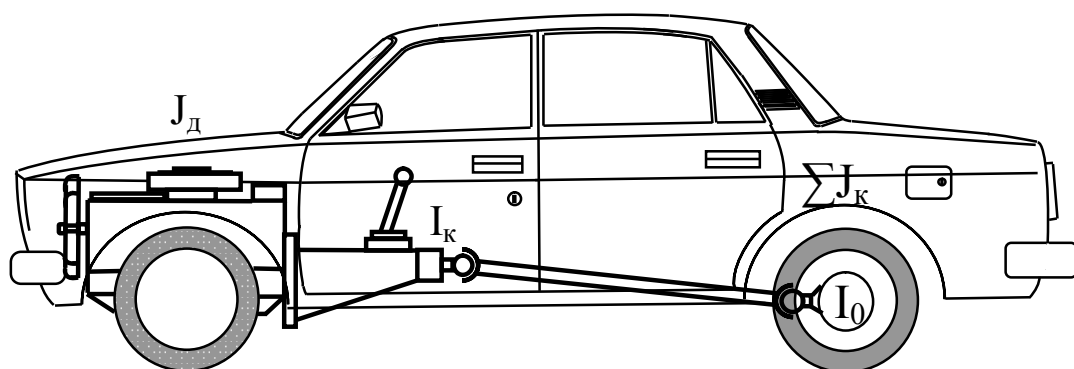


**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ»**



Федеральное агентство по образованию
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
Кафедра автомобилей и безопасности движения

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ»

Составители: К.В.Зайцев, Л.Г.Ягодкин

Омск
Издательство СибАДИ
2005

УДК 629.113
ББК 39.33

Рецензент канд. техн. наук, доц. В.И.Рудских

Работа одобрена методической комиссией факультета «Автомобильный транспорт» в качестве лабораторного практикума по дисциплинам «Автомобили» и «Техника транспорта» для студентов академии очной и заочной форм обучения по специальностям 150200, 240400 и 030500.15.

Лабораторный практикум по дисциплине «теория автомобиля» / Сост.:
К.В.Зайцев, Л.Г. Ягодкин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 49 с.

Изложены методические указания к выполнению лабораторных работ по теории автомобиля. Рассматриваются аспекты экспериментального определения тягово-скоростных свойств автомобиля и методы их расчета, а также влияние различных факторов на разгон и устойчивость автомобиля. Все задачи, выполняемые в ходе лабораторных работ, содержат элементы научного исследования.

Табл. 9. Ил. 13. Библиогр.: 4 назв.

© Издательство СибАДИ, 2005

Учебное издание

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ»

Составители:

Константин Васильевич Зайцев,
Лев Геннадьевич Ягодкин

Редактор И.Г.Кузнецова

Подписано к печати 09.02.2005.
Формат 60×90 1/16. Бумага писчая.
Оперативный способ печати.
Гарнитура Таймс.
Усл. п. л. 3,0, уч.- изд. л. 3,0.
Тираж 300 экз. Изд. № 31. Заказ .
Цена договорная.

Издательство СибАДИ
644099, Омск, ул. П. Некрасова, 10
Отпечатано в ПЦ издательства СибАДИ
644099, Омск, ул. П. Некрасова, 10

Оглавление

Введение.	4
Подготовка студентов к выполнению лабораторной работы.	5
Порядок оформления отчета по лабораторным работам и его защита . .	6
Лабораторная работа № 1. Расчет силового баланса автомобиля на основании результатов экспериментальных исследований.	6
Лабораторная работа № 2. Устойчивость автомобиля.	20
Лабораторная работа № 3. Определение коэффициента учета вращающихся масс	29
Лабораторная работа № 4. Построение внешней скоростной характеристики двигателя и дорожно-экономической характеристики автомобиля.	37
Библиографический список	45
Приложение А. Пример оформления титульного листа отчета по лабораторной работе.	46
Приложение Б. Пример оформления расчетных формул и уравнений.	47
Приложение В. Пример оформления графиков зависимостей	48

Введение

Лабораторный практикум составлен на основании учебного плана в соответствии с рабочей программой по дисциплинам «Автомобили» и «Техника транспорта».

Основная цель лабораторных работ заключается в получении практических навыков по определению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности транспортных средств, а также оценке влияния различных факторов на разгон и устойчивость автомобиля.

Лабораторные работы включают в себя экспериментальные определения и расчеты, необходимые для построения скоростной характеристики двигателя, силового баланса автомобиля, графиков критических скоростей при опрокидывании и заносе, зависимостей коэффициента учета вращающихся масс и максимального ускорения от передаточного числа коробки передач, а также дорожно-экономической характеристики автомобиля.

В процессе выполнения лабораторных работ студенты должны научиться давать качественную оценку автомобилей и устанавливать связь его параметров с действующими внешними факторами; освоить и знать основные эксплуатационные свойства автомобилей, методы их определения и оценки, а также связь эксплуатационных свойств с основными параметрами конструкций автомобилей; приобрести практические навыки и умения в определении и сравнении эксплуатационных свойств автомобилей по техническим характеристикам.

Теория автомобиля – это научная дисциплина, изучающая эксплуатационные свойства транспортных средств.

В теории автомобиля рассматриваются закономерности движения автомобиля, определяются силы, действующие на автомобиль в различных условиях эксплуатации, исследуются возможности наивыгоднейшего его использования. Теория позволяет определять оптимальные параметры автомобиля при проектировании новых и модернизации существующих моделей. Благодаря развитию теории решается большинство вопросов по влиянию конструкции автомобиля на эксплуатационные свойства.

Эксплуатационные свойства автомобиля характеризуют возможность эффективного использования его в определенных условиях, позволяя оценить, в какой мере его конструкция соответствует требованиям эксплуатации.

Основными эксплуатационными свойствами автомобиля являются: динамичность, топливная экономичность, устойчивость, проходимость, управляемость и плавность хода.

В данном лабораторном практикуме исследуются первые три свойства автомобиля.

Под *динамичностью автомобиля* понимают его свойство перевозить грузы и пассажиров с максимально возможной средней скоростью в заданных дорожных условиях. Чем лучше динамичность автомобиля, тем больше его производительность. Динамичность автомобиля зависит от его тяговых свойств.

Топливной экономичностью автомобиля называют его свойство рационально использовать для движения энергию сжигаемого топлива. Чем меньше расход топлива, тем дешевле эксплуатация автомобиля.

Под *устойчивостью автомобиля* понимают его свойство сохранять направление движения и противостоять скольжению и опрокидыванию.

Устойчивость автомобиля в большей степени обеспечивает безопасность движения.

Теоретический анализ эксплуатационных свойств необходим при испытаниях и доводке новых моделей автомобилей, а также при выборе типа подвижного состава для удовлетворения требований эксплуатации.

ПОДГОТОВКА СТУДЕНТОВ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Перед проведением лабораторной работы необходимо:

1. Изучить теоретические основы того раздела дисциплины, по которому проводится лабораторная работа.
2. Ознакомиться с общими положениями лабораторной работы, уделяя особое внимание рассмотрению величин, которые измеряются или рассчитываются в ходе выполнения работы.
3. Ознакомиться с оборудованием для проведения лабораторной работы, изучить его конструкцию, принцип работы и правила использования.
4. Изучить порядок выполнения работы, последовательность и содержание операций, необходимых для измерения той или иной величины или для исследования того или иного процесса.
5. Подготовить необходимые таблицы или протоколы для записи показаний, получаемых при выполнении опыта или эксперимента.
6. Иметь на занятиях калькулятор, линейку, карандаш, листы миллиметровой бумаги необходимого, для данной лабораторной работы, формата.

ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ И ЕГО ЗАЩИТА

По выполненным заданиям (операциям) лабораторной работы студентам необходимо представить оформленный отчет и защитить его.

Отчет оформляется на отдельных листах формата А4 с соблюдением общих требований к текстовым документам. Допускается использовать отдельные тетрадные листы с соблюдением формата А4.

Структурными частями отчета по лабораторной работе являются:

- 1) титульный лист (пример оформления – в прил. А);
- 2) цели и задачи лабораторной работы;
- 3) общий порядок выполнения заданий лабораторной работы, краткая характеристика применяемых методов исследования и основные формулы, по которым ведется расчет необходимых величин (оформление формул показано в прил. Б);
- 4) принципиальная схема основного оборудования (стенда, прибора);
- 5) результаты эксперимента (опыта) в виде таблицы и графиков с текстом к ним, поясняющим физический смысл выявленных отклонений (оформление графиков показано в прил. В);
- 6) выводы по результатам выполненных заданий.

Текст отчета следует выполнять четким, разборчивым почерком пастой (чернилами) одного цвета. Допускается выполнение текстовой части отчета на компьютере с помощью программных продуктов Word, Excel или др.

Чертежи, схемы, иллюстрации выполняются карандашом. Графики следует выполнять на отдельном листе миллиметровой бумаги нужного формата (пример оформления - в прил. Б). Выполнение чертежей и графиков в компьютерном выполнении не допускаются.

Защита отчета о выполненных заданиях (операциях) лабораторной работы заключается в доказательстве достоверности полученных результатов, а также в ответах на контрольные вопросы и вопросы по содержанию выполненной лабораторной работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1
**РАСЧЕТ СИЛОВОГО БАЛАНСА АВТОМОБИЛЯ
НА ОСНОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ**

Цель работы – изучить методику испытаний, получить практические навыки по экспериментальному определению тягово-скоростных свойств автомобиля и обработке результатов испытаний.

Используемое оборудование: автомобиль-лаборатория, с установленным на нем оборудованием; самописцы типа Н-338 или др.

Основные положения

При движении автомобиля силы сопротивления движению преодолеваются силой тяги, получаемой ведущими колесами автомобиля от двигателя. Равенство этих сил называется *силовым балансом* автомобиля:

$$P_k = P_\psi + P_w + P_j, \quad (1)$$

где P_k – тяговая сила на колесах, получаемая от крутящего момента двигателя, Н;

P_ψ – сила сопротивления дороги, Н;

P_w – сила сопротивления воздуха, Н;

P_j – сила сопротивления инерции автомобиля, Н.

Сила сопротивления дороги находится по формуле

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G_a \cdot f \pm G_a \cdot i = G_a \cdot (f \pm i) = G_a \cdot \psi, \quad (2)$$

где P_f – сила сопротивления качению колес автомобиля, Н;

P_i – сила сопротивления подъему автомобиля в гору, Н;

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

M_a – масса автомобиля, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

f – коэффициент сопротивления качению;

i – коэффициент уклона дороги, $i \approx \sin \alpha$;

α – угол уклона дороги в градусах;

ψ – коэффициент суммарного сопротивления дороги, $\psi = f + i$.

В данной лабораторной работе коэффициент ψ определяется экспериментальным путем.

Коэффициент сопротивления качению f зависит от скорости автомобиля:

$$f = f_0 \cdot (1 + V^2 / 6950), \quad (3)$$

где V – скорость автомобиля, м/с;

f_0 – коэффициент сопротивления качению колеса при скорости автомобиля, близкой к нулю.

Значение f_0 принимают равным 0,015 (для дороги с сухим асфальтобетонным покрытием удовлетворительного состояния). Так как коэффициент f изменяется незначительно, в расчетах можно условно принимать, что f не зависит от скорости автомобиля и постоянен на протяжении всего участка дороги.

Сила сопротивления воздуха P_w находится по формуле

$$P_w = \kappa \cdot F \cdot V^2, \quad (4)$$

где κ – коэффициент обтекаемости, Н·с²/м⁴;

F – площадь лобового сопротивления, м²;

V – скорость автомобиля относительно воздуха, м/с.

Сила сопротивления инерции P_j находится по формуле

$$P_j = M_a \cdot j \cdot \delta, \quad (5)$$

где M_o – масса автомобиля, кг;

j – ускорение автомобиля, м/с²;

δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

$$M_a = M_o + n \cdot 75 + M_{обор}, \quad (6)$$

где M_a – масса снаряженного автомобиля;

n – число человек, находившихся в автомобиле во время эксперимента;

$M_{обор}$ – масса приборов, блока питания и др. оборудования, $M_{обор} = 200$ кг.

Коэффициент учета вращающихся масс δ показывает, во сколько раз условная поступательно движущаяся масса автомобиля больше действительной. Точный расчет величины коэффициента учета вращающихся масс δ затруднителен и может быть выполнен главным образом экспериментальным путем. Для ориентировочных расчетов в теории автомобиля применяется следующая эмпирическая формула:

$$\delta = 1,03 + 0,05 \cdot i_k^2, \quad (7)$$

где i_k – передаточное отношение коробки передач.

При различных условиях движения автомобиля силовой баланс может принимать различные формы.

При разгоне автомобиля действуют все силы из уравнения (1).

При равномерном движении силовой баланс принимает вид

$$P_k = P_{\psi} + P_w. \quad (8)$$

При движении накатом (выбег) силовой баланс выражается формулой

$$P_j = P_{\psi} + P_w. \quad (9)$$

Используя уравнение (9), испытатели автомобилей определяют произведение $\kappa \cdot F$, именуемое *фактором обтекаемости*. Фактор обтекаемости κF есть величина постоянная для данной модели автомобиля, зависящая только от формы (коэффициент κ) и лобовой площади автомобиля F . В данной работе используют экспериментальный метод расчета фактора обтекаемости.

Экспериментальный метод определения тягово-скоростных свойств автомобиля заключается в следующем.

Автомобиль разгоняют с первой или второй передачи (в зависимости от марки автомобиля-лаборатории) до максимально возможной скорости, последовательно включая 2-ю, 3-ю и 4-ю передачи, переводят движение в режим наката (нейтральная передача) и записывают процесс разгона - наката (выбега) на самопишущий прибор (рис. 1), т.е. фиксируют изменение скорости автомобиля от времени $V = f(t)$ (рис. 2).

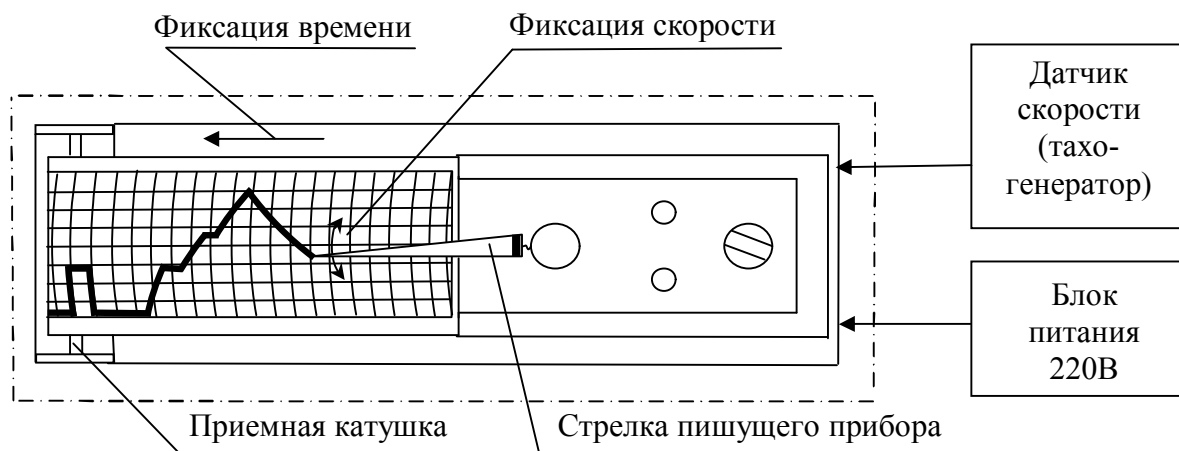


Рис. 1. Схема самопишущего прибора Н-338

Эксперимент проводится на горизонтальном участке с асфальтобетонным покрытием. Перед испытанием проводят тарировку для определения масштабов записи будущих замеров. Скорость автомобиля фиксируется по вертикальному отклонению стрелки прибора, а время процесса определяется скоростью протяжки ленты, на которой будет записан процесс. Для выяснения масштаба записи прибора по скорости автомобиля на прибор (при неподвижном автомобиле) подается заранее известная величина напряжения, соответствующая скорости автомобиля в 25 км/ч (6,94 м/с).

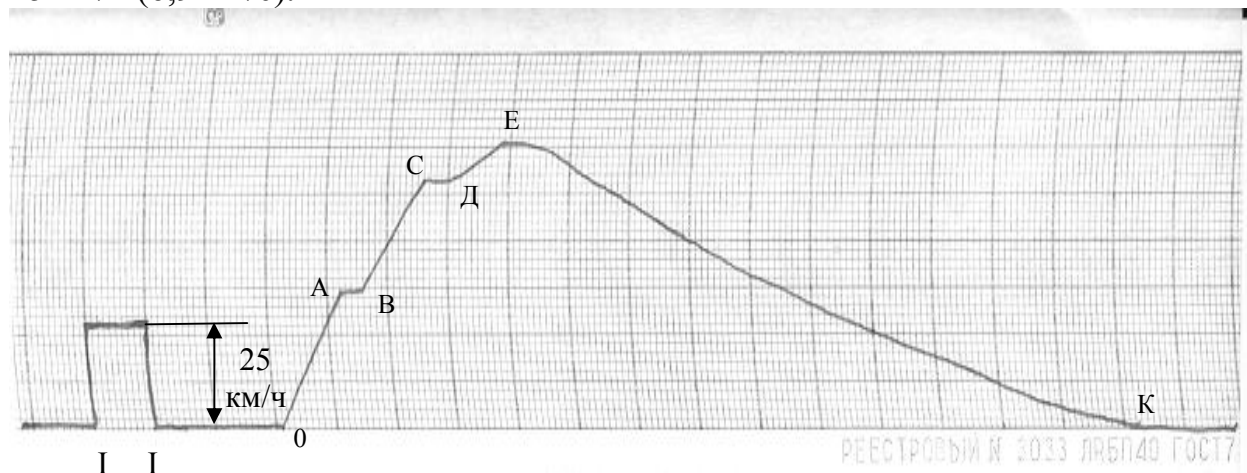


Рис. 2. Графическая диаграмма результатов испытаний

Под действием этого напряжения стрелка прибора отклоняется от нулевого положения вверх, лента продвигается на несколько делений с целью получения линии и затем снимает напряжение с прибора, стрелка возвращается в положение, соответствующее нулевому напряжению, а стало быть, и нулевой скорости автомобиля (см. участок I-I на рис. 2).

По величине отклонения стрелки находят масштаб записи скорости автомобиля (м/с в одном вертикальном делении).

По скорости протяжки ленты определяют масштаб записи времени (число секунд в одном горизонтальном делении). В данной лабораторной работе скорость протяжки ленты составляла одно деление за секунду.

Процесс «разгон-накат» с диаграммы переносят на лист миллиметровки большего формата. Цель этого переноса заключается в следующем:

1. Дальнейшие расчеты ведутся графическим методом, а значит, необходимо иметь график как можно большего масштаба.

2. При записи процесса на линию записи накладываются помехи, связанные с вибрацией кузова и с инерционными факторами, не влияющие на рассматриваемый процесс «разгон-накат», поэтому от них освобождаются и, по возможности, идеализируется вид будущего графика.

3. Для дальнейших расчетов применяют метод графического дифференцирования, требующий прямоугольных координат, в то время как на диаграммной ленте процесс записывается в криволинейных координатах.

При переносе графика «разгон-накат» на диаграмме (рис. 2) выбирают точки экстримума:

- начала движения (0);
- выключения 2-й передачи (A);
- включения 3-й передачи (B);
- выключения 3-й передачи (C);
- включения 4-й передачи (D);
- выключения 4-й передачи (E);
- остановки (K).

Если автомобиль трогается с первой передачи, на диаграмме появляются точки выключения первой и включения второй передач.

На кривых разгона на каждой из передач выбирают еще по три промежуточных точки, а на кривой выбега еще семь промежуточных точек. Таким образом, на кривой процесса «разгон-накат» выбирают 23 точки и определяют координаты выбранных точек в делениях диаграммы (табл. 1).

Таблица 1

Сводная таблица координат точек при обработке диаграммы

Номер точки	Время		Скорость	
	Координаты точек диаграммы			
	в делениях диаграммы	в секундах	в делениях диаграммы	в м/с
1	0	0	0	0
2				
3				
...				
23				

Зная масштабы записи по времени и по скорости, полученные координаты переводят в секунды (время) и м/с (скорость автомобиля), результаты сводят в табл. 1.

По максимальным значениям времени и скорости автомобиля выбирают масштабы будущего графика, учитывая необходимость как можно большего увеличения. На оси наносят шкалы в выбранных масштабах единиц измерений, а на поле графика наносят точки по этим

шкалам (из табл.1). Полученные точки соединяют плавной кривой (см. рис. 3).

Для построения графика силового баланса необходимо определить все составляющие этого баланса [формула (1)].

$$P_k = G_a \cdot \psi + \kappa F \cdot V^2 + M_a \cdot j \cdot \delta, \quad (10)$$

Формула (10) содержит три неизвестных: P_k , ψ и κF , а так как одно уравнение с тремя неизвестными не решается, определяются условия движения автомобиля, когда два неизвестных из этого уравнения равны нулю.

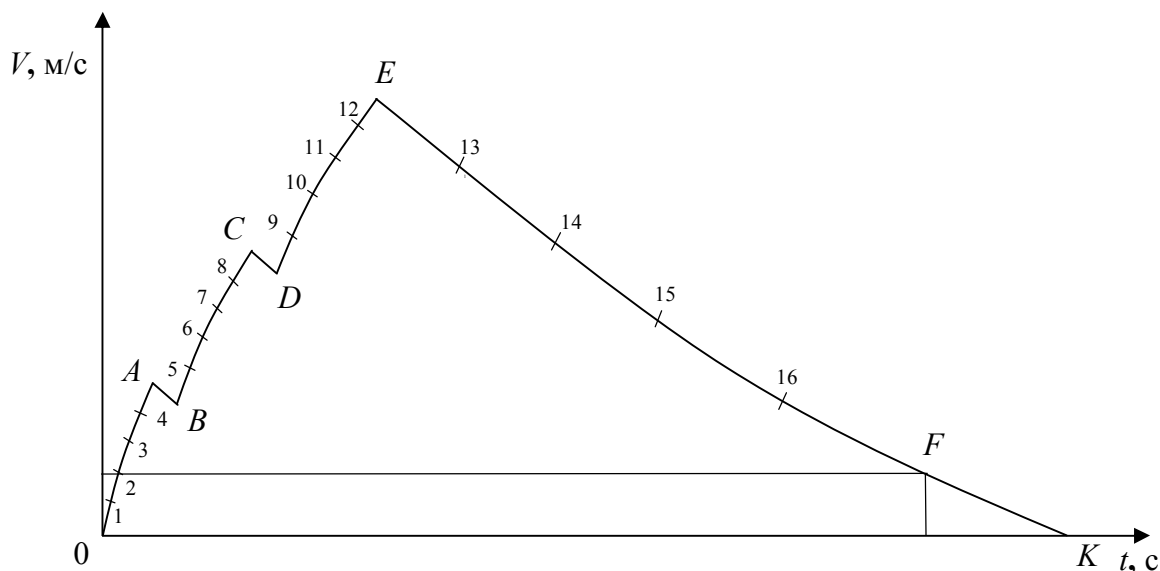


Рис. 3. Исходный график «разгон-накат»

При движении накатом $P_k = 0$ [формула (9)]. В этом случае в уравнении будет только два неизвестных: ψ и κF .

Экспериментами установлено, что при движении автомобиля со скоростью менее 4 м/с сопротивление воздуха мало по сравнению с остальными силами, действующими на автомобиль. Поэтому силой сопротивления P_w в расчетах можно пренебречь и уравнение силового баланса (9) приобретет вид

$$Pj = P_\psi. \quad (11)$$

Раскрывая это уравнение, получают

$$M_a \cdot j \cdot \delta = G_a \cdot \psi . \quad (12)$$

В этом уравнении одно неизвестное – ψ :

$$\psi = (M_a \cdot j \cdot \delta) / G_a = (j \cdot \delta) / g . \quad (13)$$

Это уравнение применимо только для режима движения накатом при скорости движения менее 4 м/с (участок FK на рис. 3). Замедление на этом участке определяют по формуле

$$j = \Delta V / \Delta t , \quad (14)$$

где ΔV – изменение скорости на участке FK , м/с;

Δt – изменение времени на участке FK , с.

Рассчитанное значение ψ сравнивают со справочными данными $\psi_{справ}$ [3] для асфальтобетонного покрытия. Если полученное значение находится в пределах $(1,2 \dots 0,8) \cdot \psi_{справ}$, то это значение принимают для дальнейших расчетов, иначе принимают значение $\psi_{справ}$. Затем приступают к решению уравнения (9), в котором неизвестным остается только κF .

$$M_a \cdot j \cdot \delta = G_a \cdot \psi + \kappa F \cdot V^2 ; \quad (15)$$

$$\kappa F = (M_a \cdot j \cdot \delta - G_a \cdot \psi) / V^2 . \quad (16)$$

Уравнение (16) есть уравнение силового баланса для режима наката (участок EF на рис. 3). На этом участке замедление ($j = \Delta V / \Delta t$) – величина переменная, поэтому для ее нахождения прибегают к методу графического дифференцирования. Участок EF разбивают на 5 приблизительно равных отрезков и для каждого из них вычисляют κF .

Скорость автомобиля V на отрезке принимают как среднюю (находят из графика), м/с;

$$V_{cp} = (V_n + V_k) / 2 , \quad (17)$$

где V_n и V_k – скорость в начале и конце рассматриваемого отрезка соответственно, м/с.

Результаты заносят в табл. 2.

Затем полученные значения фактора обтекаемости усредняют:

$$(\kappa F)_{cp} = \sum \kappa F / 5. \quad (18)$$

Для проверки правильности полученных результатов сверяют $(\kappa F)_{cp}$ с результатами, рассчитанными на основании данных справочника [1] $(\kappa F)_{справоч}$, где значения коэффициента обтекаемости даны отдельно от площади лобового сопротивления.

Величину площади лобового сопротивления рассчитывают по следующим формулам:

для легковых автомобилей

$$F = 0,78 \cdot B \cdot H ; \quad (19)$$

для грузовых автомобилей и автобусов

$$F = B_{\kappa} \cdot H , \quad (20)$$

где B – ширина автомобиля, м;

H – высота автомобиля, м;

B_{κ} – ширина колеи передних колес, м.

Таблица 2

Расчетная таблица фактора обтекаемости

Участок	V_n	V_{κ}	ΔV	t_n	t_{κ}	Δt	j	V_{cp}	V_{cp}^2	$\kappa \cdot F$
К-1										
1-2										
2-3										
3-4										
4-Е										

Если значения $(\kappa F)_{cp}$, полученные в результате обработки графика «разгон-накат», отличаются от $(\kappa F)_{справоч}$ более чем на $\pm 20\%$, то для дальнейших расчетов принимают величину $(\kappa F)_{справоч}$.

На основании полученных значений коэффициента сопротивления дороги ψ и фактора обтекаемости для автомобиля-лаборатории κF можно рассчитывать все силы сопротивления автомобиля-лаборатории для различных условий движения.

Согласно закону Ньютона (Всякому действию есть равное, но противоположно направленное противодействие), по сумме сил

сопротивления находят тяговую силу на колесах P_k в режиме разгона, используя уравнение силового баланса (1).

Поскольку все эти силы постоянно меняют свое значение, применяют метод графического дифференцирования. Для этого каждый участок разгона (рис. 3) на соответствующей передаче разбивают на 5 отрезков и для каждого отрезка производят расчет P_k, M_e и ω_e . Результаты расчета сводят в табл. 3.

Для расчета M_e и ω_e используют следующие зависимости:

$$M_e = (P_k \cdot r_k) / (i_{mp} \cdot \eta_{mp}) ; \quad (21)$$

$$\omega_e = (V_{cp} \cdot i_{mp}) / r_k , \quad (22)$$

где M_e – крутящий момент двигателя, Н·м;

ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

r_k – радиус качения колеса автомобиля-лаборатории;

i_{mp} – передаточное отношение трансмиссии,

$$i_{mp} = i_k \cdot i_0 \cdot i_{pk} , \quad (23)$$

где i_k – передаточное отношение включенной передачи в коробке переменных передач;

i_0, i_{pk} – передаточные отношения главной передачи и раздаточной коробки соответственно;

η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии, для автомобилей различных типов принимают $\eta_{mp} = 0,8 \dots 0,92$.

Таблица 3

Сводная таблица величин режима разгона

Отрезок	Номер передачи	V_n	V_k	ΔV	t_n	t_k	Δt	V_{cp}	V_{cp}^2	j	δ	P_ψ	P_w	P_j	P_k	M_e	ω_e
0-1	2																
1-2	2																
2-3	2																
3-4	2																
4-A	2																
B-6	3																
...																	

Строить график силового баланса на базе полученных значений P_k и V_{cp} нерационально, т.к. имеет место большой разброс результатов. С этой целью просчитывают скоростную характеристику двигателя $M_e = f(\omega_e)$ (рис. 4), на которой вычисленные значения M_e интерполируются.

Масштаб выбирают из условия полного заполнения листа. По оси абсцисс располагают ω_e (от 0 до $\omega_{e\max}$). Значение $\omega_{e\max}$ принимают из справочника [1]. По построенным шкалам наносят на рабочее поле графика 15 точек из табл. 3, которые затем соединяют тонкими линиями последовательно по мере увеличения значений ω_e (см. рис. 4).

Минимальную угловую скорость коленчатого вала двигателя принимают равной $\omega_{e\min} = 0,2\omega_{e\max}$. На графике наносят штриховыми линиями эти значения и между ними проводят результирующую кривую M_e (интерполируют).

Интерполяцию проводят по закону изменения M_e для двигателей внутреннего сгорания и учитывают усредненность ее положения, т.е. суммы площадей между кривой M_e и ломаной сверху и снизу должны быть приблизительно одинаковы.

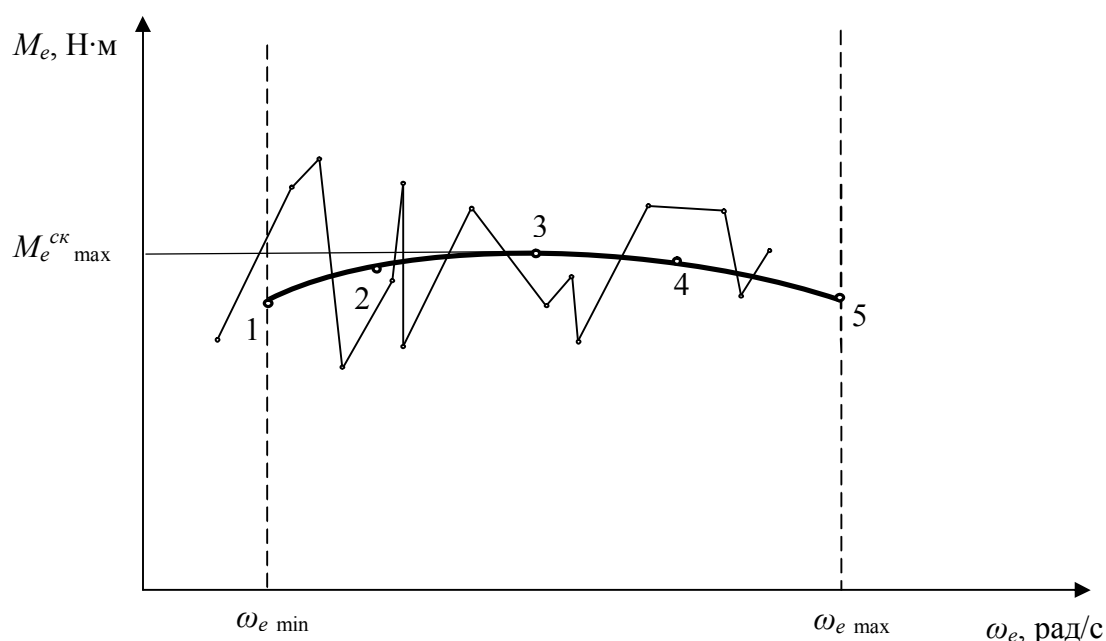


Рис. 4. Скоростная характеристика двигателя

Для дальнейших расчетов полученная кривая M_e^{ck} считается за скоростную характеристику двигателя в процессе разгона автомобиля на

всех передачах и принимается за основу при построении силового баланса автомобиля.

Выбирают 5 скорректированных значений крутящего момента двигателя на скоростной характеристике, включая точки (1) M_{e1}^{ck} при $\omega_{e_{min}}$, (3) $M_{e_{max}}^{ck}$ и (5) M_{e5}^{ck} при $\omega_{e_{max}}$. Остальные две точки выбирают произвольно. Рассчитывают значения сил $P_{\kappa}^{ck}(P_{\kappa})$ из формулы (21) и скорость автомобиля $V_a^{ck}(V_{cp})$ из формулы (22) для всех передач автомобиля, на которых производились испытания. Расчеты производят, записывая промежуточные значения в табл. 4.

Таблица 4

Таблица значений скоростной характеристики двигателя

Номер точки	Номер передачи	M_e^{ck}	ω_e^{ck}	i_{mp}	P_{κ}^{ck}	V_a^{ck}
1	2					
2	2					
3	2					
4	2					
5	2					
1	3					
...						
5	4					

По полученным в табл. 4 данным строят три кривых $P_{\kappa} = f(V_a)$ на 2-й, 3-й и 4-й передачах (рис. 5).

Затем на график наносят кривые зависимостей $P_{\psi} = f(V_a)$ (формула 2) (учитывая принятое допущение, что $P_{\psi} = \text{const}$) и $P_{\psi} + P_w = f(V_a)$.

Зависимость $P_w = f(V_a)$ (формула 4) рассчитывается по формуле для тех же значений V_a , что и для $P_{\psi} = f(V_a)$.

Полученный график является силовым балансом автомобиля, полученным на основании эксперимента «разгон-накат».

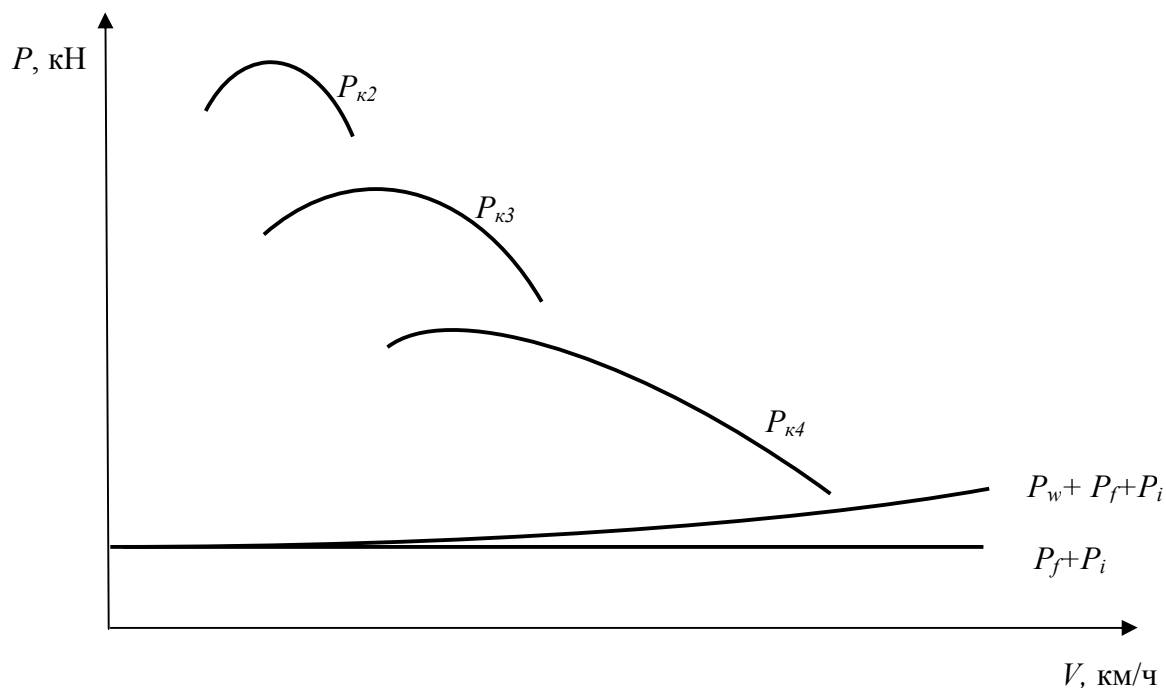


Рис. 5. Силовой баланс автомобиля

Порядок выполнения работы

1. Получить графическую диаграмму (см. рис. 2) результатов испытаний у преподавателя.
2. Определить масштабы записи прибора по времени и скорости.
3. Перенести графическую диаграмму $V = f(t)$ на лист миллиметровки (А3) горизонтального расположения (см. рис. 3), используя данные табл. 1.
4. Определить экспериментальное значение коэффициента дорожного сопротивления ψ по формуле (13) и сравнить со справочным $\psi_{справ}$.
5. Рассчитать значение фактора обтекаемости κF по формуле (16) и проверить правильность полученных результатов. Данные расчета свести в табл. 2.
6. Вычислить значения сил сопротивления движению автомобиля P_w (4), P_ψ (2) и P_j (5).
7. Определить значения силы тяги на ведущих колесах P_κ (1), а также соответствующие им крутящий момент двигателя M_e (21) и угловую скорость коленчатого вала двигателя ω_e (22) на режимах разгона автомобиля (15 значений). Полученные значения свести в табл. 3.

8. По данным табл. 3 на формате миллиметровки (А3) вертикального расположения построить скоростную характеристику двигателя $M_e = f(\omega_e)$ (см. рис. 4).

9. Выполнить интерполяцию кривой M_e и рассчитать скорректированные значения P_{κ}^{ck} и V_a^{ck} , выразив их из формул (21) и (22) соответственно и занести данные в табл. 4.

10. По полученным значениям (см. табл. 4) на миллиметровке формата (А3) вертикального расположения построить график $P = f(V)$ силового баланса автомобиля (см. рис. 5).

Контрольные вопросы

1. Какие методы определения масштаба записи прибора применяются при выполнении эксперимента?

2. Написать уравнение силового баланса для различных участков графика $V = f(t)$.

3. Почему уравнение силового баланса на последнем участке графика $V = f(t)$ имеет вид $P_{\psi} = P_j$?

4. Для каких условий движения возможно применение формулы (13)?

5. Распишите, из чего состоят и как находятся силы, действующие на автомобиль при движении.

6. Как выглядит уравнение силового баланса на участке EK (рис.3)?

7. Какова величина коэффициента δ при накате и почему?

8. Какой метод принимается в данном расчете для решения уравнения с тремя неизвестными?

9. В каком случае силы P_i и P_j будут иметь величины со знаком (+), а в каком со знаком (-)?

10. Объясните, почему на графике $M_e = f(\omega_e)$ получается разброс точек?

11. В чем необходимость деления отрезка кривой наката или разгона на передаче на несколько частей?

12. Почему некоторые точки графика $M_e = f(\omega_e)$ выходят за пределы табличных значений $\omega_{e_{\min}}$ и $\omega_{e_{\max}}$?

13. Покажите на графике рис. 5 составляющие силового баланса при определенной скорости автомобиля.

14. Какие задачи можно решить с помощью графика $P = f(V)$?

15. Чем характеризуется точка пересечения кривых $P_{\kappa 4}$ и $P_w + P_{\psi}$?

16. Почему сила P_{ψ} мало зависит от скорости движения, а сила P_w резко изменяет свое значение?

17. По графику $P = f(V)$ определите, в каком диапазоне скоростей может двигаться автомобиль на 1-й, 2-й, 3-й или 4-й передачах.

18. На что расходуется сила P_j и как ее величина рассчитывается в данной работе?

19. Каким фактором ограничивается скорость автомобиля в вашем расчете?

20. Внести изменения в график силового баланса при изменении условий движения: дорога пошла в гору $i = 0,03$; дорога пошла под гору $i = -0,33$; подул встречный ветер со скоростью $V = 15 \text{ м/с}$; подул попутный ветер со скоростью $V = 15 \text{ м/с}$.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Цель работы – исследовать устойчивость движения автомобиля.
Используемое оборудование: макет автомобиля БелАЗ, поверхность с переменным поперечным уклоном, измерительный инструмент.

Основные положения

При потере поперечной устойчивости автомобиль начинает либо скользить по дороге, либо опрокидывается. Потеря поперечной устойчивости является следствием действия на автомобиль боковой силы, которая может быть результатом возникновения центробежной силы при повороте автомобиля, составляющей силы тяжести при движении по кособоку, бокового ветра и т.п.

Движение по окружности на горизонтальной поверхности

Для определения боковой силы, вызывающей занос автомобиля, рассмотрим рис. 1. Принято допущение: шины автомобиля в поперечном направлении не деформируются.

Точка C – центр тяжести автомобиля;

точка O – центр поворота;

$OC = \rho$ – расстояние от центра тяжести до центра поворота;

$OB = R$ – радиус движения центра задней оси;

θ – угол между продольной осью автомобиля и направлением движения середины переднего моста (этот угол приблизительно равен полусумме поворота управляемых колес);

L – база автомобиля;

γ – угол между ρ и R .

При равномерном движении автомобиля по кругу с постоянным радиусом центробежная сила равна

$$P_u = M_a \cdot \omega^2 \cdot \rho, \quad (1)$$

где M_a – масса автомобиля, кг;

ω – угловая скорость автомобиля вокруг точки O , рад/с.

Вместе с тем

$$\omega = V / R; \quad \rho = R / \cos \gamma, \quad (2)$$

где V – мгновенная линейная скорость автомобиля, м/с.

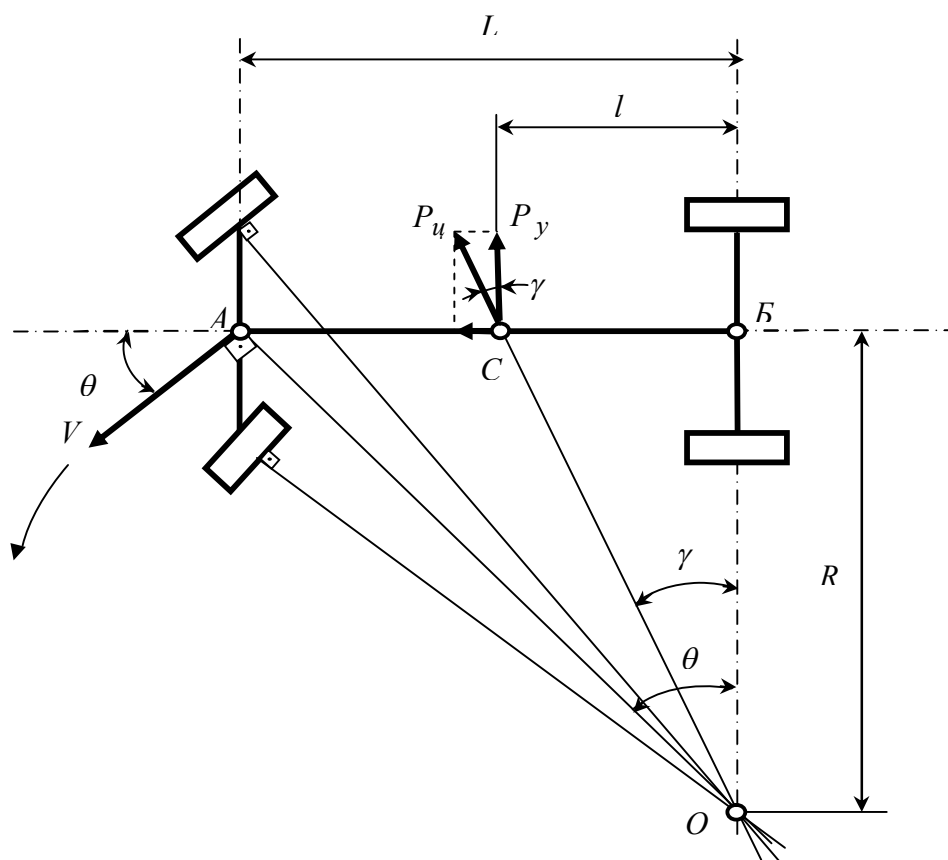


Рис. 1. Движение автомобиля на повороте

После преобразования уравнения (1) с учетом выражений (2) получим

$$P_y = \frac{M_a \cdot V^2}{R \cdot \cos \gamma} . \quad (3)$$

Отсюда можно определить поперечную составляющую центробежной силы:

$$P_y = P_y \cdot \cos \gamma = M_a \cdot V^2 / R . \quad (4)$$

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются максимально возможные скорости движения (критические скорости, рис. 2, а).

При движении по горизонтальному участку дороги с поворотом (см. рис. 2, а) под действием боковой силы автомобиль может либо опрокинуться относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой, либо начать скользить (занос).

При опрокидывании уравнение моментов выглядит следующим образом:

$$R_{z\phi} \cdot B - G_a \cdot B / 2 + P_y \cdot h_{um} = 0 , \quad (5)$$

где B – колея автомобиля, м;

$R_{z\phi}$ – сумма нормальных реакций внутренних (по отношению к центру поворота) колес, Н;

G_a – вес автомобиля, Н;

h_{um} – высота центра тяжести автомобиля, м.

В момент начала опрокидывания внутренние (по отношению к центру поворота) колеса автомобиля отрываются от дороги. В этом случае $R_{z\phi} = 0$, тогда

$$P_y \cdot h_{um} = G_a \cdot B / 2 . \quad (6)$$

Подставив вместо силы P_y ее значение из формулы (4), получим выражение для критической скорости по условиям опрокидывания:

$$V_o^{kp} = \sqrt{\frac{B \cdot R \cdot g}{2 \cdot h_{um}}} , \quad (7)$$

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

Однако автомобиль проектируется таким образом, чтобы сила, его опрокидывающая, была больше силы, вызывающей занос. В таком случае боковая сила растет до тех пор, пока имеется возможность роста боковой реакции дороги из условий сцепления. При достижении боковой силой значения, равного максимальному из условий сцепления, начинается занос автомобиля, что обычно предотвращает его опрокидывание, т.е. критическая скорость начала заноса должна быть меньше скорости начала опрокидывания.

При заносе баланс сил

$$P_y = R_{yn} + R_{yв} = G_a \cdot \varphi_y, \quad (8)$$

где φ_y - коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой.

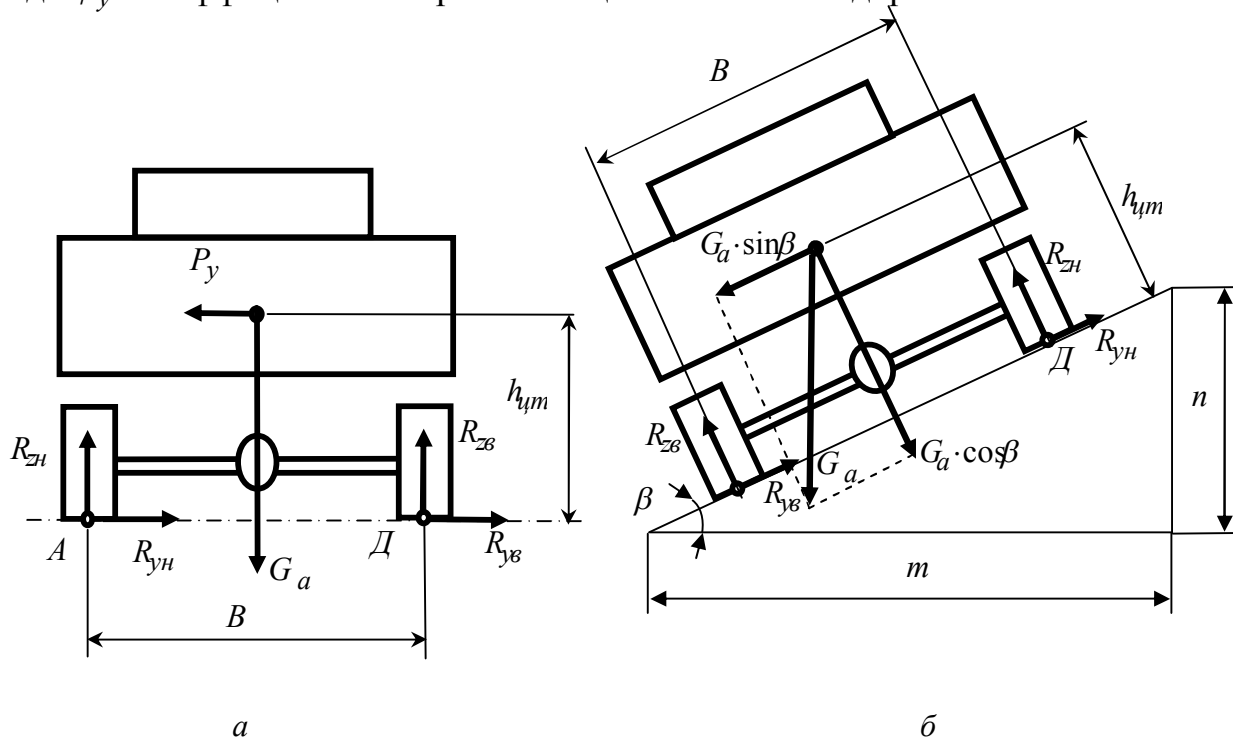


Рис. 2. Схема к расчету показателей поперечной устойчивости:
 а – критических скоростей; б – критических углов косогора

Известно, что коэффициент сцепления φ_y определяется как отношение максимально возможной касательной силы (в нашем случае боковой) к нормальной силе (на ровной дороге нормальная сила равна весу автомобиля, на косогоре – лишь нормальной составляющей веса).

$$\varphi_y = R_y / (G_a \cdot \cos \beta).$$

Отсюда, учитывая выражение (4), получим критическую скорость при заносе автомобиля

$$V_3^{kp} = \sqrt{R \cdot g \cdot \varphi_y} . \quad (9)$$

Движение по дороге с поперечным уклоном

При движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном потеря устойчивости возможна вследствие действия поперечной составляющей силы тяжести, равной $G_a \cdot \sin \beta$ (рис. 2, б).

При опрокидывании уравнение моментов относительно точки A запишем

$$R_{zn} \cdot B + G_a \cdot \sin \beta \cdot h_{um} - G_a \cdot \cos \beta \cdot B / 2 = 0 . \quad (10)$$

В момент начала опрокидывания наружные колеса отрываются от дороги, т.е. $R_{zn} = 0$, тогда

$$G_a \cdot \sin \beta \cdot h_{um} = G_a \cdot \cos \beta \cdot B / 2 . \quad (11)$$

Разделив левую и правую части уравнения (11) на $G_a \cdot \cos \beta$, после преобразования получим поперечный уклон косогора

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B}{2 \cdot h_{um}} . \quad (12)$$

Критический угол косогора при опрокидывании определится из уравнения (12):

$$\beta_0 = \operatorname{arctg}\left(\frac{B}{2 \cdot h_{um}}\right) . \quad (13)$$

Занос автомобиля на косогоре начнется при достижении боковыми реакциями максимальной силы сцепления:

$$G_a \cdot \sin \beta = |R_{y\phi} + R_{yn}| = G_a \cdot \cos \beta \cdot \varphi_y . \quad (14)$$

Разделив (14) на $G_a \cdot \cos \beta$, получим поперечный уклон косогора

$$\operatorname{tg} \beta = \varphi_y. \quad (15)$$

Отсюда критический угол косогора по условиям заноса

$$\beta_3 = \operatorname{arctg} \cdot \varphi_y. \quad (16)$$

В рассмотренных выше вариантах предполагается занос всего автомобиля, но обычно начинают скользить колеса одного из мостов.

На рис. 3, *a* показан автомобиль, у которого передние колеса движутся поступательно со скоростью V_1 , а задние, кроме составляющей V_1 , имеют еще скорость заноса V_2 . В результате задний мост перемещается со скоростью V_3 , что вызывает поворот автомобиля вокруг центра O , хотя передние колеса при этом находятся в нейтральном положении (не повернуты). Центр поворота находится на пересечении перпендикуляров к векторам скоростей.

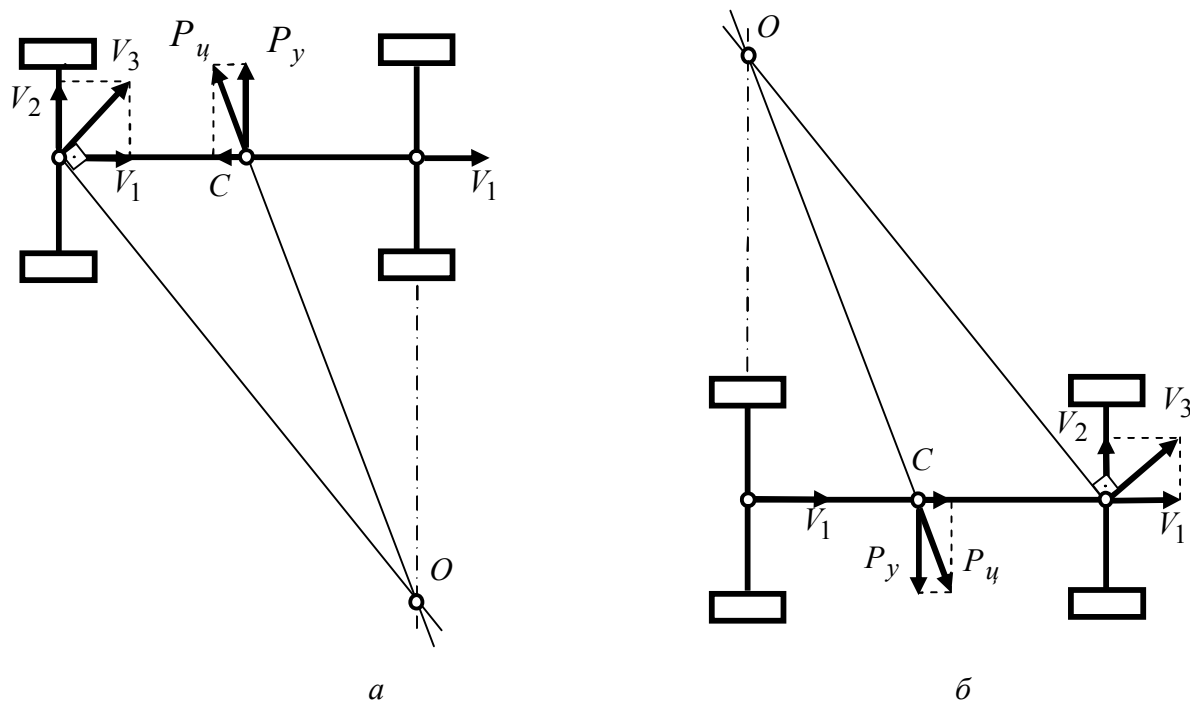


Рис. 3. Занос мостов автомобиля: *a* – заднего; *б* – переднего

Поперечная составляющая P_y возникающей при этом центробежной силы P_z действует в направлении скольжения заднего моста, повышая скорость скольжения V_2 . Это вызывает дальнейшее возрастание центробежной силы, в результате чего занос прогрессирует. Поэтому

опаснее занос заднего, а не переднего моста (рис. 3, б), при котором поперечная составляющая P_y силы P_ψ направлена в сторону, противоположную скорости бокового скольжения V_2 , в результате чего скольжение передних колес автоматически прекращается и автомобиль не теряет устойчивости.

Порядок проведения работы

1. Определить коэффициент бокового сцепления колеса с дорогой φ_y , используя выражение (15), для чего:

1.1. Поставить макет автомобиля БелАЗ на наклонную плоскость.

1.2. Увеличить угол наклона плоскости β до начала поперечного скольжения макета, зафиксировать в этот момент значения величин m и n (см. рис. 2, б) линейкой.

1.3. Определить $\varphi_y = \operatorname{tg} \beta$ по известным m и n .

1.4. Повторить эксперимент трижды и подсчитать среднее арифметическое φ_y .

2. Определить 2 значения высоты центра тяжести $h_{\psi m}$ автомобиля БелАЗ по макету с учетом различной загрузки по высоте. В данном случае допускается, что линейные и весовые параметры макета пропорциональны реальному автомобилю с коэффициентом пропорциональности $K_{np}=21,3$. В нашем случае коэффициент K_{np} был получен путем деления различных параметров реального автомобиля БелАЗ на те же параметры макета.

2.1. Поставить макет на наклонную плоскость.

2.2. Под колеса подложить упор, препятствующий боковому скольжению макета (можно линейку).

2.3. Увеличивая угол наклона β плоскости, замерить катеты m и n (см. рис. 2, б) в момент начала опрокидывания (груз в кузове автомобиля находится в опущенном положении).

2.4. Подсчитать величину высоты центра тяжести макета $h_{\psi m}^M$, используя уравнение (12).

2.5. Трижды повторить эксперимент и определить по средней арифметической $h_{\psi m}^M$ величину центра тяжести реального автомобиля:

$$h_{\psi m} = h_{\psi m}^M \cdot K_{np} .$$

2.6. Поднять груз и проделать работу по пунктам 2.1–2.5.

3. Проанализировать устойчивость движения автомобиля БелАЗ при повороте на горизонтальной поверхности и при движении по косоугору, взяв за основу полученные при эксперименте значения коэффициента бокового сцепления и значения высот центра тяжести (с учетом коэффициента пропорциональности).

3.1. Определить критическую скорость при опрокидывании V_o при различных радиусах поворота и различном положении груза $h_{ум}$ по уравнению (7). Внести данные в табл. 1 ($h_{он}$ – высота центра тяжести при опущенном грузе, м; $h_{под}$ – высота центра тяжести при поднятом грузе, м; R – радиус поворота, м).

3.2. Определить критическую скорость при заносе по уравнению (9) при различных радиусах поворота для двух значений коэффициента φ_y : а) коэффициент бокового сцепления φ_y меньше определенного экспериментально φ_y^3 на 20 %; б) φ_y больше экспериментального φ_y^3 на 20 %. Данные внести в табл. 1.

Таблица 1

Сводная таблица критических скоростей

Критические скорости при опрокидывании V_o и заносе V_z , м/с	Радиус поворота R , м					
	15	20	25	30	35	40
V_o при $h_{ум} = h_{он}$ $h_{ум} =$						
V_o при $h_{ум} = h_{под}$ $h_{ум} =$						
V_z при $\varphi_y = 0,8\varphi_y^3$ $\varphi_y =$						
V_z при $\varphi_y = 1,2\varphi_y^3$ $\varphi_y =$						

Значения $h_{ум}$ и φ_y в таблице проставить на основании расчета.

3.3. По данным таблицы построить на одном графике зависимости критических скоростей при опрокидывании $V_o^{kp} = f(R, h_{ум})$ и заносе $V_z^{kp} = f(R, \varphi_y)$ (рис. 4).

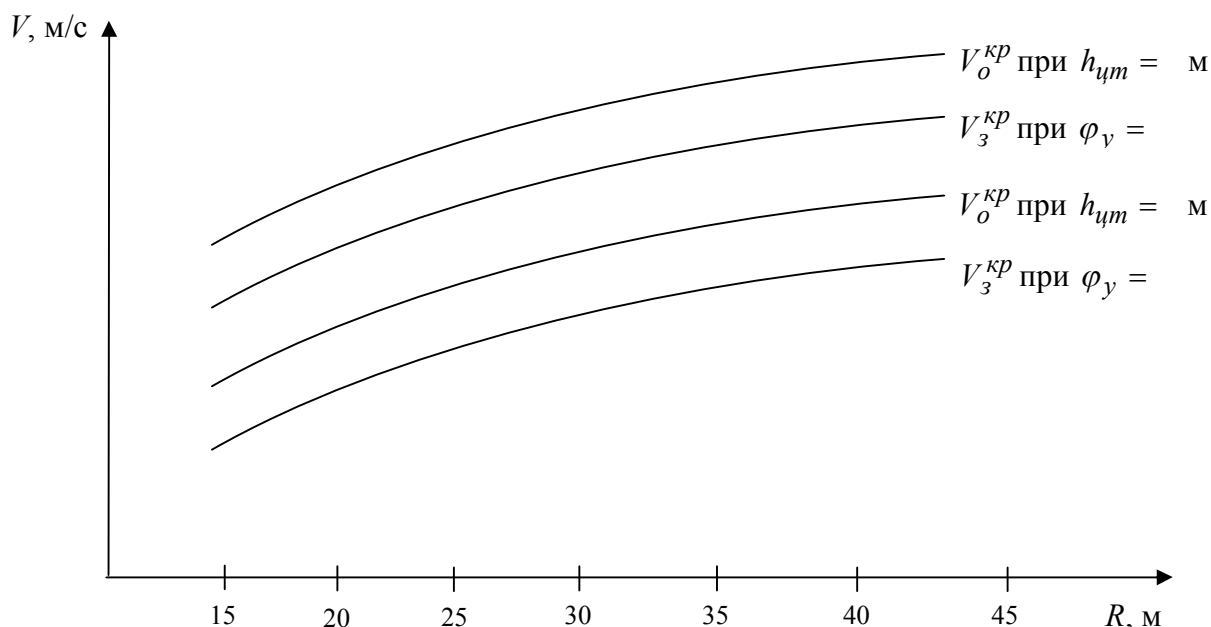


Рис. 4. Примерный вид кривых критических скоростей при опрокидывании и заносе в зависимости от R при различных значениях h_{ym} и φ_y

3.4. Используя график, провести анализ устойчивости движения автомобиля БелАЗ по горизонтальной поверхности в двух случаях движения (значения величин h_{ym} и φ_y выбрать произвольно):

- а) радиус поворота R постоянный, скорость автомобиля в ходе эксперимента увеличивается от 0 до критической по устойчивости;
- б) линейная скорость автомобиля постоянна, радиус поворота R в ходе эксперимента уменьшается от бесконечности до величины, при которой происходит потеря поперечной устойчивости.

При выполнении пункта 3.4 необходимо выбрать произвольно один из двух случаев движения, после чего провести анализ.

3.5. Определить поперечный уклон косогора $\text{tg } \beta_o$ (для h_{on} и $h_{нод}$) и $\text{tg } \beta_3$ (для $\varphi_y = 0,8\varphi_y^3$ и $\varphi_y = 1,2\varphi_y^3$), используя уравнения (12) и (15).

Контрольные вопросы

1. Провести анализ устойчивости по п. 3.4 (величины h_{ym} и φ_y взять по заданию преподавателя).
2. Как влияют на поперечную устойчивость параметры h_{ym} , φ_y , B ?
3. Порядок проведения работы по определению h_{ym} и φ_y .
4. Определить φ_y , при котором возможно опрокидывание автомобиля на косогоре без поперечного скольжения, если известны B и h_{ym} .

5. Определить φ_y , при котором возможно опрокидывание, а не занос автомобиля на повороте при движении по горизонтальной плоскости, если известны B и h_{um} .

6. Вывести зависимость $V_o^{kp} = f(R, h_{um})$.

9. Вывести зависимость $V_3^{kp} = f(R, \varphi_y)$.

10. Вывести зависимость $\beta_o = f(B, h_{um})$.

11. Вывести зависимость $\beta_3 = f(\varphi_y)$.

12. Определить h_{um} , при которой возможно опрокидывание, а не занос автомобиля при известных φ_y и B на косогоре.

13. Определить h_{um} , при которой возможно опрокидывание, а не занос на повороте по горизонтальной плоскости, если известны φ_y и B .

14. Доказать, что наиболее опасен занос задней оси, а не передней.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА УЧЕТА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Цель работы – изучить методику определения коэффициента учета вращающихся масс и оценить влияние этого коэффициента на интенсивность разгона автомобиля.

Общие положения

При разгоне автомобиля двигатель преодолевает сопротивление инерции поступательно движущейся массы автомобиля и сопротивление инерции вращающихся масс.

Мерой инертности для поступательно движущихся предметов является их масса M , а для вращающихся деталей – их момент инерции J .

Сила сопротивления инерции поступательно движущихся объектов определяется:

$$P_j = M \cdot j, \quad (1)$$

где M – масса объекта, кг;

j – линейное ускорение объекта, м/с^2 .

Сила сопротивления инерции вращающихся объектов определяется:

$$P_{\varepsilon} = (J \cdot \varepsilon) / r , \quad (2)$$

где J – момент инерции вращающихся масс, кгм²;

ε – угловое ускорение этих масс, рад/с²;

r – радиус, на котором действует сила сопротивления этих масс, м.

Суммарная сила сопротивления инерции вращающихся масс автомобиля P_{ε} рассчитывается как сумма инерционности деталей двигателя $P_{\varepsilon\partial}$ и деталей колес $P_{\varepsilon\kappa}$. Моменты инерции деталей трансмиссии (шестерни коробки передач, раздаточной коробки, редуктора главной передачи, карданные валы, полуоси и др.) ввиду их малых радиусов и сравнительно низких угловых ускорений при ориентировочных расчетах не учитываются.

$$P_{\varepsilon} = P_{\varepsilon\partial} + P_{\varepsilon\kappa} . \quad (3)$$

Общая сила сопротивления инерции автомобиля (как и все силы силового баланса) приложена к ведущему колесу автомобиля. Поэтому силу сопротивления инерции вращающихся масс также необходимо привести к ведущим колесам. Для деталей двигателя приведенная сила сопротивления инерции $P_{\varepsilon\partial}$ находится следующим образом:

$$P_{\varepsilon\partial} = (\Sigma J_{\partial} \cdot \varepsilon_{\partial} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}) / r_{\kappa} , \quad (4)$$

где ΣJ_{∂} – суммарный момент инерции вращающихся масс деталей двигателя, кгм²;

ε_{∂} – угловое ускорение деталей двигателя, рад/с²;

i_{mp} – передаточное число трансмиссии;

η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии;

r_{κ} – радиус качения колеса, м.

Для деталей, относящихся к колесам (шины, обода, тормозные барабаны), приведенная сила сопротивления инерции $P_{\varepsilon\kappa}$ определяется:

$$P_{\varepsilon\kappa} = (\Sigma J_{\kappa} \cdot \varepsilon_{\kappa}) / r_{\kappa} , \quad (5)$$

где ΣJ_{κ} – суммарный момент инерции вращающихся масс деталей колес, кгм²;

ε_{κ} – угловое ускорение деталей колес автомобиля, рад/с².

Учитывая, что

$$\varepsilon_{\partial} = \varepsilon_{\kappa} \cdot i_{mp} , \quad (6)$$

$$j_a = \varepsilon_{\kappa} \cdot r_{\kappa} , \quad (7)$$

где j_a – линейное ускорение автомобиля, м/с².

Силы сопротивления инерции деталей двигателя $P_{\varepsilon\partial}$ и деталей колес $P_{\varepsilon\kappa}$ могут быть преобразованы следующим образом:

$$P_{\varepsilon\partial} = \left(\sum J_{\partial} \cdot j_a \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} \right) / r_{\kappa}^2 ; \quad (8)$$

$$P_{\varepsilon\kappa} = \left(\sum J_{\kappa} \cdot j_a \right) / r_{\kappa}^2 . \quad (9)$$

Суммарная сила сопротивления инерции вращающихся масс автомобиля P_{ε} определяется по формуле

$$P_{\varepsilon} = P_{\varepsilon\partial} + P_{\varepsilon\kappa} ; \quad (10)$$

$$P_{\varepsilon} = \frac{\left(\sum J_{\partial} \cdot j_a \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} \right) + \left(\sum J_{\kappa} \cdot j_a \right)}{r_{\kappa}^2} . \quad (11)$$

Суммарная сила сопротивления инерции всего автомобиля будет равна

$$P_j = P_{ja} + P_{\varepsilon} , \quad (12)$$

где P_{ja} – сила сопротивления инерции линейно движущихся масс автомобиля, кг·м/с²,

$$P_{ja} = M_a \cdot j_a , \quad (13)$$

где M_a – масса автомобиля, кг.

$$P_j = M_a \cdot j_a + \frac{\left(\sum J_{\partial} \cdot j_a \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp} \right) + \left(\sum J_{\kappa} \cdot j_a \right)}{r_{\kappa}^2} \quad (14)$$

или

$$P_j = M_a \cdot j_a \cdot \left(1 + \frac{\Sigma J_{\partial} \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp}}{M_a \cdot r_{\kappa}^2} + \frac{\Sigma J_{\kappa}}{M_a \cdot r_{\kappa}^2} \right) . \quad (15)$$

Выражение в скобках показывает, на сколько общая приведенная масса автомобиля превышает действительную массу M_a автомобиля, и называется *коэффициентом учета вращающихся масс δ* .

$$\delta = \frac{\Sigma I_{\partial} \cdot i_{mp}^2 \cdot \eta_{mp}}{M_a \cdot r_{\kappa}^2} + \frac{\Sigma I_{\kappa}}{M_a \cdot r_{\kappa}^2} + 1 . \quad (16)$$

Тогда

$$P_j = M_a \cdot j_a \cdot \delta . \quad (17)$$

Коэффициент δ отражает влияние, оказываемое на инерционный процесс неравномерно-поступательного движения автомобиля ее вращающимися массами.

Введением коэффициента δ вращающиеся массы автомобиля условно приводятся к дополнительной поступательно движущейся массе, поэтому коэффициент δ называется также *коэффициентом условного увеличения массы автомобиля*. Он показывает, во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением j поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, больше силы, необходимой для разгона только его поступательно движущихся масс.

Величина коэффициента δ зависит от величины моментов инерции вращающихся масс, передаточного числа и КПД трансмиссии, от веса автомобиля и радиуса качения колес. Особо значительное влияние на величину коэффициента δ оказывает передаточное отношение трансмиссии, поскольку в выражении для определения δ оно входит в квадрате. Существенно возрастает значение δ с увеличением размеров применяемых шин и повышением в результате этого их моментов инерции. В особенности это касается автомобилей высокой проходимости, на которых устанавливаются шины большого диаметра и широкого профиля.

Поскольку инерционный момент вращающихся масс двигателя, приведенный к ведущим колесам, определяется через передаточное число трансмиссии, общая приведенная масса автомобиля на низших передачах в

коробке передач получается значительной. Затраты энергии на раскручивание масс двигателя приводят к тому, что подведенный к ведущим колесам крутящий момент при разгоне снижается по сравнению с установившимся режимом настолько, что ускорение на первой передаче у большегрузных автомобилей часто получается меньшим, чем на второй передаче.

Коэффициент учета вращающихся масс при разгоне на высших передачах обычно не превышает значений 1,06...1,10. На низших же передачах он возрастает у легковых автомобилей до 1,2...1,4, а для грузовых – до 1,7...3,0. Минимальное значение коэффициента учета вращающихся масс соответствует режиму движения автомобиля накатом (выбег), когда двигатель отсоединен от трансмиссии:

$$\delta_0 = 1 + \frac{\Sigma I_{\kappa}}{M_a \cdot r_{\kappa}^2}. \quad (18)$$

Для расчета значения коэффициента учета вращающихся масс необходимо определить моменты инерции вращающихся масс двигателя и колес. Для определения моментов инерции вращающихся деталей сложной формы часто используют экспериментальные методы. Это методы физического маятника, крутильных колебаний, колебаний на нитяных подвесах, прокручивания с постоянным ускорением, двойного выбега и др. Наиболее простым является метод колебания на подвесе из трех нитей (рис. 1).

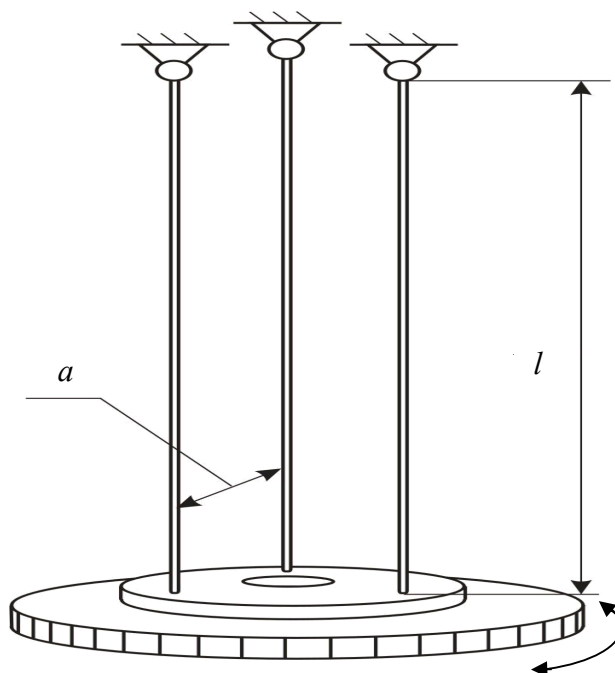


Рис. 1. Подвес для определения момента инерции

Момент инерции находят по формуле

$$I = 0,082 \cdot (a \cdot T)^2 \cdot M / l, \quad (19)$$

где a – расстояние между нитями, $a = 0,16$ м;

T – период одного колебания, с;

M – масса детали, кг;

l – длина нитей, $l = 2,1$ м.

Таким методом определяют моменты инерции маховика, колеса в сборе с шиной, ступицы, тормозного барабана и других деталей.

Определение же момента инерции всех подвижных масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала, является сложной задачей, для решения которой проводят специальные испытания.

Установлено, что моменты инерции вращающихся масс двигателей легковых автомобилей обычно находятся в пределах $0,2 \dots 0,5$ кг·м², а двигателей грузовых автомобилей составляют $0,4 \dots 5,0$ кг·м². По полученным данным общий момент инерции ΣI_o у многих двигателей примерно в 2,5 раза превышает момент инерции маховика. Поэтому в лабораторной работе рекомендуется определять суммарный момент инерции вращающихся масс двигателя по экспериментально полученному моменту инерции маховика.

Моменты инерции связанных с колесами деталей ΣJ_k (ступиц, тормозных барабанов и др.) составляют примерно 10 % от моментов инерции колес в сборе с пневматическими шинами.

Порядок выполнения работы

1. В соответствии с полученным вариантом задания (см. табл. 1) закрепить маховик на подвесе.

2. Повернуть маховик на $45-60^\circ$ относительно оси вращения и отпустить для свободных колебаний.

3. Замерить секундомером время десяти полных колебаний и определить период T одного колебания.

4. Определить массу M маховика на рычажных весах.

5. Результаты замеров занести в отчет и определить момент инерции маховика по формуле (19).

6. Выписать из табл. 1 исходные данные для расчетного варианта и подсчитать значения коэффициента учета вращающихся масс для условий разгона на всех передачах по формуле (16), а также при движении автомобиля накатом. Расчеты выполнить для полной M_a и собственной M_o масс АТС.

Таблица 1

Варианты заданий для выполнения расчетов

№ п/п	Модель АТС	Масса колеса, кг	Радиус качения колеса, м	Момент инерции колеса, кгм ²
1	ВАЗ-2101	14	0.28	0.68
2	ВАЗ-2106	14	0.28	0.68
3	ВАЗ-2107	15	0.28	0.77
4	«Москвич-2140»	15	0.28	0.77
5	ГАЗ-24	20	0.31	1.22
6	ГАЗ-3102	21	0.30	1.31
7	КАВЗ-685	84	0.53	10.25
8	ПАЗ-672	86	0.5	10.65
9	ГАЗ-53А	84	0.46	10.25
10	ЗИЛ-130-76	95	0.49	12.43
11	КамАЗ-5320	80	0.5	9.46
12	КамАЗ-53212	80	0.5	9.46
13	МАЗ-5335	120	0.54	17.38
14	МАЗ-53352	120	0.54	17.38
15	КрАЗ-25761	138	0.54	20.95

Значения η_m КПД трансмиссии для грузовых автомобилей рекомендуется принимать равным 0,85, а для легковых автомобилей равным 0,9.

7. С использованием полученных данных коэффициента учета вращающихся масс подсчитать значения максимального ускорения груженого и снаряженного АТС на всех передачах по формуле

$$j_{\max} = \frac{M_{e\max} \cdot i_m \cdot \eta_m}{\delta \cdot M_a \cdot r_k} . \quad (20)$$

8. Результаты расчетов свести в табл. 2 и построить графики зависимостей $\delta = f(i_k)$ и $j_{\max} = f(i_k)$ для груженого и снаряженного АТС.

9. Найти значения передаточного числа первой передачи по условию получения максимального ускорения.

Результаты расчета

Режим движения АТС	Передаточное число коробки передач i_k	Коэффициент учета вращающихся масс δ		Максимальное ускорение АТС $j_{\max}$, м/с ²	
		Масса АТС			
		полная M_a	собственная M_o	полная M_a	собственная M_o
Разгон	$i_{k1} =$				
	$i_{k2} =$				
	$i_{k3} =$				
	$i_{k4} =$				
Накат	-			-	-

Примерный вид графических зависимостей показан на рис. 2.

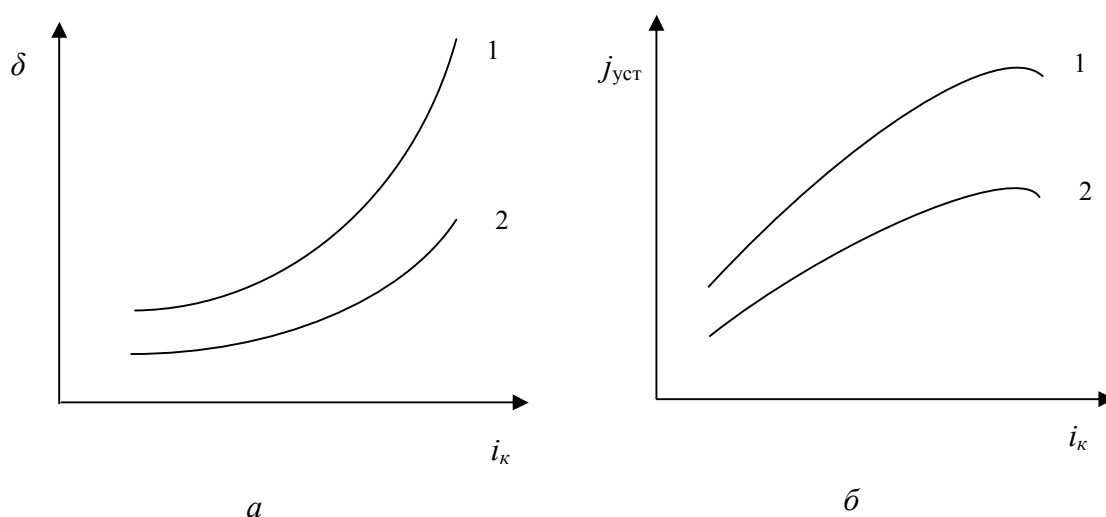


Рис. 2. Влияние передаточного числа коробки передач: *a* – на величину коэффициента учета вращающихся масс; *б* – на максимальное ускорение при разгоне для груженного (1) и снаряженного АТС (2)

В отчет по лабораторной работе внести расчетные формулы, результаты измерений и расчетов, полученные графические зависимости с заключением и выводами по ним.

Контрольные вопросы

1. Чем приведенная масса отличается от действительной массы автомобиля?
2. Почему инерционные массы двигателя при относительно малой величине оказывают решающее влияние на значение приведенной массы и ускорение разгона?
3. Какое влияние на ускорение автомобиля оказывает уменьшение радиуса качения ведущих колес?
4. Какое влияние на ускорение автомобиля может оказать замена карбюраторного двигателя на дизельный, аналогичный по мощности?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4 ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ И ДОРОЖНО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Цель работы – приобретение практических навыков графического построения характеристик.

Основные положения

При движении автомобиля на него действуют силы и моменты, которые можно разделить на силы и моменты, движущие автомобиль, и на силы и моменты, оказывающие сопротивление движению.

Основной движущей силой является касательная реакция дороги на ведущие колеса автомобиля, которая возникает в результате работы двигателя и обусловлена взаимодействием колеса с дорогой.

Величина мощности, развиваемая двигателем, может изменяться вследствие изменения количества и качества горючей смеси в цилиндрах, угловой скорости коленчатого вала и других причин.

В тяговой динамике мощность считают функцией только угловой скорости коленчатого вала. При таких условиях в основу расчета динамики автомобиля можно положить внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Внешней скоростной характеристикой двигателя (ДВС) называют зависимость изменения эффективной мощности N_e , эффективного момента M_e и удельного расхода топлива g_e от угловой скорости коленчатого вала ω_e при полной загрузке двигателя (рис. 1).

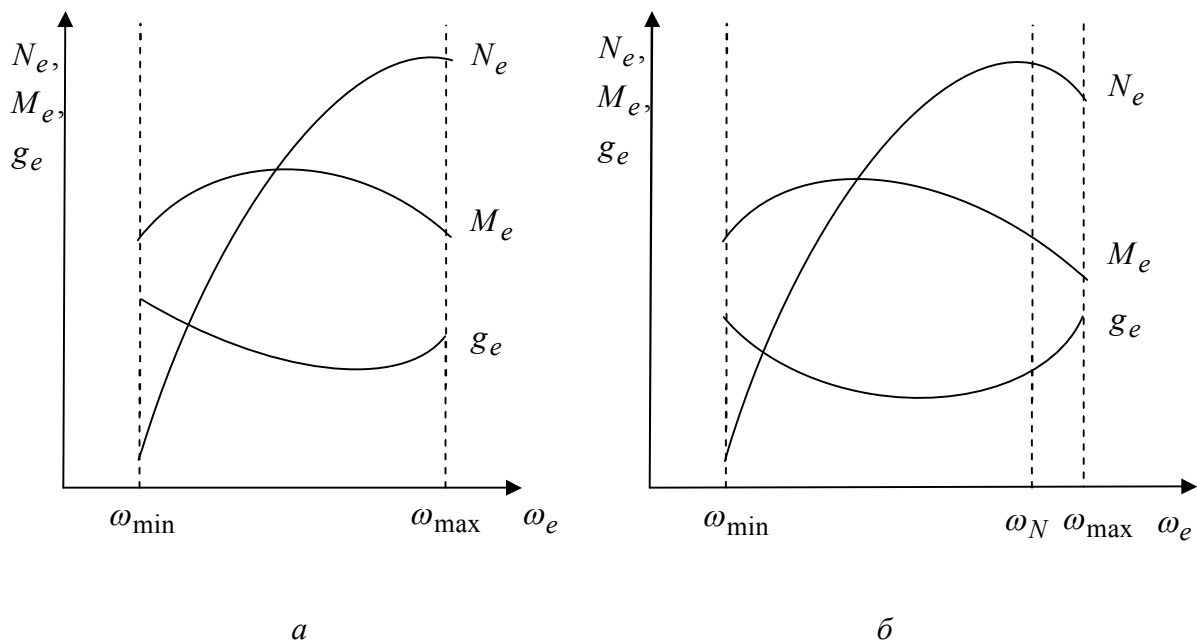


Рис.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя:
а – грузового автомобиля; *б* – легкового автомобиля

Снятие внешней скоростной характеристики двигателя проводится на основании стендовых испытаний, при которых двигатель, работающий с полностью открытой дроссельной заслонкой, нагружается определенным тормозным моментом M_{m1} , при этом фиксируется угловая скорость коленчатого вала ω_1 . При изменении тормозного момента на M_{m2} опять фиксируется угловая скорость коленчатого вала ω_2 и т.д.

Нагружение двигателя тормозным моментом на стенде осуществляется присоединением к нему тормозного механизма, которым может быть либо генератор электрического тока, замкнутый на электрическое сопротивление, требующее для вращения генератора большого крутящего момента, либо гидравлический тормоз (лопастное колесо, вращающееся в полости, заполненной жидкостью).

Изменение величины электрического сопротивления в первом случае и изменение уровня или вязкости жидкости во втором позволяют изменять величину тормозного момента, нагружающего двигатель.

Расчет скоростной характеристики ведется по следующей схеме:

$$M_{m1} = M_{e1} \text{ и } M_{m2} = M_{e2},$$

где M_{e1} и M_{e2} – крутящие моменты на коленчатом валу, Н·м.

$$N_{e1} = M_{e1} \cdot \omega_{e1} ; \quad N_{e2} = M_{e2} \cdot \omega_{e2},$$

где N_{e1} и N_{e2} – мощности двигателя при соответствующих угловых скоростях коленчатого вала ω_1 , ω_2 и крутящих моментах M_{e1} и M_{e2} .

Построение внешней скоростной характеристики

Существует эмпирическая зависимость эффективной мощности двигателя N_e от угловой скорости коленчатого вала ω_e , дающая неплохое совпадение с экспериментом:

$$N_e = N_{e_{\max}} \cdot \left[a \cdot (\omega_e / \omega_N) + b \cdot (\omega_e / \omega_N)^2 - c \cdot (\omega_e / \omega_N)^3 \right], \quad (1)$$

где N_e – текущее значение мощности, кВт, при ω_e , рад/с;

$N_{e_{\max}}$ – максимальное значение мощности двигателя, кВт;

ω_N – угловая скорость коленчатого вала при $N_{e_{\max}}$, рад/с;

a, b и c – коэффициенты, учитывающие конструктивные особенности двигателя.

$a = b = c = 1$ – для карбюраторного двигателя;

$a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$ – для двухтактных дизельных двигателей;

$a = 0,44$; $b = 1,56$; $c = 1$ – для четырехтактных дизельных двигателей.

Полученные при стендовых испытаниях значения N_{e1} , ω_1 , N_{e2} и ω_2 подставляют в формулу (1) и получают систему из двух уравнений с двумя неизвестными $N_{e_{\max}}$ и ω_N :

$$\begin{aligned} N_{e1} &= N_{e_{\max}} \left[a \cdot (\omega_{e1} / \omega_N) + b \cdot (\omega_{e1} / \omega_N)^2 - c \cdot (\omega_{e1} / \omega_N)^3 \right] \\ N_{e2} &= N_{e_{\max}} \left[a \cdot (\omega_{e2} / \omega_N) + b \cdot (\omega_{e2} / \omega_N)^2 - c \cdot (\omega_{e2} / \omega_N)^3 \right] \end{aligned}$$

Решая эту систему, находят максимальное значение мощности $N_{e_{\max}}$ и соответствующее значение угловой скорости коленчатого вала ω_N для данного двигателя.

Для построения скоростной характеристики двигателя задаются несколькими определенными значениями ω_e , вычисляют по формуле (1) соответствующие значения N_e и строят зависимость $N_e = f(\omega_e)$.

Рекомендуется выбирать следующие значения ω_e :

$$\omega_{\min} = 0,2 \cdot \omega_{\max};$$

$$\omega_{\max} = \omega_N \text{ – для двигателей грузовых автомобилей;}$$

$$\omega_{\max} \approx 1,1 \cdot \omega_N \text{ – для двигателей легковых автомобилей.}$$

В промежутках между $\omega_{\min}$ и $\omega_{\max}$ для двигателей грузовых автомобилей принимают еще 4 значения ω_e , а для двигателей легковых автомобилей принимают еще 5 значений ω_e , включая ω_N .

Полученная зависимость будет иметь следующий вид (см. рис. 1).

Затем рассчитывают значения крутящего момента на коленчатом валу двигателя M_e для выбранных значений ω_e :

$$M_e = N_e / \omega_e \quad (2)$$

и строят соответствующую зависимость $M_e = f(\omega_e)$ на том же графике (см. рис.1).

Как правило, на скоростной характеристике двигателя наносят также кривую удельного расхода топлива g_e (г/кВт·ч).

Расчет значений этой величины проводится следующим образом:

$$g_e = g_N \cdot K_\omega \cdot K_N, \quad (3)$$

где g_N – удельный расход топлива при $N_{e_{\max}}$, г/кВт·ч, $g_N = 320$ г/кВт·ч – для карбюраторных двигателей, $g_N = 250$ г/кВт·ч – для дизельных двигателей;

K_ω – коэффициент, зависящий от угловой скорости двигателя ω_e ;

K_N – коэффициент, зависящий от используемой мощности.

$$K_\omega = 1,27 - 0,94 \cdot (\omega_e / \omega_N) + 0,67 \cdot (\omega_e / \omega_N)^2, \quad (4)$$

где ω_e – текущее значение угловой скорости коленчатого вала двигателя (рад/с);

ω_N – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности.

$$K_N = 2,57 - 4,1 \cdot p + 2,53 \cdot p^2 - \text{для карбюраторных двигателей;} \quad (5)$$

$$K_N = 1,55 - 1,9 \cdot p + 1,34 \cdot p^2 - \text{для дизельных двигателей,}$$

где p – степень использования мощности, т.е. отношение потребной для данных условий движения мощности к мощности, которую способен выдать двигатель при полностью открытой дроссельной заслонке, но при той же угловой скорости коленчатого вала,

$$p = N_{\Pi} / N_e . \quad (6)$$

На скоростной характеристике двигателя, которая строится для полностью открытой дроссельной заслонки, наносится кривая удельного расхода топлива g'_e , т.е. удельный расход при полной загрузке двигателя $p = 1$, а значит, $K_N = 1$.

Построение дорожно-экономической характеристики автомобиля

Для оценки расхода топлива при движении автомобиля применяют дорожно-экономическую характеристику, которая представляет собой зависимость дорожного расхода топлива Q_s (л/100 км·пробега) от скорости автомобиля в различных дорожных условиях (рис. 2).

Для построения этой характеристики пользуются уравнением

$$Q_s = \frac{g'_e \cdot N_{\Pi} \cdot K_N}{36 \cdot \gamma \cdot V_a} , \quad (7)$$

где g'_e – расход топлива при выбранных угловых скоростях двигателя ω_e (см. рис. 1);

N_{Π} – потребная мощность двигателя для работы в заданных условиях (дорожное сопротивление и сопротивление воздуха), кВт;

γ – плотность топлива, кг/л, $\gamma = 0,75$ – бензин, $\gamma = 0,83$ – дизельное топливо;

V_a – скорость автомобиля, м/с.

Потребную мощность рассчитывают по формуле

$$N_{\Pi} = (N_{\psi} + N_w) / \eta_{mp} , \quad (8)$$

где N_{ψ} – мощность, затрачиваемая автомобилем на преодоление дорожных условий, кВт;

N_w – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля, $\eta_{mp} = 0,85 - 0,9$ – одинарная главная передача, $\eta_{mp} = 0,8 - 0,85$ – двойная главная передача.

Значения затрат мощности на преодоление дорожного сопротивления N_ψ находят по формуле

$$N_\psi = G_a \cdot \psi \cdot V_a \quad , \quad (9)$$

где G_a – полный вес автомобиля, Н;

ψ – коэффициент сопротивления дороги;

V_a – скорость автомобиля, м/с.

Величина коэффициента сопротивления дороги рассчитывается по формуле

$$\psi = f \pm i \quad , \quad (10)$$

где f – коэффициент сопротивления качения;

i – уклон дороги в долях ($i = \operatorname{tg} \alpha$, где α – уклон дороги в градусах).

Значение f находят по справочнику [1].

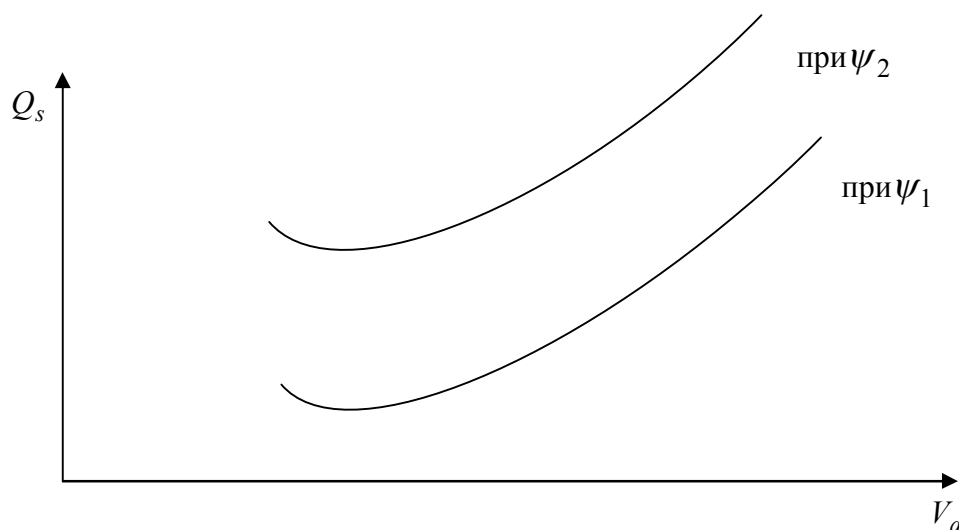


Рис. 2. Дорожно-экономическая характеристика автомобиля

Значения скорости V_a автомобиля находят по формуле

$$V_a = (\omega_e / i_{mp}) \cdot r_k \quad , \quad (11)$$

где ω_e – выбранные 6 или 7 значений угловой скорости при расчете по формулам (1) и (2).

i_{mp} – передаточное число трансмиссии, находится как произведение передаточных чисел всех работающих агрегатов трансмиссии;

r_k – радиус качения колеса, его приближенное значение находится по формуле

$$r_k = d / 2 + 0,85 \cdot h ,$$

где d – посадочный диаметр шины;

h – высота профиля шины.

Мощность затрат на сопротивление воздуха N_w определяют по формуле

$$N_w = \kappa \cdot F \cdot V_a^3 , \quad (12)$$

где κ – коэффициент обтекаемости, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$, см. [1];

F – лобовая площадь автомобиля, м^2 , $F = 0,78 \cdot B \cdot H$ – для легковых автомобилей, $F = B_k \cdot H$ – для грузовых автомобилей;

B – ширина автомобиля, м;

H – высота автомобиля, м;

B_k – колея передних колес, м.

Таблица 1

Таблица вариантов расчета

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7
Марка автомобиля	ЗАЗ-968	ВАЗ-2101	ВАЗ-2103	ВАЗ-2106	ИЖ-2125	ГАЗ-24	УАЗ-469
Уклон дороги i	0,03	0,02	0,04	0,035	0,025	0,02	0,04

Окончание табл. 1

8	9	10	11	12	13	14	15	16
ПАЗ-672	ЛАЗ-695	ЛиАЗ-677	ГАЗ-52	ЗИЛ-130	«Урал»-4320	КамАЗ-5320	МАЗ-5335	КрАЗ-257
0,035	0,025	0,03	0,02	0,04	0,035	0,025	0,03	0,02

Порядок выполнения работы

1. Задание на расчет определенной марки автомобиля и дорожные условия его движения – в табл. 1.
 2. По справочнику [1] выбрать необходимые данные для расчетов.
 3. По значениям $N_{e_{\max}}$ и ω_N выполнить расчет скоростной характеристики двигателя $N_e = f(\omega_e)$ по формуле (1).
 4. По формуле (2) рассчитать зависимость $M_e = f(\omega_e)$.
 5. Определить значения g_e по формуле (3) для выбранных ω_e .
- При вычислениях по сложным формулам рекомендуется результаты промежуточных расчетов заносить в табл. 2.
6. На миллиметровке формата А4 вертикального расположения построить полученные зависимости. Масштабы необходимо выбирать с учетом более полного заполнения листа. Ориентировочное расположение кривых показано на рис. 1.
 7. Рассчитать дорожный расход топлива по формуле (7). Для построения дорожно-экономической характеристики автомобиля рекомендуется применять расчет движения на высшей передаче для 6 – 7 значений скорости автомобиля, соответствующих выбранным ранее значениям угловой скорости ω_e коленчатого вала двигателя. Расчет произвести для горизонтального участка дороги с асфальтобетонным покрытием ($i = 0$) ψ_1 и для дороги с подъемом в гору ψ_2 . Покрытие дороги в гору также принимается асфальтобетонным. Результаты расчетов заносят в таблицу 3. При этом для горизонтального участка ψ_1 и дороги в гору ψ_2 заполняют разные таблицы для каждой дороги.
 8. Построить зависимость $Q_s = f(V_a)$ на миллиметровке формата А4.

Таблица 2

Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

№ п/п	ω_e	$\left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)$	$\left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2$	$\left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^3$	[]	N_e	M_e	$0,94 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)$	$0,67 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N}\right)^2$	K_ω	g_e'
1											
2											
3											
4											
5											
6											
7											

Таблица 3

Расчет дорожно-экономической характеристики автомобиля

№ п/п	ω_e	g_e'	V_a	N_ψ	N_w	N_Π	N_e	p	K_N	Q_s
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										

Контрольные вопросы

1. Почему характеристика двигателя, полученная на рис. 1, называется внешней скоростная характеристика? Какие еще вы знаете характеристики двигателя?

2. Какой режим работы двигателя дает наибольшую экономию топлива? Назовите угловую скорость двигателя, соответствующую этому режиму.

3. Какой режим работы двигателя соответствует максимальной тяговой силе на колесах? Назовите угловую скорость двигателя, соответствующую этому режиму.

4. Почему у двигателей легковых автомобилей ограничитель оборотов допускает работу двигателя в зоне падения мощности ($\omega_{e_{\max}} = 1,1 \cdot \omega_N$)?

5. Как при расчетах дорожного расхода топлива учитывается загрузка двигателя?

6. Почему для расчета потребной мощности ее надо делить на К.П.Д. трансмиссии?

7. Какой принцип выбора промежуточных значений ω_e при расчете скоростной характеристики двигателя?

8. Почему при расчете g_e для скоростной характеристики двигателя p принимается равной единице?

9. В работе расход топлива оценивается в л/100 км. Какая единица лучше отражает расход топлива при работе автомобиля?

10. Какую передачу нужно использовать при расчете дорожного расхода топлива и почему?

Библиографический список

1. Краткий автомобильный справочник НИИАТ.–10-е изд., перераб. и доп. – М.:Транспорт, 1983. – 220 с.
2. Литвинов А.С. Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств. – М.: МАДИ, 1980.-Ч. 2.
3. Иларионов В.А. и др. Теория и конструкция автомобиля. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 94–106.
4. Андреев Б.В. Теория автомобиля. – Красноярск, 1984.
5. Устойчивость автомобиля: Методические указания к лабораторной работе по дисциплине «Теория автомобиля» / Сост. А.М.Зарщиков. – Омск: Изд-во СибАДИ, 1988.-13с.

Приложение А

Пример оформления титульного листа отчета по лабораторной работе

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
Кафедра «Автомобили и безопасность движения»

Дисциплина – «Автомобили»

Раздел дисциплины – «Теория автомобиля»

Работа защищена

Руководитель занятия.....

ОТЧЕТ

по лабораторной работе №.....

Тема:.....

Выполнил студент
 группа

ОМСК – 2005

Пример оформления расчетных формул и уравнений

$$P_{\varepsilon\partial} = (\Sigma J_{\partial} \cdot \varepsilon_{\partial} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}) / r_k, \quad (1)$$

где $P_{\varepsilon\partial}$ – приведенная сила сопротивления инерции, Н;
 ΣJ_{∂} – суммарный момент инерции вращающихся масс деталей двигателя, кгм²;
 ε_{∂} – угловое ускорение деталей двигателя, рад/с²;
 i_{mp} – передаточное число трансмиссии;
 η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии;
 r_k – радиус качения колеса, м.

$$P_{\varepsilon\partial} = (171 \cdot 1,81 \cdot 9,41 \cdot 0,85) / 0,47 = 5267,3 \text{ Н.}$$

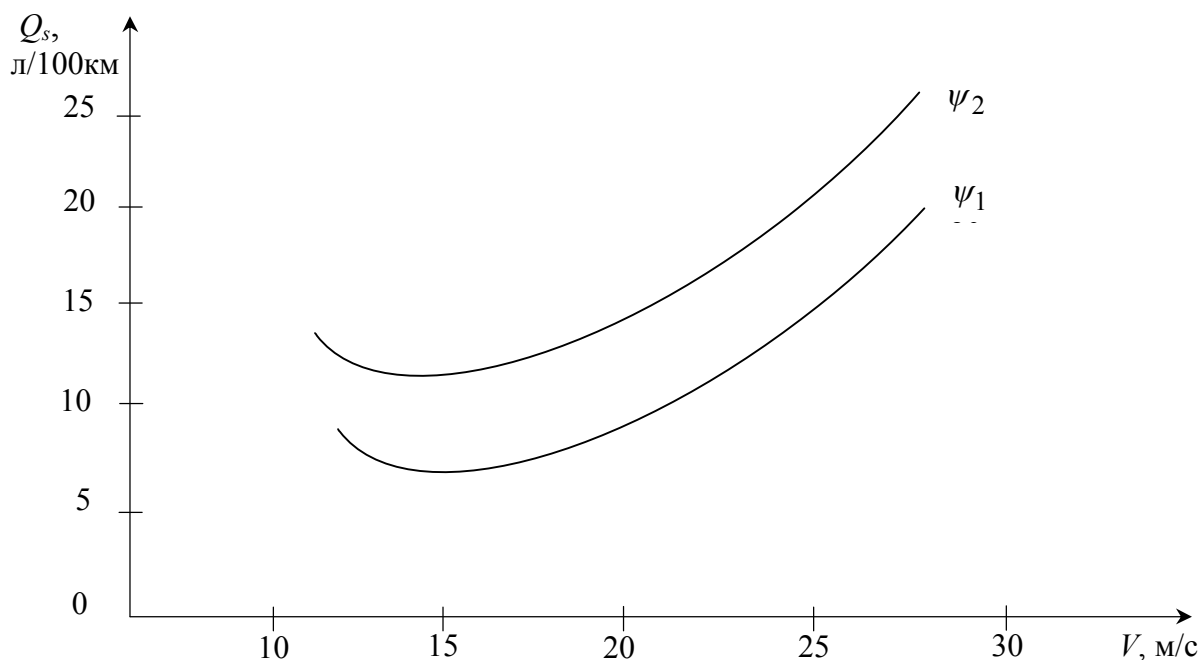
или

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_{II} \cdot K_N}{36 \cdot \gamma \cdot V_a}, \quad (2)$$

где Q_s – дорожный расход топлива, л/100 км пробега;
 g_e – расход топлива при выбранных угловых скоростях двигателя ω_e , г/кВт ч;
 N_{II} – потребная мощность двигателя для работы в заданных условиях (дорожное сопротивление и скорость автомобиля), кВт;
 K_N – коэффициент, зависящий от используемой мощности;
 γ – плотность топлива, кг/л, $\gamma = 0,75$ – бензин, $\gamma = 0,83$ – дизельное топливо;
 V_a – скорость автомобиля, м/с.

После пояснения символов с новой строки подставляют числовые значения величин в формулу. Полученный результат обязательно сопровождают указанием единицы измерения. Когда в одну и ту же формулу подставляют множество значений одной и той же величины, следует в отчете числовые значения подставлять один раз, а пояснения сопровождать словами: «Расчет остальных значений ведется аналогичным образом. Результаты расчета сведены в таблицу ...».

Примеры оформления графиков зависимостей



Графики выполняют карандашом на отдельном листе миллиметровой бумаги нужного формата.

Масштаб определяют с учетом полного заполнения листа и области построения.

При построении на одном графике более одной зависимости каждую кривую обозначают соответствующей величиной.

При расположении вдоль одной оси нескольких величин допускается для каждой строить свою шкалу (но не более трех).