5	10	16,7	20	23
S_T	м	3,82	11,29	27	37,16	47,76
S_O	м	7,82	19,29	40,37	53,16	66,2

По данным табл. 17 строим график (рис. 11), на котором наносим значение S_T при $v_0=60$ км/ч.

Все полученные графики при расчете тягово – динамических параметров автомобиля приводятся на одном листе миллиметровки формата А1.

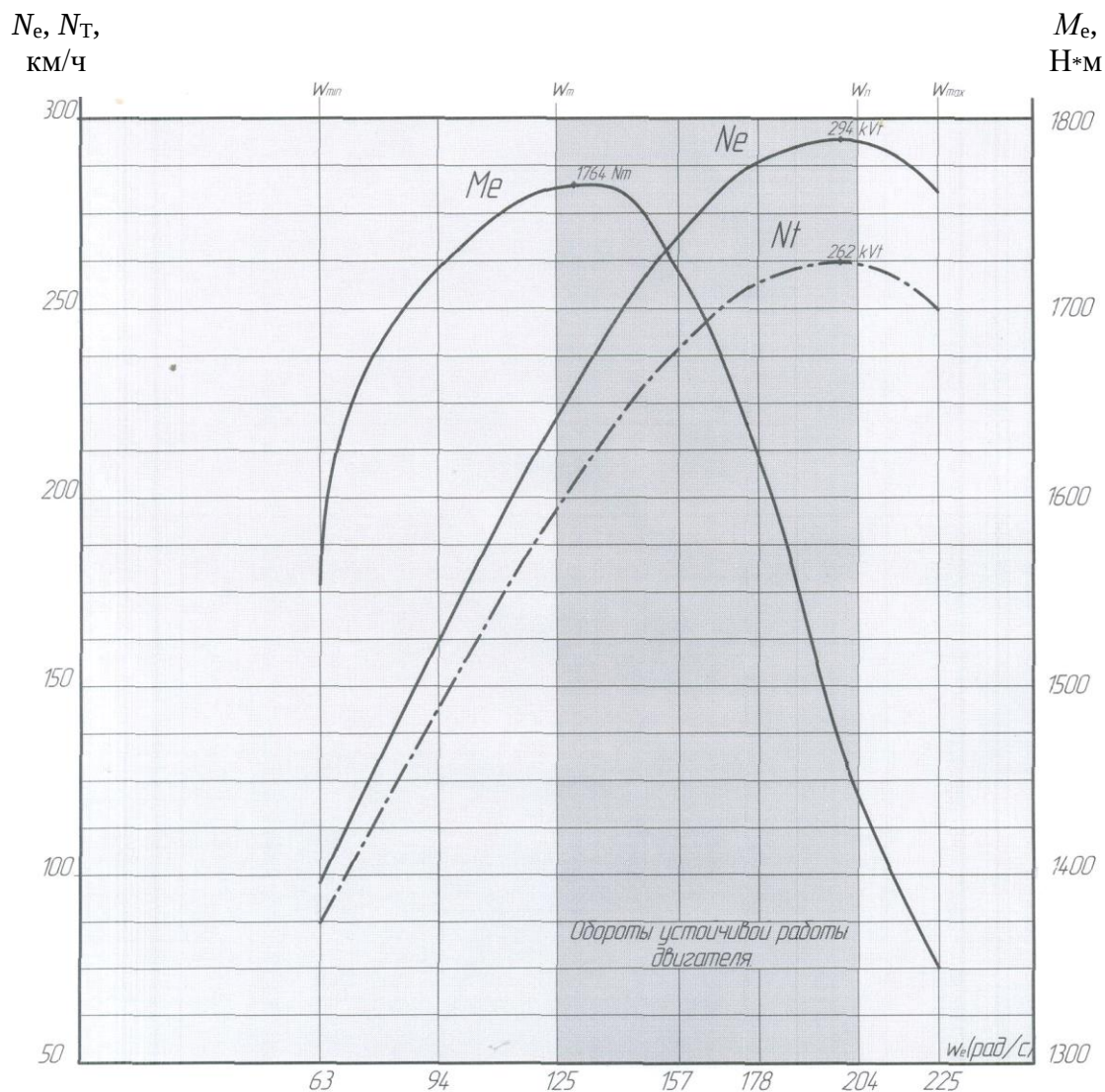


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика автомобиля КамАЗ

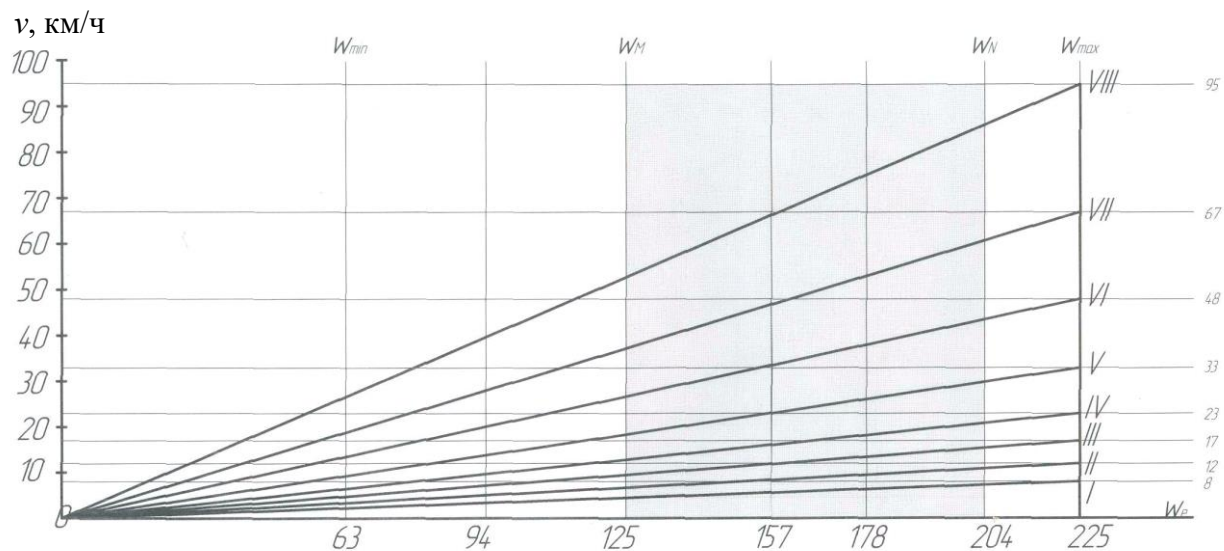
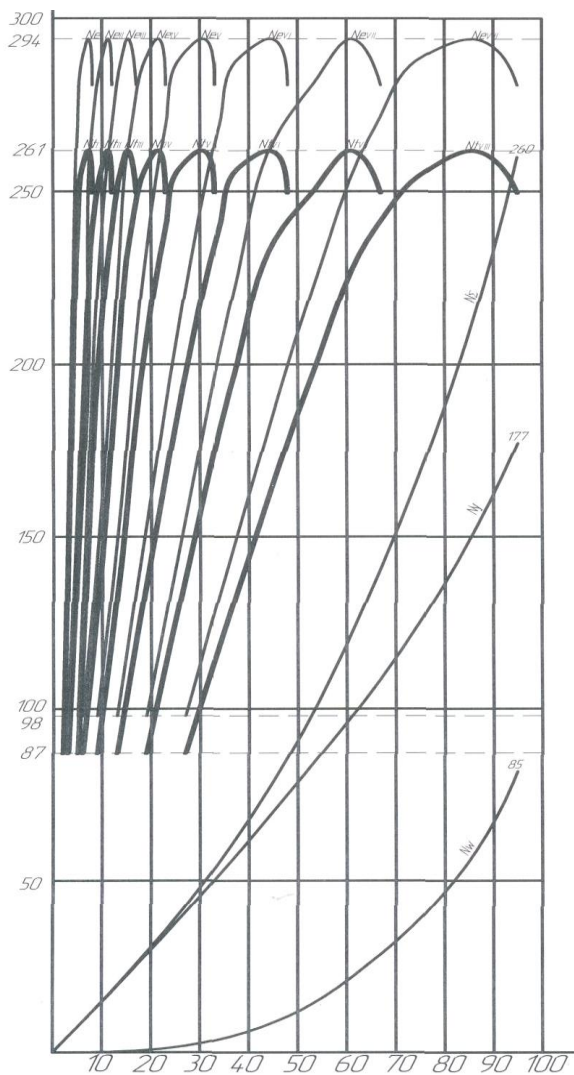


Рис. 2. Лучевая диаграмма

N_e , кВт



P_e , Н

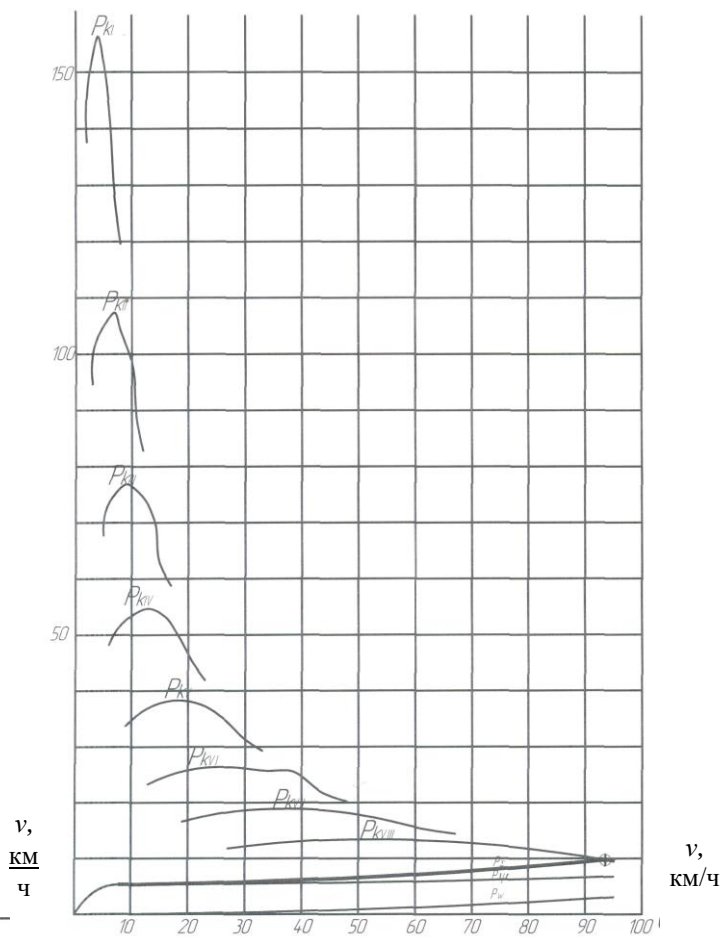


Рис. 3. График мощностного баланса

Рис.4. График силового баланса

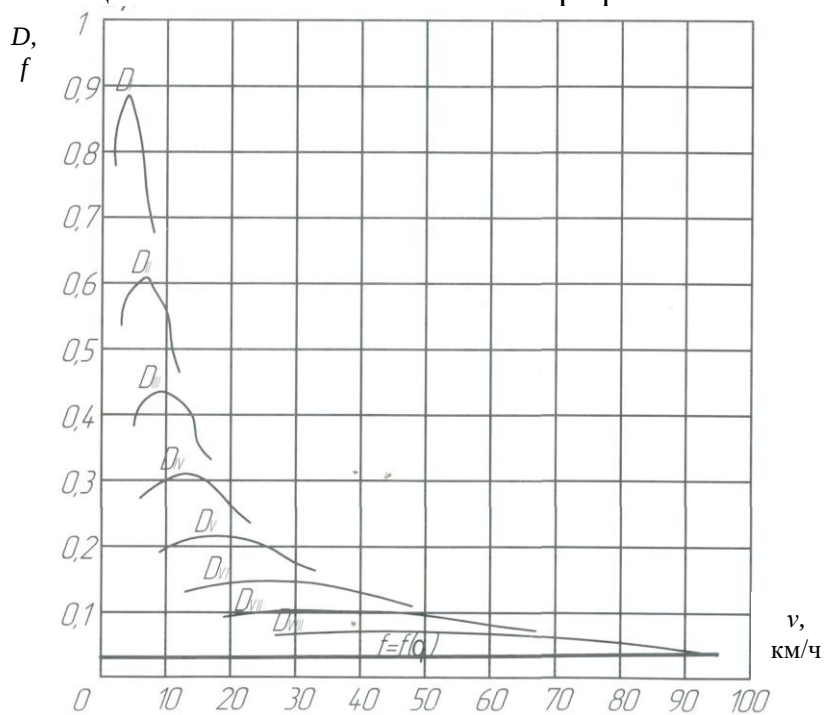


Рис. 5. График динамической характеристики

j ,
м/с²

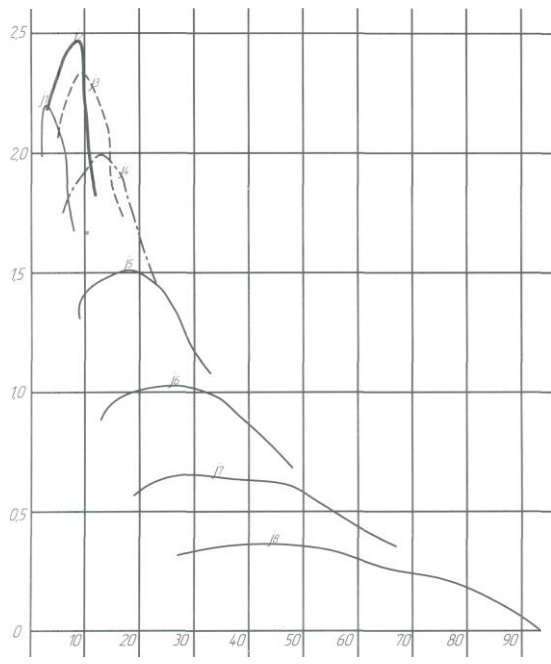


Рис. 6. График ускорения

$1/j$,
с²/м

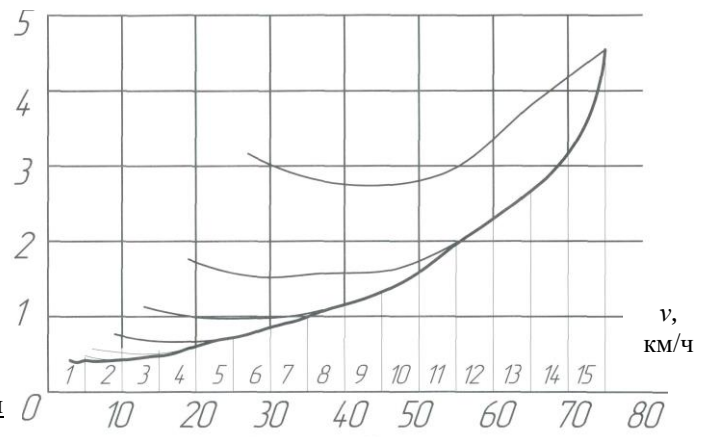


Рис. 7. График обратного ускорения

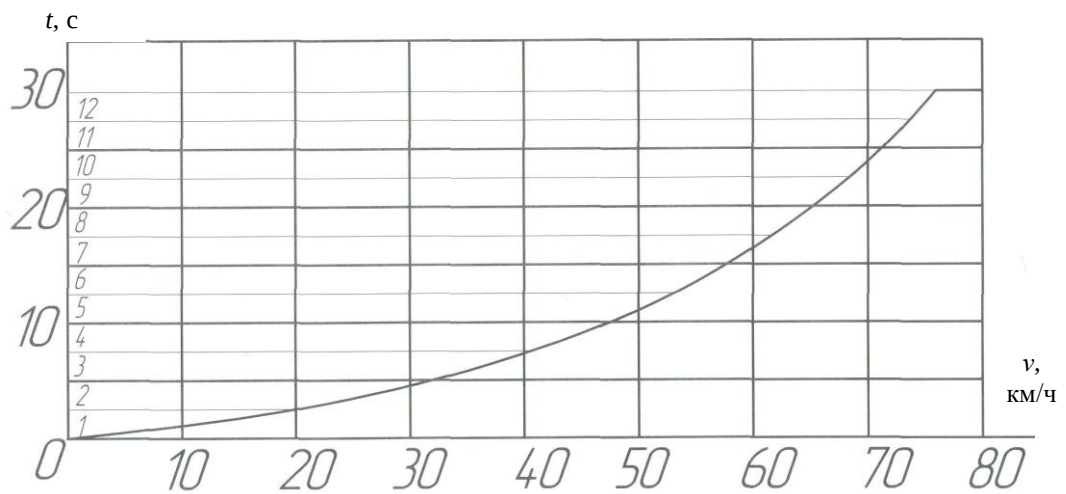


Рис. 8. график времени разгона

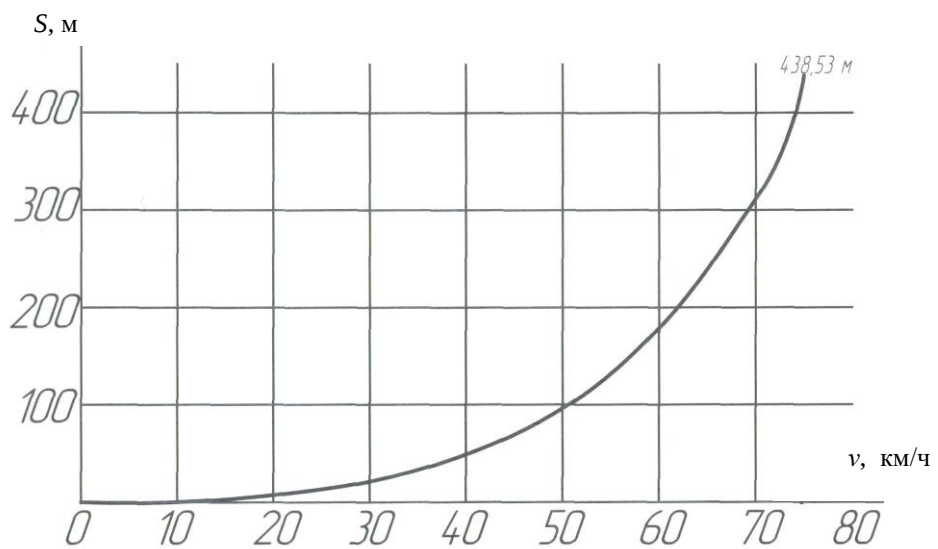


Рис. 9. График пути разгона

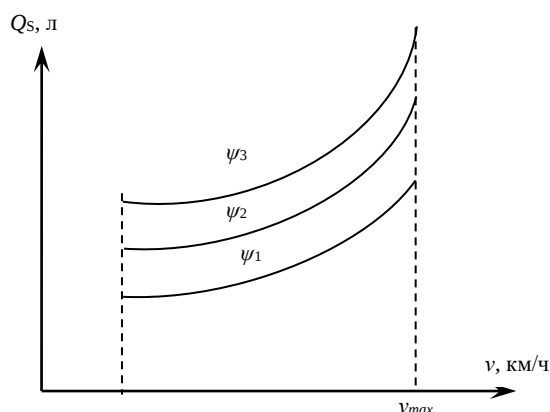


Рис. 10. График путевого расхода топлива

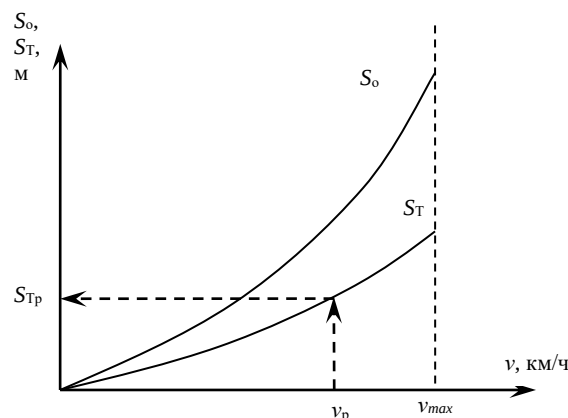


Рис. 11. График тормозного и остановочного пути

4. Методические указания по выполнению конструкторской части работы

Наименование агрегатов, подлежащих конструкторской разработке, указывается в задании на курсовой проект (см. прил. 1 и 3). Конструктивное решение можно пояснить схемой, рисунком из книги или чертежом агрегата, выдаваемыми студенту одновременно с заданием.

Чертежи выполняются студентом в соответствии с требованиями, изложенными в главе 1. На чертежах следует проставить позиции основных узлов и деталей агрегата, а на отдельных листах, подшитых к пояснительной записке, дать их спецификацию (см. прил.4). Чертеж нужно дополнить основными расчетными, габаритными и монтажными размерами.

При выполнении курсового проекта студент должен пользоваться автомобильной и другой технической литературой, причем как учебной, так и научной. Основные расчетные формулы приведены в учебном пособии [12] и учебнике [13]. Расчетные нагрузки, материалы основных деталей и какие именно расчеты следует выполнить для данного механизма или системы перечислены в разделах «Расчеты на прочность» в учебном пособии [9].

Задание

на курсовую работу по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин и комплексов»

студент _____ курса _____ группы

Ф.И.О. _____

Тема проекта: Расчет тягово-экономических параметров и _____ автомобиля _____

Курсовая работа состоит из:

1) расчетно-пояснительной записки;

2) графической части:

Лист 1. Тягово-динамические параметры автомобиля

Лист 2. Общий вид, сборочный чертеж изделия

Лист 3. Рабочие чертежи

Дата выдачи: « ____ » _____ 20__ г.

Срок сдачи студентом расчетно-графической работы « ____ » _____ 20__ г.

Срок сдачи студентом законченной курсовой работы « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель курсовой работы _____

Приложение 2

Содержание расчетно-пояснительной записки:

Введение

I. Расчет тягово-динамических параметров автомобиля

1.1. Выбор основных параметров автомобиля

1.2. Построение внешней скоростной характеристики

1.3. Построение лучевой диаграммы

1.4. Построение тяговой характеристики автомобиля

1.5. Построение графика силового баланса

1.6. Построение динамической характеристики автомобиля

1.7. Определение ускорения автомобиля

1.8. Построение графиков обратного ускорения

1.9. Определения времени и пути разгона автомобиля

1.10. Топливная экономичность автомобиля

1.11. Тормозной и остановочный пути

Список использованной литературы

Исходные данные для выполнения курсового проекта

Номера вариантов с 1 по 10

Параметры	Марка автомобиля									
	ВАЗ 1111	ВАЗ 1113	ВАЗ 2129	ВАЗ 2104	ВАЗ 2106	ВАЗ 21073	ВАЗ 2113	ВАЗ 21083	ВАЗ 21101	ГАЗ 3102
Номер варианта	6	7	2	10	4	5	1	3	8	9
Полная масса M_a , кг	975	985	1850	1410	1430	1430	1400	1345	1495	1950
Грузоподъемность M_c , кг	240	240	500	1030	400	400	425	425	475	400
Максимальная мощность двигателя, Ne_{max} , кВт	22	24	55,8	47,7	53,3	57,3	55,8	58	58,8	110
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности n_N , об/мин	5600	5600	5200	4600	5600	5400	5200	5400	5200	5600
Максимальный крутящий момент двигателя Me_{max} , Н*м	45	50	125	110	110	128	116	116	120	206
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте n_M , об/мин	3200	3200	3000	3400	3400	3000	2800	3000	2700	2800
Передаточные числа коробки перемены передач:										
i_{k1}	3,7	3,7	3,68	3,67	3,67	3,67	3,64	3,64	3,64	3,02
i_{k2}	2,06	2,06	2,1	2,1	2,1	2,1	1,95	1,95	1,95	2,19
i_{k3}	1,27	1,27	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,0
i_{k4}	0,9	0,9	1	1	1	1	0,94	0,94	0,94	1
i_{k5}	-	-	0,82	0,82	0,82	0,82	0,78	0,38	0,78	0,79
Передаточное число главной передачи i_{k0}	4,54	4,54	4,1	4,1	3,7	3,9	3,7	3,9	3,7	3,9
Максимальная скорость V_{max} , км/ч	120	130	130	127	150	150	158	155	170	170
Габаритные размеры, мм										
высота	1400	1400	1640	1443	1440	1446	1415	1402	1420	1422
ширина	1420	1420	1680	1620	1610	1620	1650	1650	1676	1800
длина	3200	3200	4220	4115	4166	4145	4330	4006	4265	4960
Рассчитываемый агрегат	Г	С	К	Г	С	К	Г	С	К	Г

Примечание: с – сцепление; г – главная передача; к – коробка перемены передач.

Исходные данные для выполнения курсового проекта

Номера вариантов с 11 по 20

Параметры	Марка автомобиля									
	ГАЗ 3221	ГАЗ 3302	ГАЗ 3310	УАЗ 31519	УАЗ 3962	УАЗ 3153	ГАЗ 3308	ГАЗ 3307	ЗИЛ 4320	ЗИЛ 5301
Номер варианта	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Полная масса M_a , кг	5250	3500	7400	2350	2500	2600	6400	7850	4300	6950
Грузоподъемность M_c , кг	750	1500	3500	750	675	800	3000	4500	5000	3000
Максимальная мощность двигателя, Ne_{max} , кВт	66,2	73,5	86,2	61,8	55,9	105	100	87,5	125	100
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности n_N , об/мин	4500	4500	2400	4000	4000	4400	2400	3200	3600	2400
Максимальный крутящий момент двигателя Me_{max} , Н*м	173	181	422	189	160	250	350	275	402	350
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте n_M , об/мин	2600	2600	1500	2500	2500	2000	1700	2250	2000	1700
Передаточные числа коробки перемены передач:										
i_{k1}	4,05	4,05	4,05	4,12	4,12	4,12	6,55	6,55	7,44	6,45
i_{k2}	2,34	2,34	2,34	2,64	2,64	2,64	3,09	3,09	4,1	3,56
i_{k3}	1,4	1,4	1,4	1,58	1,58	1,58	1,71	1,71	2,29	1,98
i_{k4}	1	1	1	1	1	1	1	1	1,47	1,28
i_{k5}	0,85	0,85	0,85						1	1
Передаточное число главной передачи i_{k0}	5,13	5,13	5,13	4,63	4,63	4,63	6,17	6,17	6,45	3,27
Максимальная скорость V_{max} , км/ч	115	115	95	110	110	120	85	90	90	95
Габаритные размеры, мм										
высота	2200	2200	2245	1429	2100	2020	2570	2350	3550	2365
ширина	2075	2098	2643	1785	1940	1785	2700	2380	2500	2210
длина	5500	5470	6090	4511	4440	4405	6250	6330	11200	6165
Рассчитываемый агрегат	с	к	г	с	к	г	с	к	г	с

Примечание: с – сцепление; г – главная передача; к – коробка перемены передач.

Исходные данные для выполнения курсового проекта

Номера вариантов с 21 по 30

Параметры	Марка автомобиля									
	ПАЗ 3237	ПАЗ 32053	УРАЛ 4420	УРАЛ 5423	КамАЗ 4310	КамАЗ 5511	КамАЗ 6520	МАЗ 543300	МАЗ 630300	МАЗ 53366
Номер варианта	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Полная масса M_a , кг	8155	8155	25950	13150	14745	19000	27500	33850	24500	16500
Грузоподъемность M_z , кг	56*	41*	11000	5000	6000	10000	14400	17850	13300	8300
Максимальная мощность двигателя, Ne_{max} , кВт	104	96	210	210	210	210	210	300	330	240
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности n_N , об/мин	2500	3200	2600	2600	2600	2600	2600	2100	2100	2100
Максимальный крутящий момент двигателя Me_{max} , Н*м	502	314	637	637	637	637	637	1180	1225	883
Угловая частота вращения коленвала двигателя при максимальном крутящем моменте n_M , об/мин	1500	2250	2900	2900	2900	2900	2900	1500	1800	1500
Передаточные числа коробки перемены передач:										
i_{k1}	6,55	6,55	5,62	5,62	8,28	8,28	8,28	7,23	7,23	7,23
i_{k2}	3,09	3,09	2,89	2,89	5,69	5,69	5,69	5,52	5,52	5,52
i_{k3}	1,71	1,71	1,64	1,64	4,07	4,07	4,07	3,94	3,94	3,94
i_{k4}	1	1	1	1	2,90	2,90	2,90	2,80	2,80	2,80
i_{k5}					2,03	2,03	2,03	1,96	1,96	1,96
i_{k6}					1,40	1,40	1,40	1,39	1,39	1,39
i_{k7}					1,00	1,00	1,00	1	1	1
i_{k8}					0,71	0,71	0,71	0,71	0,71	0,71
Передаточное число главной передачи i_{k0}	6,17	6,17	8,9	7,32	7,22	5,94	5,43	5,49	5,49	7,14
Максимальная скорость V_{max} , км/ч	90	90	72	85	90	100	90	100	100	85
Габаритные размеры, мм										
высота	2960	2690	2740	3185	3350	2850	3050	3116	3030	3030
ширина	2500	2480	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
длина	8165	6925	7490	7870	7130	6700	7795	6065	7575	7730
Рассчитываемый агрегат	с	к	г	с	к	г	с	к	г	с

Примечание: Примечание: с – сцепление; г – главная передача; к – коробка перемены передач, * - число пассажиров в салоне.

Рекомендуемая литература:

1. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений. - М.: Изд. центр "Академия", 2006. - 480с.
2. Поливаев О.И. Тракторы и автомобили. Конструкция: учебное пособие / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. - М.: КНОРУС, 2010. - 256с.
3. Русанов В.А. Применение метода конечных элементов в расчетах конструкций автомобильной техники: учеб. пособие /О.А. Русанов. - М.: МГИУ, 2008. - 56с.
4. Смирнов М.П. Конструкция автомобильных колес: методические указания по дисциплине "Автомобили" / сост. М.П. Смирнов, М.Ю. Иванов. - Чебоксары: Волжский филиал МАДИ, 2011. - 72с.
5. Степанов И.С. Конструкция автомобиля. Том III. Кузова и кабины: учеб. для вузов / под ред. А.Л. Карунина. - М.: Горячая линия-телеком, 2008. - 464с.
6. Ромакин, Н.Е. Конструкция и расчёт конвейеров: справочник/ Н.Е. Ромакин. – Старый Оскол: ТНТ, 2012. – 504 с.
7. Яковлев, В.Ф. Учебник по устройству легкового автомобиля /В.Ф. Яковлев. – М.: ООО «ИДТР», 2012. – 112 с., цв. ил.
8. Автомобильные двигатели с турбонаддувом: производственное издание / коллектив авторов / Репринтное воспроизведение издания 1991 г. – М.: ЭКОЛИТ, 2011. – 336с.
9. Автомобильные двигатели с турбонаддувом: производственное издание / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайченко, Л.С. Аршинов. - М.: ЭКОЛИТ, 2011. - 336с.
10. Автомобильные двигатели: учебник / под ред. М.Г. Шатрова. - М.: Изд-во "Академия", 2011. - 464с.

Дополнительная литература:

1. Автомобиль КамАЗ. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту. Под ред. В.Н. Брауна. - М.: ГОСНИТИ, 1985.- 640 с.
2. Михайловский Е.В., Серебряков К.Б., Тур Е.Я. Устройство автомобиля/ Учебник для учащихся автотранспорт, техникумов. - М.: Машиностроение, 1987.- 352 с.
3. Карагодин В.И., Карагодин Д.В. Устройство, ТО и ремонт автомобилей КамАЗ. - М.: Транспорт, 1997.- 310 с.
4. Автомобиль. Под ред. А.Н. Островцева.- М.: Машиностроение, 1976.-296 с.
5. Шестопалов К.С., Демиховский С.Ф. Легковые автомобили. - М.: ДОСААФ, 1989. -302с.
6. Гуревич А.М., Болотов А.К., Судницын В. И. Конструкция тракторов и автомобилей. - М.: Агропромиздат, 1983.- 368 с.
7. Тракторы и автомобили. Под ред. В. А. Скотникова. - М.: Агропромиздат, 1985.-440с.
8. Журнал «Автомобильная промышленность»
9. Газета «Авторевю»
10. Журнал «За рулем»