

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Севастопольский государственный университет»



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсового проекта
по дисциплине «Теория автомобилей и тракторов»
для студентов всех форм обучения
специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические
средства»

Севастополь
2015

УДК 629.113

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория автомобилей и тракторов» / А.А. Ветрогон, Т.А. Рогозина, С.В. Огрызков, А.Г. Остренко, Л.И. Соустова. – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 53 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении курсового проекта по дисциплине «Теория автомобилей и тракторов». Излагаются основные теоретические сведения, порядок выполнения расчетов и требования к оформлению курсового проекта.

Методические указания предназначены для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» всех форм обучения.

Методические рекомендации рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Автомобильный транспорт»

СОДЕРЖАНИЕ

1. Цели и задачи курсового проекта	4
2. Конструкторский анализ автомобиля.....	6
2.1. Анализ исходных данных	6
2.2. Описание прототипа	6
2.3. Анализ компоновки автомобиля и определение параметров массы	6
2.4. Подбор шин.....	12
2.5. Определение КПД трансмиссии автомобиля	13
2.6. Фактор сопротивления воздуха	13
2.7. Определение мощности двигателя и построение его внешней скоростной характеристики	15
2.8. Определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии автомобиля	23
2.9. Нахождение тягово-скоростных характеристик автомобиля	27
2.9.1. Динамические характеристики автомобиля	27
2.9.2. Динамический паспорт автомобиля	30
2.10. Расчет показателей разгона автомобиля	35
2.11. Построение графика пути и времени разгона автомобиля	36
2.12. Тяговый баланс автомобиля.....	38
2.13. Мощностной баланс автомобиля.....	40
Список использованной литературы.....	42
Приложение А	43
Приложение Б	45
Приложение В.....	47
Приложение Г	52
Приложение Д.....	53

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Цель курсового проекта: закрепить знания по теории рабочих процессов и основ расчета автомобиля; получить навыки в выполнении силового расчета автомобиля; научиться оценивать качество конструкции, определять размеры и рассчитывать на качество основные функциональные элементы автомобиля.

Задача курсового проекта произвести конструкторский анализ автомобиля, с целью определения возможности повышения грузоподъемности и максимальной скорости движения.

Введение должно содержать следующую информацию.

- *Актуальность темы.* Путем критического анализа автомобиля прототипа обосновывается необходимость его модернизации.

- *Цель и задачи выполнения курсового проекта.* Формулируются цель работы и задачи, которые необходимо решить для достижения поставленной цели..

- *Формулировка объекта и предмета исследования.* Объект — это процесс или явление, которое порождает проблемную ситуацию и избрано для исследования (проектирования). Им будет являться автомобиль, подвергающийся модернизации. Предмет — это составляющая, которая находится в пределах объекта. Предметом будут являться тягово-динамические свойства и другие характеристики модернизируемого автомобиля, а также модернизируемый узел или система.

- *Методы исследования.* Описываются использованные методы проектирования для достижения поставленной в работе цели. Перечислять их нужно кратко и содержательно отмечая, где именно применялся тот или иной метод.

- *Практическое значение полученных результатов.*

Эти положения можно окончательно сформулировать только на завершающем этапе выполнения курсового проекта. Поэтому оформление пояснительной записки необходимо начинать с основной части, достичь ее оптимального варианта, одобренного руководителем, и только после этого переходить к оформлению вступления, а также выводам.

В основной части необходимо проанализировать техническую характеристику и компоновочную схему автомобиля прототипа, рассчитать параметры двигателя и трансмиссии автомобиля исходя из технического задания на проектирование, рассчитать силоскоростные характеристики автомобиля с измененными параметрами.

В заключении необходимо сравнить технические характеристики прототипа и автомобиля с измененными параметрами.

Графическая часть должна содержать:

- 1) Чертеж общего вида автомобиля (формат A1);
- 2) Кинематическая схема трансмиссии автомобиля (формат A2);
- 3) Внешняя скоростная характеристика двигателя (формат A3);

- 4) Динамический паспорт автомобиля (формат А2);
- 5) График пути и времени разгона автомобиля (формат А3);
- 6) Тяговая характеристика автомобиля. Мощностной баланс автомобиля (формат А2).

2. КОНСТРУКТОРСКИЙ АНАЛИЗ АВТОМОБИЛЯ

2.1. Анализ исходных данных

Исходными данными на проектирование являются:

- 1) модель автомобиля;
 - 2) грузоподъемность M_{Γ} , т;
 - 3) максимальная скорость движения автомобиля V_a , м/с;
- коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости движения ψ_v .

2.2. Описание прототипа

В данном разделе необходимо проанализировать назначение автомобиля, описать условия эксплуатации и отобразить основные требования, которым должна отвечать конструкция автомобиля.

Дать краткую историю развития конструкции автомобиля.

Если обозначение автомобиля соответствует ОН-025270-66 произвести его расшифровку.

Привести техническую характеристику и дать описание всех основных систем автомобиля.

2.3. Анализ компоновки автомобиля и определение параметров массы

В разделе необходимо разработать компоновочную схему автомобиля, определить параметры массы, координаты центра тяжести порожнего и полностью груженого автомобиля, определить развесовку собственной и полной массы автомобиля.

Основными весовыми техническими характеристиками для автомобиля являются: грузоподъемность, пассажировместимость, снаряженная масса, полная масса.

Грузоподъемность. Определяется как масса перевозимого груза без массы водителя и пассажиров в кабине. Для легкового автомобиля и автобуса – масса пассажиров и их багажа (без водителя); для грузового автомобиля – масса груза, перевозимого в кузове; для седельного тягача – нагрузка на седельно-сцепное устройство.

Грузоподъемность легкового автомобиля, автобуса M_{Γ} , кг, определяется по формуле:

$$M_{\Gamma} = m_1 \cdot n + M_{\text{груза}}, \quad (2.1)$$

где m_1 – масса одного пассажира в зависимости от типа подвижного состава, кг; n – пассажировместимость, чел; $M_{\text{груза}}$ – масса перевозимого груза (багажа), кг.

Расчетные массы (на одного человека) пассажиров, обслуживающего персонала и багажа. Для легковых автомобилей — 80 кг (70 кг + 10 кг багаж) Для автобусов городского — 68 кг, пригородного — 71 кг (68+3 кг багаж), сельской (местного) — 81 кг (68+13 кг багаж), междугородного — 91 кг (68+23 кг багаж). Обслуживающий персонал автобусов (водитель, гид, кондуктор и др.) и водитель, и пассажиры в кабине грузового автомобиля — 75 кг. Масса багажника с грузом установленного на крыше легковых автомобилей в полную массу включается при соответствующем сокращении числа пассажиров.

Пассажировместимость (число мест). В число мест легковых автомобилей и кабин грузовых включено место водителя. В автобусах в число мест для сидящих пассажиров не включены места обслуживающего персонала — водителя, гида и др.. Вместимость автобусов приведена как сумма числа мест для сидящих пассажиров и числа мест для стоящих пассажиров из расчета $0,2 \text{ м}^2$ свободной площади пола на одного стоящего пассажира (5 чел. на 1 м^2) – номинальная вместимость $0,125 \text{ м}^2$ (8 чел. 1 м^2) — предельная вместимость.

Снаряженная масса автомобиля, прицепа, полуприцепа. Определяется как масса полностью заправленного (топливом, маслами, охлаждающей жидкостью и пр.) и укомплектованного (запасным колесом, инструментом и т.п.), но без груза или пассажиров водителя, другого обслуживающего персонала и их багажа.

Снаряженную массу автомобиля M_0 , кг, ориентировочно определяют исходя из коэффициента тары автомобиля:

$$M_0 = M_{\Gamma} \cdot q, \quad (2.2)$$

где M_{Γ} – грузоподъемность автомобиля, кг

q – коэффициент тары (таблицы А.1, А.2).

Коэффициент тары для автомобилей специального назначения, легковых автомобилей и автобусов можно определить по прототипу.

$$q = \frac{M_0^{\text{прототипа}}}{M_{\Gamma}^{\text{прототипа}}}. \quad (2.3)$$

Полная масса автотранспортного средства. Состоит из снаряженной массы, массы груза (по грузоподъемности) или пассажиров (по числу мест), их багажа, водителя и другого обслуживающего персонала.

Полная масса автобусов (городских и пригородных) определяется отдельно для номинальной и предельной вместимостей.

Полная масса автопоездов: для прицепного поезда — сумма полных масс тягача и прицепа; для седельного — сумма снаряженной массы тягача, массы персонала в кабине и полной массы полуприцепа.

Полная масса автотранспортного средства определяется по формуле:

$$M_a = M_0 + M_{\Gamma} + M_{\text{ВОД}}, \quad (0.1)$$

где $M_{\text{ВОД}}$ – масса водителя (для легковых автомобилей и автобусов) или водителя и пассажиров в кабине (для грузовых автомобилей), кг.

После определения полной массы автомобиля ориентировочно назначить массы основных узлов автомобиля на основании технической характеристики прототипа и заполнить таблицу 2.1

Таблица 2.1 – Массы узлов и агрегатов

Узлы	M_i , кг прототипа	M_i , кг расчетное
Двигатель с оборудованием и сцеплением		
Радиатор		
Коробка передач		
Раздаточная коробка		
Карданные валы		
Передний мост		
Средний мост		
Задний мост		
Колесо в сборе		
Топливный бак с топливом		
Кабина		
Водитель (пассажиры)		
Кузов		
Груз		
Рама		
Неучтенные детали		
Полная масса автомобиля		(2.4)

Для легковых автомобилей и автобусов масса груза (багажа) определяется из формулы (2.1).

Массу неучтенных деталей необходимо принять таким образом, чтобы полная масса автомобиля была равна табличным или расчетным данным.

Предположив, что неучтенные детали равномерно распределены вдоль рамы, необходимо добить их массу к массе рамы.

Разработать чертеж общего вида автомобиля. На виде сбоку пунктирными линиями нанести очертания основных узлов и ориентировочно указать их координаты центров тяжести, а также координаты центров тяжести водителя (пассажиров), перевозимого груза.

При нанесении координат центров тяжести, за начало оси "Х" принимается передняя ось автомобиля, оси "Y" – уровень дорожного покрытия (рисунок 2.2).

Зная координаты центров тяжести отдельных узлов рассчитать координаты центров тяжести порожнего и груженого автомобиля.

Координаты a и h рассчитывают по формулам:

$$a = \frac{\sum m_i \cdot l_i}{m_a};$$

$$h = \frac{\sum m_i \cdot h_i}{m_a}.$$
(2.5)

Расчет необходимо свести в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Расчет координат центра тяжести

Узел	m_i , кг	l_i , мм	$m_i \cdot l_i$, кг·мм	h_i , мм	$m_i \cdot h_i$, кг·мм
	m_1	l_1		h_1	
	m_2	l_2		h_2	
	...	...		...	
	m_n	l_n		h_n	
		$\sum m_i \cdot l_i$		$\sum m_i \cdot h_i$	
$m_a = \sum m_i =$		$a = \frac{\sum m_i \cdot l_i}{m_a}$		$h = \frac{\sum m_i \cdot h_i}{m_a}$	

Пример расчета таблицы в пакете Excel приведен на рисунке 2.1.

	A	B	C
1	m_i , кг	l_i , м	$m_i \cdot l_i$, кг·м
2	100	20	=B2*A2
3	150	230	=B3*A3
4	300	540	=B4*A4
5	500	3200	=B5*A5
6	=СУММ(A2:A5)		=СУММ(C2:C5)
7			=C6/A6
8			
9			
10			
11			
12			
13			

Рисунок 2.1 – Пример расчета координаты центра тяжести

Координата h рассчитывается аналогично.

Полученные координаты центра тяжести автомобиля полной массы и порожнего (снаряженной массы, с учетом водителя) обозначить на чертеже общего вида.

Центр тяжести обозначается значком .

Пример определения координат центра тяжести представлен на рисунке 2.2.

Зная положение центра тяжести, необходимо найти нагрузки на оси автомобиля в загруженном состоянии и порожнем.

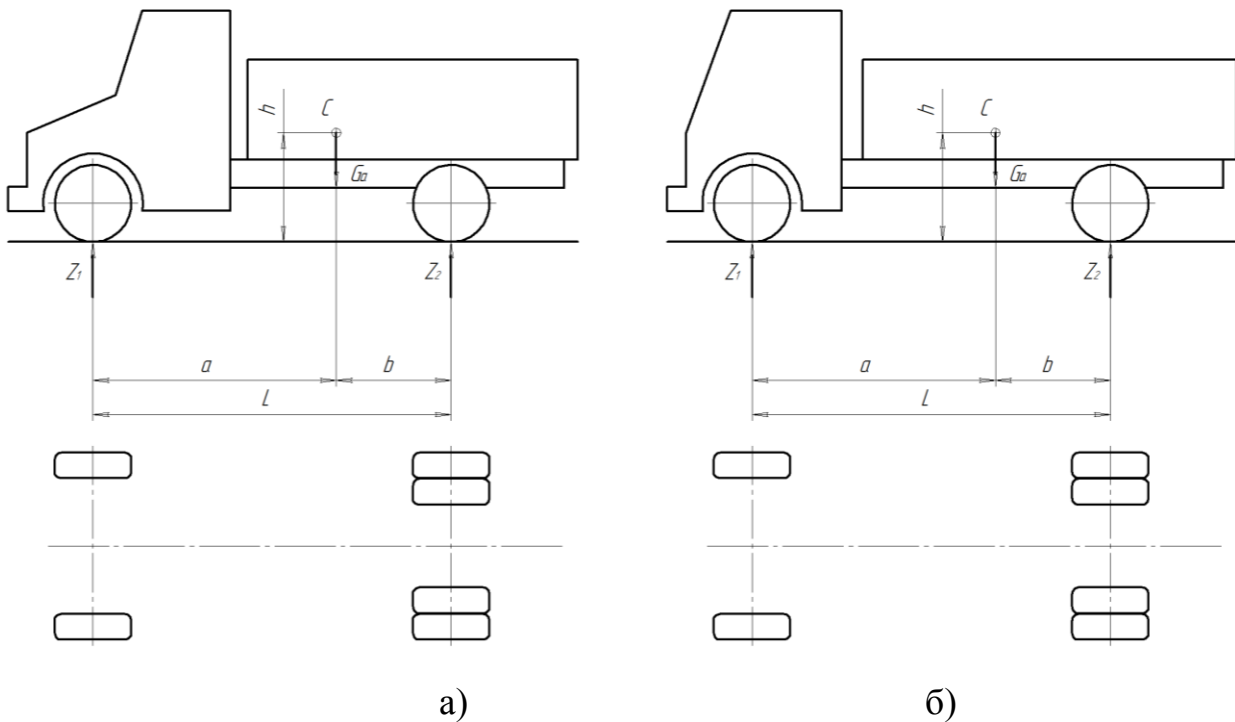


Рисунок 2.3 – Компоновочные схемы двухосных автомобилей: а) с кабиной за двигателем; б) с кабиной над двигателем.

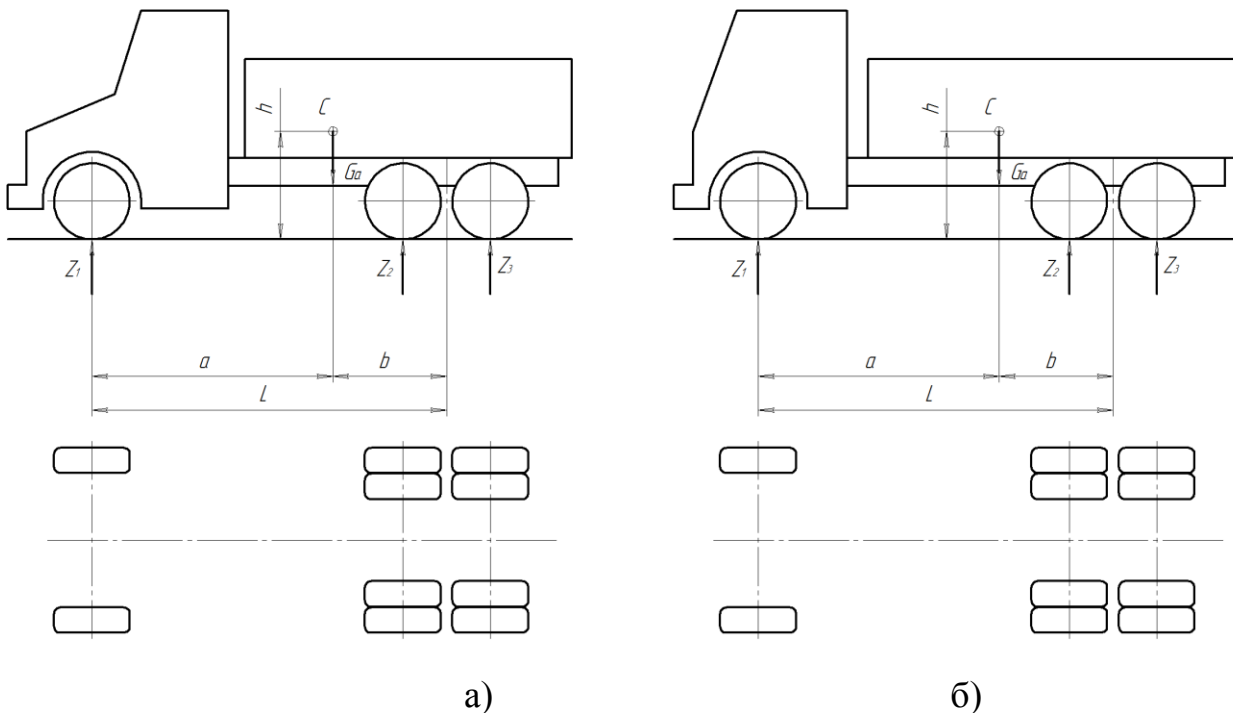


Рисунок 2.4 – Компоновочные схемы трехосных автомобилей: а) с кабиной за двигателем; б) с кабиной над двигателем.

После выбора компоновочной схемы автомобиля определяют нагрузки на оси, исходя из того, что:

$G_2 = (0,70 \dots 0,75) G_a$ – для рисунка 2.3, а и рисунка 2.4, а, б при двускатных колёсах задних осей;

$G_2 = (0,65 \dots 0,70) G_a$ – для рисунка 2.3, б при двускатных колёсах задней оси;

$G_2 + G_3 = (0,75 \dots 0,78) G_a$ – для рисунка 2.4, а, б;

$G_2 + G_3 = (0,68 \dots 0,74) G_a$ – для автомобилей с колёсной формулой 6×6;

$G_2 = (0,50 \dots 0,56) G_a$ – для легковых автомобилей с задними ведущими колёсами;

$G_1 = (0,51 \dots 0,56) G_a$ – для переднеприводных легковых автомобилей;

G_1 – нагрузка на переднюю ось переднеприводного легкового автомобиля;

G_2 – нагрузка на заднюю ось у двусосного автомобиля и на среднюю ось у трёхосного;

G_3 – нагрузка на заднюю ось у трехосного автомобиля;

Для балансирной подвески среднего и заднего мостов принимают $G_2 = G_3$;

$G_a = M_a g$ – сила тяжести от полной массы автомобиля, Н;

M_a – полная масса автомобиля, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Базу автомобиля L принимают, ориентируясь на существующие конструкции, координаты центра масс от базы находят из выражений $a = G_2 L / G_a$; $b = L - a$; высоту центра масс h принимают 0,7...0,8 м для легковых автомобилей и 0,9...1,1 м для грузовых.

2.4. Подбор шин

Выбор шин осуществляется по следующим условиям:

- 1) максимальной нагрузки на колесо;
- 2) максимальной скорости движения автомобиля;
- 3) размера обода автомобиля прототипа.

Нагрузку на одно колесо необходимо рассчитать для каждой оси в зависимости от приходящейся на нее нагрузки:

$$G_{K_i} = \frac{G_i}{n_i}, \quad (2.8)$$

где G_i – нагрузка приходящаяся на i -ую ось;

n_i – количество колес на i -ой оси;

По справочной литературе [1] подобрать типоразмер шин, привести техническую характеристику шины, дать расшифровку обозначения шины. Если невозможно выполнить условие 2, указать какие изменения необходимо внести в конструкцию шины, если не выполняется условие 3 – указать необходимый размер обода колеса.

Если в технической характеристике не приводится динамический радиус качения колеса, то рассчитать его по формуле:

$$R_k = \lambda_{III} \cdot R_{CT}, \quad (2.9)$$

где $\lambda_{III} = 0,95 \dots 0,97$ – коэффициент деформации шины, меньшие значения относятся

к более эластичным шинам;

R_{CT} – статический радиус качения, определяемый по технической характеристике, мм.

2.5. Определение КПД трансмиссии автомобиля

КПД трансмиссии определяется ориентировочно в зависимости от состава трансмиссии:

$$\eta_{TP} = 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,995^m, \quad (2.10)$$

где k – количество пар цилиндрических шестерен, через которые передаётся в трансмиссии крутящий момент, когда автомобиль движется на одной передаче;

l – количество пар конических (гипоидных) шестерён в трансмиссии;

m – количество карданных шарниров в трансмиссии.

В данном разделе необходимо на основании конструкции прототипа начертить ориентировочную кинематическую схему трансмиссии, указать ее состав. Для полноприводных автомобилей указать схему включения полного привода, и рассчитать КПД трансмиссии при включении различных передач раздаточной коробки.

При выполнении кинематических схем рекомендуется использовать библиотеку условных обозначений кинематических элементов программы КОМПАС.

Пример выполнения кинематической схемы трансмиссии приведен на рисунке 2.5.

2.6. Фактор сопротивления воздуха

Фактор сопротивления воздуха W , $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$, равен:

$$W = k_B \cdot F_a, \quad (2.11)$$

где k_B – коэффициент обтекаемости автомобиля, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ (таблица А.4);

F_a – лобовая площадь – площадь проекции автомобиля в сечении, перпендикулярном его продольной оси, м^2 .

Лобовая площадь определяется по чертежу общего вида автомобиля. При выполнении чертежа с помощью программы КОМПАС площадь рекомендуется определять с помощью функции «Определение площади плоских фигур».

Ориентировочные значения фактора сопротивления воздуха приведены в таблице А.6.

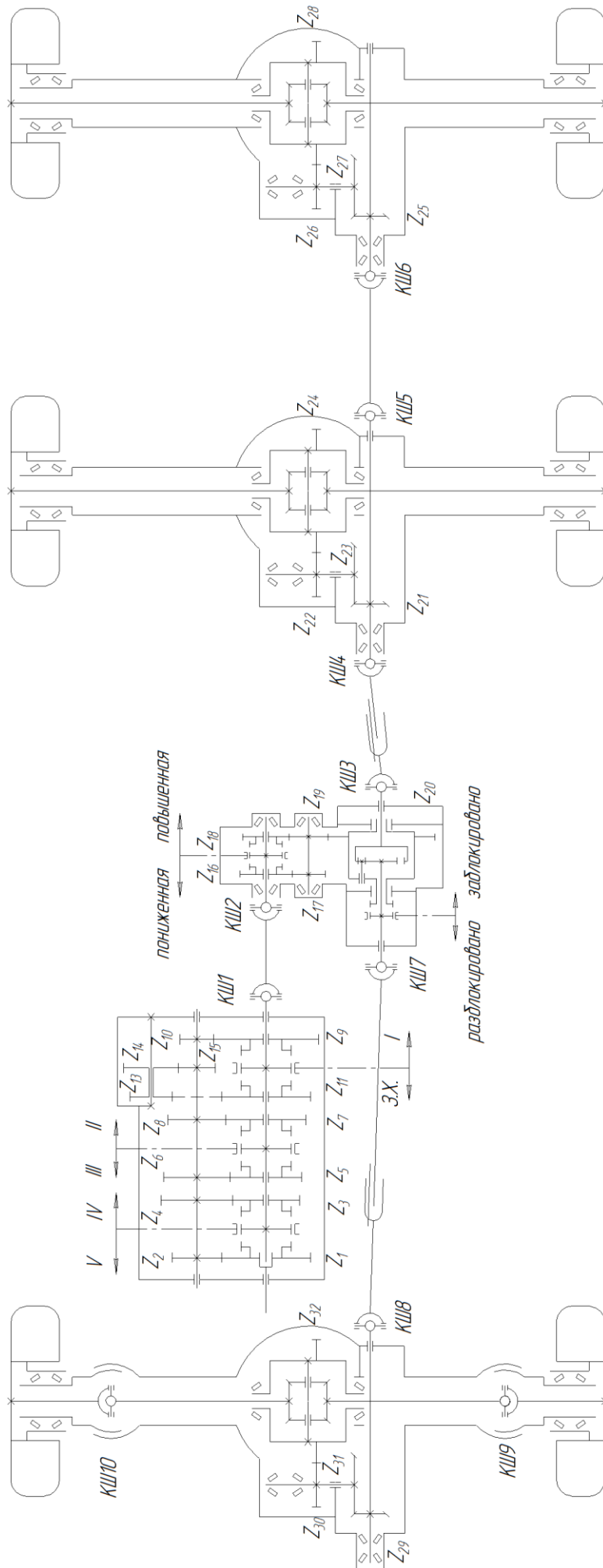


Рисунок 2.5 – Пример выполнения кинематической схемы трансмиссии полноприводного автомобиля с колесной формулой 6 × 6

Ориентировочно лобовую площадь, F_a , м^2 , можно рассчитать:
для легковых автомобилей

$$F_a \approx 0,78 \cdot B_a \cdot H, \quad (2.12)$$

для грузовых автомобилей

$$F_a \approx K_{II} \cdot H, \quad (2.13)$$

где B_a – габаритная ширина автомобиля, м;
 H – габаритная высота автомобиля, м;
 K_{II} – колея передних колес автомобиля, м.

2.7. Определение мощности двигателя и построение его внешней скоростной характеристики

Необходимую эффективную мощность двигателя N_v , кВт, проектируемого автомобиля определяют по указанным в задании на курсовой проект величинами $V_{\max}$, ψ_v из уравнения мощностного баланса при движении автомобиля с максимальной скоростью $V_{\max}$:

$$N_v = \frac{\psi_v \cdot G_a \cdot V_{\max} + W \cdot V_{\max}^3}{1000 \cdot \eta_{TP}}, \quad (2.14)$$

где ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля;

G_a – сила тяжести от полной массы автомобиля, Н;

$V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с;

W – фактор сопротивления воздуха, $\text{Нс}^2/\text{м}^2$;

η_{TP} – механический КПД трансмиссии.

Скоростные характеристики двигателей показывают изменение мощности, крутящего момента, расхода топлива и ряда других параметров. В зависимости от положения органа, управляющего подачей топлива различают внешнюю и частичные скоростные характеристики.

Скоростная характеристика, полученная при полном дросселе (бензиновый двигатель) или при положении рейки топливного насоса, соответствующем номинальной мощности называется *внешней скоростной характеристикой*. Любая скоростная характеристика полученная при других положениях органов управления называется *частичной скоростной характеристикой*.

При проектировании нового двигателя характеристики строят по эмпирическим зависимостям, полученным на основании обработки большого числа опытных данных.

Мощность N_v соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя ω_v , при которой скорость движения автомобиля будет максимальной.

У дизелей максимальную частоту вращения поддерживает регулятор, обеспечивая равенство

$$\begin{aligned}\omega_N &= \omega_v; \\ N_{\max} &= N_v.\end{aligned}\tag{2.15}$$

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

ω_N – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, рад/с.

Частоту вращения при максимальной мощности можно принимать по прототипу или из диапазона:

$$\omega_N = 220 \dots 260 \text{ с}^{-1}.$$

В бензиновых двигателях легковых автомобилей и автобусов малых классов (без ограничителя частоты вращения) частота вращения ω_v определяется равенством мощности N_k , которая подводится к ведущим колёсам автомобиля и суммой мощностей $N_{ш}$ и N_w , которые необходимы для преодоления автомобилем сопротивления дороги и воздуха. При этом N_v меньше чем $N_{\max}$, а ω_v больше чем ω_N . При проектировании принимают

$$\begin{aligned}\omega_N &= 440 \dots 580 \text{ с}^{-1}. \\ N_{\max \text{ об}} &= (1,1 \dots 1,25) \cdot N_v.\end{aligned}\tag{2.16}$$

Значение максимальной частоты вращения при этом уточняется после построения кривой мощности.

Для бензиновых двигателей грузовых автомобилей и автобусов с ограничителями частоты мощность при максимальных оборотах будет равна эффективной мощности

$$N_{\max \text{ об}} = N_v.\tag{2.17}$$

Рекомендуется построить полную кривую мощности, указав пунктиром участок после включения ограничителя частоты вращения. Значение частоты включения ограничителя принимается сначала ориентировочно по прототипу или из рекомендуемого диапазона, затем после построения кривой мощности окончательно уточняется.

При построении кривой мощности двигателя с ограничителем частоты вращения принимают:

$$\begin{aligned}\omega_{N_{об}} &= 310...330 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_N &= (1,03...1,04) \cdot \omega_{N_{об}}; \\ \omega_{max} &= (1,15...1,20) \cdot \omega_N; \\ N_{max} &= (1,01...1,02) \cdot N_v.\end{aligned}\quad (2.18)$$

В курсовом проекте необходимо построить графики изменения мощности N , кВт, крутящего момента M_k , Н·м, и удельного расхода топлива, g , г/(кВт·час), по приближённым формулам:

$$N_i = N_{max} \frac{\omega_i}{\omega_N} \left[a + b \frac{\omega_i}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 \right], \text{ кВт}, \quad (2.19)$$

$$M_{k_i} = 1000 \cdot \frac{N}{\omega}, \text{ Н·м}, \quad (2.20)$$

$$g = g_N \cdot k_N \cdot k_{\omega}, \text{ г/(кВт·час)}, \quad (2.21)$$

где N_{max} – максимальная мощность двигателя, кВт;

ω_i – текущие значения частоты вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1}

(необходимо принять 10 – 12 значений через равные интервалы $\Delta\omega = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{9...11}$ в диапазоне от $\omega_{min} = 70...90 \text{ с}^{-1}$ до ω_{max} . Минимальную частоту вращения можно принять по прототипу);

ω_N – частота вращения при максимальной мощности, с^{-1} ;

N_i , M_{k_i} , g_i – последовательные значения соответственно мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива в зависимости от текущего значения частоты вращения;

a , b , c – постоянные коэффициенты, зависят от типа двигателя (таблица А.5);

k_{ω} – коэффициент, учитывающий изменение расхода топлива от угловой скорости коленчатого вала:

$$k_{\omega} = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{\omega_i}{\omega_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^3; \quad (2.22)$$

g_N – искомый расход горючего, г/(кВт·час), при максимальной мощности двигателя, $g_N = 330...360$ в бензиновых двигателях, $g_N = 220...240$ – у дизелей.

Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики двигателя сводят в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры внешней скоростной характеристики двигателя.

$\omega_i, \text{с}^{-1}$									
$X_i = \omega_i / \omega_N$									
$n = 30 \cdot \omega_i / \pi, \text{об/мин}^{-1}$									
$N_i, \text{кВт}$									
$M_{k_i}, \text{Н м}$									
k_ω									
$g_i, \text{г/(кВт·час)}$									

В результате расчета необходимо так подобрать частоту вращения $\omega_{\max}$, чтобы при этом значении мощность была равна эффективной N_v . В среде математических таблиц Microsoft Excel это можно осуществить, используя функцию "Подбор параметра" (рисунок 2.6 – 2.8).

Также необходимо определить при какой частоте ω_M крутящий момент будет иметь максимальное значение. Максимум функции $M_k(\omega)$ можно определить также с помощью среды математических таблиц Microsoft Excel, используя функцию "поиск решения" (рисунок 2.9 – 2.11)

Примеры внешних скоростных характеристик различных двигателей показаны на рисунках 2.13-2.15.

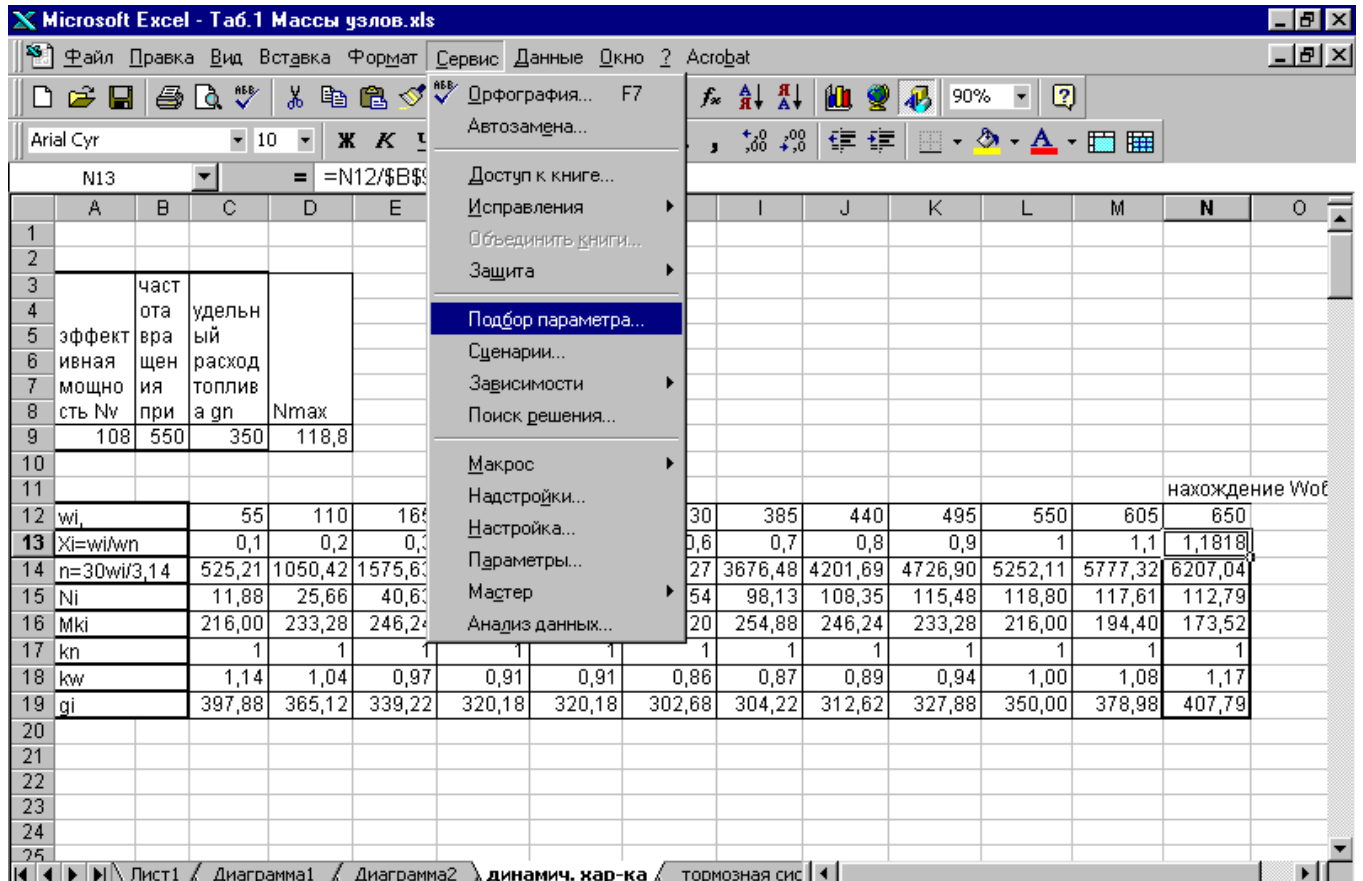


Рисунок 2.6 – Пример применения функции "подбор параметра" для построения внешней скоростной характеристики двигателя

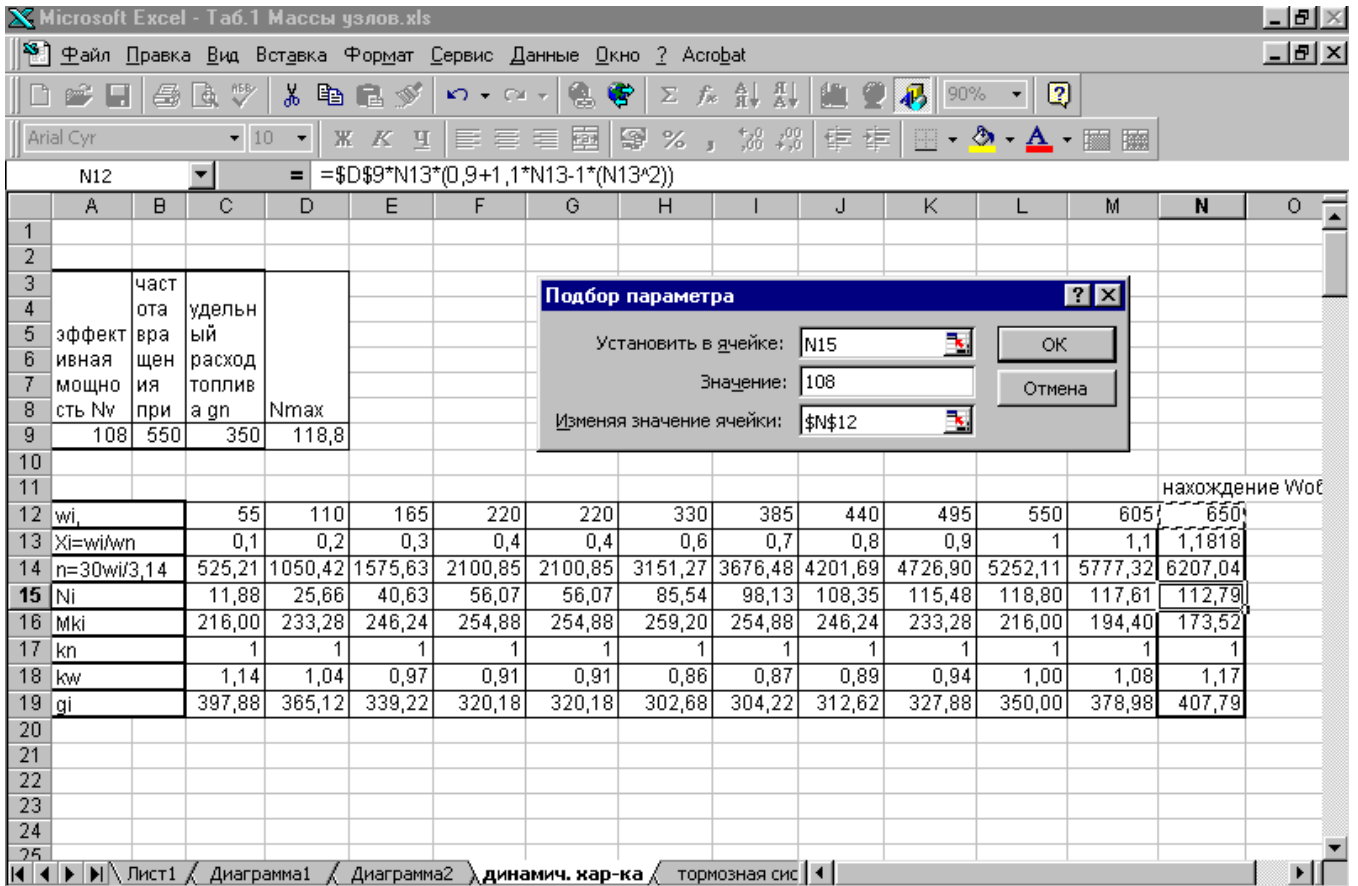


Рисунок 2.7 – Последовательность задания значений при использовании функции "подбор параметра" для определения требуемой частоты вращения

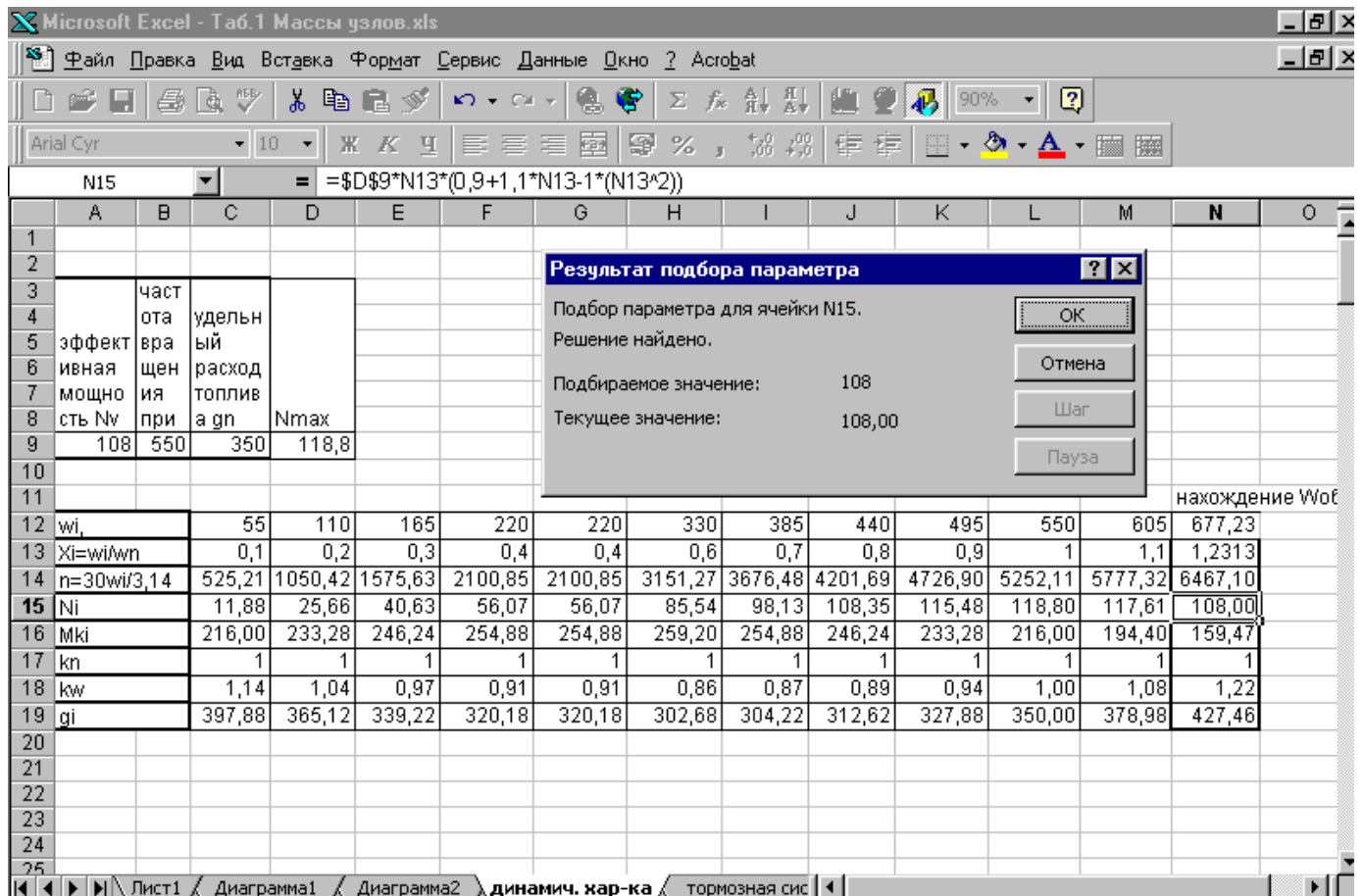


Рисунок 2.8 – Результат подбора параметра

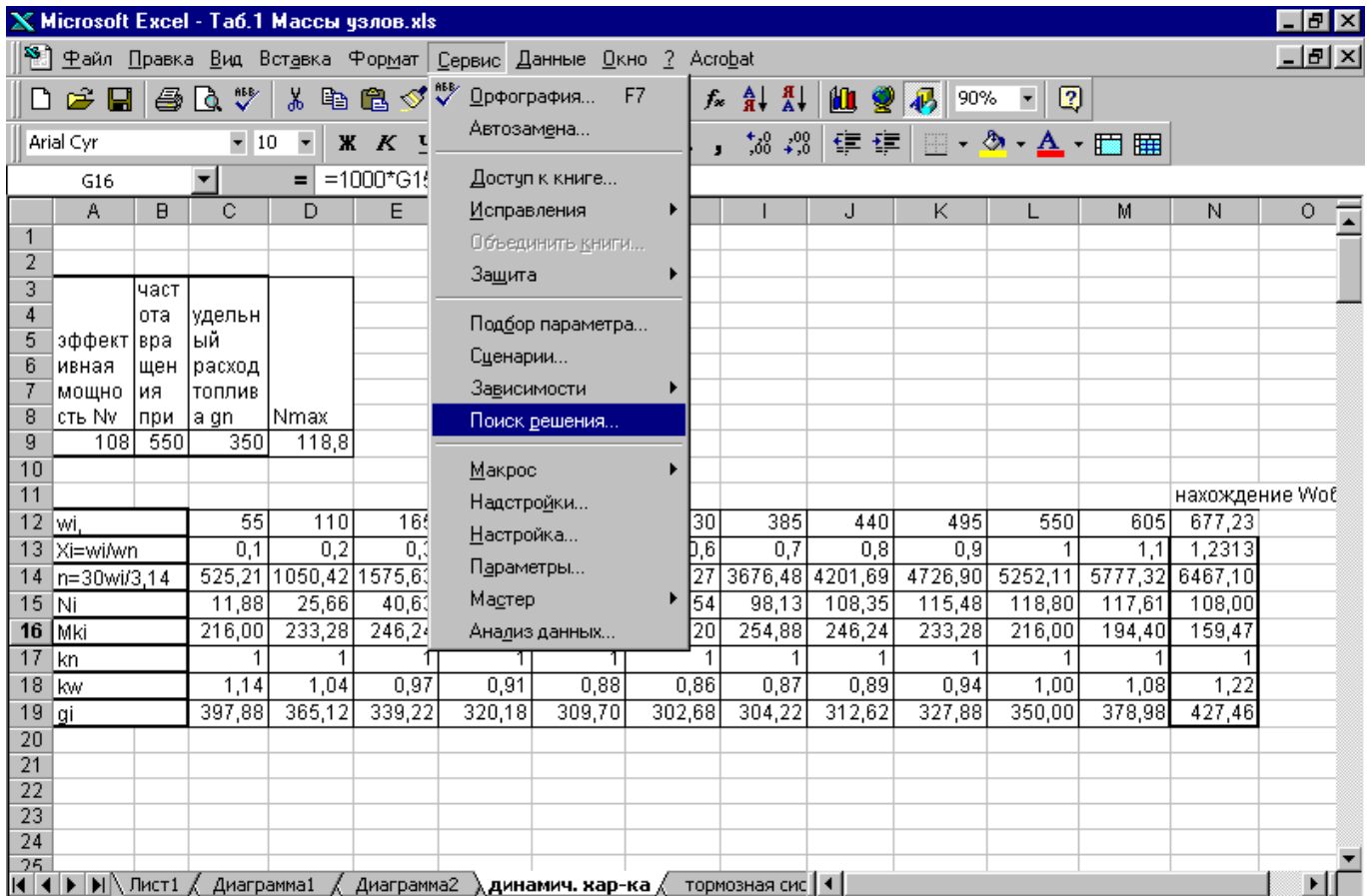


Рисунок 2.9 – Выбор функции "поиск решения"

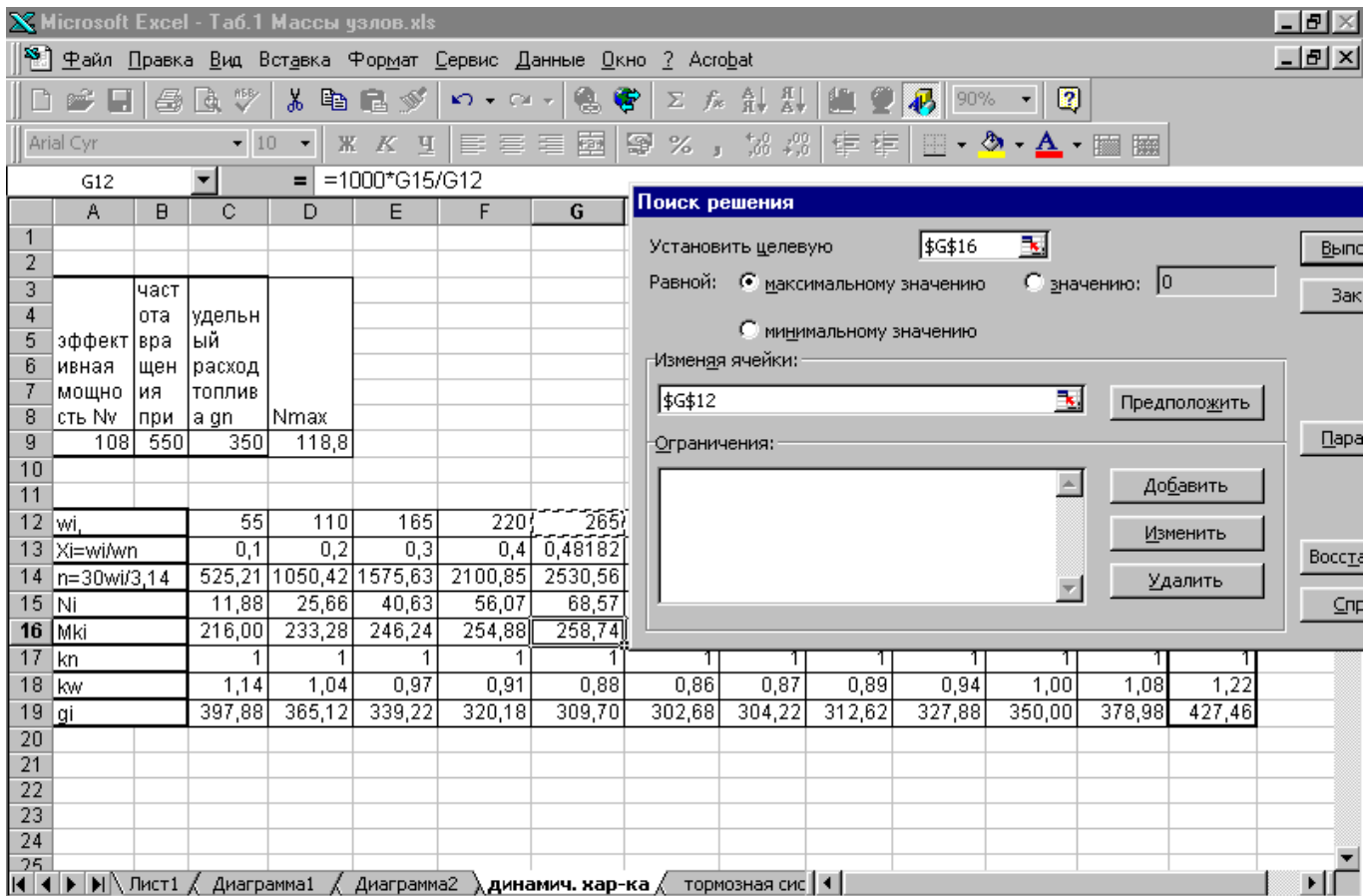


Рисунок 2.10 – Последовательность определения максимального значения крутящего момента и соответствующей ему частоты вращения коленчатого вала

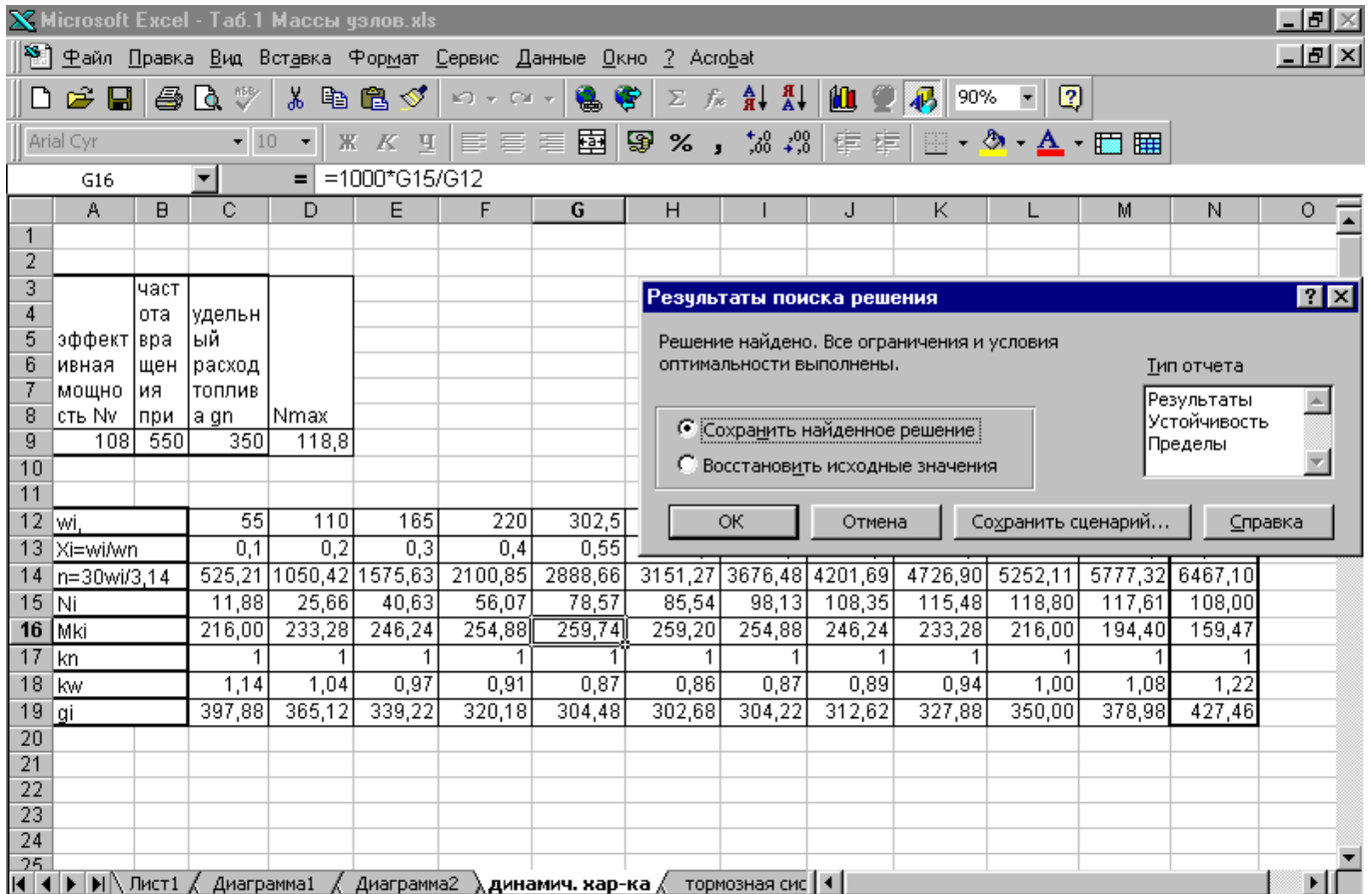


Рисунок 2.11 – Результаты поиска решения

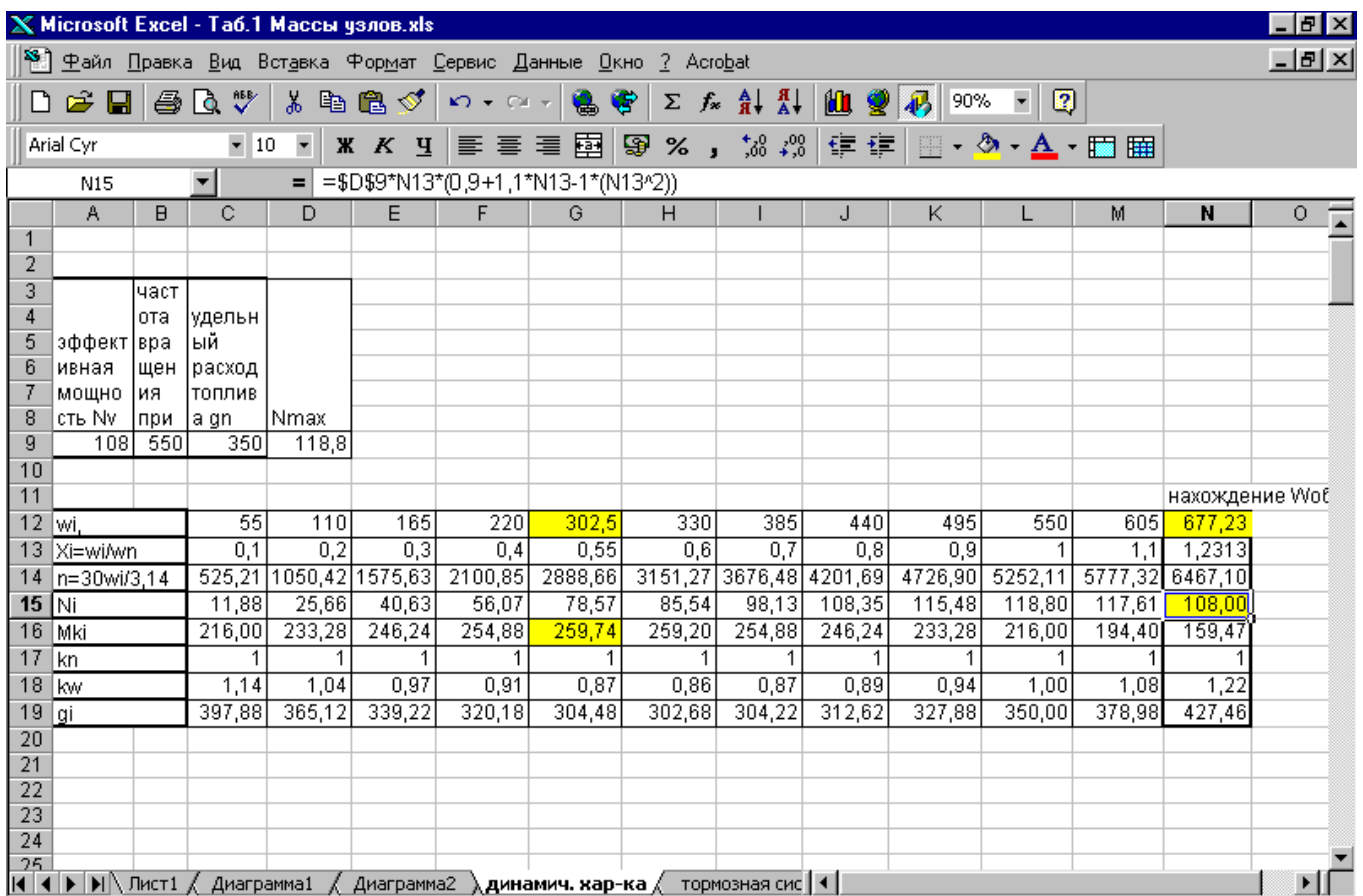


Рисунок 2.12 – Параметры внешней скоростной характеристики

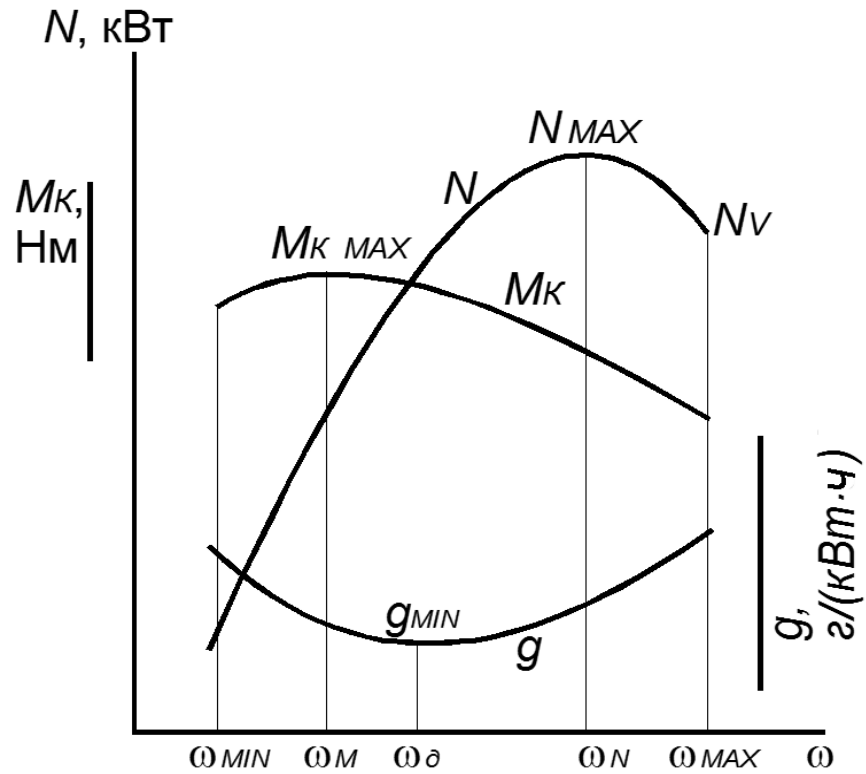


Рисунок 2.13 – Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя легкового автомобиля без ограничителя частоты вращения

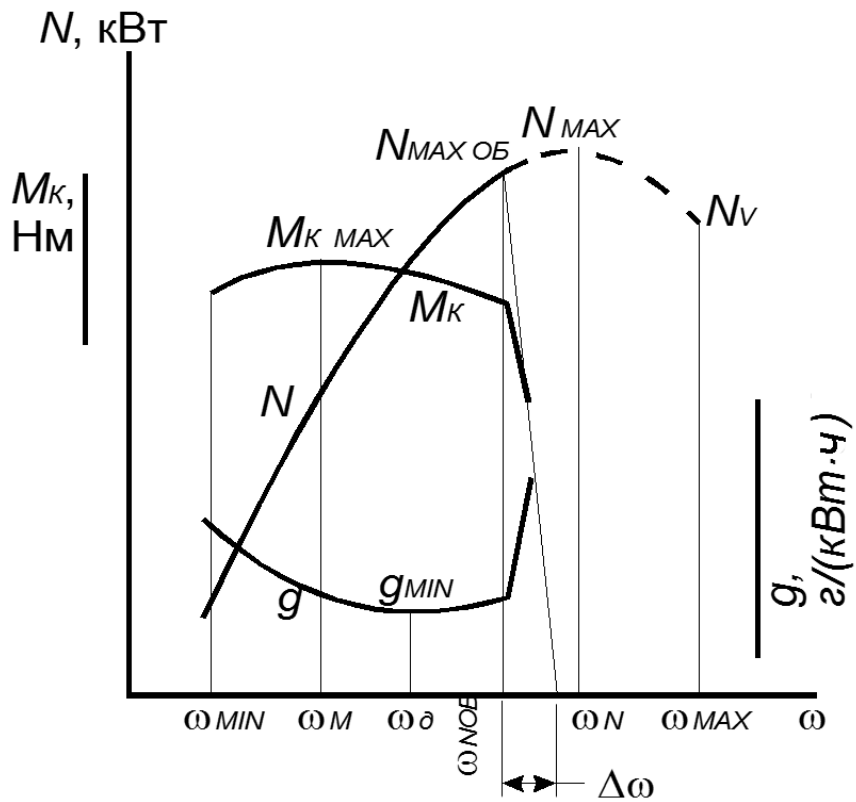


Рисунок 2.14 – Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя грузового автомобиля с ограничителем частоты вращения

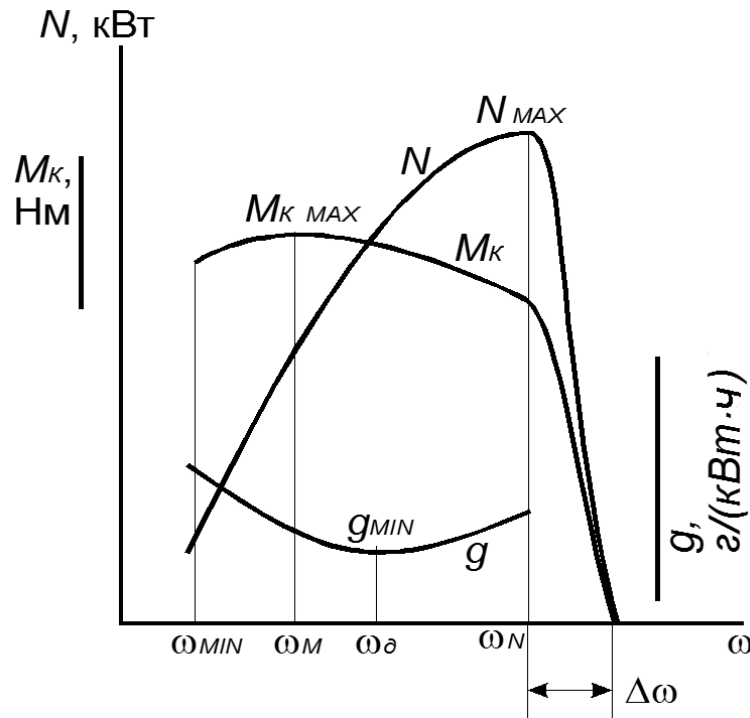


Рисунок 2.15 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

2.8. Определение количества передач и передаточных чисел трансмиссии автомобиля

В данном разделе рассчитываются передаточные числа коробки передач, для полноприводных автомобилей раздаточной коробки и главной передачи.

Расчет производится в следующем порядке:

- 1) минимальное передаточное число трансмиссии по условию обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля;
- 2) принимается минимальное передаточное число коробки передач;
- 3) принимается минимальное передаточное число дополнительной коробки (мультипликатора коробки передач или повышенной передачи раздаточной коробки);
- 4) передаточное число главной передачи;
- 5) максимальное передаточное число первой передачи по условию преодоления максимального коэффициента сопротивления дороги;
- 6) максимальное передаточное число первой передачи по условию использования сцепной массы;
- 7) выбрать для дальнейших расчетов минимальное из двух или увеличить сцепную массу;
- 8) проверить полученную величину по условию минимальной скорости маневрирования;
- 9) для раздаточных коробок с пониженной передачей рассчитать передаточное отношение пониженной передачи;
- 10) рассчитать количество передач в коробке передач;
- 11) рассчитать промежуточные передачи коробки передач.

Минимальное передаточное число назначают из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля:

$$U_{TP\min} = \frac{\omega_{\max} \cdot R_k}{V_{\max}}, \quad (2.23)$$

где $\omega_{\max}$ – частота оборотов коленчатого вала двигателя при движении с максимальной скоростью, 1/с;

R_k – динамический радиус качения колеса, м;

$V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с.

Одновременно

$$U_{TP\min} = U_{K\min} \cdot U_{DK\min} \cdot U_0, \quad (2.24)$$

где $U_{K\min}$ – минимальное передаточное число коробки передач;

$U_{DK\min}$ – минимальное передаточное число дополнительной коробки

(раздаточная коробка, демультипликатор коробки передач); если ее нет принимают

$U_{DK\min} = 1$;

U_0 – передаточное число главной передачи.

Минимальное передаточное число коробки передач и дополнительной коробки принимают по базовому автомобилю, или учитывая следующее:

- для грузовых автомобилей с бензиновыми двигателями высшая передача прямая $U_{K\min} = 1,0$;
- для грузовых автомобилей с дизельными двигателями $U_{K\min} = 0,72...1,0$;
- если на грузовых автомобилях используется основная коробка передач вместе с дополнительной коробкой (демультипликатором, делителем передач), можно принять $U_{K\min} = 0,71...0,82$;
- для заднеприводных легковых автомобилей $U_{K\min} = 0,82...1$;
- для переднеприводных легковых автомобилей $U_{K\min} = 0,73...0,96$;
- для городских и пригородных автобусов $U_{K\min} = 1,0$;
- для автобусов междугородного сообщения $U_{K\min} = 0,72...0,78$

Минимальные передаточные числа раздаточных коробок современных грузовых автомобилей лежат в диапазоне $U_{DK\min} = 0,917...1,31$.

Приняв $U_{K\min}$ и $U_{DK\min}$, вычисляют

$$U_0 = \frac{U_{TP\min}}{U_{DK\min} \cdot U_{K1}}, \quad (2.25)$$

Максимальное передаточное число трансмиссии определяется из необходимости соблюдения трех условий.

1) Условие преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$U_{TP\max}^1 = \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot R_K}{M_{k\max} \cdot \eta_{TP}}, \quad (2.26)$$

где $\psi_{\max}$ – максимальное значение коэффициента сопротивления дороги. Принимают в зависимости от типа автомобиля: $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,5$ – для легковых автомобилей; $\psi_{\max} = 0,25 \dots 0,35$ – автобусов и грузовых автомобилей, предназначенных для междугородних сообщений; $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,45$ – для грузовых автомобилей общего назначения; $\psi_{\max} = 0,45 \dots 0,55$ – для автомобилей повышенной проходимости; $\psi_{\max} = 0,18 \dots 0,4$ – для автопоездов;

$M_{k\max}$ – максимальное значение крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике двигателя, Н·м.

2) Условие полного использования сцепной массы

$$U_{TP\max}^2 = \frac{\varphi \cdot G_{CЦ} \cdot R_K}{M_{k\max} \cdot \eta_{TP}}, \quad (2.27)$$

где $\varphi = 0,7 \dots 0,9$ – коэффициент сцепления колес с полотном дороги, (принимается для сухого шоссе);

$G_{CЦ}$ – сцепной вес автомобиля, вес от полной массы автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, кг (для полноприводных автомобилей $G_{CЦ} = G_a$; для автомобилей с колесной формулой 4×2 ; $G_{CЦ} = \alpha_2 \cdot G_2$; для автомобилей с колесной формулой 6×4 $G_{CЦ} = \alpha_2 \cdot (G_2 + G_3)$; для переднеприводных $G_{CЦ} = \alpha_1 \cdot G_1$, где α_1 и α_2 – коэффициенты перераспределения масс: $\alpha_1 = 0,8 \dots 0,9$; $\alpha_2 = 1,1 \dots 1,3$).

3) Условие возможности движения с минимально устойчивой скоростью:

$$U_{TP\max}^3 = \frac{\omega_{\min} \cdot R_K}{U_{ДК\min} \cdot U_0 \cdot V_{\min}}, \quad (2.28)$$

где $\omega_{\min}$ – минимально устойчивая частота вращения двигателя, 1/с;

$V_{a\min} \leq 5$ км/ч – минимально устойчивая скорость движения для удобства маневрирования.

Если $U_{TP\max}^1 > U_{TP\max}^2$, то целесообразно увеличить сцепную массу. Если сцепную массу увеличить не возможно, то принимается передаточное число вычисленное по второму условию. При этом автомобиль не сможет преодолевать заданное дорожное сопротивление. Передаточное число выбранное по первому и второму условию, сопоставляется с определенным по третьему условию.

Для неполноприводных автомобилей максимальное передаточное число трансмиссии равно:

$$U_{TP\max} = U_{K1} \cdot U_{DK\max} \cdot U_0. \quad (2.29)$$

Для полноприводных автомобилей с раздаточной коробкой, вычисленная величина передаточного числа будет соответствовать максимальному передаточному числу трансмиссии при включенной повышенной передаче раздаточной коробки:

$$U_{TP\max} = U_{K1} \cdot U_{DK\min} \cdot U_0, \quad (2.30)$$

где U_{K1} – передаточное число первой передачи коробки передач;

$U_{DK\max}$ – максимальное передаточное число дополнительной коробки передач.

Для коробок передач с демультипликатором можно принять по прототипу. Если дополнительная коробка передач отсутствует $U_{DK\max} = 1,0$.

Передаточное число первой передачи рассчитывается из формул (2.27), (2.25).

Для полноприводных автомобилей максимальное передаточное число раздаточной коробки рассчитывается по трем условиям: преодоления максимального подъема, полного использования сцепной массы и минимальной скорости движения.

1) Условие преодоления максимального подъема:

$$U_{DK\max}^1 = \frac{\psi_{\max\Pi} \cdot G_a \cdot R_K}{M_{k\max} \cdot U_1 \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}, \quad (2.31)$$

где $\psi_{\max\Pi} = 0,7 \dots 0,9$ – значение коэффициента сопротивления дороги при максимальном подъеме.

2) Условие полного использования сцепной массы:

$$U_{DK\max}^2 = \frac{\phi \cdot G_{CЦ} \cdot R_K}{M_{k\max} \cdot U_1 \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}, \quad (2.32)$$

3) Условие движения с минимальной скоростью:

$$U_{DK\max}^3 = \frac{\omega_{\min} \cdot R_K}{U_1 \cdot U_0 \cdot V_{a\min}}, \quad (2.33)$$

где $V_{a\min} = 2 \dots 3$ км/ч – минимально устойчивая скорость движения.

Значение $U_{DK\max}$ может находиться в пределах $1,31 \dots 2,28$.

Если передаточные числа в коробке передач подбирать по закону

геометрической прогрессии, то количество передач находят из выражения:

$$n = \frac{\log U_{K \min} - \log U_{K1}}{\log q} + 1, \quad (2.34)$$

где q – знаменатель геометрической прогрессии, $q = \omega_M / \omega_{N \text{ об}}$ – для грузовых автомобилей и автобусов с бензиновыми двигателями с ограничителем частоты вращения; $q = \omega_M / \omega_{\max}$ – для легковых автомобилей и автобусов с бензиновыми двигателями, без ограничителя частоты вращения; $q = \omega_M / \omega_N$ – для автомобилей с дизельным двигателем.

Передаточные числа промежуточных передач для двухвальных коробок находятся из выражения:

$$U_{Kj} = \sqrt[n-j]{U_{K1}^{n-j} \cdot U_{K \min}^{j-1}}, \quad (2.35)$$

где j – порядковый номер промежуточной передачи; n – число передач в коробке.

Для трехвальных коробок n – номер прямой передачи, и формула (2.35) имеет вид $U_{Kj} = \sqrt[n-j]{U_{K1}^{n-j}}$. Передаточное число повышенной передачи принимаем по прототипу.

Передаточное число задней передачи обычно принимают по прототипу или из соотношения:

$$U_{3X} = (0,9...1,3) \cdot U_{K1}. \quad (2.36)$$

При расчете числа зубьев зубчатых колес передаточные числа трансмиссии уточняются.

2.9. Нахождение тягово-скоростных характеристик автомобиля

В данном разделе необходимо рассчитать следующие показатели:

- 1) динамический фактор автомобиля на каждой передаче;
- 2) ускорение автомобиля на каждой передаче;
- 3) на основании графика динамического фактора построить динамический паспорт автомобиля.

В пояснительной записке строятся графики ускорений автомобиля, времени и величины разгона. Динамический паспорт автомобиля выносится в графическую часть работы на листе формата А3.

2.9.1. Динамические характеристики автомобиля

Используя передаточные отношения трансмиссии заданного автомобиля, необходимо построить динамическую характеристику в координатах $V_a - D$, где D – динамический фактор.

Величину динамического фактора определяют из выражения:

$$D = \frac{F_K - F_W}{G_a}, \tag{2.37}$$

где F_K – сила тяги на ведущих колесах, Н;

$$F_K = \frac{M_K \cdot U_{Ti} \cdot \eta_M}{R_K}, \tag{2.38}$$

где M_K – крутящий момент двигателя, Н·м;

$U_{Ti} = U_{Ki} \cdot U_{ДКj} \cdot U_0$ – передаточное число трансмиссии на i -той передаче.

F_W – сила сопротивления воздуха, Н

$$F_W = W \cdot V_a^2. \tag{2.39}$$

Скорость движения автомобиля, м/с можно рассчитать по формуле

$$V_a = \frac{\omega}{U_{Ti}} R_K. \tag{2.40}$$

Ускорение автомобиля равно

$$j_a = \frac{(D - \psi) \cdot g}{\delta} = \frac{(D - \psi) \cdot g}{1,04 + 0,04 \cdot U_{Ki}^2}, \tag{2.41}$$

где $\delta = 1,04 + 0,04 \cdot U_{Ki}^2$ – коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся деталей автомобиля.

Таблица 2.4 – Расчет динамических характеристик

ω , 1/с										
M_K , Н·м										
Передача 1										
U_{T1}										
V_a , м/с										
F_K , Н										
F_W , Н										
D										
j_a , м/с ²										

Динамической характеристикой автомобиля называют график зависимости динамического фактора D автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на

различных передачах. Примерный вид динамической характеристики автомобиля показан на рисунке 2.16. Для решения уравнения движения сопоставляют величины динамических факторов, рассчитанных по условиям тяги и по условиям сцепления, с коэффициентом сопротивления дороги ψ .

Коэффициент сопротивления дороги ψ состоит из коэффициента сопротивления качению f и продольного уклона i :

$$\psi = f + i, \quad (2.42)$$

где f – коэффициент сопротивления качению, зависящий от типа и состояния дорожного покрытия (таблица А.7);

i – продольный уклон дороги, равный тангенсу угла наклона дороги к горизонту.

Так, например, для определения максимальной скорости $V_{\max}$ автомобиля на участке дороги, который характеризуется постоянным коэффициентом ψ , нужно по оси ординат динамической характеристики отложить его величину в том же масштабе, что и масштаб динамического фактора, и провести прямую, параллельную оси абсцисс.

Если линия ψ (прямая 1–1 на рисунке 2.16, а) пересекает кривую динамического фактора, то максимальная скорость равна V_1 , так как при этой скорости соблюдается условие $D = \psi$. Если кривая динамического фактора проходит выше линии ψ (прямая 2–2), то равномерное движение автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке невозможно, так как динамический фактор даже на высшей передаче во всем диапазоне скоростей больше коэффициента ψ , и происходит разгон автомобиля. Чтобы обеспечить равномерное движение, водитель в этом случае должен прикрыть дроссельную заслонку.

Линия 3–3 соответствует случаю, когда $D < \psi$. Движение с постоянной скоростью при таком коэффициенте ψ невозможно, и автомобиль может двигаться только замедленно. Если прямая ψ пересекает кривую в двух точках (линия 4–4), то автомобиль при полностью открытой дроссельной заслонке может двигаться равномерно как со скоростью V_2 , так и со скоростью V_3 . Для движения со скоростью, большей скорости V_2 и меньшей скорости V_3 , нужно уменьшить мощность двигателя, прикрыв дроссельную заслонку.

С помощью динамической характеристики можно определить коэффициент сопротивления дороги при движении автомобиля с заданной скоростью. Для этого по динамической характеристике находят величину D при указанной скорости, а, следовательно, и значение ψ . Так, при скорости V_1 , (рисунок 2.16, б) коэффициент сопротивления дороги равен ψ , а при скорости V_2 он равен ψ_2 .

Если известен коэффициент сопротивления качению f , то, определив значение ψ , можно найти максимальный угол подъема, преодолеваемого автомобилем. Например, если коэффициент сопротивления качению принят постоянным и равным f_1 , то при движении со скоростью V_1 автомобиль преодолевает подъем, уклон i которого составляет $i = \psi_1 - f_1$.

Наибольшее значение коэффициент ψ имеет при максимальном динамическом факторе D . Поэтому для определения $\psi_{\max}$, нужно провести прямую, параллельную оси абсцисс и касательную к кривой динамического фактора на данной передаче. Отрезок, отсекаемый этой прямой на оси ординат, характеризует величину $D_{\max}$, а также и $\psi_{\max}$.

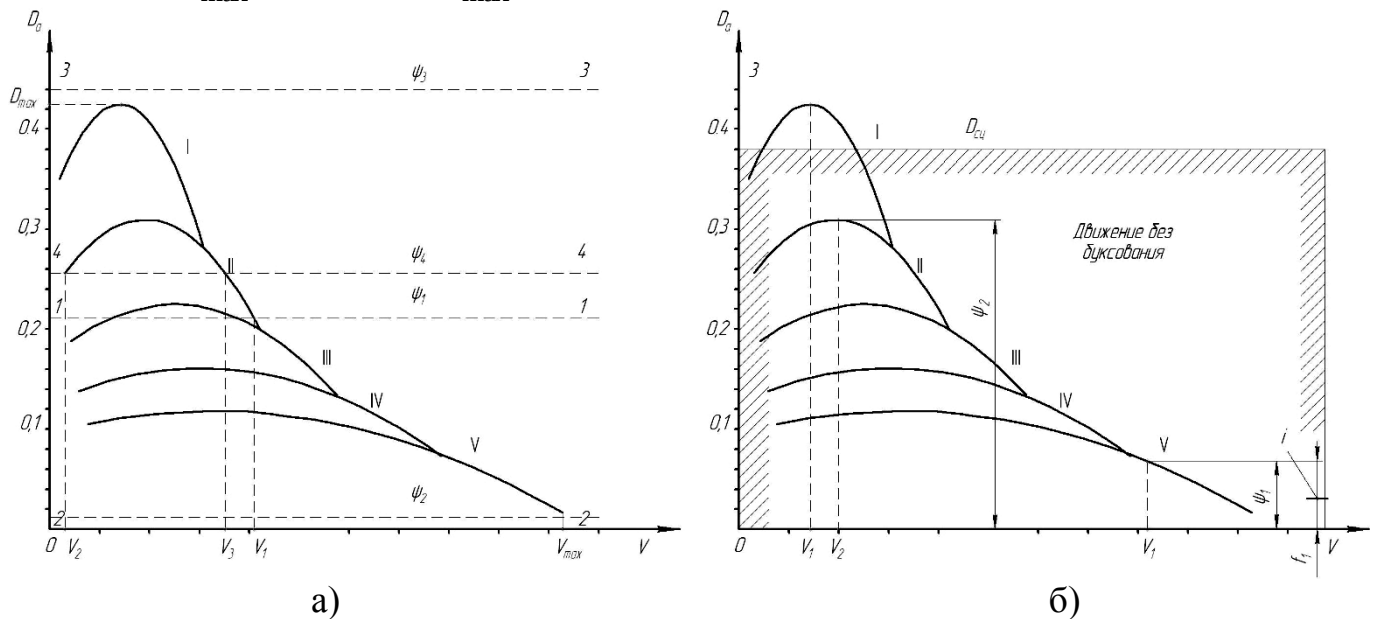


Рисунок 2.16 – Динамическая характеристика автомобиля: а – определение скорости; б – определение коэффициента ψ

При частичной загрузке автомобиля его вес G_x меньше веса G_a при полной загрузке, а динамический фактор D_x соответственно больше D , так как

$$D_x = \frac{F_K - F_W}{G_x}, \quad (2.43)$$

$$D_x = D \frac{G_a}{G_x}, \quad (2.44)$$

а для незагруженного автомобиля, вес которого G_0 динамический фактор

$$D_0 = D \frac{G_a}{G_0}. \quad (2.45)$$

2.9.2. 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 (M_K и др.), основных характеристик дороги (коэффициентов ψ и ϕ) и нагрузки на автомобиль.

Тягово-скоростные качества автомобиля при различных его нагрузках оценивают с помощью предложенной Н. А. Яковлевым номограммы нагрузок,

которая дополняет динамическую характеристику автомобиля, соответствующую номинальной (100%) его загрузке (рисунок 2.17).

По оси абсцисс влево от начала координат, соответствующего 100% нагрузки, откладывают уменьшающийся до нуля процент нагрузки автомобиля. В той точке оси абсцисс, где нагрузка равна 0%, проводят вторую ось ординат, на которой откладывают значения динамического фактора D_0 ненагруженного автомобиля.

Масштаб a , в котором откладываются значения D_0 , определяют в зависимости от масштаба a , принятого для D по выражению

$$a_0 = a \cdot \frac{D_0}{D}. \quad (2.46)$$

Отношение $\frac{D_0}{D}$ получить из выражения (2.45).

Равнозначные значения величин D_0 и D (0,05; 0,1; 0,2 и т.д.) соединяют прямыми линиями. В соответствии с уравнением (2.45) каждая из этих линий представляет собой совокупность равных значений динамического фактора D_x для всех возможных нагрузок автомобиля. Эти же линии в случае установившегося движения автомобиля соответствуют каждая своему определенному значению коэффициента суммарного сопротивления дороги, поскольку в этом случае $D = \psi$.

По динамической характеристике автомобиля с номограммой нагрузок решают некоторые практически важные задачи по определению тягово-скоростных возможностей автомобиля. На рисунке 2.17, а показан порядок определения того, какому динамическому фактору соответствует точка А при 90 %-ной нагрузке. Точка А находится между линиями, которые соответствуют значениям динамического фактора 0,20 и 0,3. Чтобы определить динамический фактор при данной нагрузке с точностью около одной сотой, разделим отрезок ab на пять равных частей. Точка А находится приблизительно на третьем делении выше линии 0,2, следовательно, динамический фактор равен 0,25.

Номограмма нагрузок позволяет решать все указанные выше задачи не только для случая полной нагрузки автомобиля, но и для любого ее значения. Так, на рисунке 2.17, а штрих-пунктирной линией показано, что при нагрузке $H = 40\%$ и скорости автомобиля $V_a = 47$ м/с коэффициент $\psi = 0,048$. При $H=80\%$ и $\psi = 0,14$ максимальная скорость автомобиля равна $V_a = 27$ м/с, а при $V_a = 39$ м/с и $\psi = 0,10$ нагрузка (точка В) не должна превышать 20% (пунктирная линия).

Горизонтальная линия, проведенная через точку пересечения вертикальной линии с кривой динамического фактора, может пройти или выше правого (верхнего) конца, или ниже левого (нижнего) конца наклонной прямой, соответствующей заданному значению ψ . В первом случае даже при полной нагрузке автомобиля для движения с постоянной скоростью необходимо прикрыть дроссельную заслонку, так как при полностью открытой заслонке $D > \psi$. Во втором случае равномерное

движение невозможно, так как $D < \psi$ даже при полностью открытой дроссельной заслонке и нагрузке, равной нулю.

Аналогично решаются и другие практические задачи эксплуатационного характера.

Круг этих задач значительно расширяется, если динамическую характеристику с номограммой нагрузок дополнить графиком контроля буксования — штриховые линии на рисунке 2.17, б.

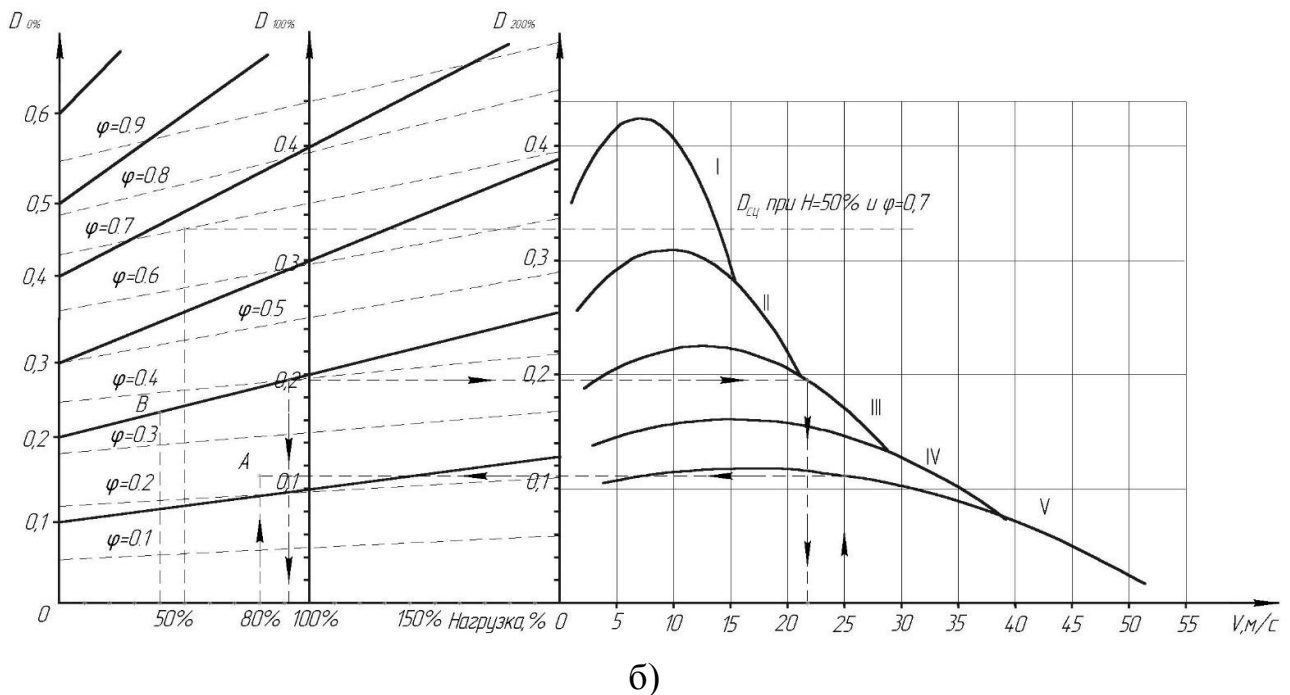
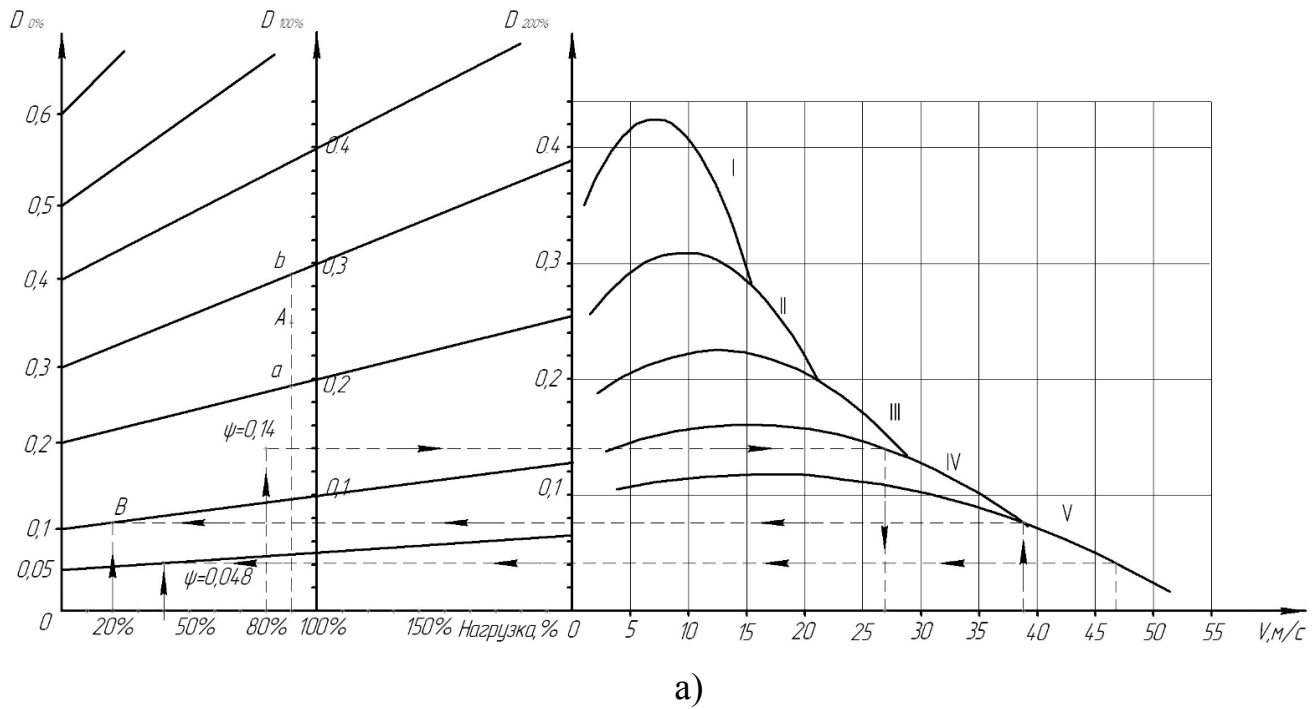


Рисунок 2.17 – Использование динамической характеристики автомобиля:

а – динамическая характеристика с номограммой нагрузок; б – динамический паспорт автомобиля

График представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления.

Каждая из линий графика контроля буксования достаточно точно описывается уравнением:

$$D_{\phi x} = \frac{k_2 \cdot G_{x2}}{G_{ax}} \phi, \quad (2.47)$$

где G_{ax} – полная масса автомобиля при x % его загрузки, Н;

G_{x2} – часть массы приходящаяся на ведущие колеса, Н;

k_2 – коэффициент перераспределения нагрузки на ведущие колеса:

$$k_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \phi \cdot \frac{h_0}{L}}, \quad (2.48)$$

где α – угол продольного уклона дороги;

ϕ – коэффициент сцепления колес с дорожным покрытием, зависящий от вида и состояния дорожного покрытия (таблица А.8);

h_0 – высота центра тяжести (определенная в разделе 2.3, таблица 2.2), мм;

L – база автомобиля, мм.

По уравнению (2.47) получают столько линий, сколько задают значений коэффициенту сцепления ϕ . На рисунке 2.13, б показаны линии, соответствующие значениям $\phi = 0,1 \dots 0,8$ с шагом 0,1. Коэффициент k_2 подсчитывают в зависимости от ϕ по уравнению (2.48), в котором для упрощения принимают $\cos \alpha = 1$.

Величину отношения $\frac{G_{x2}}{G_{ax}}$ в уравнении (2.47) можно выразить через нагрузку автомобиля x % так:

$$\frac{G_{x2}}{G_{ax}} = \frac{G_{02} + \frac{x}{100}(G_2 - G_{02})}{G_0 + \frac{x}{100}G_{ГР}}, \quad (2.49)$$

где G_0 – собственный вес автомобиля;

$G_{ГР}$ – номинальная грузоподъемность автомобиля;

G_2, G_{02} – масса, приходящаяся на ведущие колеса полностью груженого и ненагруженного автомобиля соответственно.

Из уравнения (2.49) получаем граничные значения отношения $\frac{G_{x2}}{G_x}$ при $x = 0\%$ и при $x = 100\%$ соответственно:

$$\begin{aligned} \left(\frac{G_{x2}}{G_x} \right)_{x=0\%} &= \frac{G_{02}}{G_0}; \\ \left(\frac{G_{x2}}{G_x} \right)_{x=100\%} &= \frac{G_2}{G_a}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

Тогда граничные значения динамического фактора по сцеплению (ненагруженного и полностью груженого автомобиля) определяются выражениями

$$\begin{aligned} D_{\varphi 0} &= k_2 \frac{G_{02}}{G_0} \varphi; \\ D_{\varphi} &= k_2 \frac{G_2}{G_a} \varphi. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Величины $D_{\varphi 0}$ и D_{φ} откладывают соответственно на осях OD_0 и OD масштабах, принятых для этих осей (a_0 и a). Затем штриховой прямой соединяем соответствующие точки. Над линией записывают соответствующее ей значение.

Пользуясь графиком контроля буксования, можно учесть ограничения, накладываемые на движение автомобиля сцеплением шин ведущих колес с дорогой. Например, можно определить минимальный коэффициент φ , необходимый для движения с заданными нагрузкой и скоростью или с заданными нагрузкой и коэффициентом ψ . В первом случае поступают так же, как при определении динамического фактора по известным значениям нагрузки N и скорости V , только вместо величины D по сплошным наклонным линиям определяют значение $D_{\text{сц}}$ по штриховым линиям. Так, при скорости $V_a = 25$ м/с и нагрузке $N = 80\%$ коэффициент $\varphi = 0,23$ (точка А). Во втором случае проводят вертикальную линию через точку, соответствующую известному значению нагрузки N , и на ней откладывают значение коэффициента ψ , после чего по наклонным штриховым линиям определяют коэффициент φ . Так, при нагрузке $N=40\%$ и коэффициенте $\psi=0,2$ коэффициент $\varphi = 0,37$ (точка В).

Так же можно определить максимальные коэффициент ψ и скорость V при известных нагрузке N и коэффициенте φ или нагрузку N и скорость V при известных величинах ψ и φ . Если нагрузка $N = 50 \%$ и коэффициент $\varphi = 0,7$, то коэффициент $\psi = 0,38$. При таком коэффициенте сопротивления дороги автомобиль может двигаться лишь на первой передаче, причем для равномерного движения дроссельная заслонка должна быть прикрыта. Если сопротивление дороги не ограничивает движения автомобиля, то он может двигаться с любой скоростью,

вплоть до максимальной (52 м/с). При коэффициентах $\psi = 0,2$ и $\varphi = 0,4$ нагрузка $N = 90\%$, а скорость автомобиля $V = 22$ м/с.

Динамическую характеристику с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования называют *динамическим паспортом автомобиля*.

Динамический паспорт автомобиля позволяет комплексно решать важные практические задачи по определению тягово-скоростных качеств автомобиля в конкретных условиях его эксплуатации.

2.10. Расчет показателей разгона автомобиля

Ускорения, которые автомобиль способен развивать при разгоне,— важная характеристика его тягово-скоростных качеств. Чем они больше, тем меньшее время требуется для достижения автомобилем возможной или допустимой в данных условиях максимальной скорости движения и, следовательно, тем большей будет средняя скорость его движения, определяющая транспортную производительность автомобиля.

Для оценки динамики разгона автомобиля наиболее часто используют следующие зависимости:

$\frac{dv}{dt} = f(v_a)$ — ускорения от скорости движения автомобиля по передачам;

$v_a = f(t)$ — скорости движения автомобиля при разгоне от времени;

$v_a = f(S)$ — скорости движения автомобиля при разгоне от пройденного пути.

Графики этих зависимостей принято называть соответственно графиками ускорений, времени и пути разгона автомобиля. График ускорений — основной, по нему строят два других.

Используя графики ускорений, строят графики пути и времени разгона автомобиля.

Для небольших интервалов скоростей ($v_{ai} - v_{ai-1}$) движение автомобиля можно считать равноускоренным при среднем ускорении j_{iCP} , определяемом как среднее арифметическое величин j_{i-1} и j_i . Исходя из этого предположения время t_i для разгона автомобиля от скорости v_{ai-1} до скорости v_{ai} определяется по закону равноускоренного движения:

$$t_i = \frac{v_{ai} - v_{ai-1}}{j_{iCP}} = \frac{2(v_{ai} - v_{ai-1})}{(j_{i-1} + j_i)}. \quad (2.52)$$

Суммарное время разгона автомобиля от скорости $v_a = 0$ до $v_{a\max}$

$$t = \sum_{i=1}^n t_i = \sum_{i=1}^n \frac{2(v_{ai} - v_{ai-1})}{(j_{i-1} + j_i)}. \quad (2.53)$$

Время разгона автомобиля с места до некоторого промежуточного значения скорости v_{ai} определяется выражением:

$$t_{vai} = \sum_1^i t_i = \sum_1^i \frac{2(v_{ai} - v_{ai-1})}{(j_{i-1} + j_i)}. \quad (2.54)$$

Величины t_{vai} и v_{ai} являются соответственно абсциссой и ординатой i -й точки при построении графика времени разгона автомобиля.

Величина пути S_i , на котором происходит увеличение скорости движения автомобиля от v_{ai-1} до скорости v_{ai} , на основании принятого предположения определяется выражением

$$S_i = v_{ai-1} \cdot t_i + \frac{j_{i-1} + j_i}{4} t_i^2, \quad (2.55)$$

или

$$S_i = \frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2} \cdot t_i. \quad (2.56)$$

Путь разгона автомобиля с места до скорости v_{ai}

$$S_{vai} = \sum_1^i S_i = \sum_1^i \frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2} \cdot t_i. \quad (2.57)$$

Величины S_{vai} и v_{ai} — соответственно абсцисса и ордината i -й точки при построении графика пути разгона автомобиля.

Суммарный путь разгона автомобиля с места до максимальной скорости $v_{a\max}$:

$$S = \sum_{i=1}^n S_i = \sum_{i=1}^n \frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2} \cdot t_i. \quad (2.58)$$

2.11. Построение графика пути и времени разгона автомобиля

По методу академика Е. А. Чудакова и Н. А. Яковлева расчетный интервал скоростей разбивают на мелкие участки, как показано на рисунке 2.18, и считают, что на каждом из участков автомобиль разгоняется с постоянным ускорением j_{iCP} .

Для точности расчета интервалы скоростей 0,5—1 м/с — на первой передаче, 1—3 м/с — на промежуточных и 3—4 м/с — на высшей передаче.

Рассчитанные величины по формулам (2.52) – (2.58) сводят в таблицу 2.5.

Исходными данными являются значения скоростей и соответствующих им ускорений на всех передачах, от $v_{a\min}$ до $v_{a\max}$.

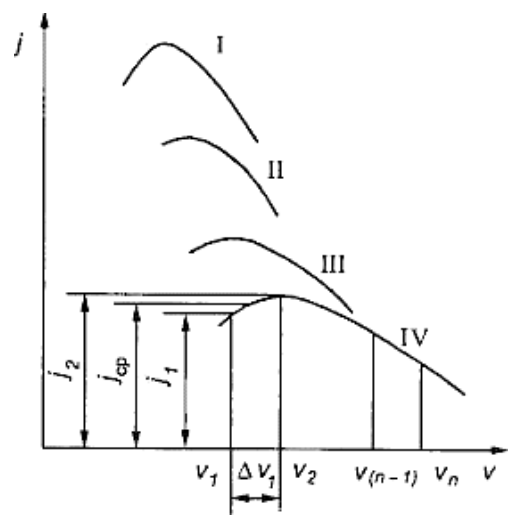


Рисунок 2.18 – Зависимости ускорения от скорости движения соответственно на первой–четвертой передачах

Таблица 2.5 – Построение графиков пути и времени разгона автомобиля

$v_{ai}, \text{ м/с}$								
$j_i, \text{ м/с}^2$								
$j_{iCP}, \text{ м/с}^2$								
$v_{ai} - v_{ai-1}, \text{ м/с}$								
$t_i, \text{ с}$	(2.52)							
$t_{vai}, \text{ с}$	(2.54)							
$\frac{v_{ai-1} + v_{ai}}{2}, \text{ м/с}$								
$S_i, \text{ м}$	(2.56)							
$S_{vai}, \text{ м}$	(2.57)							

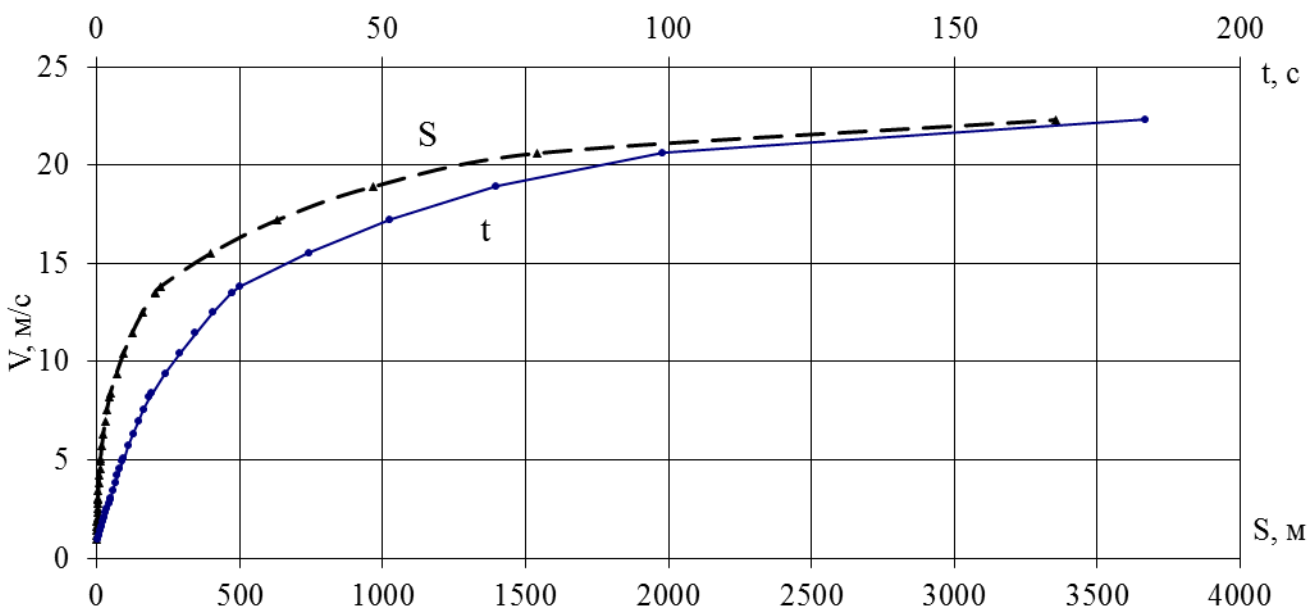


Рисунок 2.19 – График пути и времени разгона

2.12. Тяговый баланс автомобиля

Тяговый баланс автомобиля - это зависимость силы тяги на ведущих колёсах автомобиля P_T [Н] для различных передаточных чисел в трансмиссии, а также сил сопротивления качению P_f [Н] и воздуха P_w [Н] от скорости движения V_a [км/ч].

Зависимости для P_T строятся для всех ступеней в основной коробке передач. Для автомобилей, имеющих раздаточную коробку, строится так же дополнительная кривая для случая одновременного включения первой передачи в основной коробке и низшей - в раздаточной.

Силы тяги и скорости по передачам рассчитаны в таблице 2.4.

На графике тягового баланса должны быть нанесены границы силы тяги на ведущих колёсах по сцеплению с поверхностью пути гружёного автомобиля (автопоезда) P_ϕ при следующих значениях коэффициента сцепления:

$\phi = 0,8$ (сухой шероховатый асфальтобетон);

$\phi = 0,6$ (сухая грунтовая дорога или щебёночное покрытие);

$\phi = 0,4$ (мокрый и грязный асфальтобетон);

$\phi = 0,2$ (обледененная или укатанная снежная дорога).

Силы тяги по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью рассчитываются по формуле:

$$P_\phi = G_a \cdot \phi = m_a \cdot 9,8 \cdot \phi,$$

где G_a - сцепной вес автомобиля или автопоезда (вес приходящийся на его ведущие колёса); m_a - масса, соответствующая сцепному весу автомобиля (автопоезда).

Если значения P_ϕ значительно превышают значения P_T , то можно ограничить величину коэффициента сцепления значением 0,6 или 0,7.

Результаты расчета свести в виде таблицы 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчета силы тяги по сцеплению ведущих колёс

ϕ	-	0,2	0,4	0,6	0,8
P_ϕ	Н				

Зависимости сил сопротивления качению строятся:

- для одиночных грузовых автомобилей (в том числе фургонов) и автопоездов только с полной нагрузкой (для двух видов дорог);

- для легковых автомобилей (в том числе с кузовом универсал) только с одним водителем на двух видах дорог;

- для автобусов - с полным числом пассажиров на двух видах дорог;

При этом сопротивление качению при малой скорости ($v_a \leq 20$ км/ч) принимать равным: $f_{01} = 0,015$ (асфальтобетонное шоссе в хорошем состоянии); $f_{02} = 0,030$ (сухая укатанная грунтовая дорога).

Силы сопротивления качению рассчитываются по формуле:

$$P_f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{20000} \right) \cdot G_a.$$

Сила сопротивления воздуха рассчитана в таблице 2.4.

Результаты расчета сил сопротивления качению и воздуха сведены в таблицу 2.7, по ним построены зависимости $(P_{f1} + P_w) = f(V_a)$ и $(P_{f2} + P_w) = f(V_a)$ на графике тягового баланса.

Таблица 2.7 – Результаты расчета сил сопротивления качению и воздуха

$\omega, 1/c$										
Передача 1										
$V_a, м/с$										
$P_{f1}, Н$										
$P_{f2}, Н$										
$P_w, Н$										
$P_{f1} + P_w, Н$										
$P_{f2} + P_w, Н$										

На графике тягового баланса должны быть отмечены величины максимальной сила тяги на высшей и низшей передачах в трансмиссии, соответствующие им скорости, а также максимальные скорости для двух значений сопротивления качению.

На рисунке показан примерный вид кривых тягового баланса автомобиля, оборудованного дизельным двигателем и пятиступенчатой коробкой передач.

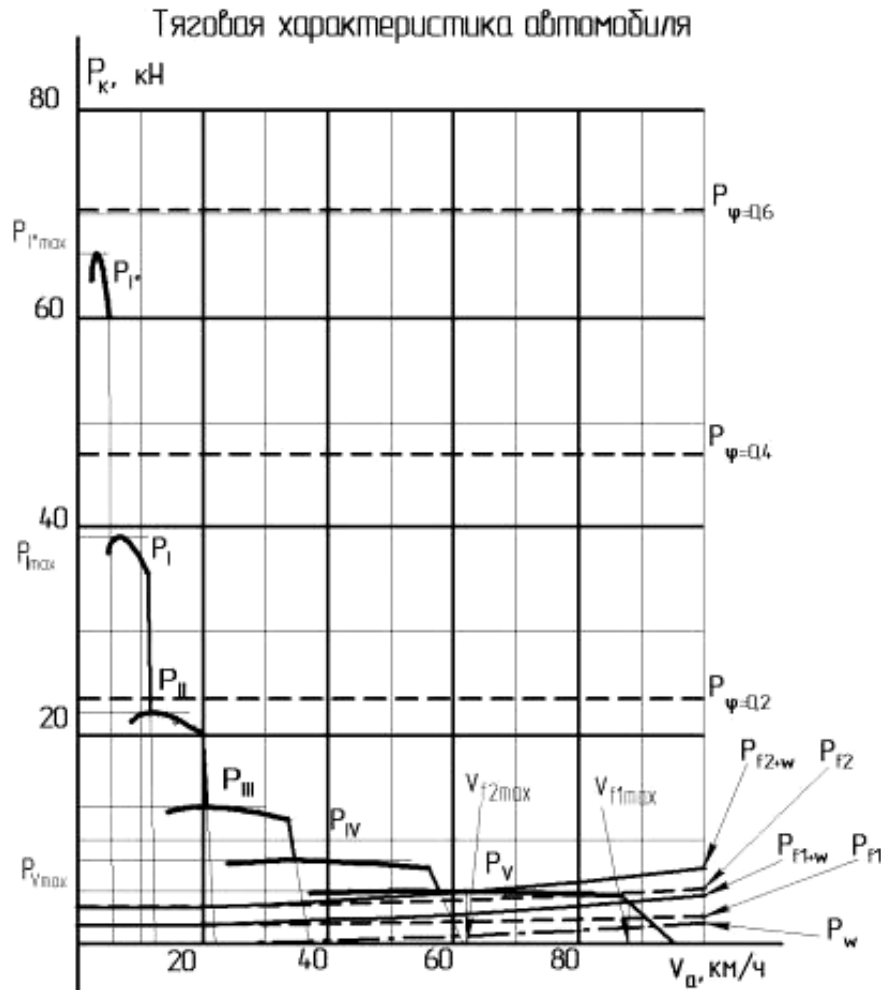


Рисунок 2.20 – График тягового баланса автомобиля

2.13. Мощностной баланс автомобиля

Мощностной баланс автомобиля представляет собой зависимость мощности на ведущих колёсах автомобиля N_T [кВт], мощностей сопротивления качению N_f [кВт] и воздуха N_w [кВт], а также суммы $N_f + N_w$ от скорости установившегося движения автомобиля на всех передачах V_a [км/ч].

Мощностной баланс автомобиля показывает, как расходуется мощность, подводимая к его ведущим колёсам, при установившемся движении по горизонтали.

Мощностной баланс строится для двух значений дорожного покрытия, характеризующихся коэффициентами f_1 и f_2 , по формулам:

$$N_T = \frac{P_T \cdot V_a}{3600}, \quad N_f = \frac{P_f \cdot V_a}{3600}, \quad N_w = \frac{P_w \cdot V_a}{3600}.$$

Результаты расчета мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля, и мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного и аэродинамического сопротивления заносятся в таблицу 2.8 и по ним строятся зависимости $N_T = f(V_a)$, $N_w = f(V_a)$, $(N_{f1} + N_w) = f(V_a)$, $(N_{f2} + N_w) = f(V_a)$ на графике мощностного баланса.

Кривые мощностного баланса строятся для тех же условий, что и кривые тягового баланса, однако ограничения по сцеплению ведущих колёс с дорогой не производятся. При наличии на двигателе ограничителя или регулятора частоты вращения коленчатого вала кривые N_T строятся с учётом их работы (аналогично графику внешней скоростной характеристики ДВС).

На графике должны быть отмечены максимальные скорости движения автомобиля, как это делалось при построении графика тягового баланса.

Таблица 2.8 – Результаты расчета мощности

ω , 1/с								
1 передача								
V_a , км/ч								
N_T , кВт								
N_{f1} , кВт								
N_{f2} , кВт								
N_w , кВт								
$N_{f1} + N_w$, кВт								
$N_{f2} + N_w$, кВт								
...								
i-я передача								
V_a , км/ч								
N_T , кВт								
N_{f1} , кВт								
N_{f2} , кВт								
N_w , кВт								
$N_{f1} + N_w$, кВт								
$N_{f2} + N_w$, кВт								

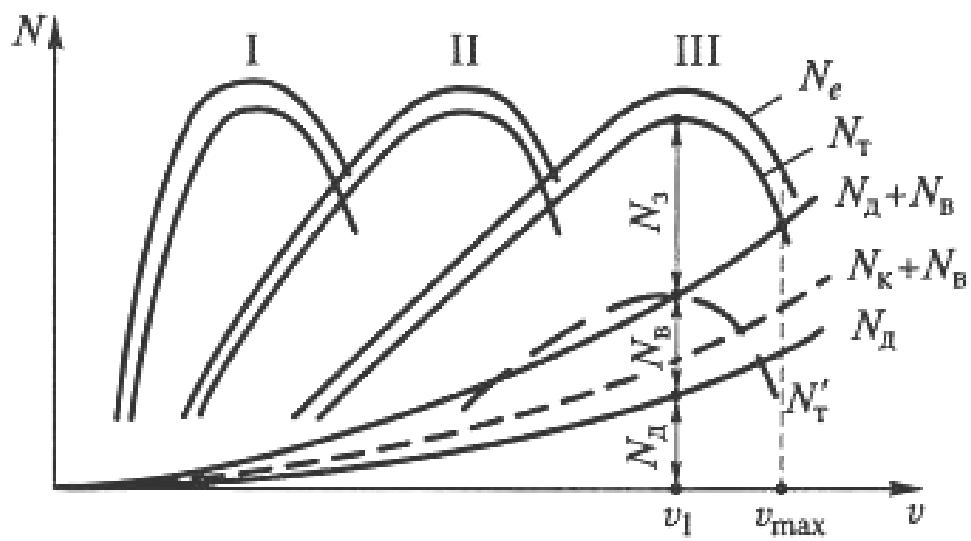
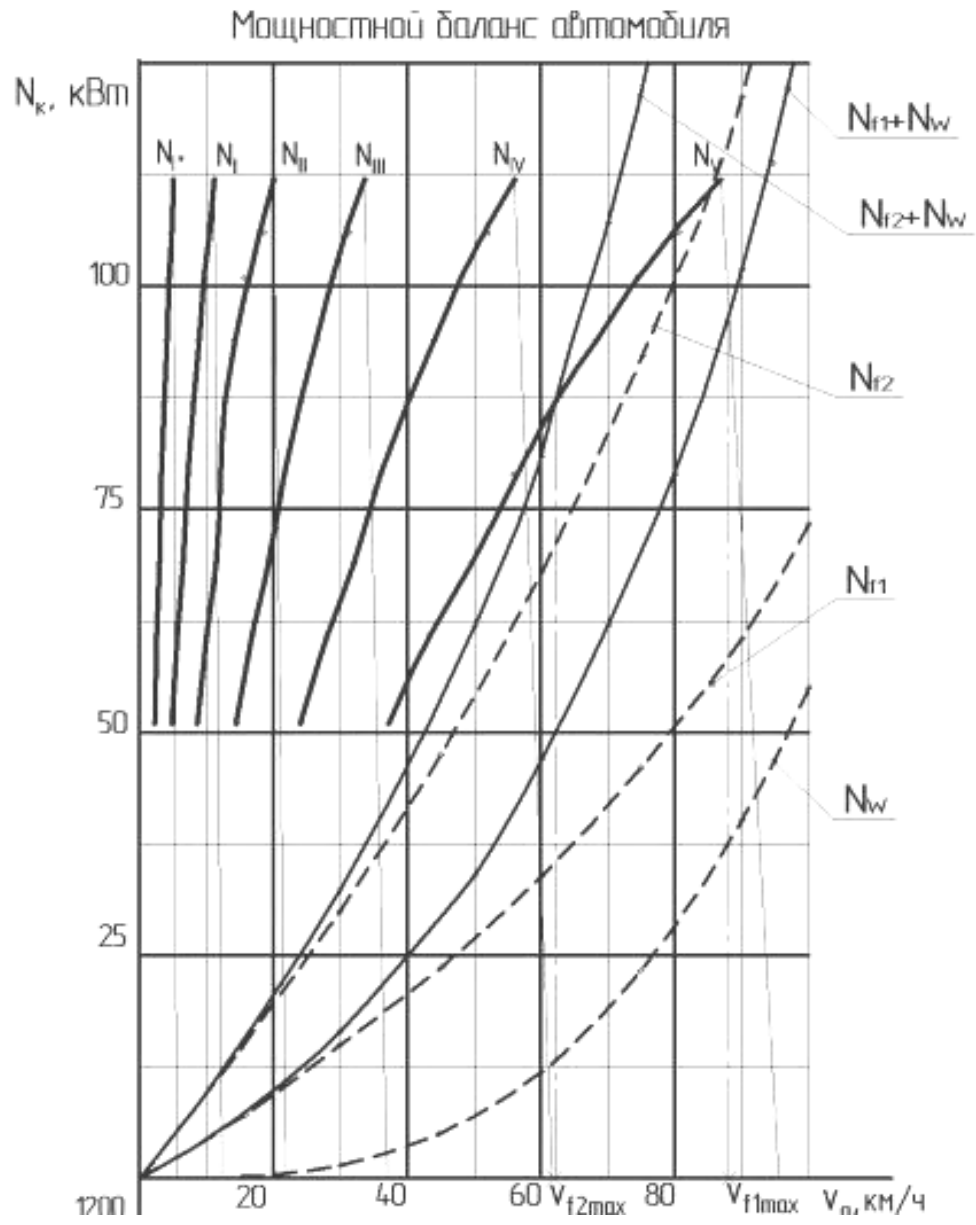


Рисунок 2.21 – Графики мощностного баланса автомобиля

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1) Понизовкин А.Н. Краткий автомобильный справочник НИИАТ /А.Н. Понизовкин – М.: АО Трансконсалтинг, 1994. – 779 с.
- 2) Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: учебное пособие для ВУЗов / А.П. Солтус. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.
- 3) Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учебное пособие / В.А. Стуканов. – М.: Форум: ИНФРА-М, 2004. – 368 с.
- 4) Осепчугов В. В., Фрумкин А.К. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А.К. Фрумкин– М.: Машиностроение, 1989.- 304с.
- 5) Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Радионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376с.
- 6) Гришкевич А.И. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия /А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240с.
- 7) Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича.- Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с.
- 8) Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272с.
- 9) Шасси автомобилей: атлас конструкции. – М.: Машиностроение, 1977. – 108с.
- 10) Иларионов В.А. Теория автомобиля / В.А. Иларионов. - М.: Машиностроение, 1982. – 344с.
- 11) Афанасьев Л.Л. Конструктивная безопасность автомобиля / Л.Л. Афанасьев, Р.Б. Дьяков, В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1983. – 282с.

Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Ориентировочные значения q для автомобилей общего назначения с колесными формулами 4×2 и 6×4

$M, \text{т}$	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0
Коэффициент тары, q	1,15	0,80	0,70	0,65	0,62

Таблица А.2 – Ориентировочные значения q для полноприводных автомобилей

Колесная формула	4×4	6×6	8×8
Коэффициент тары, q	1,6...1,7	1,4...1,5	1,3...1,4

Таблица А.3 - Допустимые осевые нагрузки

Ось, тип подвески	Допустимая нагрузка, кН	
	группа дорог	
	А	Б
Одинарная независимая	100	60
Одинарная зависимая	60	45
То же самое для автомобилей повышенной проходимости, на базе двусосных автомобилей	-	65
То же самое для автобусов	-	70
Спаренные оси по расстоянию между ними, м		
1,00...1,24	70	45
1,25...1,39	80	50
1,40...1,50	90	55
>1,5	100	60

Таблица А.4 – Коэффициенты обтекаемости автомобилей

Тип автомобиля	$k_B, \text{Нс}^2/\text{м}^4$
Гоночные автомобили	0,13...0,15
Легковые автомобили	0,15...0,35
Автобусы	0,24...0,40
Грузовые автомобили	0,50...0,70
Автопоезда	0,60...0,85
Автофургоны	1,0...1,2

Таблица А.5 – Значение коэффициентов a и b

Коэффициент	Тип двигателя			
	бензиновый		дизельный	
	легкового автомобиля или автобуса	грузового автомобиля	грузового автомобиля или автобуса	легкового автомобиля
a	0,9	1,0	0,7	0,8
b	1,1	1,0	1,3	1,2

Таблица А.6 – Ориентировочные значения фактора сопротивления воздуха

Тип автомобиля	$W, \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$
Легковые:	
особо малого	0,5...0,6
малого	0,6...0,7
среднего	0,75...0,78
большого	0,85...0,95
Грузовые грузоподъемностью, т:	
до 1,0	1,2...1,5
1,1...2,5	1,6...2,0
2,6...4,0	2,1...2,8
свыше 4,0	2,9...3,5
Автобусы средней и большой пассажироместимости с кузовом вагонного типа	2,9...3,6

Таблица А.7 – Значение коэффициента сопротивления качению в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия

Тип состояние дорожного покрытия	f	Тип состояние дорожного покрытия	f
Бетон, асфальтобетон и асфальт	0,01 – 0,03	Сухой суглинок	0,04 – 0,06
Булыжная мостовая	0,023 – 0,3	Мокрый суглинок	0,1 – 0,2
Укатанная сухая грунтовая дорога	0,02 – 0,03	Обледенелая дорога	0,01 – 0,03
Разбитая мокрая грунтовая дорога	0,1 – 0,25	Укатанный снег	0,03 – 0,05
Сухой песок	0,1 – 0,3	Рыхлый снег	0,1 – 0,3
Сырой песок	0,06 – 0,15		

Таблица А.8 – Значения коэффициентов сцепления шин автомобилей для дорог с различными типами и состояниями покрытий

Тип дорожного покрытия	Состояние дорожного покрытия	
	Сухое	Влажное
Бетон, асфальтобетон и асфальт	0,7 – 0,8	0,5 – 0,7
Булыжник	0,6 – 0,7	0,4 – 0,5
Укатанная грунтовая дорога	0,5 – 0,6	0,2 – 0,4
Разбитая грунтовая дорога	0,4 – 0,5	0,15 – 0,3
Песок	0,2 – 0,3	0,4 – 0,5
Суглинок	0,4 – 0,5	0,2 – 0,4
Задерненный луг	–	0,2 – 0,4
Нетопкое болото	–	0,1 – 0,3
Обледенелая дорога	0,05 – 0,15	
Укатанный снег	0,3 – 0,5	
Рыхлый снег	0,2 – 0,4	

Приложение Б

Порядок определения исходных данных

- 1) Выбрать из таблицы Б.1 профиль АТП согласно последней цифры зачетной книжки.
- 2) Определить модель автомобиля, подходящего к профилю АТП по справочной литературе, например, [1].
- 3) Выписать техническую характеристику выбранного автомобиля.
- 4) Определить базовую систему и базовый узел для подробного расчета, определив по формуле (Б.1) коэффициент K и по таблице Б.2.

Таблица Б.1 – Выбор специализации предприятия

Последняя цифра зачетной книжки	Профиль АТП
0	Легковые
	таксомоторные
	по обслуживанию учреждений и организаций
Автобусные	
1	междугородные перевозки
2	городские перевозки
Грузовые перевозки	
3	общего назначения
Специализированные	
4	строительные работы
	военные
5	транспортировка пищевых грузов
	медицинские
6	транспортировка жидких грузов
	пожарные
7	для выполнения сельскохозяйственных работ
Автотранспортный цех предприятия	
8	машиностроительное предприятие
9	коммунальное хозяйство

Узел выбирается по коэффициенту K и таблице Б.2:

$$K = N_{ПОСЛ}^{ЗК} + N_{ПРЕДПОСЛ}^{ЗК} \quad (Б.1)$$

где $N_{ПОСЛ}^{ЗК}$ – последняя цифра зачетной книжки;
 $N_{ПРЕДПОСЛ}^{ЗК}$ – предпоследняя цифра зачетной книжки.

Таблица Б.2 – Задание на курсовой проект

№ п/п	Узел к расчету	К
1.	Сцепление	0, 15
2.	КПП	1, 16
3.	Раздаточная коробка	2
4.	Карданная передача	3
5.	Задний (средний) мост	4, 17
6.	Рулевой механизм	5, 18
7.	Рулевой привод	6
8.	Передний мост	7
9.	Подвеска передняя	8
10.	Подвеска задняя	9
11.	Тормозной привод	10
12.	Передний тормозной механизм	11
13.	Задний тормозной механизм	12
14.	Стояночный тормоз	13
15.	Рама/кузов	14

Приложение В

Пример выполнения графической части курсового проекта

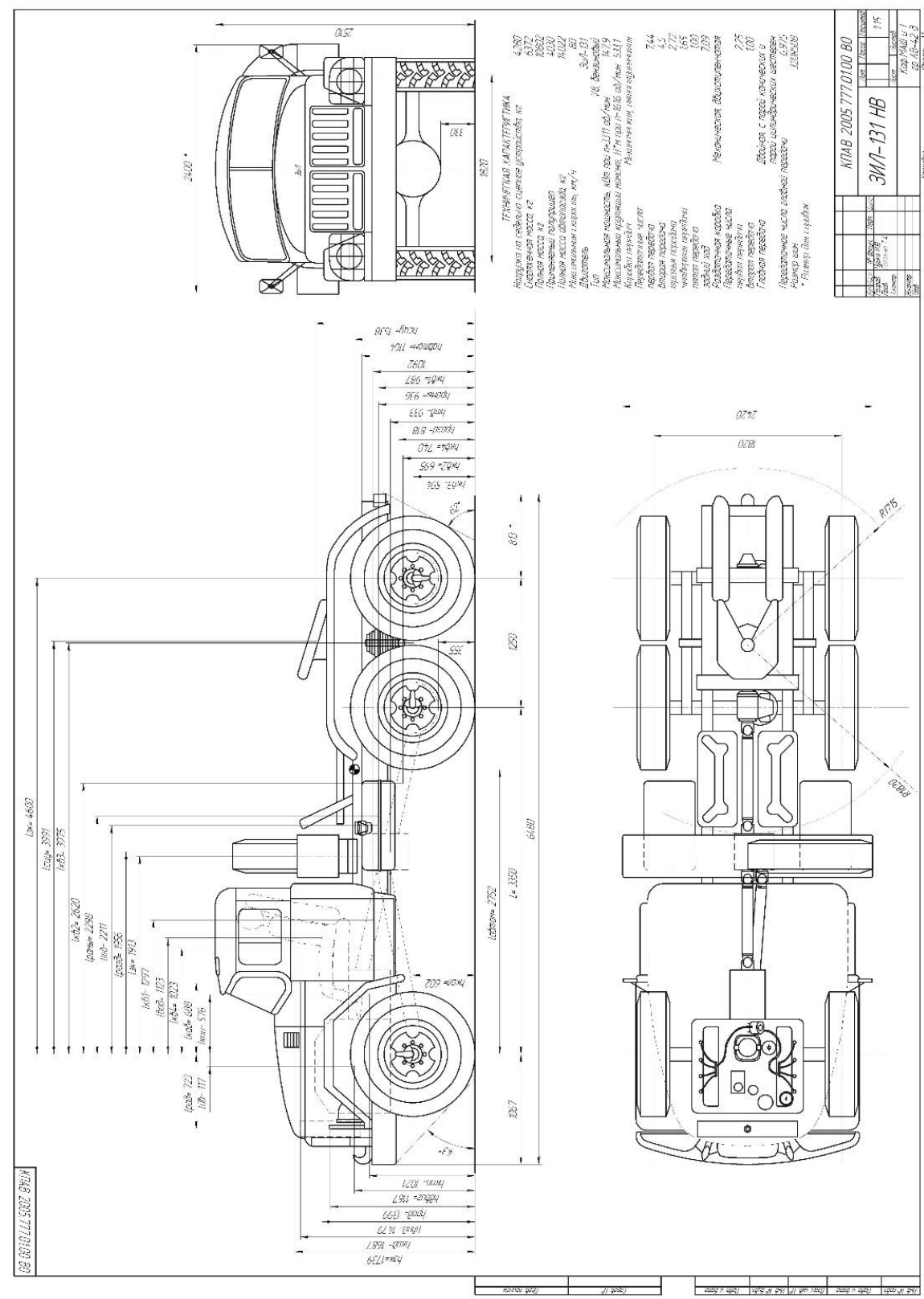


Рисунок В.1 – Пример выполнения чертежа общего вида автомобиля

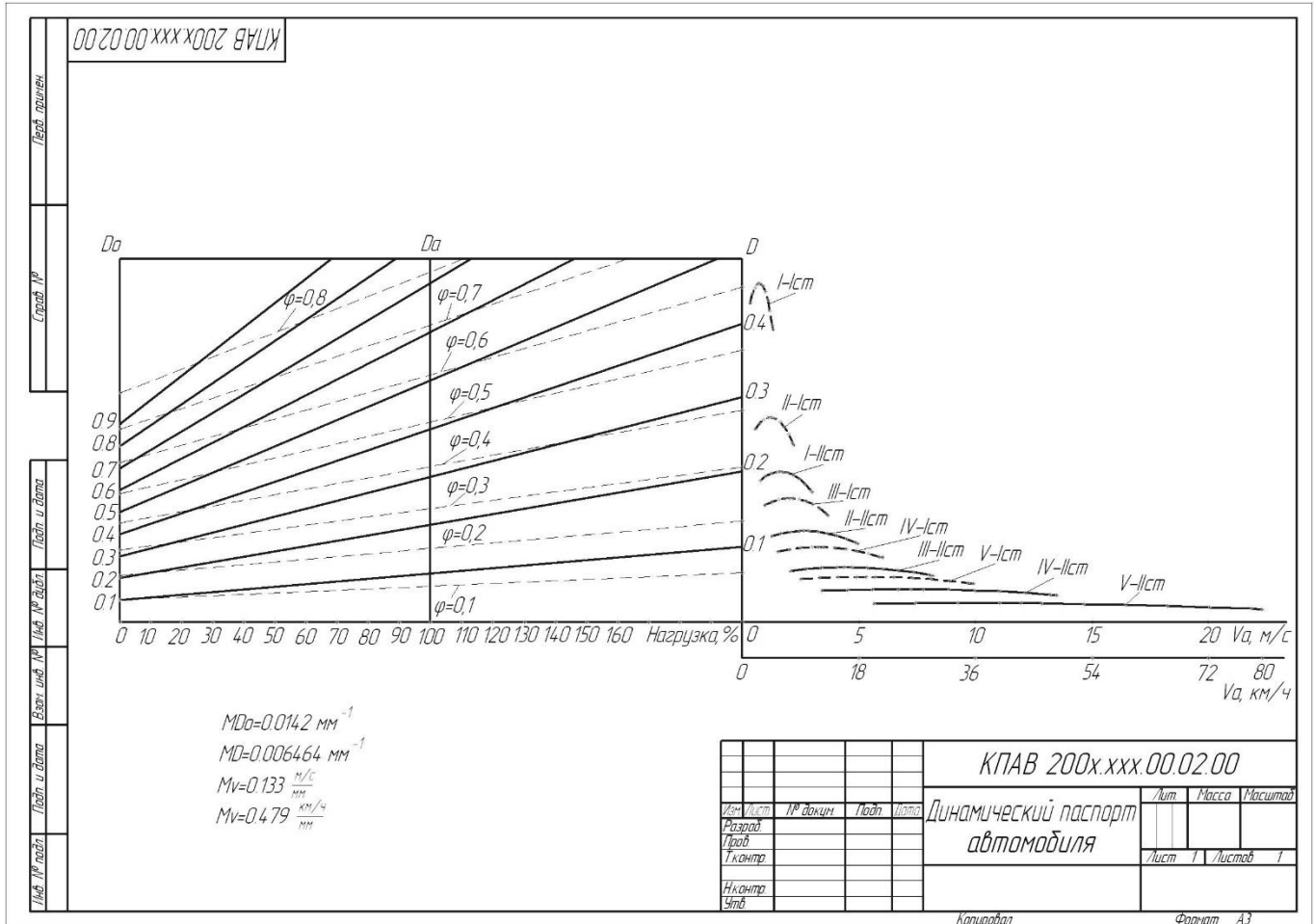


Рисунок В.2 – Пример выполнения динамического паспорта автомобиля

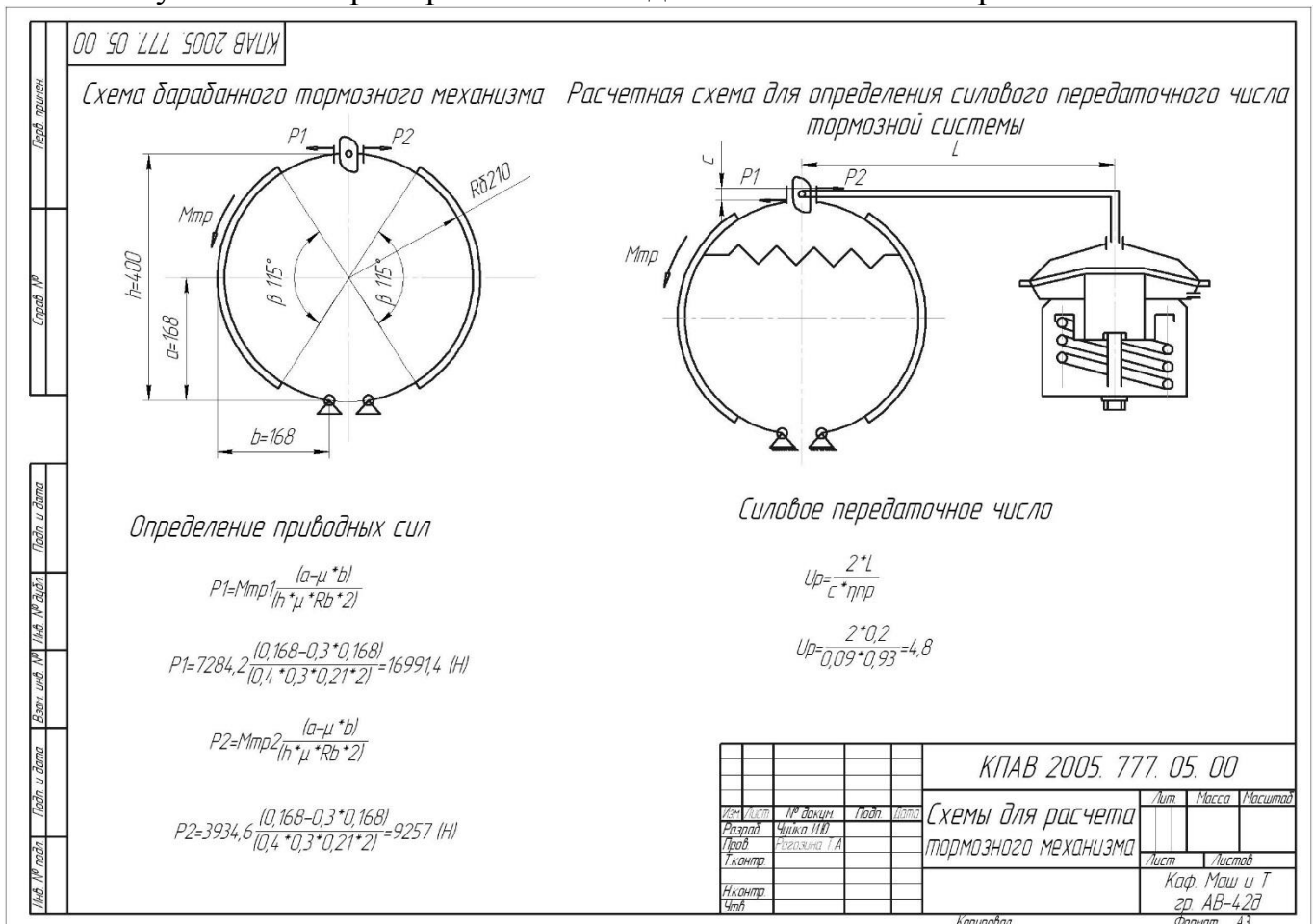
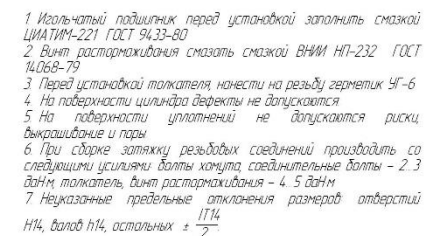


Рисунок В.3 – Пример выполнения схемы к расчету базового узла



						КПАВ 200х.ххх.03.00 СБ						
Ис.	Ис.	Ис.	Ис.	Ис.	Ис.	Тормозная камера задних колес с пружинным энергоаккумулятором				Лист	Листа	Листов
Разраб.												11
Проф.												
Констр.										Лист	Листов	
Начальн.										Серия Классификация АТ от АВ		
Удостоверен												

Рисунок В.4 – Пример выполнения сборочного чертежа базового узла.

№ п/п	Наименование	Кол	Примечание
1	КПВБ 200х. ххх. 03. 00 СБ	1	
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			
72			
73			
74			
75			
76			
77			
78			
79			
80			
81			
82			
83			
84			
85			
86			
87			
88			
89			
90			
91			
92			
93			
94			
95			
96			
97			
98			
99			
100			

Рисунок В.5 – Пример выполнения рабочего чертежа детали.

Приложение Г

Общие требования к чертежам

В соответствии с ГОСТ 2.102-68 чертеж детали – это конструкторский документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для её изготовления и контроля.

Изображения (виды, разрезы, сечения, выносные элементы) должны полностью определять геометрическую форму детали. При выполнении чертежа необходимо руководствоваться правилом, что изображений должно быть минимальное количество.

К другим данным, необходимым для изготовления и контроля детали относятся:

- размеры и предельные отклонения ГОСТ 2.307-68;
- требования к качеству поверхности ГОСТ 2.309-73;
- допуски формы и расположения поверхностей ГОСТ 2.308-79;
- нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки ГОСТ 2.310-68;
- сведения о материале, из которого изготовлена деталь (указывают в графе штампа основной надписи);
- технические требования.

В соответствии с ГОСТ 2.102-68 сборочный чертеж – это документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для её сборки (изготовления) и контроля.

Требования к сборочному чертежу

Правила выполнения и оформления сборочных чертежей установлены ГОСТ 2.109-73.

Сборочный чертеж должен содержать:

- изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимосвязи составных частей, соединяемых по данному чертежу, и осуществление сборки и контроля сборочной единицы;
- размеры, предельные отклонения, другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу;
- указания о характере сопряжения и методах его осуществления, если точность сопряжения обеспечивается при сборке (подборка деталей, их пригонка и т.п.), а также указания о выполнении неразъемных соединений (сварных, паяных и т.д.);
- номера позиций составных частей, входящих в изделие;
- габаритные размеры изделия; установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры.

Приложение Д

Правила нанесения на чертежах технических требований

Технические требования на чертеже, согласно ГОСТ 2.316-68 "Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц" излагают, группируя вместе однородные и близкие по своему характеру требования, по возможности в следующей последовательности:

- а) требования, предъявляемые к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (электрические, магнитные, диэлектрические, твердость, влажность, гигроскопичность и т. д.), указание материалов-заменителей;
- б) размеры, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, массы и т. п.;
- в) требования к качеству поверхностей, указания об их отделке, покрытии;
- г) зазоры, расположение отдельных элементов конструкции;
- д) требования, предъявляемые к настройке и регулированию изделия;
- е) другие требования к качеству изделий, например: бесшумность, виброустойчивость, самоторможение и т. д.;
- ж) условия и методы испытаний;
- з) указания о маркировании и клеймении;
- и) правила транспортирования и хранения;
- к) особые условия эксплуатации;
- л) ссылки на другие документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт технических требований записывают с новой строки. Заголовок «Технические требования» не пишут.

В случае, если необходимо указать техническую характеристику изделия, ее размещают отдельно от технических требований, с самостоятельной нумерацией пунктов, на свободном поле чертежа под заголовком «Техническая характеристика». При этом над техническими требованиями помещают заголовок «Технические требования». Оба заголовка не подчеркивают.

При выполнении чертежа на двух и более листах текстовую часть помещают только на первом листе независимо от того, на каких листах находятся изображения, к которым относятся указания, приведенные в текстовой части.