

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Северо-Кавказский федеральный университет»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторным работам

по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики
автотранспортных средств»

для студентов направления подготовки

23.04.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

(Направленность (профиль) «Техническая эксплуатация автомобилей»)

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» включают девять лабораторных работ. Методические указания составлены в соответствии с требованиями Государственного стандарта и рабочей программой дисциплины для студентов специальности 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Основная цель дисциплины – изучение особенностей и анализ конструкций транспортно-технологических машин с элементами расчёта их агрегатов и систем, а также теории эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин, от которых зависят показатели их эффективного использования при эксплуатации.

Основная задача дисциплины – научить студентов принимать правильные решения при эксплуатации транспортно-технологических машин в условиях АТП и сервисных центров.

Изучение курса является основой для успешного освоения последующих специальных дисциплин, обеспечивающих эффективную организацию ТО и ремонта автомобилей на предприятиях транспорта в процессе практической деятельности магистра направления 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Согласно ФГОС ВО по направлению подготовки 23.04.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов дисциплина «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» включена в блок Б1.В.14 и изучается в 1 семестре 1 курса.

В результате освоения дисциплины обучающийся должен:

ЗНАТЬ	Состояние развития автомобильного транспорта в нашей стране и за рубежом, эксплуатационные свойства АТС, показатели и методы их оценки, а также пути улучшения эксплуатационных свойств. Особенности конструкции и основные эксплуатационные свойства, определяющие степень совершенства подвижного состава (ПС). Основные факторы, определяющие изменение технического состояния ПС при эксплуатации; основные показатели, определяющие эксплуатационную надежность.
УМЕТЬ	Оценивать особенности конструкции, определяющие степень совершенства подвижного состава; оценивать величину и характер изменения сил и моментов в агрегатах и системах и их влияние на показатели эксплуатационной надежности ПС; оценивать показатели тяговой и тормозной динамичности, устойчивости, топливной экономичности и их влияние на показатели эксплуатационной надежности ПС.
ВЛАДЕТЬ	Владеть методикой оценки и анализа показателей тяговой и тормозной динамичности, устойчивости, манёвренности, проходимости, топливной экономичности и их влияние на показатели эксплуатационной надежности ПС.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа 1. Классификация и система обозначений автомобильных транспортных средств	5
Лабораторная работа 2. Тягово-скоростные свойства АТС. Параметры процесса переключения передач	15
Лабораторная работа 3. Двигатель, как рабочий механизм, взаимодействующий с опорной поверхностью. Радиусы колеса	31
Лабораторная работа 4. Силы сопротивления движению автомобиля. Оценочные показатели процесса разгона	39
Лабораторная работа 5. Ускорения автомобиля и ограничение тягово- скоростных свойств по сцеплению ведущих колёс	54
Лабораторная работа 6. Топливная экономичность автомобиля. Оценочные показатели топливной экономичности	68
Лабораторная работа 7. Тормозные свойства автомобиля. Оценочные показатели процесса экстренного торможения	84
Лабораторная работа 8. Управляемость и курсовая устойчивость. Оценочные показатели	99
Лабораторная работа 9. Проходимость автомобиля. Оценочные показатели проходимости автомобиля	118
Литература	125

Лабораторная работа 1

КЛАССИФИКАЦИЯ И СИСТЕМА ОБОЗНАЧЕНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

1.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) изучить порядок классификации и систему обозначения автотранспортных средств.

1.3 Теоретическая часть

Существующая система сертификации на автомобильном транспорте опирается на достаточно развитую систему нормативной документации. Это в равной степени относится к двум основным системам сертификации: сертификации услуг по техническому обслуживанию и ремонту автотранспортных средств; и перевозкам пассажиров автомобильным транспортом. Одним из основных положений и ключевых моментов в этой связи выступает существующая классификация и система обозначений автотранспортных средств.

В соответствии с существующей классификацией все автомобили разделяются на три группы:

- 1) пассажирские – легковые автомобили и автобусы;
- 2) грузовые – грузовые автомобили, прицепы и полуприцепы, в том числе специализированные для выполнения транспортной работы;
- 3) специальные – автомобили, предназначенные для выполнения различных, преимущественно не транспортных работ.

Общая схема классификации автотранспортных средств, представлена на рисунке 1.1.

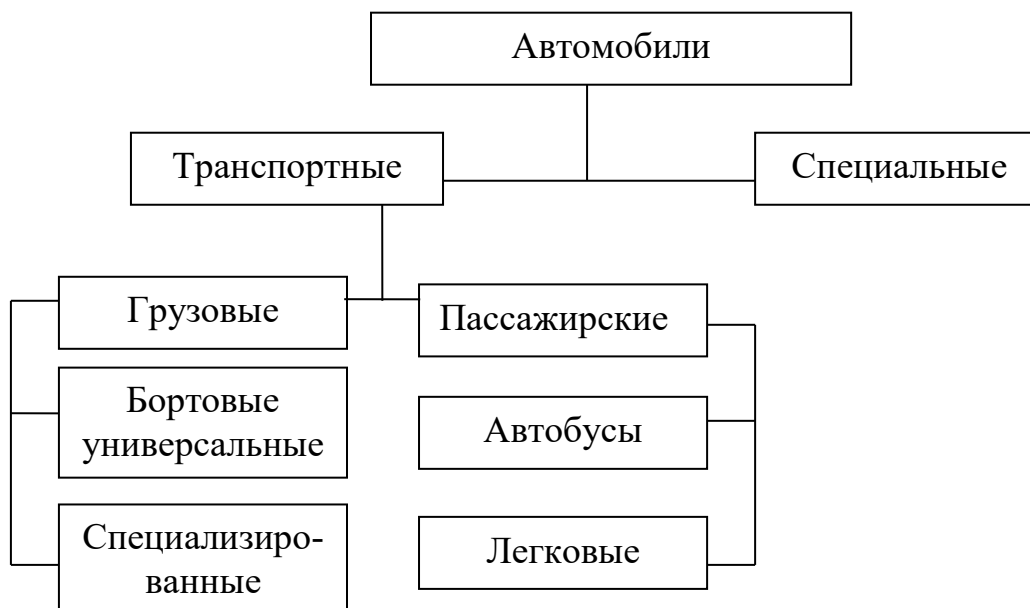


Рисунок 1.1 – Классификация автотранспортных средств

Пассажирские автомобили делятся на легковые и автобусы. Легковыми считаются автомобили, способные вмещать согласно документации до 8 пассажиров включительно, не считая водителя. К автобусам относятся автомобили, способные вмещать более 8 пассажиров.

В соответствии с принятым в Российской Федерации типажом легковых автомобилей они подразделяются по рабочему объёму цилиндров двигателя на основные классы (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Классы легковых автомобилей

Класс легкового автомобиля	Объём двигателя, дм^3
Особо малый	До 1,2
Малый	1,2 ... 1,8
Средний	1,8 ... 3,5
Большой	Свыше 3,5
Высший	Рабочий объём не регламентируется

Автобусы подразделяются на классы по назначению и габаритной длине (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Классы автобусов

Класс автобуса	Габаритная длина, м
Особо малый	До 5,5
Малый	5,5 ... 7,5
Средний	7,5 ... 10,0
Большой	10,0 ... 16,0
Высший	16,5 ... 24,0

Грузовые автомобили, прицепы и полуприцепы различаются по грузоподъёмности и полной массе. В зависимости от устройства кузова и других конструктивных особенностей, определяющих характер использования, они подразделяются на грузовые автомобили общего назначения и специализированные. Грузовые автомобили общего назначения имеют неопрокидывающийся бортовой кузов, оборудованный дугами с тентом или без них, и используются для перевозки различных грузов.

Специализированные автомобили имеют различные кузова, предназначенные для перевозки грузов определённых видов. К специальным автомобилям относятся: пожарные автомобили, автолавки, автомобили с компрессорными установками, автокраны, уборочные автомобили и так далее.

Автомобили подразделяются на *дорожные*, предназначенные для работы по дорогам общей сети, и *внедорожные*, предназначенные для использования вне дорожной сети.

В Российском автомобилестроении используют классификацию и систему обозначения автомобилей, определённую отраслевой нормалью ОН 25 270-66 Минавтопрома СССР. В соответствии с этой нормалью каждой новой модели автомобиля присваивается индекс, состоящий из ряда цифр.

Первая цифра обозначает класс автомобиля: по рабочему объёму двигателя – для легковых автомобилей; по габаритной длине – для автобусов; по полной массе – для грузового автомобиля, прицепа или полуприцепа.

Вторая цифра указывает на тип автомобиля: легковой автомобиль – 1, автобус – 2, грузовой автомобиль или пикап – 3, седельный тягач – 4, самосвал – 5, цистерна – 6, фургон – 7, специальное автотранспортное средство – 9. Номер 8 является резервным.

Третья и четвёртая цифра в обозначении указывают на порядковый номер модели, пятая говорит о том, что это не базовая модель, а модификация. Шестая – обозначает вид исполнения: для холодного климата – 1, экспортное исполнение для умеренного климата – 6, экспортное исполнение для тропического климата – 7.

Некоторые автомобили имеют в своем обозначении через тире две цифры, например – 01, 02 и др. Они указывают, что модель или модификация является переходной или имеет какие-то дополнительные комплектации.

Право присвоения цифрового индекса представлено научному автомобильному институту (НАМИ). Перед полным цифровым индексом ставится буквенное обозначение завода-изготовителя (например, ЗИЛ, КАМАЗ и т.д.).

Первые две цифры индексов, присвоенные отечественным автомобилям в соответствии с названной нормалью, приведены соответственно в таблице 1.3, 1.4, 1.5, и 1.6.

Таблица 1.3 – Индексы обозначений легковых автомобилей

Рабочий объём двигателя, дм ³	Индекс
До 1,2	11
Свыше 1,2 до 1,8	21
Свыше 1,8 до 3,5	31
Свыше 3,5	41

Таблица 1.4 – Индексы обозначений автобусов

Габаритная длина, м	Индекс
До 5,5	22
Свыше 5,5 до 7,5	32
Свыше 7,5 до 10,0	42
Свыше 10,0 до 16,0	52
16,0 и более	62

Таблица 1.5 – Индексы обозначений грузовых автомобилей

Полная масса, тонн	Типы автомобилей					
	С бортовой платформой	Седельные тягачи	Самосвалы	Цистерны	Фургоны	Специальные
До 1,2	13	14	15	16	17	19
Свыше 1,2 до 2,0	23	24	25	26	27	29
Свыше 2,0 до 8,0	33	34	35	36	37	39
Свыше 8,0 до 14	43	44	45	46	47	49
Свыше 14 до 20	53	54	55	56	57	59
Свыше 20 до 40	63	64	65	66	67	69
Свыше 40	73	74	75	76	77	79

Таблица 1.6 – Индексы обозначений прицепов и полуприцепов

Тип прицепов, полуприцепов	Обозначение	
	прицепов	полуприцепов
Легковые	81	91
Автобусные	82	92
Грузовые (бортовые)	83	93
Самосвалы	85	95
Цистерны	86	96
Фургоны	87	97

Так, например, легковой автомобиль ВАЗ-2110, выпускаемый Волжским автомобильным заводом с объёмом двигателя 1,5 дм³, в своём индексе в качестве первых двух цифр имеет 21. Автобус ЛиАЗ-5256, выпускаемый Ликинским автобусным заводом, имеет габаритную длину 11,4 м, поэтому в его индексе первые две цифры 52. Грузовой автомобиль, выпускаемый заводом АМО-ЗИЛ, полной массой 6,95 т обозначается ЗИЛ-3307.

В последнее время всё более часто находит применение в отечественной практике классификация автомобилей в соответствии с международными требованиями по безопасности, содержащимися в правилах ЕЭК ООН. Эта система обозначений является перспективной и поэтому заслуживает рассмотрения. Основным образующим показателем этой классификации выступает полная масса автомобиля. Эта классификация содержится в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Классификация автотранспортных средств, принятая в
Правилах ЕЭК ООН

Категория АТС	Тип автотранспортного средства	Полная масса, т	Примечание
M ₁	Автомобили с двигателем, предназначенные для перевозки пассажиров и имеющие не более 8 мест для сидения (кроме места водителя)	Не нормируется	Легковые автомобили
M ₂	Те же, имеющие более 8 мест для сидения (кроме места водителя)	До 5	Автобусы
M ₃	Те же, имеющие более 8 мест для сидения (кроме места водителя)	Свыше 5	Автобусы, в т.ч. сочлененные
N ₁	Автотранспортные средства с двигателем, предназначенные для перевозки грузов	До 3,5	Грузовые автомобили
N ₂	Автотранспортные средства с двигателем, предназначенные для перевозки грузов	Свыше 3,5 до 12,0	Грузовые автомобили
N ₃	—“—	Свыше 12	То же
O ₁	Автотранспортные средства без двигателя	До 0,75	Прицепы и полуприцепы
O ₂	То же	Свыше 0,75 до 3,5	—“—
O ₃	—“—	Свыше 3,5 до 12	—“—
O ₄	—“—	Свыше 12	—“—

Специальное оборудование, устанавливаемое на специальных АТС, рассматривают как эквивалент груза.

Сочленённый автобус состоит из двух или более нераздельно скрепленных секций, в которых размещены пассажирские салоны, связанные между собой проходом для свободного перемещения пассажиров. Сочленённый автобус, состоящий из двух или более неразделённых, но сочленённых секций, рассматривают как одно транспортное средство.

Для седельных тягачей, предназначенных для буксирования полуприцепов, в качестве разрешенной максимальной массы рассматривают сумму массы тягача в снаряженном состоянии и массы, соответствующей максимальной статической вертикальной нагрузке, передаваемой тягачу от полуприцепа через седельно-сцепное устройство.

Автотранспортные средства категорий М2 и М3 дополнительно подразделяют на следующие классы:

1) класс I – городские автобусы – транспортные средства, оборудованные сиденьями и местами для перевозки стоящих вне проходов пассажиров;

2) класс II – междугородные автобусы (пригородные) – транспортные средства, оборудованные сиденьями, но в которых допускается перевозить стоящих в проходах пассажиров;

3) класс III – междугородные (туристские) автобусы – транспортные средства, предназначенные для перевозки только сидящих пассажиров.

Прицепы (полуприцепы) дополнительно классифицируют по приведенным ниже типам.

Полуприцеп – буксируемое АТС, ось которого расположена позади центра масс полностью загруженного транспортного средства, оборудованное седельно-сцепным устройством, передающим горизонтальные и вертикальные нагрузки на тягач. Одна или более осей полуприцепа может быть ведущей с приводом от тягача.

1.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 1 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) комплект плакатов «Подвижной состав автомобильного транспорта»;
- 2) проектор; ноутбук; интерактивная доска.

1.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 1 в аудитории 11-407 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;

3) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

1.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 1 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения (пункт 1.2);
- 2) используя таблицу 1.8 в качестве исходных данных, следует дать характеристику типа АТС в соответствии с нормалью ОН 25 270-66 Минавтопрома СССР и правилами ЕЭК ООН.

1.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Таблица характеристики типов автотранспортных средств.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

Таблица 1.8 – Исходные данные

Обозначение в соответствии с ОН 25 270-66	Тип автотранспортного средства	Категория АТС в соответствии с ЕЭК ООН
1101		
2104		
3105		
4104		
2203		
3202		
4202		
5256		
6220		
1301		
2504		
3402		
4604		
7702		
6402		
2905		
8350		

1.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Признаки классификации легковых автомобилей;
- 2) Признаки классификации грузовых автомобилей;
- 3) Признаки классификации автобусов;
- 4) Порядок индексации автотранспортных средств в соответствии с нормалью ОН 25 270-66;
- 5) Классификация автотранспортных средств в соответствии с международными правилами ЕЭК ООН.

Отчёт по лабораторной работе представляется студентом к защите на следующем после проведения лабораторной работы занятии. Защита отчёта осуществляется после предварительной проверки и допуска к защите.

1.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

1.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.
2. Краткий автомобильный справочник – М.: Транспорт, 1993-2012.

1.9.2 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей, техническому обслуживанию и ремонту.

Лабораторная работа 2

ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АТС.

ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

2.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучить основные тягово-скоростные свойства АТС.
- 2) Научиться с помощью динамической характеристики решать эксплуатационные задачи, связанные с оценкой возможности и эффективности использования автомобиля в конкретных условиях.
- 3) Исследовать процесс переключения передач в механических коробках.

1.3 Теоретическая часть

Динамическим фактором автомобиля называется безразмерная величина

$$D = \frac{P_T - P_B}{mg}, \quad (2.1)$$

вычисленная при следующих условиях:

- 1) сила тяги P_T соответствует работе двигателя по внешней скоростной характеристике (сцепление при этом замкнуто);
- 2) масса m соответствует полной (номинальной) загрузке автомобиля.

Уравнение движения автомобиля

$$\delta_B m j = P_T - P_d - P_B. \quad (2.2)$$

При выполнении указанных выше условий с учётом определения (2.1) и $P_d = mg\psi$ можно переписать в виде

$$j = \frac{g}{\delta_B} (D - \psi) \quad (2.3)$$

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости $D = D(v)$ на всех передачах (переднего хода) трансмиссии

называется динамической характеристикой автомобиля. На рисунках 2.1 . 2.2 показаны динамические характеристики грузового автомобиля с дизельным двигателем и легкового автомобиля с бензиновым двигателем; параметры автомобилей указаны на рисунках (значения масс, приведенные на рисунках 2.1 и 2.2, соответствуют полным загрузкам автомобилей). Для грузового автомобиля (дизельный двигатель которого обязательно имеет регулятор) кривые $D(v)$ построены до скоростей, соответствующих номинальной угловой скорости коленчатого вала $\omega_{\text{ном}}$, а для легкового (у которого ограничителя частоты вращения коленчатого вала нет) – до скоростей, соответствующих $1,2\omega_{\text{ном}}$. Регуляторные ветви на динамической характеристике грузового автомобиля не показаны.

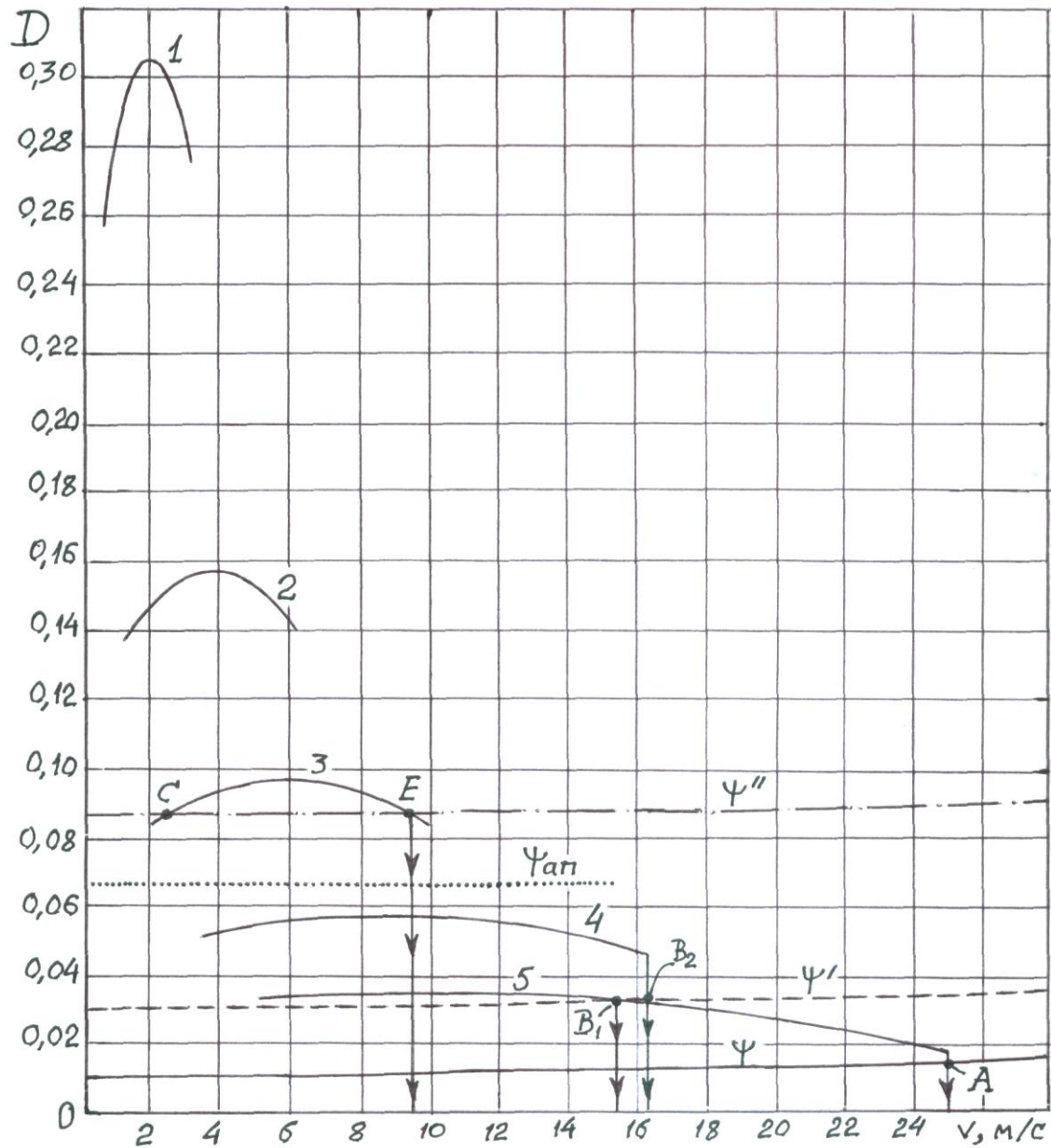
С помощью динамической характеристики можно решать многие эксплуатационные задачи, связанные с оценкой возможности и эффективности использования автомобиля в конкретных условиях.

Найдем максимальную скорость движения при заданных дорожных условиях и загрузке автомобиля.

Если загрузка автомобиля полная (для которой построена динамическая характеристика), то при движении с максимальной скоростью,

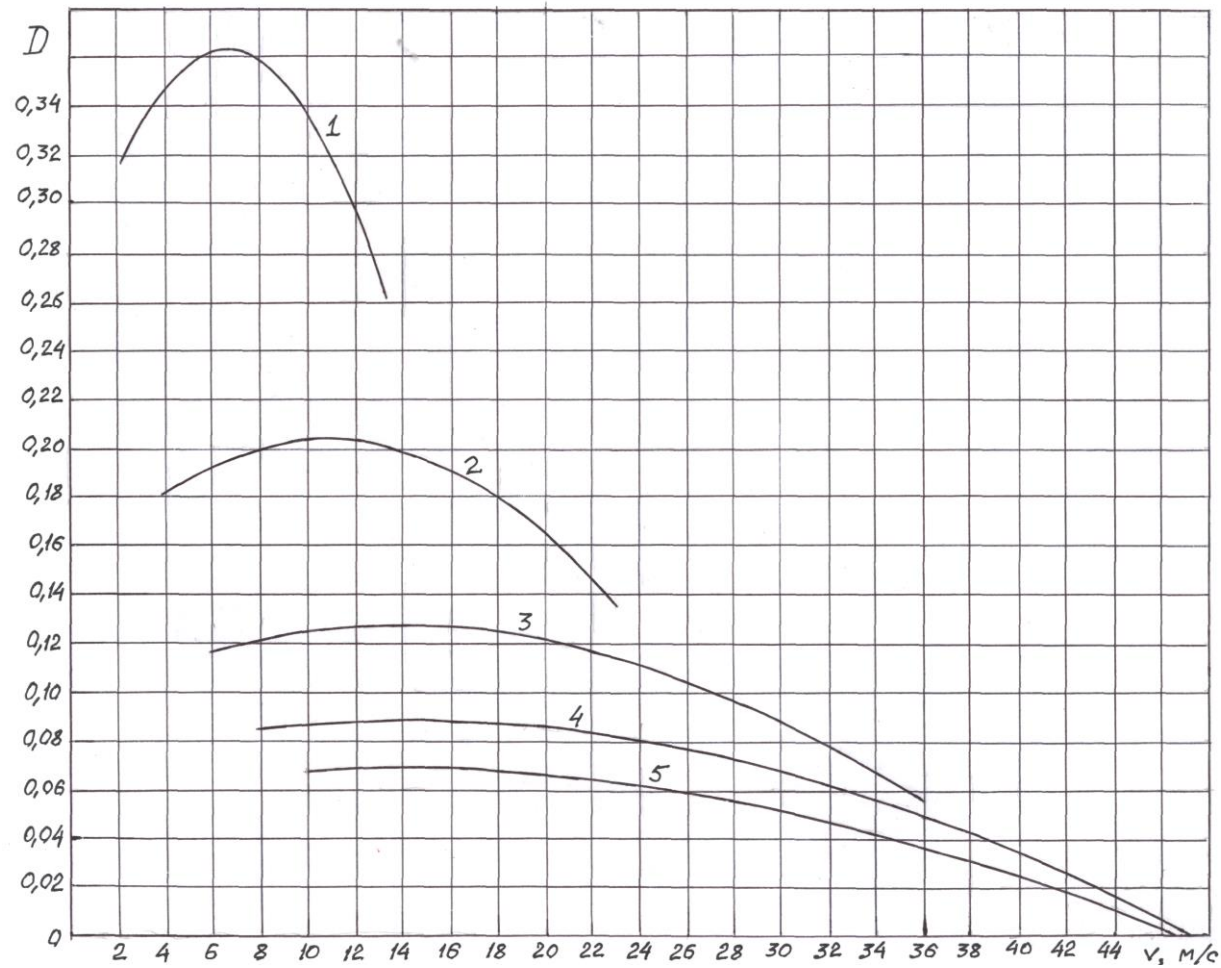
$$D(v) = \psi(v), \quad (2.4)$$

что сразу следует из уравнения (2.2). Решим уравнение (2.4) относительно v графическим методом. Покажем, как это делается, на примере грузового автомобиля, динамическая характеристика которого представлена на рисунке 2.1.



колесная формула 6×4 ; $m = 15500$ кг; $N_{\text{ном}} = 178$ кВт (брутто); $\omega_{\text{ном}} = 280$ рад/с;
 $k_p = 0,86$; $\eta_{\text{тр}} = 0,87$; $r_c = 0,49$ м; $u_{k1} = 7,82$; $u_{k2} = 4,03$; $u_{k3} = 2,50$;
 $u_{k4} = 1,53$; $u_{k5} = 1,00$; $u_0 = 5,49$; $W_B = 4,1$ Н·с²/м²; $J_D = 2,2$ кг·м²;
 $\sum J_k = 150$ кг·м²
 $u_{k1}, \dots, u_{k5}$ – передаточные числа коробки передач;
 u_0 – передаточное число главной передачи.

Рисунок 2.1 – Динамическая характеристика грузового автомобиля



колесная формула 4×2 ; $m = 1395$ кг; $N_{\text{НОМ}} = 52,8$ кВт (нетто) при 5600 об/мин.; $M_{e\text{max}} = 102$ Н·м (нетто) при 3400 об/мин; $\eta_{\text{тр}} = 0,92$; $u_{\text{к1}} = 3,67$; $u_{\text{к2}} = 2,10$; $u_{\text{к3}} = 1,36$; $u_{\text{к4}} = 1,00$; $u_{\text{к5}} = 0,82$; $u_0 = 3,90$; $r_c = 0,27$ м; $J_d = 0,13$ кг·м²; $\sum J_k = 2,5$ кг·м².

Рисунок 2.2 – Динамическая характеристика легкового автомобиля

Левая часть уравнения (2.4) у нас уже есть – это графически $D(v)$ на рисунке 2.1. Пусть $i = 0$ (движение по горизонтальной дороге) и

$$f(v) = 0,011 \cdot (1 + 0,0005 \cdot v^2),$$

тогда

$$\psi(v) = 0,011 \cdot (1 + 0,0005 \cdot v^2).$$

По этой формуле рассчитываем зависимость $\psi(v)$ для v от 0 до 28 м/с (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Расчёт коэффициентов дорожного сопротивления

$v, \text{ м/с}$	0	10	15	20	25	28
ψ	0,0110	0,01155	0,01224	0,01320	0,01444	0,01531
ψ'	0,0310	0,03155	0,03224	0,03320	0,03444	0,03531
ψ''	0,08610	0,08661	0,08724	0,08813	0,08927	0,09007

Наносим на динамическую характеристику линию $\psi(v)$ (см. рисунок 2.1). Эта линия не пересекает ни одну из кривых $D(v)$ – она проходит ниже динамической характеристики пятой передачи. Поэтому в качестве максимальной скорости принимаем наибольшую линейную скорость, для которой построена кривая $D(v)$ пятой передачи: $v_{\max} \approx 25,0 \text{ м/с} = 90 \text{ км/ч}$ в точке A . В данном случае это так называемая кинематическая максимальная скорость – она соответствует номинальной частоте вращения вала двигателя. Заметим, что максимальную скорость можно было бы определить и точнее, дополнив динамические характеристики передач регуляторными ветвями. Максимальная скорость получилась бы больше, но не более, чем на 5...7% (т.е. не 90 км/ч, а 95 км/ч). Однако лучше определять $v_{\max}$ так, как мы определили ее раньше – просто получим небольшой запас по максимальной скорости.

Теперь найдем максимальную скорость этого же автомобиля с той же нагрузкой, при той же зависимости $f(v)$, но на подъеме с $i=0,02$ (т.е. 2%).

Имеем $\psi'(v) = f(v) + i = 0,011 \cdot (1 + 0,0005 \cdot v^2) + 0,02$.

Рассчитываем зависимость $\psi'(v)$ (таблица 2.1) и наносим кривую $\psi'(v)$ на динамическую характеристику (штриховая кривая на рисунке 2.1). Кривая $\psi'(v)$ пересекает динамическую характеристику $D(v)$ пятой передачи в точке B_1 , имеющей абсциссу 15,4 м/с. С найденной максимальной скоростью можно двигаться на пятой передаче. Заметим, что переключившись на четвертую передачу, можно увеличить скорость до 16,3 м/с (точка B_2). Таким образом, в данных условиях максимальная скорость равна 16,3 м/с ≈ 59 км/ч и достигается на четвертой передаче. Из этого примера видно, что у полностью загруженного автомобиля даже на небольшом подъеме (2%) скорость падает очень сильно (более, чем на 30 км/ч, что связано с большим разрывом в передаточных числах коробки передач).

Динамическая характеристика построена для одного значения массы, однако можно находить максимальные скорости и при других значениях массы автомобиля, используя ту же самую динамическую характеристику.

Пусть масса автомобиля m_a отличается от значения, для которого построена динамическая характеристика. Согласно (2.1)

$$P_T - P_B = Dmg, \quad (2.5)$$

$$\text{но теперь} \quad P_d = m_a g \psi \quad (2.6)$$

Подставим в левую часть уравнения движения (2.2) $j = 0$ (при достижении максимальной скорости ускорение равно нулю), а в правую часть (2.2) подставим (2.5) и (2.6). Получим

$$D(v) = \frac{m_a}{m} \psi(v). \quad (2.7)$$

Обозначим правую часть уравнения (2.7) через $\psi''(v)$. Теперь максимальная скорость находится как решение уравнения $D(v) = \psi''(v)$, т.е. на динамическую характеристику надо нанести линию $\psi''(v)$ вместо $\psi(v)$.

Пусть масса того же грузового автомобиля $m_a = 7850$ кг и $f_0 = 0,02$;
 $k_v = 0,0005 \text{ с}^2/\text{м}^2$; $i = 0,15$. Имеем

$$\begin{aligned}\psi''(v) &= \frac{m_a}{m} [f_0(1 + k_v v^2) + i] = \\ &= \frac{7850}{15500} \cdot [0,02 \cdot (1 + 0,0005 \cdot v^2) + 0,15] = 0,08610 + 5,064 \cdot 10^{-6} \cdot v^2.\end{aligned}$$

Произведя расчет по этой формуле (таблица 2.1) и построив график $\psi''(v)$ (штрихпунктирная линия на рисунке 2.1), находим, что график $\psi''(v)$ пересекает динамическую характеристику третьей передачи в точках С и Е. В данном случае максимальная скорость равна $9,6 \text{ м/с} \approx 35 \text{ км/ч}$ и достигает на третьей передаче. Ясно, что в данных условиях учитывать зависимость f от скорости было совсем не нужно.

Максимально преодолимый автомобилем подъём $i_{\max}$ находится из уравнения

$$D_{1\max} = \frac{m_a}{m} (f \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (2.8)$$

где $D_{1\max}$ – максимальное значение динамического фактора, которое находится из динамической характеристики, построенной для массы m ; m_a , f – заданные значения массы автомобиля и коэффициент сопротивления качению автомобиля; $\alpha = \arctg i_{\max}$. (Выражение в круглых скобках в правой части (2.8) – это коэффициент дорожного сопротивления ψ .)

При движении по автомобильным дорогам $\psi \approx f + i$ и

$$i_{\max} = \frac{m_a}{m} D_{1\max} - f \quad (2.9)$$

Однако при движении автомобиля по местности необходимо учитывать зависимость ψ и i , используя более точное выражение $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$.

Пусть, например, $D_{1\max} = 0,40$; $m_a / m = 0,8$; $f = 0,03$. С учётом числовых значений параметров уравнение (2.8) принимает вид

$$0,40 = 0,8 \cdot (0,03 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha),$$

Откуда $\alpha = \arcsin(0,50 - 0,03 \cdot \cos \alpha)$.

В качестве первого (начального) приближения для α принимаем значение, вычисленное по (2.9):

$$\alpha_1 = \frac{m_a}{m} D_{1\max} - f = \frac{1}{0,8} \cdot 0,4 - 0,03 = 0,47 \text{ рад.}$$

Второе приближение

$$\alpha_2 = \arcsin(0,50 - 0,03 \cdot \cos \alpha) = \arcsin(0,50 - 0,03 \cdot \cos 0,47) = 0,49298 \text{ рад.}$$

Третье приближение

$$\alpha_3 = \arcsin(0,50 - 0,03 \cdot \cos 0,49298) = 0,49334 \text{ рад.}$$

Четвертое приближение

$$\alpha_4 = \arcsin(0,50 - 0,03 \cdot \cos 0,49334) = 0,49335 \text{ рад.}$$

То есть α_4 практически совпадает с α_3 . Поэтому принимаем $\alpha = 0,49335$ рад и находим искомый максимальный преодолимый подъём

$$i_{\max} = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 0,49335 = 0,5377 \approx 0,538.$$

Если бы мы в этом примере использовали приближение (2.9), то получили бы $i_{\max} = 0,47$, что существенно отличается от найденного по (2.8) значения $i_{\max} = 0,538$. Еще заметим, что приближения α_1 и α_4 различаются всего на $0,49335 - 0,47 = 0,02335$ рад $= 1,34^\circ$; однако $\operatorname{tg} \alpha_1 = 0,508$, а $\operatorname{tg} \alpha_4 = 0,538$.

Полученные в этом примере значения $i_{\max}$ является достаточно большим и может быть реализовано полноприводным автомобилем при достаточно хороших сцепных свойствах шин и опорной поверхности.

Динамическая характеристика, построенная для одиночного автомобиля, позволяет решать задачи, относящиеся к прицепах автопоездов, в состав которых входит этот автомобиль.

Пусть для грузового автомобиля, динамическая характеристика которого показана на рисунке 2.1, требуется определить наибольшую массу прицепа, который автомобиль с полной загрузкой может буксировать по горизонтальной дороге с асфальтовым покрытием со скоростью 75 км/ч.

Задаемся $f_0 = 0,012$ дорожное покрытие в удовлетворительном состоянии и $k_v = 0,0005 \text{ с}^2/\text{м}^2$. Фактор обтекаемости автопоезда принимаем равным $W_{\text{ап}} = 1,25W_{\text{в}}$ (где $W_{\text{в}}$ – фактор обтекаемости одного автомобиля; значение $W_{\text{в}}$ приведено на рисунке 2.1)

При равномерном движении автопоезда

$$P_{\text{т}} = m_{\text{ап}} g \psi + W_{\text{ап}} v^2, \quad (2.10)$$

где $m_{\text{ап}}$ – масса автопоезда. Перепишем (2.10) в виде

$$P_{\text{т}} - P_{\text{в}} = m_{\text{ап}} g \psi + (W_{\text{ап}} - W_{\text{в}}) v^2, \quad (2.11)$$

(где $P_{\text{в}} = W_{\text{в}} v^2$). Учитывая определение динамического фактора (2.1):

$$Dmg = m_{\text{ап}} g \psi + (W_{\text{ап}} - W_{\text{в}}) v^2 \quad (2.12)$$

где D – динамический фактор, рассчитанный для одиночного автомобиля массой m .

Из уравнения (2.12) находим массу автопоезда:

$$m_{\text{ап}} = \frac{Dm - (W_{\text{ап}} - W_{\text{в}}) v^2 / g}{\psi} \quad (2.13)$$

При $v = 75 \text{ км/ч} \approx 20,83 \text{ м/с}$ коэффициент сопротивления качению автопоезда равен

$$f = f_0(1 + k_v v^2) = 0,012 \cdot (1 + 0,0005 \cdot 20,83^2) = 0,0146.$$

На горизонтальной дороге $i = 0$ и $\psi = f = 0,0146$.

Из динамической характеристики (рисунок 2.1) находим для $v \approx 20,8 \text{ м/с}$ $D \approx 0,0260$ на пятой передаче.

Согласно принятому допущению $W_{\text{ап}} = 1,25W_{\text{в}}$ имеем

$$W_{\text{ап}} - W_{\text{в}} = 1,25W_{\text{в}} - W_{\text{в}} = 0,25W_{\text{в}} = 0,25 \cdot 41 = 1,025 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2.$$

Подставив в (2.13) заданные значения $m = 15500 \text{ кг}$ и $v \approx 20,83 \text{ м/с}$, а также найденные значения $D = 0,0260$ и $W_{\text{ап}} - W_{\text{в}} = 1,025 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$, находим массу автопоезда:

$$m_{\text{ап}} = \frac{0,0260 \cdot 15500 - 1,025 \cdot 20,83^2 / 9,81}{0,0146} = 24498 \text{ кг.}$$

Искомая масса прицепа

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{ап}} - m = 24498 - 15500 = 8998 \text{ кг.}$$

Заметим, что величина $m_{\text{пр}}$ очень чувствительна к f и $W_{\text{ап}}$: уменьшение f при 75 км/ч до 0,012 мы получили бы $m_{\text{пр}} = 14305$ кг; а при $W_{\text{ап}} = W_{\text{в}}$ и $f = 0,0146$ мы получили бы $m_{\text{пр}} = 12103$ кг.

Теперь найдём максимальную скорость этого автопоезда (с прицепом массой 8998кг) на подъёме с уклоном 3% при прежнем дорожном покрытии.

Заранее предлагая искомую скорость достаточно малой, положим

$$\psi = f_0 + i = 0,012 + 0,03 = 0,042$$

и опустим в правой части (2.12) слагаемое $(W_{\text{ап}} - W_{\text{в}})v^2$. Получим

$$D(v) = \frac{m_{\text{ап}}}{m} \psi. \quad (2.14)$$

Решая графическим методом уравнение (2.14), найдём искомую скорость автопоезда на подъёме.

$$\text{Имеем } \psi_{\text{ап}} = \frac{m_{\text{ап}}}{m} \psi = \frac{24498}{15500} \cdot 0,042 = 0,06638 \approx 0,0664.$$

Наносим на динамическую характеристику одиночного автомобиля горизонтальную линию $\psi_{\text{ап}} = 0,0664$ (пунктирная линия на рисунке 2.1). Очевидно, что максимальная скорость автопоезда на подъёме равна приблизительно 10,0 м/с=36 км/ч и достигается на третьей передаче.

2.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 2 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) комплект плакатов «Коробки передач»;
- 2) лабораторный стенд «Раздаточная коробка»;
- 2) проектор и ноутбук.

2.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 2 в аудиториях 11-407, 11-404 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;
- 3) исследования на стенде «Раздаточная коробка» проводить только с непосредственным участием преподавателя или учебного мастера;
- 4) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

2.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 2 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения (пункт 2.2);
- 2) решить задачи;
- 3) исследовать процесс переключения передач с использованием лабораторного стенда «Раздаточная коробка»;
- 4) исследовать процесс переключения передач с использованием действующих макетов механических коробок передач;
- 5) выполнить отчёт по лабораторной работе.

Порядок проведения испытаний на лабораторном стенде «Раздаточная коробка» следующий (при проведении испытаний необходимо использовать инструкцию к стенду):

- 1) Включите питание стенда клавишей «Питание» (Рис. 2.3, поз. 1).
- 2) Выкрутите регуляторы нагрузок на валах привода переднего и заднего мостов (Рис. 2.3, поз. 7 и 8) против часовой стрелки до упора).

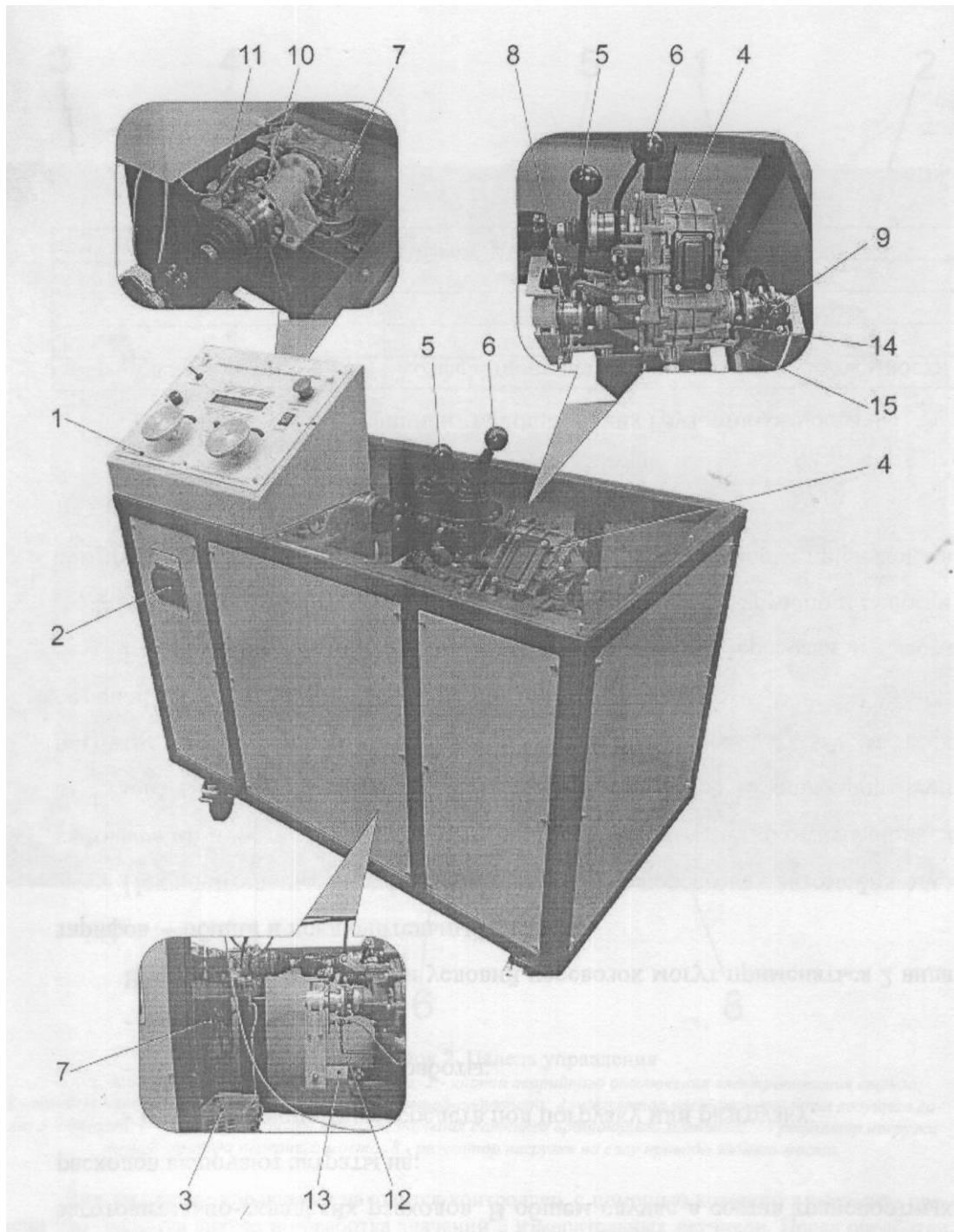


Рисунок 2.3 – Общий вид стенда

1 – панель управления; 2 – дифференциальный автоматический выключатель; 3 – частотный преобразователь; 4 – раздаточная коробка; 5 – рычаг включения блокировки межосевого дифференциала; 6 – рычаг включения пониженной передачи; 7 – мотор-редуктор; 8 – нагружающее устройство, имитирующее нагрузку на переднем мосту; 9 – нагружающее устройство, имитирующее нагрузку на заднем мосту; 10 – датчик частоты вращения ведущего вала; 11 – датчик вращающего момента на ведущем валу; 12 – датчик частоты вращения вала привода переднего моста; 13 – датчик вращающего момента на валу привода переднего моста; 14 – датчик частоты вращения вала привода заднего моста; 15 – датчик вращающего момента на валу привода заднего моста

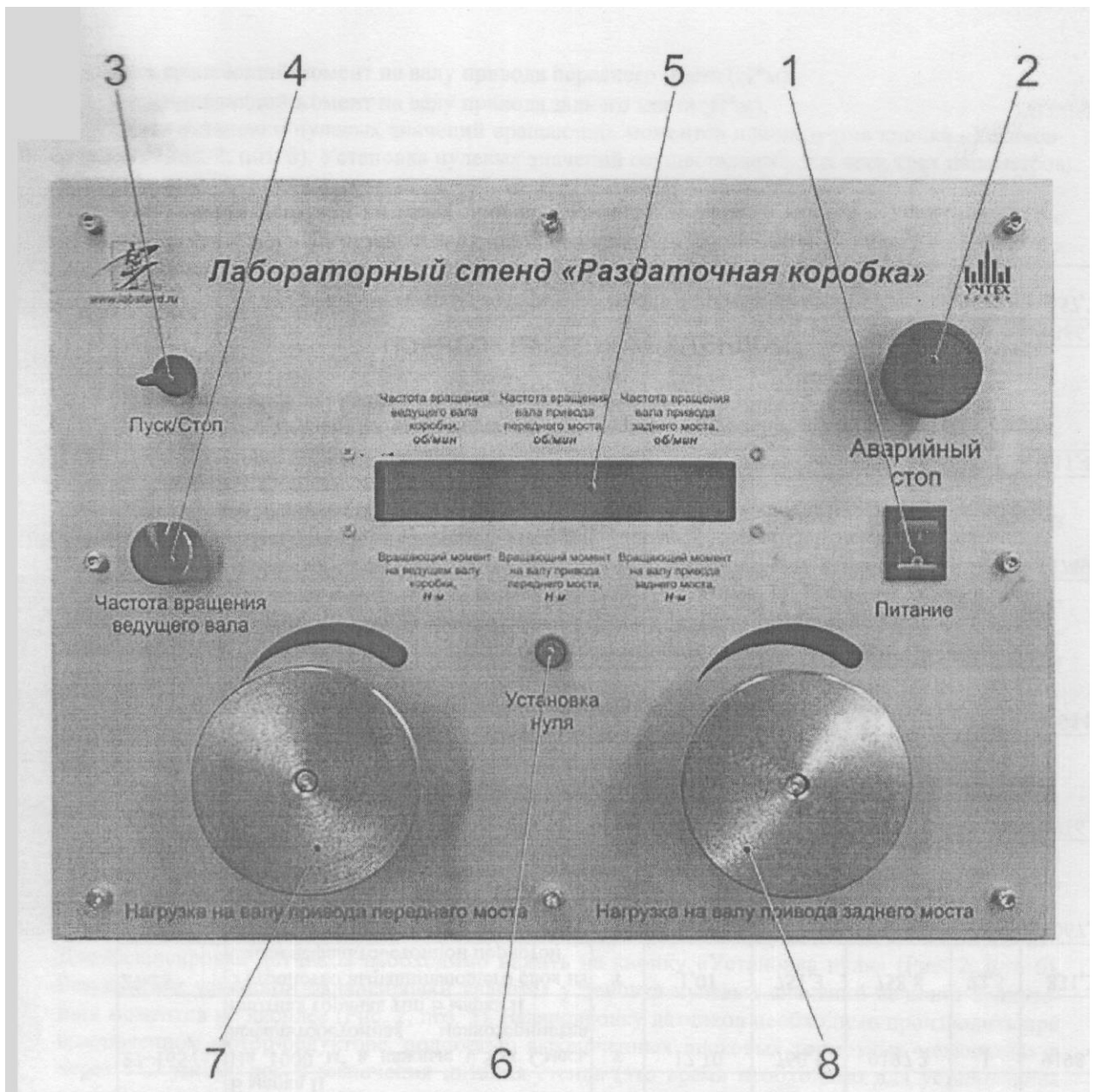


Рисунок 2.4 – Панель управления

1 – клавиша включения питания стенда; 2 – кнопка аварийного отключения электропитания стенда; 3 – тумблер включения (выключения) приводного мотор-редуктора; 4 – регулятор частоты вращения ведущего вала; 5 – дисплей; 6 – кнопка установки нулевого значения датчиков вращающего момента; 7 – регулятор нагрузки на валу привода переднего моста; 8 – регулятор нагрузки на валу привода заднего моста

3) Произведите проверочный запуск, для этого включите тумблер «Пуск/Стоп» и вращая регулятор «Частота вращения ведущего вала» убедитесь, что привод раздаточной вращается и частота вращения меняется пропорционально вращению регулятора.

4) Для балансировки датчиков необходимо нажать на кнопку «Установка нуля» (Рис.2.4, поз. 6).

5) Выберите режим работы раздаточной коробки: повышенная или пониженная передача, блокированный или разблокированный межосевой дифференциал.

6) Включите тумблер «Пуск/Стоп» и установите требуемую частоту вращения с помощью регулятора «Частота вращения ведущего вала».

Задача 1. Найти максимальную скорость движения автомобиля при заданных нагрузке и дорожных условиях. Данные к задаче приведены в таблице 2.2; динамические характеристики и параметры грузового и легкового автомобилей – на рисунках 2.1 и 2.2; коэффициент сопротивления качению $f = f_0(1 + 0,0004v^2)$.

Таблица 2.2 – Данные к задачам 1 и 2

Вариант	Автомобиль	m_a , кг	f_0	i
0	Легковой	990	0,011	0,12
1	Грузовой	12100	0,010	0,04
2	Легковой	1050	0,010	0,06
3	Грузовой	10180	0,011	0,07
4	Легковой	1185	0,012	0,03
5	Грузовой	14750	0,013	0,02
6	Легковой	1265	0,011	0,10
7	Грузовой	17650	0,013	0,02
8	Легковой	1315	0,011	0,08
9	Грузовой	1480	0,013	0,06

Задача 2. В условиях предыдущей задачи определить, каким должно быть передаточное число трансмиссии, чтобы максимальная скорость имела наибольшее возможное в данных условиях и при данной нагрузке автомобиля значение.

Задача 3. Для заданного автомобиля (динамические характеристики и параметры – на рисунках 2.1 и 2.2) определить максимальный преодолеваемый подъем, если $f = 0,02$. Решить задачу для номинальной загрузки (значение массы при номинальной загрузке приведено на рисунке) и для автомобиля, масса которого составляет 70% от номинальной.

Задача 4. В условиях предыдущей задачи найти максимальные преодолеваемые уклоны на четвертой и пятой передачах.

Задача 5. Найти максимальный преодолеваемый подъем полностью загруженным автомобилем Урал-4320, если коэффициент сопротивления качению равен а) 0,015; б) 0,04.

Задача 6. Найти максимальную скорость, с которой полностью загруженный легковой автомобиль (динамическая характеристика и параметры – на рисунке 2.2) может буксировать по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии прицеп массой а) 300 кг; б) 750 кг.

2.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 2 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Условия и решения задач.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

2.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Из рисунка 2.2 ясно, что максимальная скорость в любых условиях достигается на 4-ой передаче. Зачем в трансмиссию введена пятая передача?
- 2) На графиках динамических характеристик отметьте точки, соответствующие режиму номинальной мощности двигателя.
- 3) Почему линейные скорости автомобиля, на которых достигаются максимальные значения динамического фактора на разных передачах называются критическими?
- 4) Почему внешние скоростные характеристики двигателей и динамические характеристики автомобилей не изображают для скоростей, соответствующих частотам вращения коленчатого вала, меньшим 1000 об/мин?
- 5) Почему коробки передач большегрузных автомобилей имеют большое количество передач? Каким образом реализуется трансмиссия с 18 передачами?

2.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

2.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.
4. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

2.9.2. Дополнительная литература:

5. Фаробин Я. Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

2.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 3
ДВИЖИТЕЛЬ, КАК РАБОЧИЙ МЕХАНИЗМ,
ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИЙ С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ.
РАДИУСЫ КОЛЕСА

3.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Определить радиус качения, свободный и статический радиусы колеса.

3.3 Теоретическая часть

Радиусами эластичного колеса условно называют параметры, имеющие размерность длины, входящие в формулы для определения кинематических и динамических величин, характеризующих процесс качения колеса.

Соотношения между этими параметрами в значительной мере зависят от физических свойств эластичной шины. В стандартах и каталогах обычно указываются следующие параметры шин: наружный диаметр без нагрузки, высота и ширина профиля, статический радиус при номинальных значениях давления воздуха и нормальной нагрузки на колесо.

Свободный радиус колеса r_{CB} – половина наибольшего наружного диаметра колеса $D_{ш}$ без нагрузки, то есть

$$r_{CB} = 0,5D_{ш} . \quad (3.1)$$

Статический радиус колеса r_c – расстояние от центра O неподвижного колеса до опорной поверхности при нагружении колеса нормальной нагрузкой Z_k (рисунок 1.1).

Динамический радиус колеса r_d – расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности.

Радиус качения колеса r_k – отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости (радиус качения называют также кинематическим радиусом).

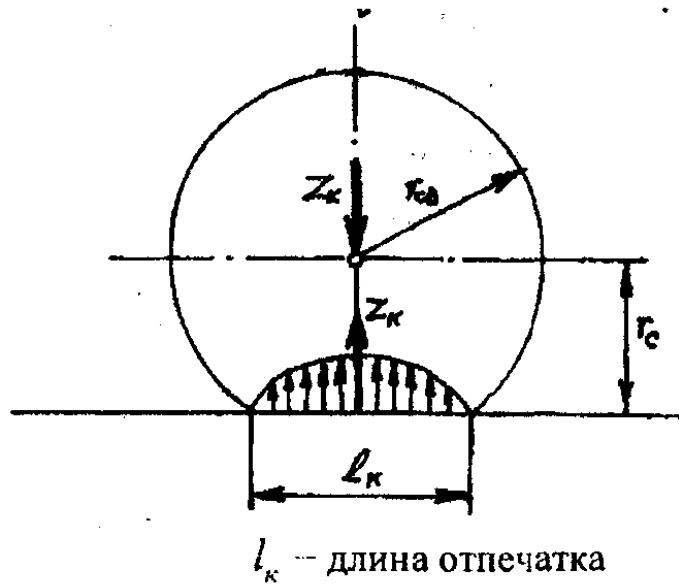


Рисунок 3.1 – Воздействие на неподвижное колесо нормальной нагрузки

Если пренебречь проскальзыванием отпечатка по опорной поверхности, то

$$r_k = \frac{3r_d}{1 + 2\frac{r_d}{r_{CB}}} \quad (3.2)$$

Более достоверные данные о значении радиуса качения можно получить экспериментально.

В данной работе определяется значение r_k при малых (по модулю) продольных реакциях опорной поверхности на колесо.

При проведении эксперимента колесо прокатывается по ровной горизонтальной поверхности с твёрдым покрытием (асфальт, бетон, асфальтобетон). Измеряется пройденный колесом путь S и число оборотов колеса N , а радиус качения вычисляется по формуле:

$$r_k = \frac{S}{2\pi N} \quad (3.3)$$

Измерение пути S производится методом меловых отпечатков. Для этого на протектор шины наносят мелом поперечную линию. Автомобиль проезжает (прямолинейно, с минимальными возможными скоростями и

ускорениями) некоторое расстояние, оставляя отпечатки меловой линии на опорной поверхности. Расстояние между крайними отпечатками измеряется рулеткой. При этом число оборотов колеса N будет на одно меньше числа отпечатков.

3.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 3 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Автомобиль (легковой);
- 2) площадка с сухой горизонтальной твёрдой поверхностью (асфальт, бетон) в хорошем состоянии, длиной не менее 30 м;
- 2) рулетка;
- 3) линейка и угольник;
- 4) мел;
- 5) манометр для измерения давления воздуха в шинах.

3.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 3 в аудитории 11-407, а также на площадке с сухой горизонтальной твёрдой поверхностью обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) Каждый студент должен выполнять те, и только те действия и работы, которые ему поручает преподаватель или учебный мастер.
- 2) Перед измерением наружного диаметра и статического радиуса колеса двигатель автомобиля должен быть заглушен, а автомобиль надёжно зафиксирован стояночным тормозом. Внутри автомобиля никого не должно быть. Двери автомобиля должны быть закрыты.
- 3) Запрещается проводить измерения радиуса качения колеса в помещении.
- 4) При нанесении меловой отметки на шину двигатель автомобиля должен быть заглушен, а автомобиль зафиксирован стояночным тормозом.

5) Вождение автомобиля осуществляется только учебным мастером.

6) При движении автомобиля запрещено нахождение людей перед автомобилем и позади него на всём участке движения. Запрещено нахождение людей на расстоянии ближе 2 метров сбоку от движущего автомобиля. Перед началом и после окончания движения автомобиля должен быть подан звуковой сигнал.

7) При измерении расстояния между меловыми отпечатками автомобиль должен быть зафиксирован стояночным тормозом, а двигатель автомобиля должен быть заглушен.

3.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 3 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

Методика и порядок выполнения работы

1) Установить автомобиль на ровной горизонтальной площадке с твёрдым покрытием. Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом. Проверить выполнение требований безопасности при измерении наружного диаметра и статического радиуса колеса.

2) Выбрать колесо, для которого будут определяться радиусы. Шина должна быть чистой. Занести в таблицу измерений (таблица 3.1) обозначение и модель шины, тип рисунка протектора, степень износа протектора.

3) Измерить давление воздуха в шине.

4) Измерить наружный диаметр и статический радиус колеса. Абсолютная погрешность измерений должна быть не хуже 3 мм.

5) Установить автомобиль в начало участка для измерения радиуса качения колеса. Автомобиль должен быть расположен так, чтобы он мог проехать строго прямолинейно не менее 20 м.

6) Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом. Нанести на протектор шины того же колеса, для которого

измерялись наружный диаметр и статический радиус, поперечную меловую отметку.

7) Проехать на низшей передаче с минимально возможными скоростями и ускорениями расстояние, позволяющее получить не менее шести чётких меловых отпечатков на опорной поверхности.

8) Предварительно убедившись в выполнении требований безопасности, измерить рулеткой расстояние между крайними отпечатками и пересчитать число отпечатков.

9) Найти число полных оборотов колеса и вычислить радиус качения по формуле (3.3).

10) Вычислить свободный радиус колеса по формуле (3.1).

11) Вычислить нагрузку на колесо.

12) Вычислить оценку качения по формуле (3.2), приняв динамический радиус равный статическому:

$$r_R = \frac{3r_C}{1 + 2 \frac{r_C}{r_{CB}}}.$$

13) Выписать из литературных источников стандартные значения параметров шины, представить значения в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Радиусы колеса

Параметр	Значение (или обозначение)
Автомобиль: Модель Год выпуска	
Колесо (переднее/заднее)	
Шины: Обозначение Модель Рисунок протектора Степень износа протектора	
Стандартные значения параметров шины: Наружный диаметр, мм Статический радиус, мм Радиус качения, мм Нагрузка, кгс (Н) Давление воздуха, кгс ² /см ² (МПа)	
Давление воздуха в шине, кгс ² /см ² (МПа) Нагрузка на колесо, кгс (Н) Наружный диаметр колеса, мм Свободный радиус колеса, мм Расстояние между крайними отпечатками, мм Число меловых отпечатков Число полных оборотов колеса Радиус качения колеса, мм Оценка радиуса качения по (1,4), мм	

3.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 3 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Таблицу параметров шин (таблица 3.1).

5) Краткий анализ результатов (сводится в основном к объяснению несовпадения полученных в работе значений с стандартными значениями).

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

3.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Расшифруйте обозначения шины.
- 2) Оцените погрешности определения радиуса качения.
- 3) Каким был режим качения колеса в эксперименте?
- 4) В какие соотношения входят:
 - статический радиус;
 - динамический радиус;
 - радиус качения;
 - радиус качения в свободном режиме?
- 5) В каких пределах может изменяться радиус качения колеса на тяговых и тормозных режимах?
- 6) Составьте схему, аналогичную представленной на рисунке 3.1 для движущего ведущего (ведомого) колеса.
- 7) Как зависит радиус качения от продольной реакции дороги на колесо?
- 8) Как зависит радиус качения от степени скольжения (буксования) колеса?
- 9) Как зависит статический радиус от нормальной нагрузки на колесо и от давления воздуха в шине?

3.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

3.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.
2. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

3.9.2. Дополнительная литература:

3. Фаробин Я. Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

3.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 4

СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА РАЗГОНА

4.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучить основные тягово-скоростные свойства АТС.
- 2) Изучить силы, действующие на автомобиль в процессе прямолинейного движения.
- 3) Научиться решать эксплуатационные задачи, связанные с оценкой возможности и эффективности использования автомобиля.

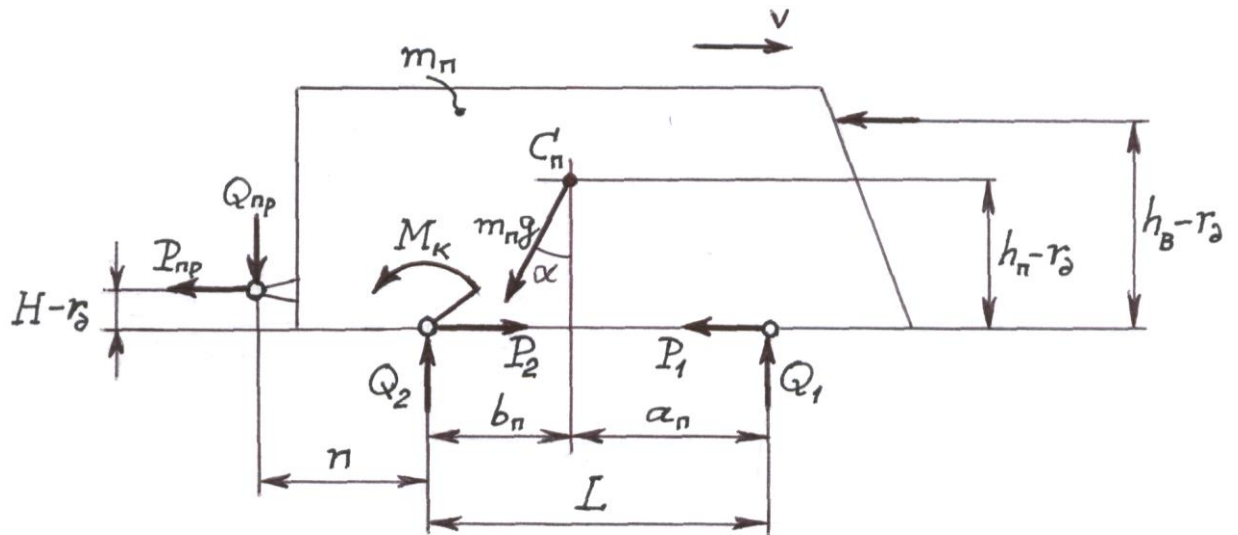
4.3 Теоретическая часть

Для определенности рассмотрим прямолинейное движение автомобиля колесной формулы 4×2 с продольным расположением двигателя. Составим уравнение прямолинейного движения автомобиля, используя принцип освобожденности от связей (рисунок 4.1). Пока ограничимся случаем движения одиночного автомобиля, положив реакцию $P_{пр}$, $Q_{пр}$ в тягово-сцепном устройстве равным нулю.

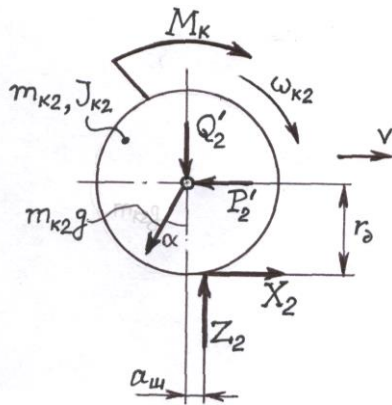
Уравнение движения кузова автомобиля (рисунок 4.1, а) вдоль опорной поверхности имеет вид

$$m_{\Pi} j = P_2 - P_1 - m_{\Pi} g \sin \alpha - P_B, \quad (4.1)$$

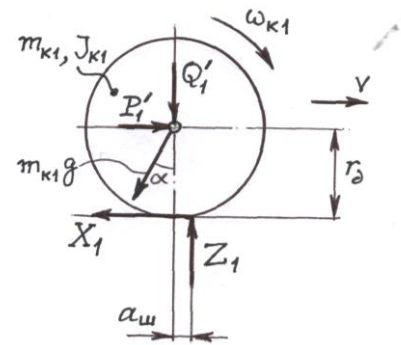
где m_{Π} – масса кузова (подресорная масса); j – линейное ускорение автомобиля; P_1 , P_2 – продольные реакции мостов на кузов; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; α – угол продольного уклона дороги (продольный уклон – это $i = \tan \alpha$); P_B – сила сопротивления воздуха.



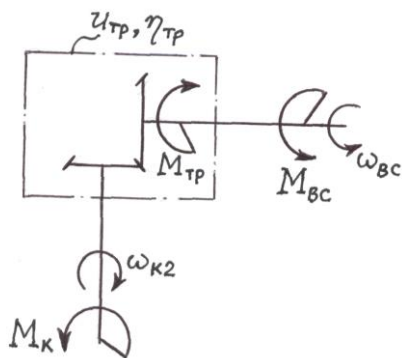
а) кузов



б) ведущие колеса



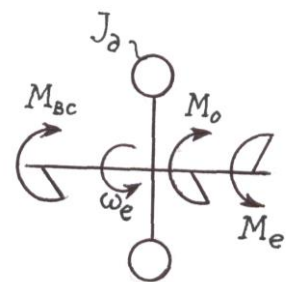
в) ведомые колеса



$M_{тр}$ — момент трения в трансмиссии,

$$M_{тр} = (1 - \eta_{тр}) M_{вс}$$

г) трансмиссия



д) двигатель

Рисунок 4.1 – Расчётная схема автомобиля при прямолинейном движении

В проекциях на нормаль к опорной поверхности имеем

$$m_{\Pi} g \cos \alpha = Q_1 + Q_2, \quad (4.2)$$

где Q_1, Q_2 – нормальные реакции мостов на кузов.

Уравнение моментов относительно центра подрессоренной массы C_{Π} имеет вид

$$Q_1 a_{\Pi} - P_1(h_{\Pi} - r_d) + P_B(h_B - r_d) + M_K - Q_2 b_{\Pi} + P_2(h_{\Pi} - r_d) = 0, \quad (4.3)$$

где a_{Π}, b_{Π} – продольные расстояния от центра подрессоренной массы до передней и задней осей автомобиля;

h_{Π}, h_B – расстояние по нормали от опорной поверхности соответственно до C_{Π} и до точки, в которой к кузову приложена равнодействующая P_B сил взаимодействия автомобиля с воздушной средой; r_d – динамический радиус колеса; M_K – суммарный крутящий момент, подводимый к ведущим колёсам.

Из расчётной схемы для ведущих колёс (рисунок 4.1, б) получаем

$$m_{K2} j = X_2 - P'_2 - m_{K2} g \sin \alpha, \quad (4.4)$$

$$m_{K2} g \cos \alpha + Q'_2 = Z_2, \quad (4.5)$$

$$J_{K2} \dot{\omega}_{K2} = M_{K2} - X_2 r_d - Z_2 a_{\Pi}, \quad (4.6)$$

где m_{K2} – суммарная масса ведущих (в данном случае задних) колёс; X_2, Z_2 – продольная и нормальная реакции дороги на задний мост; P'_2, Q'_2 – суммарные продольная и нормальная реакции на ступицы колёс со стороны заднего моста; J_{K2} – сумма моментов инерции задних колёс и приведенного к ним момента инерции вращающихся вместе с колёсами деталей трансмиссии; ω_{K2} – угловая скорость задних колёс; a_{Π} – смещение точки приложения нормальной реакции.

Для реакций P'_2, Q'_2 можем записать

$$(m_{\Pi\Pi2} - m_{K2}) j = P'_2 - P_2, \quad (4.7)$$

$$(m_{\Pi\Pi2} - m_{K2}) g \cos \alpha = Q'_2 - Q_2, \quad (4.8)$$

где $m_{\text{нп2}}$ – задние неподрессоренные массы (или неподрессоренная масса задней подвески).

Учитывая (4.7) и (4.8), можем переписать (4.4) и (4.5) в виде

$$m_{\text{нп2}} j = X_2 - Q_2 - m_{\text{нп2}} g \sin \alpha, \quad (4.9)$$

$$m_{\text{нп2}} g \cos \alpha + Q_2 = Z_2. \quad (4.10)$$

Для ведомых колёс из расчётной схемы (рисунок 4.1, в) получаем

$$m_{\text{к1}} j = -X_1 + P'_1 - m_{\text{к1}} g \sin \alpha, \quad (4.11)$$

$$m_{\text{к2}} g \cos \alpha + Q'_1 = Z_1, \quad (4.12)$$

$$J_{\text{к1}} \dot{\omega}_{\text{к2}} = X_1 r_{\text{д}} - Z_1 a_{\text{ш}}, \quad (4.13)$$

где $m_{\text{к1}}$ – суммарная масса ведомых (ведомых случае передних) колёс; X_1 , Z_1 – продольная и нормальная реакции дороги на передний мост; P'_1 , Q'_1 – продольная и нормальная реакции на ступицы колёс со стороны переднего моста; $J_{\text{к1}}$ – суммарный момент инерции передних колёс; $\omega_{\text{к1}}$ – угловая скорость передних колёс.

Очевидно,

$$(m_{\text{нп1}} - m_{\text{к1}}) j = P'_1 - P_1, \quad (4.14)$$

$$(m_{\text{нп1}} - m_{\text{к1}}) g \cos \alpha = Q'_1 - Q_1, \quad (4.15)$$

где $m_{\text{нп1}}$ – передние неподрессоренные массы (неподрессоренная масса переднее подвески).

Учитывая (4.14) и (4.15), можем переписать (4.11) и (4.12) в виде

$$m_{\text{нп1}} j = -X_1 + P_1 - m_{\text{нп1}} g \sin \alpha, \quad (4.16)$$

$$m_{\text{нп1}} g \cos \alpha + Q_1 = Z_1. \quad (4.17)$$

Так как моменты инерции вращающихся деталей трансмиссии уже учтены в $J_{\text{к2}}$ (так как приводятся к ведущим колёсам), то для трансмиссии (рисунок 4.1, з) можем записать

$$M_{\text{к}} = M_{\text{вс}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}, \quad \omega_{\text{к2}} = \omega_{\text{вс}} / u_{\text{тр}}, \quad (4.18)$$

где $M_{\text{вс}}$, $\omega_{\text{вс}}$ – крутящий момент на валу сцепления и угловая скорость вала сцепления; $u_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{тр}}$ – передаточное число и КПД трансмиссии.

Уравнение вращательного движения вала двигателя (рисунок 4.1, д) имеет вид

$$J_{\text{д}} \dot{\omega}_e = M_e - M_o - M_{\text{вс}}, \quad (4.19)$$

где $J_{\text{д}}$ – момент инерции двигателя, равный сумме моментов инерции маховика и приведенных к нему моментов инерции подвижных деталей двигателя, кинематически связанных с коленчатым валом; M_e – эффективный крутящий момент двигателя; M_o – момент, затрачиваемый на привод вспомогательного оборудования, то есть того оборудования, которого нет на двигателе при его испытаниях на стенде. Будем считать

$$M_o = (1 - k_p) M_e, \quad (4.20)$$

где k_p – коэффициент учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования, $k_p \approx 0,85 \dots 1$. Если в расчётах используются мощность и момент нетто, тот $k_p = 1$.

Если сцепление не буксует, то

$$\omega_{\text{вс}} = \omega_e. \quad (4.21)$$

В уравнения (4.6) и (4.13) вращательного движения колёс входят моменты сопротивления качению

$$M_{fi} = a_{\text{ш}} Z_i, \quad i = 1, 2. \quad (4.22)$$

Вместо смещения $a_{\text{ш}}$ используют безразмерную величину

$$f = \frac{a_{\text{ш}}}{r_{\text{д}}}, \quad (4.23)$$

называемую коэффициентом сопротивления качению.

Будем рассматривать случаи, когда буксованием колёс можно пренебречь. В этих случаях можно считать, что разница между радиусом

качения r_k , динамическим радиусом r_d и статическим радиусом r_c несущественна. Таким образом

$$\omega_{k1} = \omega_{k2} = \frac{v}{r_k}, \quad \dot{\omega}_{k1} = \dot{\omega}_{k2} = \frac{j}{r_k} = \frac{\dot{v}}{r_k}, \quad \dot{\omega}_{bc} = \frac{j \cdot u_{тр}}{r_k}, \quad (4.24)$$

где $r_k \approx r_d \approx r_c = \text{const}$; v – линейная скорость. При замкнутом сцеплении

$$\omega_e = \frac{j u_{тр}}{r_k}. \quad (4.25)$$

Сложив уравнения (4.1), (4.2) и (4.16), получаем

$$mj = X_2 - X_1 - mg \sin \alpha - P_B, \quad (4.26)$$

где $m = m_{\Pi} + m_{\text{ПП1}} + m_{\text{ПП2}}$ – масса автомобиля.

Сложив уравнение (4.2), (4.8) и (4.17), получаем

$$m_{k2} g \cos \alpha = Z_1 + Z_2. \quad (4.27)$$

Подставим в уравнения вращательного движения (4.6), (4.13) и (4.19) выражения для $\dot{\omega}_{k1}$, $\dot{\omega}_{k2}$ и $\dot{\omega}_e$ через j ; учитывая соотношения (4.18), (4.20) и (14.23), получаем (при замкнутом сцеплении).

$$J_{k1} \frac{j}{r_k} = x_1 r_d - Z_1 f r_d,$$

$$J_{k1} \frac{j}{r_k} = M_{bc} u_{тр} \eta_{тр} - X_2 r_d - Z_2 f r_d,$$

$$J_{k1} \frac{j}{r_k} u_{тр} = M_e k_p - M_{bc}.$$

Сложим эти уравнения, предварительно умножив последнее на $u_{тр} \eta_{тр}$:

$$\frac{\sum J_k + J_d \eta_{тр} u_{тр}^2}{r_k} j = M_e k_p \eta_{тр} u_{тр} - (X_2 - X_1) r_d - (Z_2 - Z_1) f r_d, \quad (4.28)$$

где $\sum J_k = J_{k1} + J_{k2}$.

Подставим в (4.28) левую часть (4.27) и разность $X_2 - X_1 = mj + mg \sin \alpha + P_B$ (это выражение получается из уравнения (4.26)).

После преобразований получим

$$m \left(1 + \frac{\sum J_k + J_d \eta_{тр} u_{тр}^2}{m r_k r_d} \right) j = \frac{M_e k_p \eta_{тр} u_{тр}}{r_d} - mg (f \cos \alpha + \sin \alpha) - P_B. \quad (4.29)$$

В теории автомобилей для членов этого уравнения используют специальные названия.

Выражение в круглых скобках в левой части уравнения (4.29) называется коэффициентом учета вращающихся масс:

$$\delta_B = 1 + \frac{\sum J_K + J_D \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2}{m r_K r_D} \quad (4.30)$$

Левая часть уравнения (4.29) называется силой сопротивления разгону:

$$P_{\text{разг}} = m \delta_B j. \quad (4.31)$$

Величина

$$P_T = \frac{M_e k_p \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}}{r_D} \quad (4.32)$$

называется силой тяги на ведущих колесах. Заметим, что P_T однозначно выражается через момент двигателя M_e только при замкнутом сцеплении. Входящие в (4.32) коэффициенты k_p и $\eta_{\text{тр}}$ пока будем считать постоянными.

Величины

$$P_K = mg \cos \alpha \quad (4.33)$$

и

$$P_{\Pi} = mg \sin \alpha \quad (4.34)$$

называются силой сопротивления качению и силой сопротивления подъёму соответственно, а их сумма

$$P_D = P_{\Pi} + P_K = mg (f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (4.35)$$

называется силой дорожного сопротивления. Выражение для P_D обычно записывают в виде

$$P_D = mg \psi, \quad (4.36)$$

где ψ — так называемый коэффициент дорожного сопротивления,

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (4.37)$$

Для большинства автомобильных дорог

$$\psi \approx f + i, \quad (4.38)$$

где $i = \operatorname{tg} \alpha$ – продольный уклон дороги.

Зависимость коэффициента сопротивления качению автомобиля от скорости будем учитывать, используя эмпирическую формулу

$$f = f_0(1 + k_v v^2), \quad (4.39)$$

где f_0 – значение f при $v = 0$; k_v – эмпирический коэффициент, $k_v = 0 \dots 0,0006 \text{ с}^2/\text{м}^2$.

Сила сопротивления воздуха

$$P_B = c_x S_B \frac{\rho_B v^2}{2}, \quad (4.40)$$

где c_x – коэффициент лобового сопротивления; S_B – лобовая площадь; ρ_B – плотность воздуха, $\rho_B \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$. Величина

$$W_B = c_x S_B \rho_B / 2 \quad (4.41)$$

называется фактором обтекаемости автомобиля. Таким образом

$$P_B = W_B v^2. \quad (4.42)$$

С учётом приведенных выше обозначений уравнение движения (4.29) можно переписать в виде

$$\delta_B m j = P_T - P_D - P_B. \quad (4.43)$$

Предполагая, что центры неподрессоренных масс расположены на расстоянии r_d по нормали над опорной поверхностью, из уравнения моментов (4.3) после преобразований получаем выражения для нормальных реакций опорной поверхности на мосты автомобиля через ускорение:

$$Z_1 = \frac{mgb}{L} \cos \alpha - (mj + P_{\Pi}) \frac{h}{L} - P_B \frac{h_B}{L} - P_K \frac{r_d}{L} - \frac{\sum J_K}{r_K L} j, \quad (4.44)$$

$$Z_2 = \frac{mga}{L} \cos \alpha + (mj + P_{\Pi}) \frac{h}{L} + P_B \frac{h_B}{L} + P_K \frac{r_d}{L} + \frac{\sum J_K}{r_K L} j, \quad (4.45)$$

где a, b – продольные расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней осей; $L = a + b$ – колёсная база; h – высота центра масс автомобиля.

В качестве примера найдем реакции дороги на мосты автомобиля колёсной формулы 4×2 при $v = 20 \text{ м/с}$; $j = 1,0 \text{ м/с}^2$; $f = 0,012$; $i = 0,03$.

Параметры автомобиля: $m=1750$ кг; $a=1,38$ м; $b=1,23$ м; $h=0,62$ м;
 $r_k \approx r_d = 0,30$ м; $u_{тр} = 5,95$; $\eta_{тр} = 0,93$; $W_B = 0,52$ Н·с²/м²; $J_{K1} = 2,44$ кг/м²;
 $J_{K2} = 2,52$ кг/м²; $J_d = 0,32$ кг/м².

Заметим, что при $i = 0,03$ $\alpha = 0,02999$; $\sin \alpha = 0,02999$; $\cos \alpha = 0,9996$.

Поэтому можем положить $\sin \alpha \approx i$, $\cos \alpha \approx 1$ и

$$\psi = f + i = 0,012 + 0,03 = 0,42.$$

Находим силы сопротивления качению, подъёму и воздуху:

$$P_k = m g f = 1750 \cdot 9,81 \cdot 0,012 = 206 \text{ Н};$$

$$P_{\Pi} = m g i = 1750 \cdot 9,81 \cdot 0,03 = 515 \text{ Н};$$

$$P_B = W_B v^2 = 0,52 \cdot 20^2 = 208 \text{ Н}.$$

Находим модуль силы инерции поступательно движущейся массы:

$$m j = 1750 \cdot 1,0 = 1750 \text{ Н}.$$

Колёсная база автомобиля

$$L = a + b = 1,38 + 1,23 = 2,61 \text{ м}.$$

Нормальные реакции дороги на мосты автомобиля в статике

$$Z_{10} = \frac{m g b}{L} = \frac{1750 \cdot 9,81 \cdot 1,23}{2,61} = 8090 \text{ Н};$$

$$Z_{20} = \frac{m g a}{L} = \frac{1750 \cdot 9,81 \cdot 1,38}{2,61} = 9077 \text{ Н}.$$

Найдём по отдельности следующие величины:

$$m j \frac{h}{L} = 1750 \cdot \frac{0,62}{2,61} = 416 \text{ Н};$$

$$P_{\Pi} \frac{h}{L} = 515 \cdot \frac{0,62}{2,61} = 122 \text{ Н}.$$

Принимая $h_B \approx h$, получаем

$$P_B \frac{h_B}{L} = 208 \cdot \frac{0,62}{2,61} = 49,4 \text{ Н};$$

$$P_k \frac{r_d}{L} = 206 \cdot \frac{0,30}{2,61} = 23,7 \text{ Н};$$

$$\frac{J_{K1} + J_{K2}}{r_K L} j = \frac{2,44 + 2,52}{0,30 \cdot 2,61} \cdot 1,0 = 6,3 \text{ Н}.$$

Ясно, что в данном случае можно было бы пренебречь влиянием на нормальные реакции сопротивлений воздуха и качению, а также не учитывать инерционные моменты колёс.

Находим

$$\begin{aligned} \Delta Z &= m j \frac{h}{L} + P_{\Pi} \frac{h_B}{L} + P_B \frac{r_D}{L} + \frac{J_{K1} + J_{K2}}{r_K L} j = \\ &= 416 + 122 + 49,4 + 23,7 + 6,3 = 617,4 \text{ Н} \approx 617 \text{ Н} \end{aligned}$$

Нормальные реакции дороги на передний и задний мосты (при $v = 2 \text{ м/с}$ и $j = 1,0 \text{ м/с}^2$):

$$Z_1 = Z_{10} - \Delta Z = 8090 - 617 = 7473 \text{ Н};$$

$$Z_2 = Z_{20} + \Delta Z = 9077 + 617 = 9694 \text{ Н}.$$

Теперь найдем силу тяги, мощность, развиваемую двигателем и т. д.

Коэффициент учёта вращающихся масс

$$\begin{aligned} \delta_B &= 1 + \frac{J_{K1} + J_{K2} + J_D \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2}{m r_K r_D} = \\ &= 1 + \frac{2,44 + 2,52 + 0,32 \cdot 0,93 \cdot 5,95^2}{1750 \cdot 0,30 \cdot 0,30} = 1,098. \end{aligned}$$

Сила сопротивления разгону

$$P_{\text{разг}} = \delta_B m j = 1,098 \cdot 1750 = 1922 \text{ Н}.$$

Сила тяги

$$P_T = P_{\text{разг}} + P_K + P_{\Pi} + P_B = 1922 + 206 + 515 + 208 = 2851 \text{ Н}.$$

Принимая $k_p = 1$, находим крутящий момент двигателя:

$$M_e = \frac{P_T r_D}{k_p \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}} = \frac{2851 \cdot 0,30}{1 \cdot 0,93 \cdot 5,95} = 154,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Угловая скорость вала двигателя

$$\omega_e = \frac{v u_{\text{тр}}}{r_K} = \frac{20 \cdot 5,95}{0,30} = 396,7 \text{ рад/с}^2,$$

а угловое ускорение вала двигателя

$$\varepsilon_e = \dot{\omega}_e = \frac{j u_{\text{тр}}}{r_k} = \frac{1,0 \cdot 5,95}{0,30} = 19,83 \text{ рад/с}^2.$$

Мощность, развиваемая в данных условиях двигателем (то есть мгновенное значение мощности при $v = 20 \text{ м/с}$ и $j = 1,0 \text{ м/с}^2$),

$$N_e = M_e \omega_e = 154,6 \cdot 396,7 = 61330 \text{ Вт} \approx 61,3 \text{ кВт};$$

при этом на раскрутку деталей двигателя расходуется

$$J_d \omega_e \varepsilon_e = 0,32 \cdot 396,7 \cdot 19,83 = 2517 \text{ Вт} \approx 2,52 \text{ кВт}.$$

Момент на валу сцепления

$$M_{\text{вс}} = M_e - J_d \varepsilon_e = 154,6 - 0,32 \cdot 19,83 = 148,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, подводимый к ведущим колёсам,

$$M_k = M_{\text{вс}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} = 148,3 \cdot 5,95 \cdot 19,83 = 820,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Продольная реакция на передний мост

$$X_1 = f Z_1 + \frac{J_{k1}}{r_k r_d} j = 0,012 \cdot 7473 + \frac{2,44}{0,30 \cdot 0,30} 1,0 = 116,8 \text{ Н} \approx 117 \text{ Н}.$$

Заметим, что $f Z_1 = 89,7 \text{ Н}$, а $\frac{J_{k1}}{r_k r_d} j = 27,1 \text{ Н}$, то есть это вполне

сопоставимые величины.

$$X_2 = \frac{M_k}{r_d} - f Z_2 - \frac{J_{k2}}{r_k r_d} j = \frac{820,6}{0,30} - 0,012 \cdot 9694 - \frac{2,52}{0,30 \cdot 0,30} \cdot 1,0 = 2591 \text{ Н}.$$

Коэффициент продольной реакции ведущих колёс (в данном случае – заднего моста)

$$\gamma_2 = \frac{X_2}{Z_2} = \frac{2591}{9694} = 0,2672 \approx 0,27,$$

то есть для разгона с ускорением $j = 1,0 \text{ м/с}^2$ необходимо, чтобы коэффициент продольного сцепления ведущих колёс с дорогой был не менее примерно 0,3.

4.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 4 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) комплект плакатов «Агрегаты трансмиссии»;
- 1) агрегаты трансмиссии автомобиля;
- 2) проектор; ноутбук; интерактивная доска.

4.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 4 в аудитории 11-407 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

4.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 4 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения (пункт 4.2);
- 2) решить задачи;
- 3) выполнить отчёт по лабораторной работе.

Задача 1.

Передаточное число главной передачи полноприводного автомобиля равно 7,32. Коробка передач пятиступенчатая; передаточные числа коробки: 5,62; 2,89; 1,64; 1,00; 0,724. Передаточные числа низшей и высшей ступеней (передаточной) коробки равны соответственно 2,15 и 1,30. Радиус качения колеса 0,525 м.

Какой будет линейная скорость автомобиля при заданной (данные приведены в таблице 4.1) частоте вращения вала двигателя, если в коробке

передат и в раздаточной коробке включены передачи, указанные в таблице 1.1? Ответ выразить в м/с и в км/ч.

Таблица 4.1 – Исходные данные к задачам 1 и 2

Вариант	Частота вращения вала двигателя, об/мин.	Передача в коробке	Степень в раздаточной коробке
0	1750	I	низшая
1	2100	I	высшая
2	1920	II	низшая
3	1920	II	высшая
4	2080	III	низшая
5	2050	III	высшая
6	1700	IV	низшая
7	1820	IV	высшая
8	1770	V	низшая
9	2430	V	высшая

Задача 2. В условиях предыдущей задачи найти силу тяги ведущих колес, если двигатель работает по внешней скоростной характеристике, которая описывается формулой

$$N_e = 154 \cdot (0,68 \cdot x + 1,38 \cdot x^2 - 1,06 \cdot x^3), \text{ кВт},$$

где N_e – мощность нетто; x – безразмерная относительная угловая скорость,

$$x = \frac{n_e}{n_{\text{ном}}};$$

n_e – заданное значение частоты вращения вала двигателя (таблица 4.1);

$n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения, $n_{\text{ном}} = 2600 \text{ об/мин}$. КПД трансмиссии 0,87. Динамический радиус колеса принять равным радиусу качения.

Задача 3. Масса автомобиля равна 6200 кг, фактор обтекаемости 3,97 $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$. Зависимость $f(v)$ описывается формулой (1.39) при $f_0 = 0,011$ и $k_v = 0,00046 \text{ с}^2 / \text{м}^2$. При каких скоростях сила сопротивления воздуха будет больше силы сопротивления качению?

Задача 4. Номинальная мощность брутто дизеля составляет 265 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2200 об/мин. Дизель установлен на

седельном тягаче. Полная масса автопоезда 38 т, лобовая площадь $8,1 \text{ м}^2$, коэффициент лобового сопротивления 0,82. Статический радиус колеса 0,505 м. КПД трансмиссии 0,87. Коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования равен 0,92.

Какую максимальную скорость может развивать автопоезд на горизонтальной дороге, если зависимость $f(v)$ описывается формулой (1.39) при $f_0 = 0,01$ и $k_v = 0,00042 \text{ с}^2/\text{м}^2$? Каким должно быть при этом передаточное число трансмиссии?

Задача 5. Какими должны быть f и c_x , чтобы седельный автопоезд массой 42 т, при габаритных высоте 3,9 м и ширине 2,5 м мог развивать на горизонтальной дороге скорость 100 км/ч, если нормальная мощность брутто двигателя равна 270кВт?

4.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 4 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Условия и решения задач.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

4.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Укажите допущения и упрощения, которые использовались при составлении расчетной схемы, показанной на рисунке 4.1.
- 2) Составьте расчетные схемы (аналогичные рисунку 4.1) для
 - а) переднеприводного автомобиля;
 - б) полноприводного автомобиля.
- 3) Подходит ли расчетная схема, показанная на рисунке 4.1, для автомобиля колесной формул а) 6×2 , б) 6×2 ? В каких случаях?
- 4) От каких факторов зависит коэффициент сопротивления качению а) шины, б) автомобиля?
- 5) От каких факторов зависит лобовая площадь автомобиля?
- 6) От каких факторов зависит коэффициент лобового сопротивления?
- 7) Чем обусловлено ухудшение аэродинамического сопротивления прицепного автопоезда по сравнению с одиночным автомобилем?
- 8) Какие детали кинематически связаны с коленчатым валом двигателя:
 - а) при выключенном сцеплении,
 - б) при замкнутом сцеплении и нейтрали в коробке?
- 9) Какие зависимости называются внешней и частичной скоростной характеристикой двигателя?

4.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

4.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.
4. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

4.9.2. Дополнительная литература:

5. Фаробин Я.Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

4.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 5

УСКОРЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ И ОГРАНИЧЕНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ ПО СЦЕПЛЕНИЮ ВЕДУЩИХ КОЛЁС

5.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучить основные тягово-скоростные свойства АТС.
- 2) Изучить силы и ускорения, действующие на автомобиль в процессе прямолинейного движения.
- 3) Научиться решать эксплуатационные задачи, связанные с оценкой возможности и эффективности использования автомобиля.

5.3 Теоретическая часть

Рассмотрим ускорения автомобиля при разгоне с наибольшей возможной в данных условиях интенсивностью.

При замкнутом сцеплении ускорение автомобиля находится из уравнения

$$\delta_B m j = P_T - P_D - P_B \quad (5.1)$$

Сила P_T в этом случае вычисляется по формуле (4.32), в которой M_e определяется по внешней скоростной характеристике. При этом следует иметь в виду, что при разгоне двигатель работает на неустановившихся режимах, а в расчетах используется характеристика, соответствующая установившемуся режимам. Поэтому в некоторых случаях результаты вычислений будут иметь характер приближенных оценок. Кроме того, тяговая сила является не единственным фактором, ограничивающим ускорение автомобиля – надо учитывать еще ограничение по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью. Таким образом максимальные ускорения, найденные из уравнения (5.1) – это максимальные ускорения по двигателю.

Если имеется динамическая характеристика автомобиля, то ускорения можно вычислять по формуле

$$j = \frac{g}{\delta_B}(D - \psi), \quad (5.2)$$

где значение D берется из динамической характеристики заданной передачи в коробке и при заданной скорости.

Если масса m_a отличается от массы m , для которой построена динамическая характеристика, то

$$j = \frac{g}{\delta_B(m_a)} \left(\frac{m}{m_a} D - \psi \right), \quad (5.3)$$

Коэффициент учёта вращающихся масс рассчитывается по формуле

$$\delta_B(m_a) = 1 + \frac{\sum J_K + J_D \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2}{m_a r_K r_D}, \quad (5.4)$$

а $r_K \approx r_D \approx r_C$.

По формулам (5.2) и (5.3) определяется максимальное ускорение по двигателю (на данной передаче и при заданной скорости). Чтобы найти ограничение для ускорения по сцеплению ведущих колёс, рассмотрим условия, при которых ведущие колёса начнут буксовать.

Для определенности рассмотрим автомобиль колесной формулы 4×2. Коэффициент продольной реакции ведущих (в нашем примере – задних) колёс не может быть больше коэффициента продольного сцепления φ_x :

$$\gamma_2 = \frac{X_2}{Z_2} \leq \varphi_x \quad (5.5)$$

(по определению коэффициента сцепления).

Найдем зависимость γ_2 от ускорения j при следующих допущениях:

1) пренебрежем сопротивлением воздуха (проблемы со сцепными свойствами ведущих колёс чаще всего возникают при малых скоростях движения);

2) не будем учитывать влияние на распределение нормальных реакций инерционных моментов колёс и двигателя, а также моментов сопротивления качению колёс;

3) пренебрежем влиянием инерционных моментов ведомых колёс на продольные реакции дороги на ведомые колёса.

С учётом этих допущений получаем систему уравнений

$$\begin{cases} Z_2 = mg \left(\frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{h}{L} \sin \alpha + \frac{j}{g} \frac{h}{L} \right), \\ X_1 = f (mg \cos \alpha - Z_2), \\ mj = X_2 - X_1 - mg \sin \alpha. \end{cases} \quad (5.6)$$

Отсюда

$$\gamma_2 = \frac{\frac{j}{g} + \psi}{\frac{a}{L} \cos \alpha + \left(\frac{j}{g} + \sin \alpha \right) \frac{h}{L}} - f, \quad (5.7)$$

где $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$.

Согласно формуле (5.7) зависимость $\gamma_2(j)$ – монотонно возрастающая. Интенсивного буксования ведущих колес не будет, если правая часть (5.7) не превосходит φ_x :

$$\frac{\frac{j}{g} + \psi}{\frac{a}{L} \cos \alpha + \left(\frac{j}{g} + \sin \alpha \right) \frac{h}{L}} - f \leq \varphi_x. \quad (5.8)$$

Отсюда

$$\frac{j}{g} \leq \frac{(\varphi_x + f) \frac{a}{L} - f}{1 - (\varphi_x + f) \frac{h}{L}} \cos \alpha - \sin \alpha.$$

Максимальное по сцеплению ведущих колёс ускорение заднеприводного автомобиля

$$j_{\max \text{ сц}} = g \left[\frac{(\varphi_x + f) \frac{a}{L} - f}{1 - (\varphi_x + f) \frac{h}{L}} \cos \alpha - \sin \alpha \right], \quad (5.9)$$

где обозначено

$$k_{\text{сц}} = \frac{a}{L}. \quad (5.10)$$

Входящий в формулу (5.9) параметр $k_{\text{сц}}$ называется коэффициентом сцепной массы. По определению (формула (5.10)) коэффициент сцепной массы – это часть массы автомобиля, приходящаяся на ведущие колёса в статике, когда автомобиль стоит на горизонтальной площадке.

Для переднеприводного автомобиля

$$j_{\text{max сц}} = g \left[\frac{(\varphi_x + f)k_{\text{сц}} - f}{1 - (\varphi_x + f)\frac{h}{L}} \cos \alpha - \sin \alpha \right], \quad k_{\text{сц}} = \frac{b}{L} \quad (5.11)$$

Для полноприводного автомобиля

$$j_{\text{max сц}} = g(\varphi_x \cos \alpha - \sin \alpha), \quad k_{\text{сц}} = 1. \quad (5.12)$$

Необходимое и достаточное условие отсутствия интенсивного буксования ведущих колёс имеет вид

$$j_T \leq j_{\text{max сц}}, \quad (5.13)$$

где j_T – ускорение автомобиля, вычисленное по силе тяги (по двигателю) или по крутящему моменту, подводимому к ведущим колёсам.

Заметим, что мгновенные значения ускорений могут быть гораздо больше тех, что получаются по динамической характеристике автомобиля. При резком отпуске педали сцепления крутящий момент на валу сцепления может достичь величины

$$M_{\text{вс}} = \beta M_{e\text{max}}, \quad (5.14)$$

где β – коэффициент запаса сцепления, $\beta = 1,5 \dots 2,2$; $M_{e\text{max}}$ – максимальный крутящий момент брутто двигателя. При этом ускорение автомобиля будет равно

$$j_T = \frac{g}{\delta_{\text{вн}}} \left(\frac{M_{\text{вс}} \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}}{m_a g r_{\text{д}}} - \psi \right), \quad (5.15)$$

где коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{\text{вн}}$ соответствует нейтрали в коробке передач и заданному значению массы автомобиля m_a .

Пусть, например, при трогании легкового автомобиля, характеристики которого приведены на рисунке 2.2, водитель, включив первую передачу, достаточно резко отпускает педаль сцепления. Требуется найти оценки максимальных ускорений автомобиля при буксующем сцеплении и после прекращения буксования сцепления, если масса автомобиля $m_a = 1020$ кг (то есть меньше номинальной при полной загрузке), причем в статике на задний мост приходится масса $m_{a2} = 460$ кг. Трогание происходит на дороге, имеющей нулевой продольный уклон, при $f = 0,012$ и $\varphi_x = 0,8$.

Принимаем для рассмотренного легкового автомобиля $\beta = 1,6$ и $h/L = 0,24$. (Остальные данные необходимые для решения задачи, приведены на рисунке 2.2)

Коэффициент дорожного сопротивления

$$\psi = f + i = 0,012 + 0 = 0,012.$$

Передачное число трансмиссии от ведомого диска сцепления до колёс не зависит от того буксует сцепление или нет:

$$u_{\text{тр}} = u_{k1} u_0 = 3,67 \cdot 3,90 = 14,31.$$

При буксующем сцеплении коэффициент учёта вращающихся масс равен

$$\delta_{\text{вн}} = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a r_c^2} = 1 + \frac{2,5}{1020 \cdot 0,27^2} = 1,033,$$

а максимальное ускорение автомобиля равно

$$\begin{aligned} j_{\text{тmax}} &= \frac{g}{\delta_{\text{вн}}} \left(\frac{M_{\text{вс}} \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}}{m_a g r_{\text{д}}} - \psi \right) = \\ &= \frac{9,81}{1,033} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 102 \cdot 0,92 \cdot 14,31}{1020 \cdot 9,81 \cdot 0,27} - 0,012 \right) = 7,438 \text{ м/с}^2 \approx 7,44 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

При замкнутом сцеплении коэффициент учёта вращающихся масс

$$\delta_{\text{BH}} = 1 + \frac{\sum J_{\text{K}} + J_{\text{Д}} \eta_{\text{TP}} u_{\text{TP}}^2}{m_{\text{a}} r_{\text{C}}^2} = 1 + \frac{2,5 + 0,13 \cdot 0,92 \cdot 14,31^2}{1020 \cdot 0,27^2} = 1,363.$$

Из динамической характеристики (рисунок 2.2) находим $D_{1\text{max}} \approx 0,363$.

Максимальные ускорение на первой передаче при замкнутом сцеплении

$$\begin{aligned} j_{1\text{max}} &= \frac{g}{\delta_{\text{B}}} \left(\frac{m}{m_{\text{a}}} D_{1\text{max}} - \psi \right) = \\ &= \frac{9,81}{1,363} \cdot \left(\frac{1395}{1020} \cdot 0,363 - 0,012 \right) = 3,487 \text{ м/с}^2 \approx 3,49 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Учитывая колёсную формулу автомобиля, находим коэффициент сцепной массы, соответствующий заданной нагрузке и распределению масс:

$$k_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{a2}}}{m_{\text{a}}} = \frac{460}{1020} = 0,4510 \approx 0,451.$$

Максимальное по сцеплению ведущих колёс ускорение

$$\begin{aligned} j_{\text{max сц}} &= g \left[\frac{(\varphi_{\text{x}} + f) k_{\text{сц}} - f}{1 - (\varphi_{\text{x}} + f) \frac{h}{L}} \cos \alpha - \sin \alpha \right] = \\ &= 9,81 \cdot \left[\frac{(0,8 + 0,012) \cdot 0,4510 - 0,012}{1 - (0,8 + 0,012) \cdot 0,24} \cos 0 - \sin 0 \right] = \\ &= 4,316 \text{ м/с}^2 = 4,32 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

В начале трогания автомобиля при буксующем сцеплении возникает интенсивная пробуксовка ведущих колёс (так как $j_{\text{Tmax}} > j_{\text{max сц}}$) и ускорение автомобиля определяется сцеплением ведущих колёс с дорогой. После замыкания сцепления разгон на первой передаче продолжается без интенсивного буксования ведущих колёс (так как $j_{1\text{max}} > j_{\text{max сц}}$).

Условие возможности движения по сцеплению ведущих колёс имеет вид

$$j_{\text{max сц}} > 0. \quad (5.16)$$

Обычно это условие записывают в эквивалентном виде

$$D_{\text{сц}} > \psi \quad (5.17)$$

(чтобы оно было похоже на условие возможности движения по двигателю $D > \psi$), где $D_{\text{сц}}$ – так называемый динамический фактор по сцеплению ведущих колёс. Динамический фактор по сцеплению определяют так, чтобы

$$j_{\text{max сц}} = g(D_{\text{сц}} - \psi). \quad (5.18)$$

Учитывая, что $k_{\text{сц}} \gg fh/L$, для заднеприводного автомобиля имеем

$$D_{\text{сц}} = \frac{(\varphi_x + f)k_{\text{сц}} \cos \alpha}{1 - (\varphi_x + f) \frac{h}{L}}, \quad (5.19)$$

для переднеприводного

$$D_{\text{сц}} = \frac{(\varphi_x + f)k_{\text{сц}} \cos \alpha}{1 + (\varphi_x + f) \frac{h}{L}}, \quad (5.20)$$

для полноприводного автомобиля при блокировании межосевого дифференциала

$$D_{\text{сц}} = (\varphi_x + f) \cos \alpha. \quad (5.21)$$

Следует иметь в виду, что φ_x – весьма нестабильная величина (в особенности при малых φ_x). Поэтому для автопоездов будем применять приближение формулы, считая $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx i$, $f \ll \varphi_x$.

Для прицепного автопоезда, когда дышло шарнирно соединено с рамой прицепа, а тягач заднеприводный

$$D_{\text{сц}} = \frac{k_{\text{сц.ап}} \varphi_x}{\frac{m}{m_{\text{ап}}} \left(1 - \varphi_x \frac{h}{L}\right) + \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{ап}}} \left(1 - \varphi_x \frac{H}{L}\right)}, \quad (5.22)$$

где $k_{\text{сц.ап}}$ – коэффициент сцепления массы именно автопоезда (а не автомобиля-тягача); m , $m_{\text{ап}}$, $m_{\text{пр}}$ – массы соответственно тягача, автопоезда и прицепа; h , L – высота центра масс и колёсная база тягача; H – высота расположения тягово-сцепного устройства. Если же в таком автопоезде тягач – переднеприводный, то

$$D_{\text{сц}} = \frac{k_{\text{сц.ап}} \varphi_x}{\frac{m}{m_{\text{ап}}} \left(1 + \varphi_x \frac{h}{L} \right) + \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{ап}}} \left(1 + \varphi_x \frac{H}{L} \right)}, \quad (5.23)$$

В случае полноприводного тягача

$$D_{\text{сц}} = k_{\text{сц.ап}} \varphi_x. \quad (5.24)$$

По формуле (5.24) вычисляется $D_{\text{сц}}$ также для седельных автопоездов и для прицепных автопоездов, состоящих из заднеприводного или полноприводного тягача и одноосного прицепа (полуприцепа).

Для автопоезда, состоящего из переднеприводного автомобиля и одноосного прицепа,

$$D_{\text{сц}} = \frac{k_{\text{сц.ап}} \varphi_x}{1 + \varphi_x \frac{h}{L}}. \quad (5.25)$$

В качестве примера выясним условия возможности движения на подъёме автопоезда, состоящего из грузового автомобиля с полной загрузкой, характеристики которого показаны на рисунке 2.1, и прицепа массой 12 т. Пусть $f = 0,02$; $i = 0,12$; $\varphi_x = 0,4$; коэффициент сцепной массы автомобиля-тягача $k_{\text{сц}} = 0,71$; колёсная база автомобиля $L = 3,85\text{м}$, а высота центра масс $h = 1,21\text{м}$; тягово-сцепное устройство расположено на высоте $H = 0,85\text{м}$.

Чтобы автопоезд мог преодолеть подъём, необходимо выполнение одновременно двух условий:

$$\begin{cases} D_{\text{imax}} > \frac{m}{m_{\text{ап}}} \psi, \\ D_{\text{сц}} > \psi. \end{cases} \quad (5.26)$$

(первое условие – по двигателю, второе – по сцеплению ведущих колёс).

Находим

$$m_{\text{ап}} = m + m_{\text{пр}} = 15500 + 12000 = 27500 \text{ кг};$$

$$\psi = f + i = 0,02 + 0,12 = 0,14;$$

$$\frac{m}{m_{\text{ап}}} \psi = \frac{27500}{15500} \cdot 0,14 = 0,2484 \approx 0,248.$$

Из динамической характеристики одиночного автомобиля (рисунок 2.1) находим $D_{1\text{max}} \approx 0,305$.

Условие возможности движения по двигателю (первое из неравенств (5.26)) выполняется ($0,305 > 0,248$).

В статике, когда полностью загруженный автомобиль стоит на горизонтальной площадке, на ведущие колёса приходится масса

$$m_2 = k_{\text{сц}} m,$$

где $k_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепной массы одиночного автомобиля. Поэтому коэффициент сцепной массы автопоезда

$$k_{\text{сц.ап}} = \frac{m_2}{m_{\text{ап}}} = \frac{m}{m_{\text{ап}}} k_{\text{сц}} = \frac{15500}{27500} \cdot 0,71 = 0,4002.$$

Динамический фактор по сцеплению ведущих колёс автопоезда

$$\begin{aligned} D_{\text{сц}} &= \frac{k_{\text{сц.ап}} \varphi_x}{\frac{m}{m_{\text{ап}}} \left(1 - \varphi_x \frac{h}{L} \right) + \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{ап}}} \left(1 - \varphi_x \frac{H}{L} \right)} = \\ &= \frac{0,4002 \cdot 0,4}{\frac{15500}{27500} \left(1 - 0,4 \cdot \frac{1,21}{3,85} \right) + \frac{12000}{27500} \left(1 - 0,4 \cdot \frac{0,85}{3,85} \right)} = \\ &= 0,1797 \approx 0,180. \end{aligned}$$

Так как $D_{\text{сц}} > \psi$ ($0,180 > 0,14$), то условие возможности движения по сцеплению ведущих колёс автопоезда также выполняется.

Оба неравенства (5.26) выполняются, поэтому в данных условиях преодоление подъёма автопоездом возможно (правда только на первой передаче).

Однако заметим, что разница между $D_{\text{сц}}$ и ψ невелика ($D_{\text{сц}} = 0,180$, а $\psi = 0,14$). Из-за этого преодоление подъёма остается проблематичным. Например, если ψ_x случайно и кратковременно уменьшится от 0,4 до 0,3, то $D_{\text{сц}}$ упадет до $0,131 < \psi$.

5.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 5 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) комплект плакатов «Агрегаты трансмиссии»;
- 2) агрегаты трансмиссии автомобиля;
- 3) проектор; ноутбук; интерактивная доска.

5.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 5 в аудитории 11-407 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

5.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 5 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения (пункт 5.3);
- 2) решить задачи;
- 3) выполнить отчёт по лабораторной работе.

Задача 1. Для грузового автомобиля, характеристики которого приведены на рисунке 2.1, найти максимальное ускорение на пятой передаче при полной загрузке при движения по горизонтальной дороге, если $f = 0,013$.

Задача 2. Для легкового автомобиля, характеристики которого приведены на рисунке 2.2, найти максимальные ускорения на первой и

второй передачах, а также реакции (нормальные и продольные) дороги на мосты автомобиля. Данные для расчёта приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Данные к задаче 2

Вариант	m_a , кг	$k_{сц}$	h , м	v , м/с	f	φ_x
0	965	0,44	0,56	5,9	0,015	0,45
1	990	0,45	0,59	6,5	0,018	0,40
2	1420	0,56	0,61	6,4	0,021	0,30
3	985	0,46	0,58	10,5	0,012	0,70
4	1215	0,50	0,57	11,6	0,014	0,65
5	1320	0,53	0,57	11,2	0,011	0,50
6	1025	0,47	0,58	7,5	0,010	0,75
7	1165	0,49	0,60	9,5	0,019	0,50
8	975	0,43	0,56	10,8	0,013	0,65
9	1070	0,49	0,56	9,5	0,017	0,30

Разгон происходит на горизонтальной дороге. Считать $J_{к2} \approx 1,3J_{к1}$. (Динамическая характеристика на рисунке 2.2 соответствует приведенному на этом рисунке значению массы $m = 1395$ кг, а не значению m_a , указанному в таблице 5.1.)

Задача 3. Автомобиль КамАЗ-5320 без груза разгоняется на второй (первой высшей) передаче в коробке с наибольшей возможной интенсивностью. Сцепление не буксует. Разгон происходит на горизонтальной сухой асфальтовой дороге.

Какая часть текущего значения мощности нетто двигателя расходуется на раскрутку маховика и связанных с ним деталей двигателя, если частота вращения двигателя соответствует

- максимальному крутящему моменту,
- режиму номинальной мощности?

Для КамАЗ-5320 можно принять $J_d \approx 2,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\sum J_k \approx 122 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Задача 4. Автомобиль ВАЗ-21099 с одним водителем разгоняется на горизонтальной сухой асфальтовой дороге с наибольшей возможной интенсивностью. При переключении с первой передачи на вторую водитель резко отпускает педаль сцепления. Будут ли при этом буксовать ведущие колёса? Прекратится ли буксование ведущих колёс после замыкания сцепления? $\sum J_k \approx 2,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\beta = 1,2 \dots 1,7$.

Задача 5. Грузовой автомобиль с полной загрузкой, характеристики которого приведены на рисунке 2.1, преодолевает подъём с $i = 0,10$ и $f = 0,02$, двигаясь с ускорением. Первоначально автомобиль разгонялся на первой передаче. Достигнув номинальной частоты вращения коленчатого вала, водитель начинает переключение на вторую передачу.

Каким должно быть время переключения передач, чтобы сразу после включения второй передачи в коробке, но при выключенном сцеплении:

- а) автомобиль не остановился (или не начал скатываться вниз),
- б) частота вращения ведомых дисков сцепления была не менее 1200 об/мин?

Задача 6. Какую минимальную массу должен иметь полноприводный тягач, чтобы он мог буксировать прицеп массой 14т на подъёме с уклоном 12%, если $f = 0,03$, а $\psi_x = 0,25$? Как изменится результат, если

- а) f увеличится до 0,05;
- б) ψ_x уменьшится до 0,2?

Задача 7. Автомобиль удерживается стояночным тормозом на скользком подъёме. В некоторый момент времени водитель начинает отпускать стояночный тормоз, при этом тормозной момент линейно уменьшается до нуля. Одновременно водитель плавно увеличивает крутящий момент, подводимый к ведущим колёсам (плавно отпуская педаль сцепления).

Каким условиям должен удовлетворять подводимый к колёсам крутящий момент, чтобы автомобиль преодолел подъём без остановок, без скатывания вниз и без буксования ведущих колёс? Изобразить качественный ход (во времени) процесса трогания, показать ограничения для момента, подводимого к ведущим колёсам.

5.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 5 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Условия и решения задач.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

5.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Может ли максимальное ускорение на второй передаче быть больше, чем на первой? В каких случаях?
- 2) Почему при срыве ведущих колёс в интенсивное буксирование уменьшается интенсивность разгона автомобиля? Что при этом происходит с: а) заднеприводным, б) переднеприводным автомобилем?
- 3) Найдите значения коэффициентов сцепной массы полностью загруженного и порожнего автомобиля (автопоезда)
 - а) ВАЗ-2106,

- б) ВАЗ-2109,
- в) УАЗ-31512,
- г) Урал-43202-01 с прицепом ГКБ-8350,
- 4) Почему опорная проходимость автопоездов хуже, чем у одиночных автомобилей?
- 5) От каких факторов и как зависит коэффициент сцепления?
- 6) Почему на скользкой дороге рекомендуется трогаться на повышенных передачах?
- 7) Какой эффект даёт включение стояночного тормоза на заднеприводном легковом автомобиле при трогании на скользкой поверхности?
- 8) Почему блокирование дифференциала улучшает опорную проходимость?

5.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

5.9.1 Основная литература

- 1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.
- 4. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

5.9.2. Дополнительная литература:

- 5. Фаробин Я.Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

5.9.3 Интернет-ресурсы

- 1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 6

ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.

ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

6.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучить основные измерители топливной экономичности АТС.
- 2) Научиться решать эксплуатационные задачи, связанные с оценкой топливной экономичности автомобиля.

6.3 Теоретическая часть

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля является путевой расход топлива Q_s , выраженный в литрах на 100 км пройденного пути.

Путевой расход топлива зависит от удельного расхода топлива g_e двигателя:

$$Q_s = \frac{g_e N_e \cdot 10^3}{36 \rho_T v}, \text{ л/100км,} \quad (6.1)$$

где N_e – мощность, развиваемая двигателем при линейной скорости v ; ρ_T – плотность топлива (для бензина $\rho_T \approx 730 \text{ кг/м}^3$, для дизельного топлива $\rho_T \approx 860 \text{ кг/м}^3$). В формулу (6.1) надо подставлять N_e – в кВт, ρ_T – в кг/м^3 , v – в м/с, g_e – в г/(кВт·ч). Тогда Q_s получится в л/100км.

На этом занятии будем решать задачи, относящиеся только к установившемуся движению автомобиля. В этом случае можно использовать зависимости для g_e , полученные при установившихся режимах работы двигателя.

Удельный расход g_e зависит от нагрузки и от скоростного режима двигателя. Эту зависимость можно представить выражением

$$g_e = g_{eN} k_{\text{нагр}} k_{\text{скор}}, \quad (6.2)$$

где g_{eN} – значение удельного расхода на режиме номинальной мощности;
 $k_{\text{нагр}}$, $k_{\text{скор}}$ – коэффициенты, учитывающие зависимость g_e от соответственно нагрузочного и скоростного режима работы двигателя.

Коэффициенты $k_{\text{нагр}}$ и $k_{\text{скор}}$ можно подсчитать по эмпирическим формулам, которые получены путем статистической обработки результатов экспериментов, проводимых для построения нагрузочных характеристик двигателей. По среднестатистическим данным для бензиновых двигателей

$$k_{\text{нагр}} = 3,27 - 8,22 \cdot u + 9,13 \cdot u^2 - 3,18 \cdot u^3, \quad (6.3)$$

а для дизелей

$$k_{\text{нагр}} = 1,2 - 0,14 \cdot u + 1,8 \cdot u^2 - 1,46 \cdot u^3. \quad (6.4)$$

В формулах (6.3) и (6.4) аргументом является безразмерная величина u , называемая коэффициентом использования мощности и определяемая следующим образом:

$$u = \frac{N_{\text{нагр}}}{N_{eBCX}}, \quad (6.5)$$

где $N_{\text{нагр}}$ – мощность нагрузки двигателя, а N_{eBCX} – мощность, определяемая на том же скоростном режиме, что и мощность нагрузки, но по внешней скоростной характеристике двигателя (что отражает индекс BCX). Если в расчетах используется $N_{\text{нагр}}$, вычисленная через силы сопротивления движению, а N_{eBCX} и g_{eN} определены для двигателя на стенде, то в формулы (6.1) и (6.5) надо вместо N_e и $N_{\text{нагр}}$ подставлять величину $N_{\text{нагр}}/k_p$, где k_p – коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования (см. ниже).

Коэффициент $k_{\text{скор}}$ по среднестатистическим данным, как для бензиновых, так и для дизельных двигателей может быть вычислен по одной и той же формуле:

$$k_{\text{скор}} = 1,25 - 0,99 \cdot x + 0,98 \cdot x^2 - 0,24 \cdot x^3, \quad (6.6)$$

где

$$\chi = \frac{\omega_e}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{n_e}{n_{\text{ном}}}; \quad (6.7)$$

ω_e , n_e – текущие значения угловой скорости и частоты вращения вала двигателя ($\omega_e = \pi n_e / 30$).

В тяговых расчётах мы полагаем КПД трансмиссии постоянной величиной. Однако при вычислениях расхода топлива такое допущение не проходит. Дело в том, что наряду с потерями, пропорциональными передаваемому трансмиссией моменту, имеются еще так называемые холостые потери, которые не зависят от передаваемого момента, но зависят от скорости. Холостые потери можно учесть в виде приведенного к ведущим колёсам момента холостых потерь $M_{\text{хп}}$ или добавив к P_d и P_v силу холостых потерь $P_{\text{хп}} = M_{\text{хп}} / r_d$. Для $P_{\text{хп}}$ установлена эмпирическая зависимость

$$P_{\text{хп}} = P_0 + k_{\text{хп}} v, \quad (6.8)$$

где P_0 , $k_{\text{хп}}$ – постоянная составляющая и коэффициент, учитывающий зависимость $P_{\text{хп}}$ от скорости. Можно показать, что КПД трансмиссии

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{мех}} - \frac{M_{\text{хп}}}{M_{\text{вс}} u_{\text{тр}}}, \quad (6.9)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – так называемый механический или нагрузочный КПД, учитывающий потери, пропорциональные передаваемому трансмиссией моменту, $\eta_{\text{мех}} = \text{const}$; $M_{\text{вс}}$ – момент на входном валу трансмиссии.

С учётом холостых потерь выражение для мощности нагрузки двигателя принимает вид

$$N_{\text{нагр}} = \frac{P_d + P_v + P_{\text{хп}}}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (6.10)$$

и формулу (6.1) можно переписать в виде

$$Q_s = \frac{g_e N_{\text{нагр}} \cdot 10^3}{36 \rho_T k_p v}, \quad \text{л/100км} \quad (6.11)$$

(в (6.11) g_e – в г/(кВт·ч), $N_{\text{нагр}}$ – в кВт, ρ_T – в кг/м³, v – в м/с).

Пусть, например, требуется найти путевой расход топлива грузовым автомобилем с бензиновым двигателем. Внешняя скоростная характеристика двигателя в диапазоне от 10 кВт до 80 кВт приближенно описывается формулой

$$N_{eBCX} = 0,03 \cdot n_e - 3, \text{ кВт}, \quad (6.12)$$

где N_{eBCX} – мощность брутто; n_e – частота вращения вала двигателя, об/мин.

Номинальная частота вращения вала двигателя

$$n_{\text{ном}} = 3200 \text{ об/мин}. \quad (6.13)$$

Удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности брутто

$$g_{eN} = 327 \text{ г/(кВт·ч)} \quad (6.14)$$

Остальные параметры автомобиля: $m = 5260$ кг; $\eta_{\text{мех}} = 0,89$; $P_0 = 75$ Н;

$k_{\text{хп}} = 2,9$ Н·с/м; $u_{\text{тр}} = 6,52$; $r_k \approx r_d \approx r_c = 0,463$ м; $W_B = 2,78$ Н·с²/м.

Пусть $\psi = 0,018$ и $v = 60$ км/ч = 16,6 м/с.

Находим силы сопротивления дороги, воздуха и холостых потерь в трансмиссии:

$$P_d = mg\psi = 5269 \cdot 9,81 \cdot 0,018 = 928,8 \text{ Н};$$

$$P_B = W_B v^2 = 2,78 \cdot 16,6^2 = 772,5 \text{ Н};$$

$$P_{\text{хп}} = P_0 + k_{\text{хп}} v = 75 + 2,9 \cdot 16,67 = 123,3 \text{ Н}$$

(заметим, что в рассматриваемом примере $P_{\text{хп}}$ вполне сопоставима с P_d).

Мощность нагрузки двигателя

$$\begin{aligned} N_{\text{нагр}} &= \frac{(P_d + P_B + P_{\text{хп}})v}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{(928,8 + 772,5 + 123,3) \cdot 16,67}{0,89} = \\ &= 34175 \text{ Вт} = 34,175 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Частота вращения вала двигателя

$$\eta_e = \frac{30 v u_{\text{тр}}}{\pi r_k} = \frac{30 \cdot 16,67 \cdot 6,52}{\pi \cdot 0,463} = 2242 \text{ об/мин}.$$

Мощность брутто по внешней скоростной характеристике при $n_e = 2242$ об/мин равна

$$N_{eBCX} = 0,03 \cdot n_e - 3 = 0,03 \cdot 2242 - 3 = 64,26 \text{ кВт}.$$

Принимая коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования $k_p = 0,90$, находим коэффициент использования мощности:

$$u = \frac{N_{\text{нагр}}}{k_p N_{eBCX}} = \frac{34,175}{0,90 \cdot 64,26} = 0,5909.$$

Коэффициент, учитывающий зависимость g_e от нагрузочного режима находим по формуле (6.3), так как двигатель бензиновый:

$$\begin{aligned} k_{\text{нагр}} &= ((9,13 - 3,18 \cdot u) \cdot u - 8,22) \cdot u + 3,27 = \\ &= ((9,13 - 3,18 \cdot 0,5909) \cdot 0,5909 - 8,22) \cdot 0,5909 + 3,27 = 0,9446. \end{aligned}$$

Безразмерная частота вращения вала двигателя

$$x = \frac{n_e}{n_{\text{ном}}} = \frac{2242}{3200} = 0,7006.$$

Коэффициент учитывающий зависимость g_e от скоростного режима,

$$\begin{aligned} k_{\text{скор}} &= ((0,98 - 0,24 \cdot x) \cdot x - 0,99) \cdot x + 1,25 = \\ &= ((0,98 - 0,24 \cdot 0,7006) \cdot 0,7006 - 0,99) \cdot 0,7006 + 1,25 = 0,9549. \end{aligned}$$

Удельный расход топлива двигателя

$$g_e = g_{eN} k_{\text{нагр}} k_{\text{скор}} = 327 \cdot 0,9446 \cdot 0,9549 = 295,0 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Путевой расход топлива

$$Q_s = \frac{g_e N_{\text{нагр}} \cdot 10^3}{36 \rho_T k_p v} = \frac{295,0 \cdot 34,175 \cdot 10^3}{36 \cdot 730 \cdot 0,90 \cdot 16,67} = 25,57 \text{ л/100км} \approx 25,6 \text{ л/100км}.$$

Для количественных оценок влияния различных факторов на путевой расход топлива удобно использовать полуэмперическую формулу

$$Q_s = a_1 \frac{P_d + P_b + P_{\text{хп}}}{\rho_T \eta_{\text{мех}}} + a_2 \frac{u_{\text{тр}} V_{\text{ст}}}{\pi r_k \rho_T} \left(x^2 + \frac{1}{\sqrt{x}} \right), \text{ л/100км}, \quad (6.15)$$

где a_1, a_2 – эмпирические коэффициенты, которые подбираются для каждого автомобиля по результатам экспериментов; V_{st} – рабочий объём двигателя; x – безразмерная частота вращения вала двигателя, вычисляемая по формуле (6.7).

Для бензиновых двигателей значения a_1, a_2 обычно лежат в пределах

$$a_1 = 5...7 \text{ м}^{-4} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{л}/100 \text{ км}, \quad a_2 = 150...170 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2}/100 \text{ км};$$

а для дизеля

$$a_1 = 4...5,5 \text{ м}^{-4} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{л}/100 \text{ км}, \quad a_2 = 75...150 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2}/100 \text{ км}.$$

При таких размерностях a_1, a_2 в формулу (6.15) надо подставлять

P_d, P_b, P_{xp} – в Ньютонах, ρ_T – в $\text{кг}/\text{м}^3$, V_{st} – в литрах, r_k – в метрах. Тогда Q_s получится в $\text{л}/100\text{км}$.

Широкий круг задач позволяет решать многопараметровая характеристика двигателя (рисунок 6.1), получаемая путем испытаний двигателя на стенде. На этой характеристике по горизонтали отложена частота вращения вала двигателя n_e , а по вертикали – среднее эффективное давление вычисляется по формуле

$$p_e = \frac{30\tau}{V_{st}} \frac{N_e}{n_e}, \text{ МПа}, \quad (6.16)$$

где τ – тактность двигателя, а N_e – мощность брутто. В формулу (6.16) надо подставлять $\tau = 4$, если двигатель четырёхтактный, V_{st} – в литрах, n_e – в об/мин. Тогда p_e получится в МПа.

На плоскость $n_e - p_e$ нанесены линии равного удельного расхода $g_e = \text{const}$ (см. рисунок 6.1). Уровню $g_e = 214 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ соответствует одна точка: это означает, что минимальный удельный расход топлива $g_{e\min} = 214 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Покажем на примере, как использовать многопараметровую характеристику. Пусть требуется оптимизировать по путевому расходу

топлива передаточное число трансмиссии седельного автопоезда, на котором установлен четырёхтактный дизель рабочим объёмом 14,86 л, имеющий многопараметровую характеристику, показанную на рисунке 6.1. Параметры автопоезда: $m = 41300$ кг; $W_B = 3,61 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$; $\eta_{\text{мех}} = 0,88$; $r_k \approx r_d \approx r_c = 0,505$ м. Пусть $v = 80 \text{ км/ч} = 22,22 \text{ м/с}$; $\psi = 0,011$. Надо подобрать передаточное число $u_{\text{тр}}$ трансмиссии таким, чтобы в заданных условиях путевой расход топлива Q_s был как можно меньше.

В рассматриваемом примере очевидно, что $P_d + P_B \gg P_{\text{хп}}$ (очень тяжелый автопоезд с большой лобовой площадью). Поэтому можно положить $\eta_{\text{тр}} \approx \eta_{\text{мех}} = \text{const}$.

Так как многопараметровая характеристика, показанная на рисунке 6.1, снята на стенде, то надо учесть затраты мощности на привод вспомогательного оборудования. Поэтому принимаем $k_p = 0,90$.

Находим мощность нагрузки двигателя:

$$\begin{aligned} N_{\text{нагр}} &= \frac{(P_d + P_B)v}{\eta_{\text{тр}}} = \frac{(mg\psi + W_B v^2)v}{\eta_{\text{тр}}} = \\ &= \frac{(41300 \cdot 9,81 \cdot 0,011 + 3,61 \cdot 22,22^2) \cdot 22,22}{0,88} = \\ &= 157536 \text{ Вт} \approx 157,5 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

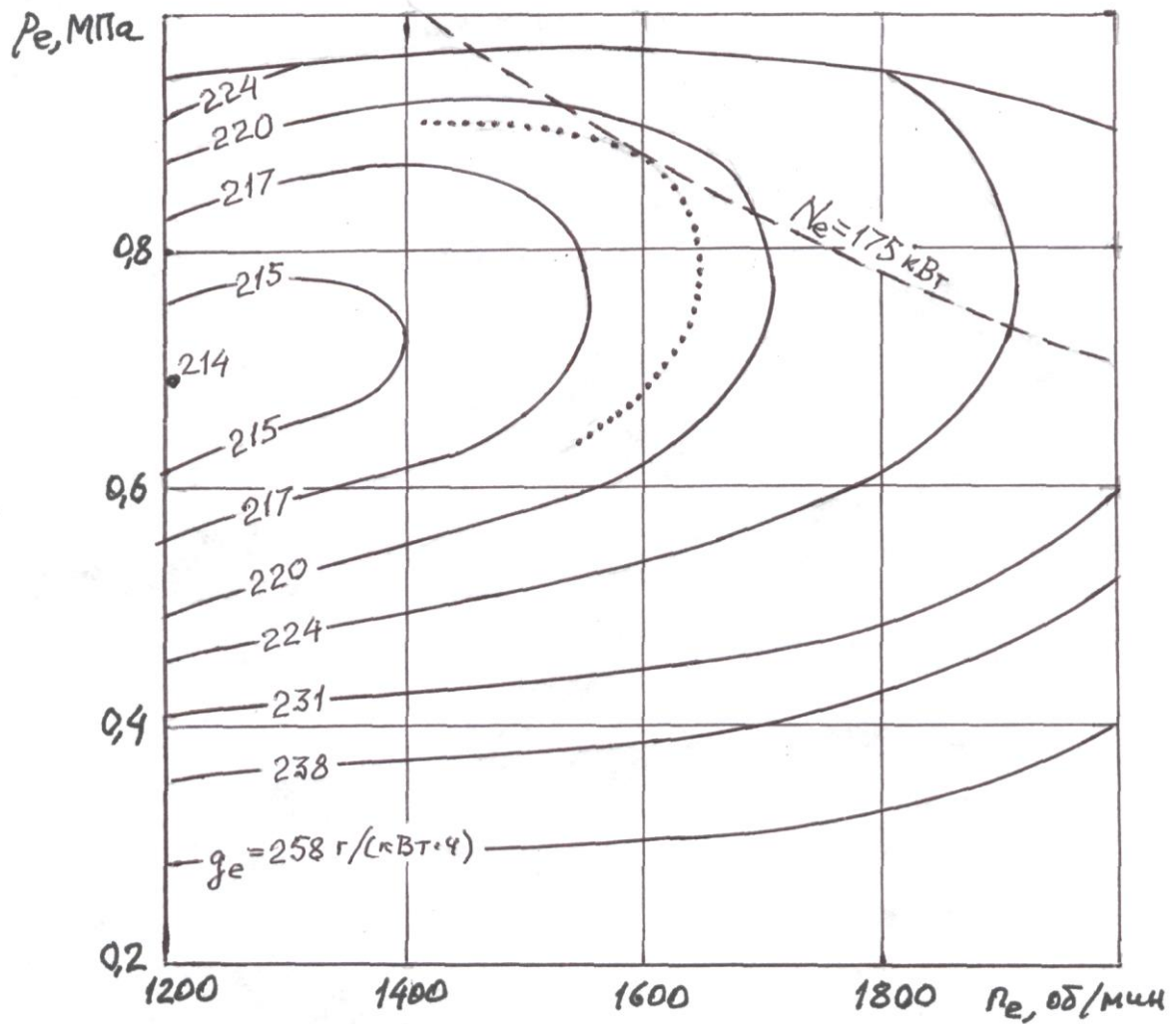


Рисунок 6.1 – Многопараметровая характеристика четырехтактного рабочим объемом дизеля 14,86 л

С учётом затрат на привод вспомогательного оборудования мощность брутто, развиваемая двигателем составит

$$N_e = \frac{N_{\text{нагр}}}{k_p} = \frac{157,5}{0,90} = 175,0 \text{ кВт.}$$

При таком значении мощности зависимость среднего эффективного давления от частоты вращения вала двигателя имеет вид

$$p_e = \frac{30\tau}{V_{st}} \frac{N_e}{n_e} = \frac{30 \cdot 4}{14,86} \cdot \frac{175,0}{n_e} = \frac{1413}{n_e}, \text{ МПа.}$$

По этой формуле рассчитываем зависимость $p_e(n_e)$ (таблица 6.1) и наносим на многопараметровую характеристику график $p_e(n_e)$ (тонкая штриховая линия на рисунке 6.1).

Таблица 6.1 – Расчет зависимости $p_e(n_e)$ при $N_e = 175,0$ кВт

n_e , об/мин	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
p_e , МПа	1,009	0,9420	0,8931	0,8312	0,7850	0,7437	0,7065

Если бы этот график касался какой-либо кривой $g_e = \text{const}$, то мы легко нашли бы минимальное в данных условиях значение g_e (по надписи на кривой $g_e = \text{const}$) и оптимальное значение $n_e = n_{\text{еопт}}$ (абсцисса точки касания). Однако в нашем случае график $P_e(n_e)$ пересекает линию $g_e = 220$ г/(кВт·ч) и не доходит до линии $g_e = 217$ г/(кВт·ч). Чтобы решить задачу, воспользуемся методом интерполяции: дорисуем на многопараметровой характеристике недостающую кривую $g_e = \text{const}$, касающуюся графика $p_e(n_e)$. На рисунке 6.1 пунктиром показан кусок этой кривой: она нарисована подобно соседним кривым $g_e = 220$ г/(кВт·ч) и касается графика $p_e(n_e)$. Эта дорисованная линия соответствует примерно $g_e = 218...219$ г/(кВт·ч) и касается графика $p_e(n_e)$ в точке с абсциссой $n_e = 1600...1610$ об/мин. Принимаем $g_e = 219$ г/(кВт·ч), $n_{\text{еопт}} = 1600$ об/мин.

Оптимальное по путевому расходу топлива передаточное число трансмиссии

$$u_{\text{тр.опт}} = \frac{\pi n_{\text{еопт}} r_k}{30v} = \frac{\pi \cdot 1600 \cdot 0,505}{30 \cdot 22,22} = 3,808.$$

Путевой расход топлива при оптимальном передаточном числе трансмиссии

$$Q_s = \frac{g_e N_{\text{нагр}} \cdot 10^3}{36 \rho_T k_{pv}} = \frac{219 \cdot 175,0 \cdot 10^3}{36 \cdot 840 \cdot 22,22} 57,04 \text{ л/100км} \approx 57,0 \text{ л/100км}.$$

6.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 6 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) проектор; ноутбук; интерактивная доска.

6.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 6 в аудитории 11-407 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

6.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 6 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения (пункт 6.3);
- 2) решить задачи;
- 3) выполнить отчёт по лабораторной работе.

Задача 1.

При увеличении пробега легкового автомобиля от 27 тыс. км до 136 тыс. км нагрузочная характеристика двигателя при частоте вращения коленчатого вала 2700 об/мин изменилась так как показано на рисунке 6.2. Нагрузочный КПД трансмиссии уменьшился с 0,94 до 0,87. Постоянная составляющая силы трения в трансмиссии увеличилось от 10 Н до 40 Н, а коэффициент, учитывающий влияние скорости на силу трения в трансмиссии увеличивается от 2,4 Н·с/м до 5,5 Н·с/м.

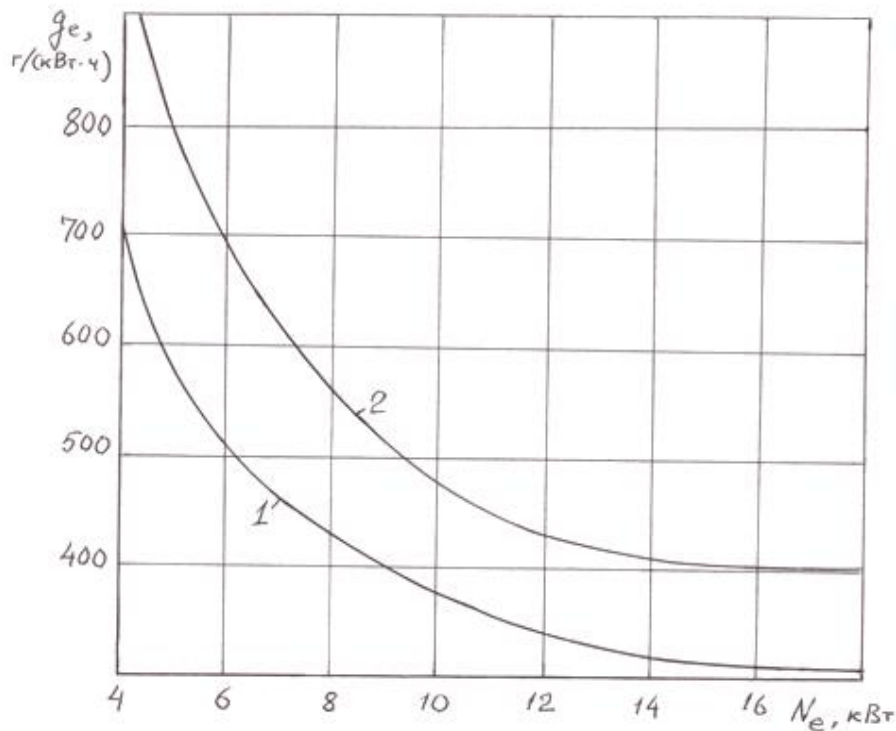


Рисунок 6.2 –Фрагмент нагрузочных характеристик двигателя при пробеге 27 тыс. км (кривая 1) и пробеге 136 тыс. км (кривая 2) (к задаче 1).

Найти путевые расходы топлива при $n_e = 2700$ об/мин и заданных значениях массы и передаточного числа трансмиссии (таблица 6.2) при обоих пробегах. Во всех вариантах $W_B = 0,45 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $r_k = 0,27 \text{ м}$; $\psi = 0,011$.

Таблица 6.2 – Исходные данные к задаче 1

вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m , кг	975	1080	1350	1240	1180	995	1325	1055	1305	1275
$u_{\text{тр}}$	4,31	4,12	3,06	3,71	3,51	3,94	3,78	4,03	3,21	3,43

Задача 2. Параметры легкового автомобиля первоначально имели следующие значения. Полная масса $m = 1850$ кг распределена по мостам равномерно. Габаритная высота при полной массе $H_T = 1410$ мм, габаритная ширина $B_T = 1791$ мм. Коэффициент лобового сопротивления $c_x = 0,41$. Двигатель бензиновый рабочим объёмом $V_{st} = 2,3$ литра; частота вращения

коленчатого вала при номинальной мощности $n_{\text{ном}} = 5500$ об/мин. Передаточное число высшей передачи в коробке $u_{\text{кв}} = 1,00$. Передаточное число главной передачи $u_0 = 3,90$. Нагрузочный КПД трансмиссии $\eta_{\text{мех}} = 0,92$. Постоянная составляющая силы трения в трансмиссии, $k_{\text{хп}} = 1,6$ Н·с/м. Шины серии "80"; давление воздуха в шинах всех колес $p_{\text{ш}} = 0,2$ МПа; радиус качения колеса $r_{\text{к}} = 0,31$ м. Схождение и развал колёс равны нулю (зависимости для коэффициента сопротивления качению показаны на рисунках 6.3 и 6.4).

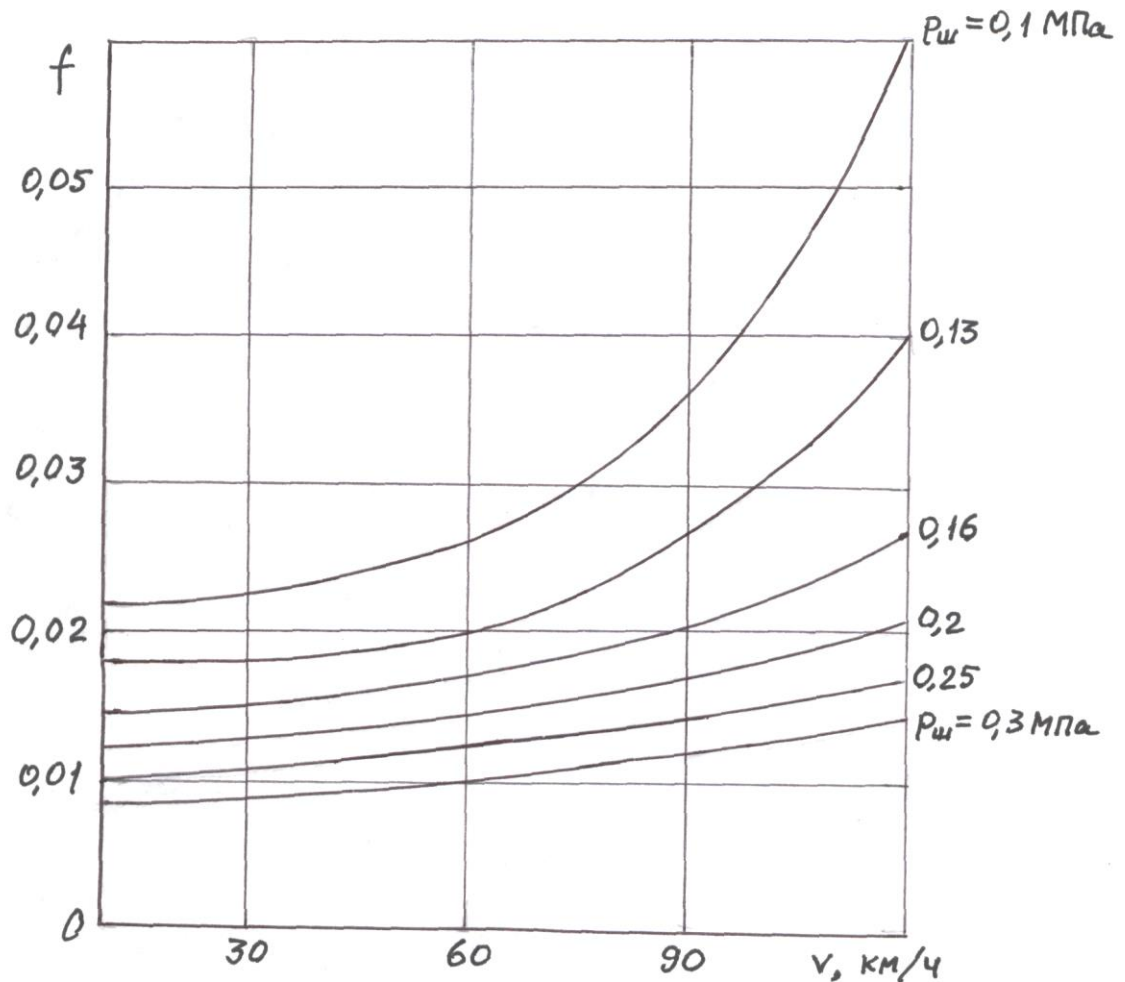


Рисунок 6.3 – Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости и давления в шинах для шин серии "80" (к задаче 2).

Найти изменения контрольных расходов топлива при скоростях 60 км/ч, 90 км/ч и 120 км/ч, обусловленные действием одного из следующих факторов:

- 1) снижение давления в шинах передних колёс до 0,13 МПа, а в шинах задних колёс до 0,16 МПа;
- 2) увеличение схождения передних колёс, вызвавшее их качение с углом увода $\alpha = 0,5^\circ$ (угол увода равен половине угла схождения колёс);
- 3) переход на шины серии "60" для которых $r_k = 0,28$ м и

$$f = f_0(1 + 0,0004 \cdot v^2)$$

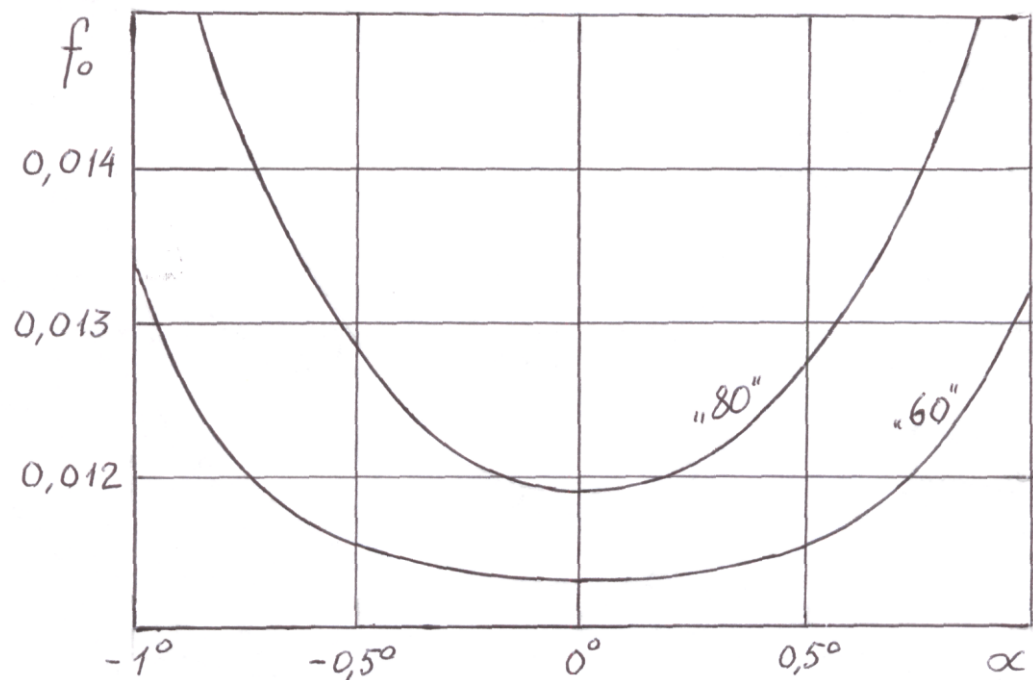


Рисунок 6.4 – Зависимость коэффициента сопротивления качению при малой скорости от угла для шин серии "80" и "60" при $p_{ш} = 0,2$ МПа

- 4) открытые окна, что привело к увеличению коэффициента лобового сопротивления на 15%;
- 5) установка двигателя рабочим объёмом 1840 см³.

6) установка верхнего багажника, вследствие чего габаритная высота автомобиля увеличилась на 150 мм, а коэффициент лобового сопротивления возрос до 0,52;

7) установка заднего спойлера, которая обеспечила уменьшение коэффициента лобового сопротивления до 0,378;

8) введение «экономичной» передачи в коробке с передаточным числом 0,712;

Для расчётов использовать формулу (6.15); значениями входящих в неё эмпирических коэффициентов задаться. Считать, что замена двигателя не приводит к изменению значений эмпирических коэффициентов.

Задача 3. Каким должно быть передаточное число трансмиссии седельного тягача, чтобы седельный автопоезд при установившемся движении в заданных условиях (таблица 6.3) имел наименьший путевой расход топлива? Найти путевой расход топлива при оптимальном передаточном числе трансмиссии. Многопараметровая характеристика двигателя, снятая на моторном стенде, приведена на рисунке 6.1.

Таблица 6.3 – Исходные данные к задаче 3

Вариант	m , кг	W_B $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$;	r_K , м	$\eta_{\text{тр}}$	v , м/с	ψ
0	32750	4,02	0,510	0,87	18	0,012
1	40200	3,57	0,478	0,89	17	0,011
2	38650	3,66	0,495	0,87	16	0,013
3	29600	4,15	0,487	0,90	21	0,010
4	42000	3,58	0,510	0,89	23	0,0007
5	41800	3,65	0,515	0,90	25	0,008
6	36500	3,87	0,505	0,87	22	0,009
7	37450	3,82	0,510	0,88	20	0,008
8	34750	3,69	0,510	0,89	16	0,009
9	40800	3,77	0,476	0,88	15	0,014

6.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 6 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Условия и решения задач.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

6.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Что такое контрольный расход топлива?
- 2) Что такое топливная характеристика установившегося движения? Как она снимается?
- 3) Что называется удельным расходом топлива двигателя?
- 4) Назовите показатели путевого расхода топлива при циклическом движении.
- 5) Каковы преимущества и недостатки дизельного двигателя, по сравнению с бензиновым?
- 6) Почему у дизелей g_e меньше, чем у бензиновых двигателей?
- 7) Почему при разгоне путевого расхода топлива больше, чем при установившемся движении?
- 8) Почему у легковых автомобилей с гидромеханической передачей расходы топлива больше, чем у таких же автомобилей с механической коробкой передач?

6.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

6.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.

4. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

6.9.2. Дополнительная литература:

5. Фаробин Я.Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

6.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 7
ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ. ТОРМОЗНАЯ
ДИАГРАММА. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА
ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ

7.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучение основных тормозных свойств АТС.
- 2) Изучение устройства гидравлической тормозной системы.
- 3) Изучение сил и ускорений, действующих на автомобиль в процессе экстренного торможения.
- 4) Изучение методики экспериментального определения статических характеристик аппаратов, применяемых в гидравлических тормозных системах автомобилей.

7.3 Теоретическая часть

Исследования процесса экстренного торможения, обычно выполняют при следующих допущениях:

- 1) торможение происходит на горизонтальной поверхности;
- 2) трансмиссия разомкнута;
- 3) сопротивлением качению и сопротивлением воздуха пренебрегают;
- 4) инерционные моменты колес не учитывают.

Расчётная схема двухосного автомобиля, составленная с учётом этих допущений, показана на рисунке 7.1.

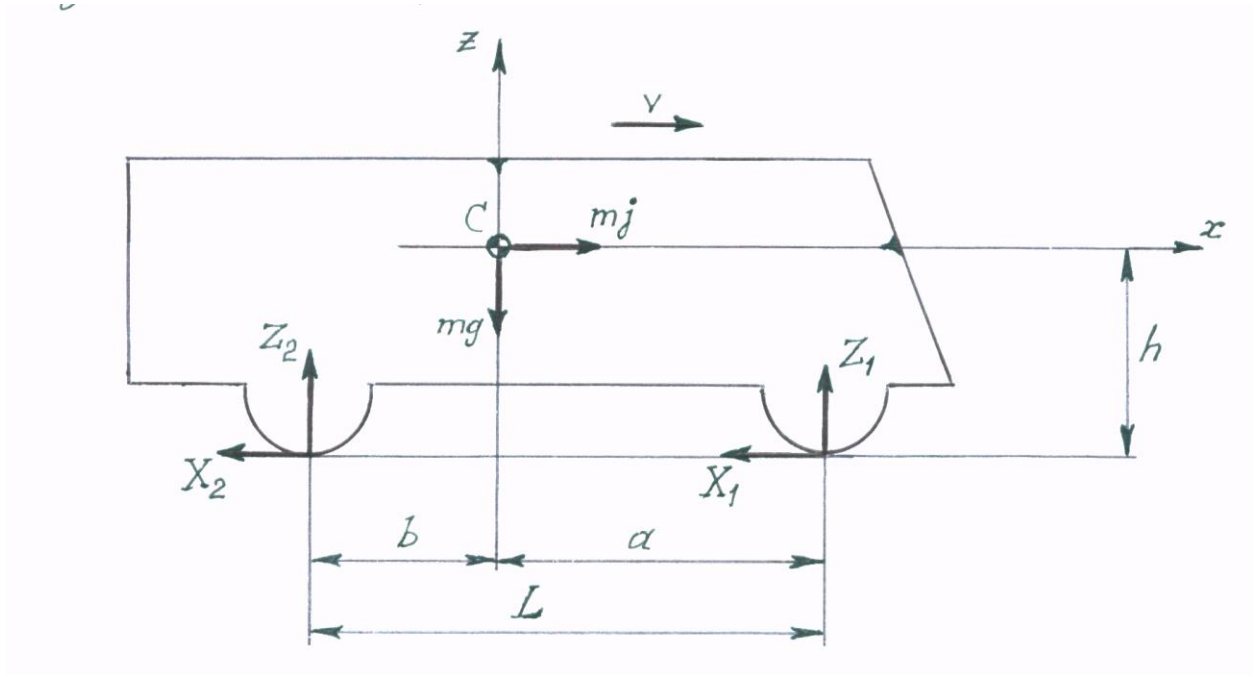


Рисунок 7.1 – Расчётная схема автомобиля при торможении

Через j мы будем обозначать замедление автомобиля

$$j = -\dot{v}. \quad (7.1)$$

На рисунке 7.1 показана сила инерции mj и связанная с автомобилем система отсчета $S_{хуz}$ (C – центр масс автомобиля). Остальные обозначения ясны из рисунка.

Приведем некоторые необходимые в дальнейшем определения.

Тормозная сила моста (оси, тележки)

$$P_{\text{тор}i} = \frac{M_{\text{тор}i}}{r_{\text{д}}}, \quad (7.2)$$

где $M_{\text{тор}i}$ – суммарный момент, развиваемый тормозами механизмами i -го моста (оси, тележки).

Удельная тормозная сила моста

$$\gamma_i = \frac{P_{\text{тор}i}}{Z_i}. \quad (7.3)$$

Общая удельная тормозная сила автомобиля

$$\gamma_T = \frac{P_{\text{Тор}1} + P_{\text{Тор}2}}{mg} \quad (7.4)$$

(для определённости мы записали (7.4) применительно к двухосному автомобилю).

Установившееся торможение составляет только часть процесса торможения (рисунок 7.2). На рисунке обозначены: $\tau_{\text{рв}}$ – время реакции водителя (при расчётах обычно принимают $\tau_{\text{рв}} = 0,8 \text{ с}$); $\tau_{\text{с}}$ – время срабатывания тормозного привода (отсчитывается от начала перемещения педали тормоза); $\tau_{\text{н}}$ – время нарастания замедления; $\tau_{\text{уст}}$ – время установившегося торможения; T – остановочное время; $j_{\text{уст}}$ – установившееся замедление.

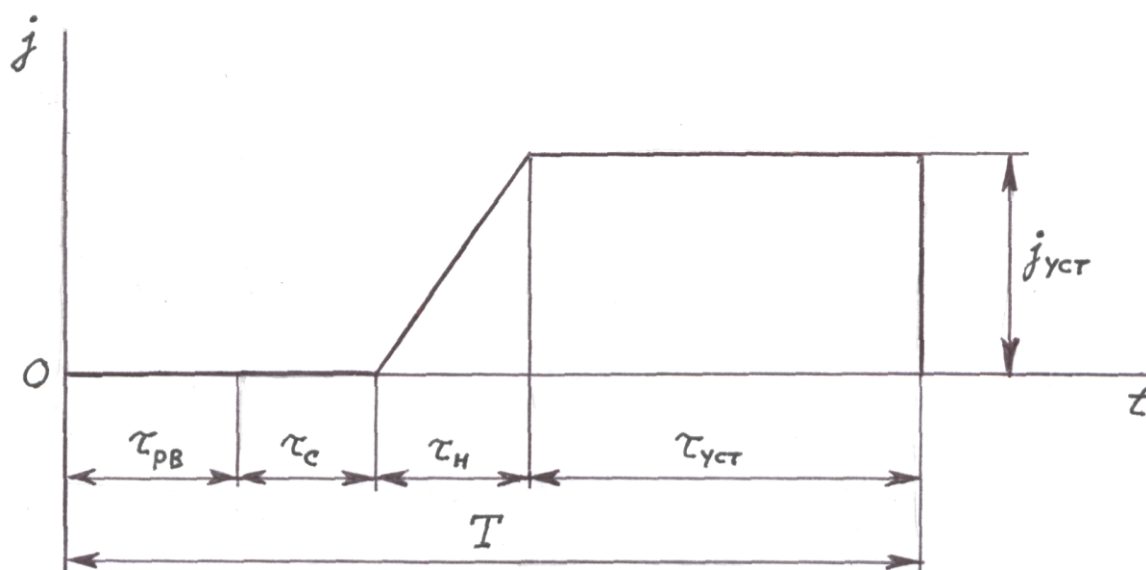


Рисунок 7.2 – Тормозная диаграмма при торможении до остановки

Остановочный тормозной путь вычисляется по формуле

$$S_{\text{ост}} = (\tau_{\text{рв}} + \tau_{\text{с}} + 0,5\tau_{\text{н}})v_0 + \frac{v_0^2}{j_{\text{уст}}}, \quad (7.5)$$

где v_0 – начальная скорость торможения.

Тормозное управление включает:

- рабочую тормозную систему (РТС);
- стояночную тормозную систему (СТС);
- запасную тормозную систему (ЗТС).

Рабочая тормозная система предназначена для управления скоростью автомобиля и его остановки с необходимой эффективностью.

Запасная тормозная система (ЗТС) предназначена для уменьшения скорости и остановки автомобиля при отказе рабочей тормозной системы.

Стояночная тормозная система (СТС) предназначена для удержания автомобиля неподвижным.

На автомобиле применена рабочая тормозная система с диагональным разделением контуров, что значительно повышает безопасность вождения автомобиля. Один контур гидропривода обеспечивает работу правого переднего и левого заднего тормозных механизмов, другой – левого переднего и правого заднего. При отказе одного из контуров рабочей тормозной системы используется второй контур, обеспечивающий остановку автомобиля с достаточной эффективностью.

РТС состоит из:

- педали с кронштейном;
- главного тормозного цилиндра с вакуумным усилителем;
- регулятора тормозных сил;
- двух передних дисковых тормозных механизмов;
- двух задних барабанных тормозных механизмов;
- трубопроводов и шлангов.

Функцию ЗТС выполняет исправный контур РТС.

Стояночная тормозная система имеет привод на тормозные механизмы задних колес. Состоит из:

- рычага привода СТС;
- регулировочной тяги с уравнивателем;
- троса.

На рисунке 7.3 представлен лабораторный стенд «Гидравлическая тормозная система»



Рисунок 7.3 – Лабораторный стенд «Гидравлическая тормозная система автомобиля»

На рисунке 7.4 представлена схема вакуумного усилителя

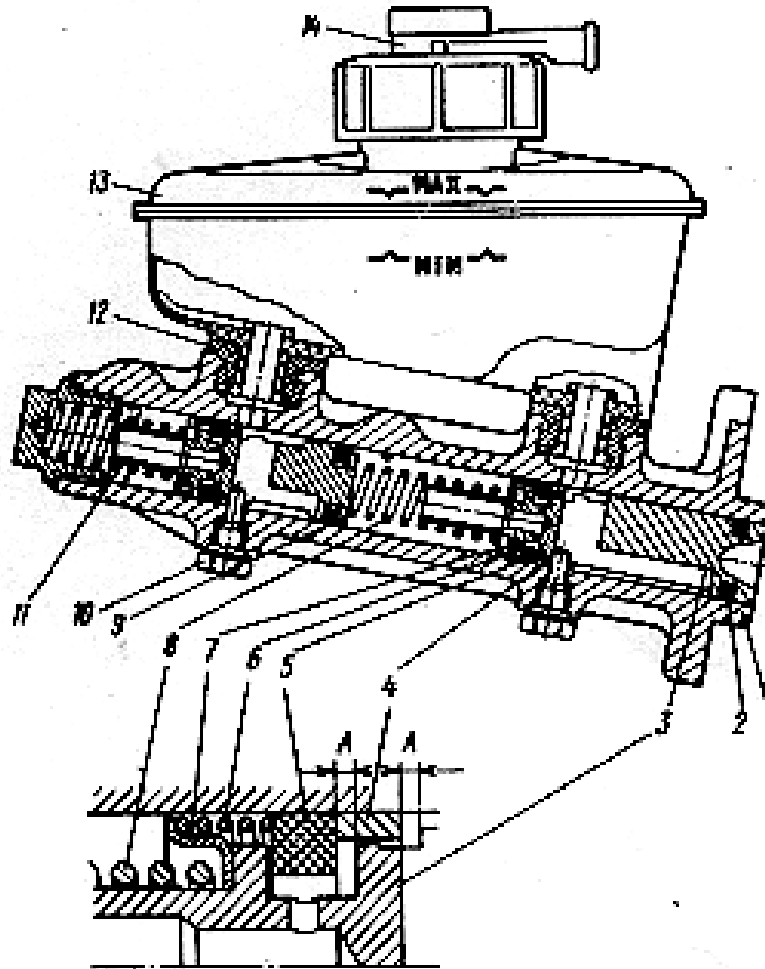


Рисунок 7.5 – Главный цилиндр с бачком

1 – корпус главного цилиндра; 2 – уплотнительное кольцо низкого давления; 3 – поршень привода контура «левый передний–правый задний тормоза»; 4 – распорное кольцо; 5 – уплотнительное кольцо высокого давления; 6 – прижимная пружина уплотнительного кольца; 7 – тарелка пружины; 8 – возвратная пружина поршня; 9 – шайба; 10 – стопорный винт; 11 – поршень привода контура «правый передний – левый задний тормоза»; 12 – соединительная втулка; 13 – бачок; 14 – датчик аварийного уровня тормозной жидкости; А – зазор.

На рисунке 7.6 представлена схема регулятора тормозных сил

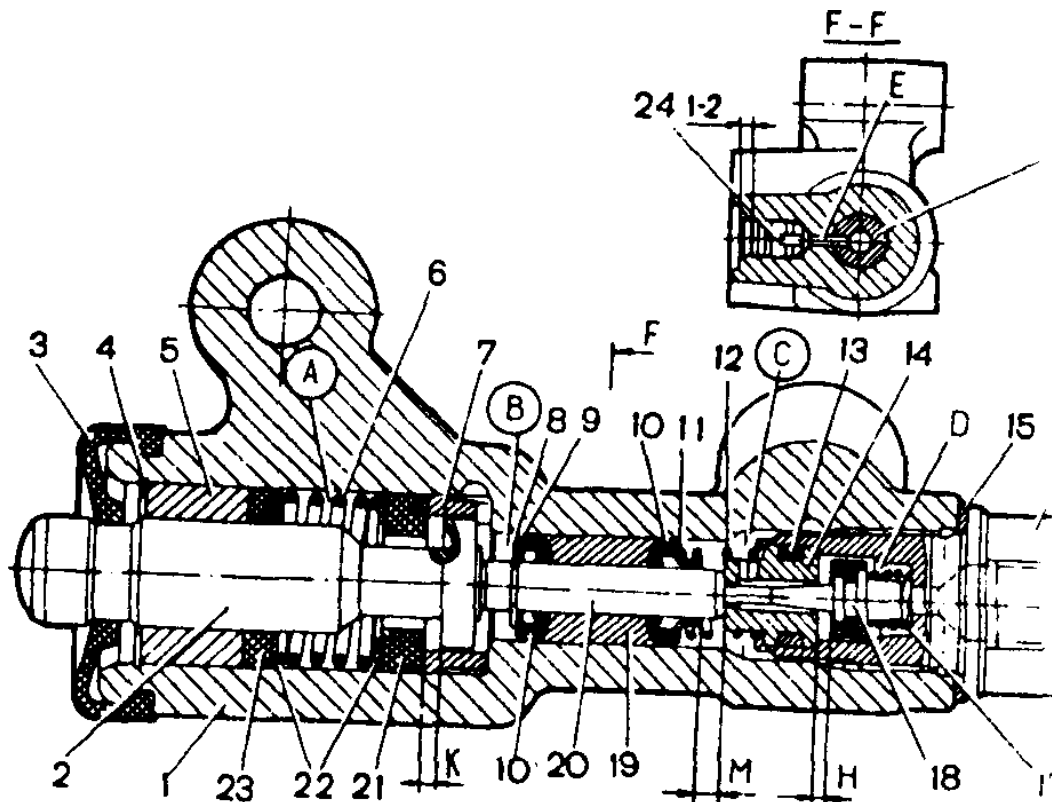


Рисунок 7.6 – Регулятор тормозных сил

1 – корпус регулятора тормозных сил; 2 – поршень; 3 – защитный колпачок; 4 – стопорные кольца; 5 – втулка поршня; 6 – пружина поршня; 7 – втулка корпуса; 9, 22 – опорные шайбы; уплотнительные кольца толкателя; 11 – опорная тарелка; 12 – пружина втулки толкателя; 13 – кольцо уплотнительное седла клапана; 14 – седло клапана; 15 – уплотнительная прокладка; 16 – пробка; 17 – пружина клапана; 18 – клапан; 19 – втулка толкателя; 20 – толкатель; 21 – уплотнитель головки поршня; 23 – уплотнитель штока поршня; 24 – заглушка; А, D – камеры, соединенные с главным цилиндром; В, С – камеры, соединенные с колесными цилиндрами задних тормозов; К, М, Н – зазоры

На рисунке 7.7 представлена схема тормозного механизма переднего колеса, а на рисунке 7.8 представлена схема привода тормозов.

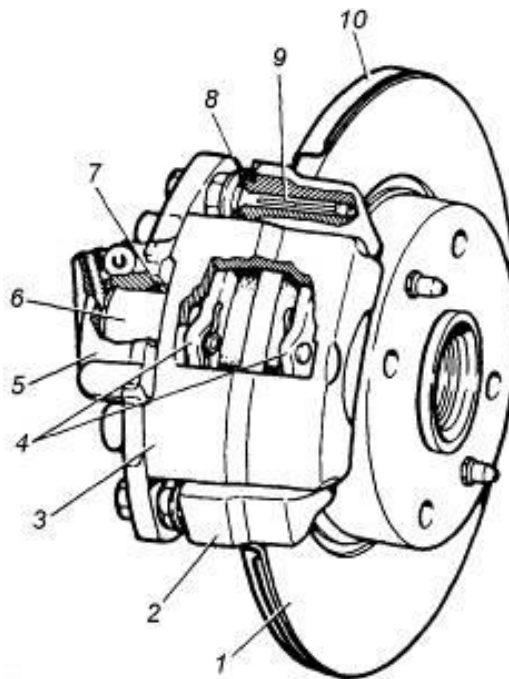


Рисунок 7.7 – Тормозной механизм переднего колеса:

1 – тормозной диск; 2 – направляющая колодок; 3 – суппорт; 4 – тормозные колодки; 5 – цилиндр; 6 – поршень; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – защитный чехол направляющего пальца; 9 – направляющий палец; 10 – защитный кожух

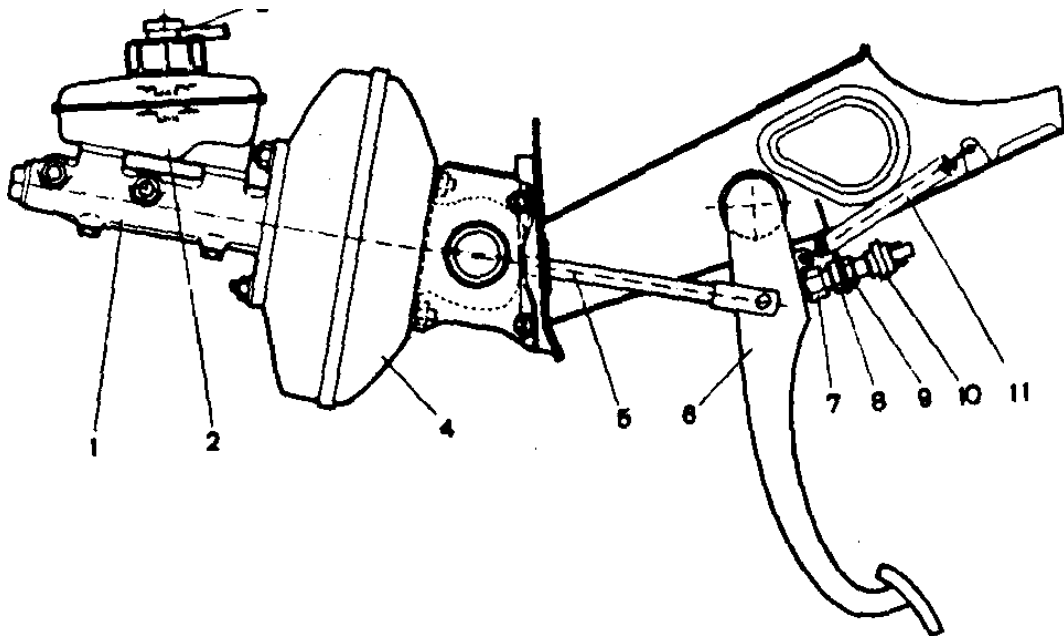


Рисунок 7.8 – Привод тормозов

1 – главный цилиндр; 2 – бачок; 3 – датчик аварийного уровня жидкости; 4 – вакуумный усилитель; 5 – толкатель; 6 – педаль тормоза; 7 – буфер выключателя стоп-сигнала; 8, 9 – гайки крепления стоп-сигнала; 10 – выключатель стоп-сигнала; 11 – возвратная пружина педали

Под статической характеристикой понимается зависимость выходного сигнала $x_{\text{вых}}$ исследуемого устройства от сигнала $x_{\text{вх}}$ на его входе. Статическая характеристика может представляться в виде таблиц, формул и графика. На графике по оси абсцисс откладывается $x_{\text{вх}}$ а по оси ординат $x_{\text{вых}}$. Статическая характеристика обычно определяется при прямом и обратном изменении входного сигнала.

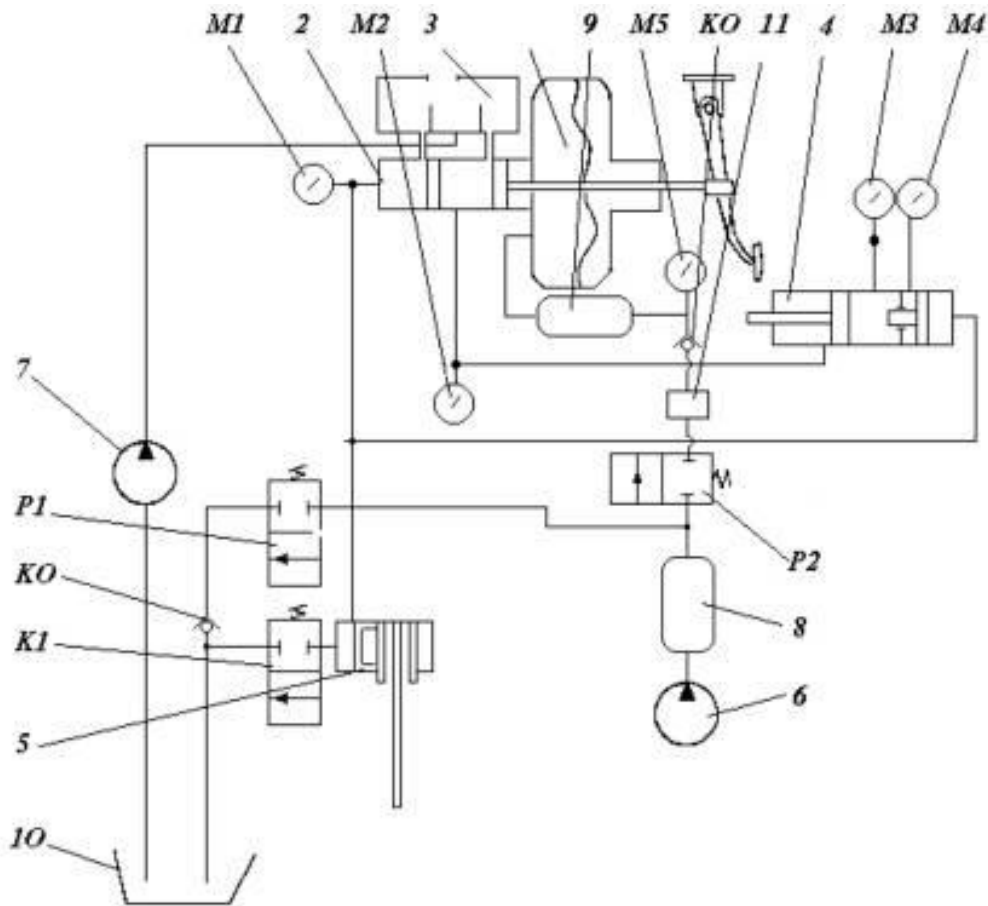


Рисунок 7.9 – Принципиальная схема лабораторного комплекса

1 – вакуумный усилитель; 2 – главный тормозной цилиндр; 3 – бачок с рабочей жидкостью; 4 – регулятор тормозных сил; 5 – рабочий цилиндр переднего колеса; 6 – компрессор; 7 – насос; 8 – воздушный баллон; 9 – вакуумный баллон; 10 – сливной бачок; 11 – эжектор; K0 – обратный клапан; K1 – клапан прокачки; M1...M4 – гидравлические манометры; M5 – вакуумметр; P1...P2 – распределители

Следящее действие по силе и по перемещению осуществляется путем применения отрицательной жесткой обратной связи. Обратная связь в

вакуумном усилителе реализуется в виде резиновой реактивной шайбы, на которую воздействует давление со стороны поршня и уравнивает внешнюю силу со стороны педали. В результате получается прямо пропорциональная зависимость выходной величины (давление на выходе из главного тормозного цилиндра $p_{ц}$) от входной величины – силы Q , приложенной к педали. Таким образом осуществляется следящее действие по силе – давление на выходе $p_{ц}$ следит за силой Q .

Резиновая реактивная шайба позволяет обеспечить следящее действие и по перемещению, так как ее деформация в рабочем диапазоне прямо пропорциональна силе Q , прилагаемой к рычагу.

Зона изменения входного бездействия, в которой не происходит изменения сигнала на выходе, называется зоной нечувствительности. Начальная величина входного воздействия, не вызывающая появления выходного сигнала, называется начальной зоной нечувствительности.

Статическая характеристика определяется при прямом и обратном перемещении рычага педали. Шаг изменения усилия на тормозной педали 5 кг (49 Н). При каждом фиксированном положении педали с помощью динамометра регистрируется усилие на педали Q , а с помощью манометра М1 (I-го контура, передней оси) – давление $p_{цб}$ на выходе из главного тормозного цилиндра, при неработающем вакуумном усилителе (отсутствии разряжения), а затем давление $p_{цy}$ на выходе из главного тормозного цилиндра, при работающем усилителе (разряжении, определенном по вакуумметру М5 0,4...0,5 кгс/см²).

Результаты всех замеров вносятся в таблицу, по ним определяется коэффициент усиления K_y :

$$K_y = \frac{p_{цy}}{p_{цб}}, \quad (7.6)$$

Затем строятся графики $p_{цб} = f(Q)$, $p_{цy} = f(Q)$ и $K_y = f(Q)$ при этом по оси абсцисс откладывается Q , а по оси ординат соответствующие значения $p_{цб}$, $p_{цy}$ и K_y .

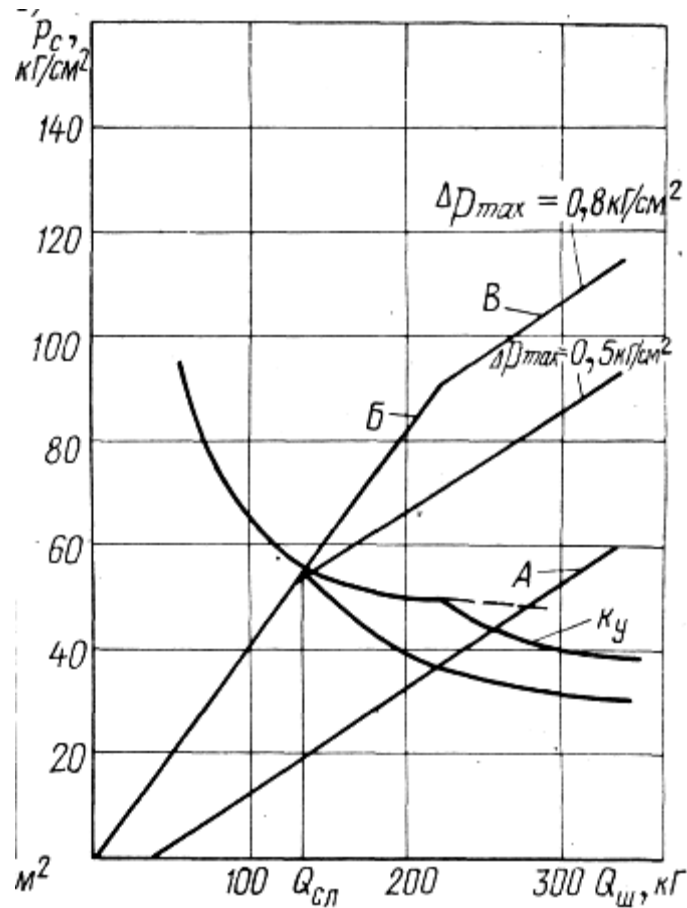


Рисунок 7.10 – Примерная статическая характеристика вакуумного усилителя

7.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 7 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Модели разрезов гидровакуумного усилителя и регулятора тормозных сил в гидроприводе.
- 2) Лабораторный комплекс «Тормозная система с гидравлическим приводом».
- 3) Комплект инструмента и принадлежностей водителя, пластинчатые щупы, мерная линейка, приспособление для привода педали тормоза с динамометром.
- 4) Комплект плакатов по тормозным системам, техническое описание автомобиля базовой модели (ВАЗ-2109).

7.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 7 в аудиториях 11-404, 11-407 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

7.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 7 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) Изучить теоретические положения.
- 2) Проработать инструкцию к лабораторной работе и ознакомиться с установкой и приборами для определения статической характеристики.
- 3) Зарисовать схему установки с указанием измерительной аппаратуры.
- 4) Ознакомиться с устройством и работой испытуемого объекта (вакуумного усилителя).
- 5) Определить на установке опытные статические характеристики при отсутствии разряжения. Опытные данные занести в таблицу (опыт провести три раза, найти среднее значение давлений).
- 6) При помощи крана управления РЗ создать разряжение $0,3 \text{ кгс/см}^2$.
- 7) Определить на установке опытные статические характеристики. Опытные данные занести в таблицу.
- 8) При помощи крана управления РЗ создать разряжение $0,5 \text{ кгс/см}^2$. Определить на установке опытные статические характеристики. Опытные данные занести в таблицу.
- 9) При помощи крана управления РЗ создать разряжение $0,8 \text{ кгс/см}^2$.

Определить на установке опытные статические характеристики. Данные занести в таблицу (опыт провести три раза, найти среднее значение давлений).

10) Рассчитать значение коэффициента усиления.

11) Построить графики $p_{цб} = f(Q)$, $p_{цк} = f(Q)$ и $K_y = f(Q)$ (примерная статическая характеристика приведена на рисунке 7.10)

12) Дать качественную и количественную оценку полученной характеристики, указав величины начальной нечувствительности, зоны нечувствительности, коэффициента усиления и конструктивные параметры аппарата, определяющие эти величины.

13) Составить отчёт о работе.

7.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 7 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Схема установки с указанием измерительной аппаратуры.
- 5) Краткое описание принципа работы и назначения объекта испытаний.
- 6) Таблица с опытными данными.
- 7) График статической характеристики.
- 8) Краткие выводы по результатам лабораторной работы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

7.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Какая разница между служебным и экстренным торможением?
- 2) В каких случаях не следует разъединять трансмиссию при торможении?
- 3) В каких случаях применяется торможение двигателем? Зачем нужны тормоза замедлители?
- 4) Чем опасно блокирование а) передних колес, б) задних колес?
- 5) Какая разница между тормозным и остановочным путем?
- 6) Покажите на тормозной диаграмме как изменяется скорость автомобиля.
- 7) От каких факторов зависят времена $\tau_{рв}$, τ_c , τ_n ?
- 8) Зачем применяют регуляторы тормозных сил?
- 9) Принцип работы вакуумного усилителя.
- 10) Принцип работы гидравлической тормозной системы.
- 11) Опишите (кратко) устройство и принцип действия РТС
- 12) Какими нормативными документами регламентируются требования к тормозному управлению?

7.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

7.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.
2. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

7.9.2. Дополнительная литература:

3. Фаробин Я.Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

7.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 8

УПРАВЛЯЕМОСТЬ И КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

8.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучить основные измерители управляемости и курсовой устойчивости автомобиля.
- 2) Научиться решать эксплуатационные задачи, связанные с оценкой управляемости и курсовой устойчивости автомобиля.

8.3 Теоретическая часть

По определению: НЕДОСТАТОЧНАЯ, НЕЙТРАЛЬНАЯ, ИЗБЫТОЧНАЯ поворачиваемость – свойство автомобиля соответственно **УВЕЛИЧИВАТЬ**, **НЕ ИЗМЕНЯТЬ**, **УМЕНЬШАТЬ** радиус поворота при повышении скорости движения по окружности с закрепленным рулевым колесом (рисунок 8.1).

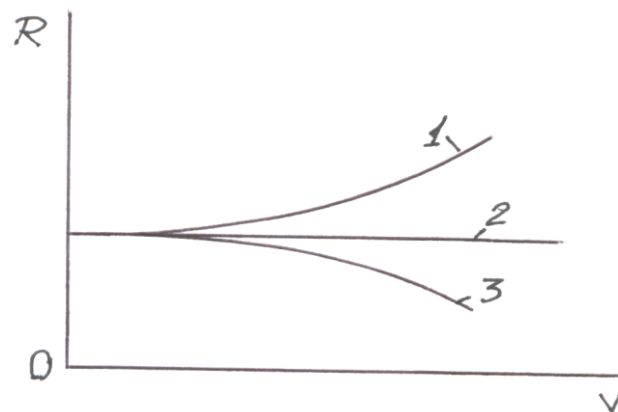


Рисунок 8.1 – Зависимости радиуса поворота от скорости установившегося кругового движения с закрепленным рулевым колесом

1 – недостаточная поворачиваемость; 2 – нейтральная; 3 – избыточная

Характеристики, показанные на рисунке 8.1, снимают для установившихся круговых движений. Поэтому поворачиваемость, определенную таким образом, называют статической поворачиваемостью.

Заметим, что вид зависимостей $R(v)$ может отличаться качественно от вида кривых на рисунке 8.1. Другими словами, поворачиваемость автомобиля может изменяться при изменении скорости.

Вид кривой $R(v)$ определяет так называемую суммарную статическую поворачиваемость, вклад в которую вносят:

- 1) шинная поворачиваемость:
- 2) креновая поворачиваемость:
- 3) поворачиваемость, обусловленная податливостью деталей рулевого управления.

Шинная поворачиваемость обусловлена способностью шин передних и задних колёс сопротивляться уводу.

Креновая поворачиваемость определяется изменением развала колёс и разворотами мостов относительно кузова при криволинейном движении. Этот вид поворачиваемости связан с кинематикой подвесок (а не с перераспределением нормальных реакций по бортам).

Поворачиваемость, связанную с податливостью деталей рулевого управления, мы рассматривать не будем, положив для простоты, что зафиксированному рулевому колесу соответствует постоянное значение среднего угла поворота управляемых колес.

Рассмотрим шинную поворачиваемость.

Пусть развал колёс и ориентация (разворот) мостов не изменяются. Тогда при малых углах увода

$$R = \frac{L}{\theta_1 - \delta_1 + \delta_2} = \frac{1}{\theta_1} \left[L + v^2 \left(\frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} \right) \right]. \quad (8.1)$$

Из (8.1) следует, что $R(v)$ будет возрастающей функцией при

$$\frac{k_2}{m_2} > \frac{k_1}{m_1}. \quad (8.2)$$

Если выполняется условие (8.2), то говорят, что автомобиль обладает недостаточной шинной поворачиваемостью. Соответственно при

$$\frac{k_2}{m_2} < \frac{k_1}{m_1}$$

шинная поворачиваемость будет избыточной, а при

$$\frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1}$$

нейтральной.

В принятых допущениях (не изменяют развал колёс и не разворачиваются мосты) условие (8.2) равносильно условию

$$\delta_2 < \delta_1 \quad (8.3)$$

Для количественной оценки вводят коэффициент шинной поворачиваемости:

$$\eta_{\text{шп}} = \frac{k_1/m_1}{k_2/m_2}. \quad (8.4)$$

При недостаточной шинной поворачиваемости $\eta_{\text{шп}} < 1$, при избыточной $\eta_{\text{шп}} > 1$, а при нейтральной $\eta_{\text{шп}} = 1$.

При изменении загрузки автомобиля шинная поворачиваемость изменяется, причем во многих случаях – качественно. Рассмотрим пример.

Пусть все колёса автомобиля имеют одинаковые шины и давление во всех шинах одинаково; оптимальное значение нормальной реакции дороги на шину $Z_{\text{опт}} = 3,4 \text{ кН}$. Рассмотрим легковой автомобиль особо малого класса при двух вариантах загрузки:

- 1) малой, когда $m_1 = 430 \text{ кг}$; $m_2 = 260 \text{ кг}$;
- 2) большой, когда $m_1 = 520 \text{ кг}$; $m_2 = 680 \text{ кг}$.

Пренебрежем влиянием продольных реакций и ограничимся случаями движения с достаточно малыми боковыми ускорениями. Углы увода будем

считать достаточно малыми для того, чтобы можно было использовать линейные приближения для поперечных реакций дороги на колёса.

При малых боковых ускорениях углы увода левого и правого колёс моста практически одинаковы и коэффициент сопротивления уводу например заднего моста равен

$$k_2 = k_{ув\max} q_{ш} q_{\varphi} q_T (q_{Z2H} + q_{Z2B}), \quad (8.5)$$

где q_{Z2H} , q_{Z2B} – коэффициенты, учитывающие отклонение нормальной реакции дороги от оптимального значения $Z_{опт}$ соответственно для наружного и внутреннего колеса. В нашем примере $k_{ув\max} q_{ш}$ одинаковы для всех колес, а $q_T \approx 1$, $q_{\varphi} \approx 1$. Но q_{Z2H} и q_{Z2B} зависят от перераспределения ΔZ нормальных реакций между колесами моста, а ΔZ зависит от бокового ускорения, которое в нашем примере не задано. Однако в первом приближении можно положить

$$q_{Z2H} + q_{Z2B} \approx 2q_{Z2}, \quad (8.6)$$

где q_{Z2} – коэффициент, вычисленный при статической нагрузке для одиночного заднего колеса (для передних колёс аналогично $q_{Z1H} + q_{Z1B} \approx 2q_{Z1}$).

Находим нормальные реакции в статике на одно переднее и заднее колесо при малой загрузке автомобиля:

$$Z_{K1} = \frac{m_1 g}{2} = \frac{430 \cdot 9,81}{2} = 2109 \text{ Н};$$

$$Z_{K2} = \frac{m_2 g}{2} = \frac{260 \cdot 9,81}{2} = 1275 \text{ Н}.$$

Находим коэффициенты, учитывающие отклонения нормальных реакций от оптимального значения (для одного колеса в статике):

$$a_{Z1} = \frac{Z_{K1}}{Z_{опт}} = \frac{2109}{3400} = 0,6203;$$

$$a_{Z2} = \frac{Z_{K2}}{Z_{опт}} = \frac{1275}{3400} = 0,3750;$$

$$q_{z1} = ((0,4 \cdot a_{z1} - 1,8) \cdot a_{z1} + 2,4) \cdot a_{z1} =$$

$$= ((0,4 \cdot 0,6203 - 1,8) \cdot 0,6203 + 2,4) \cdot 0,6203 = 0,8916;$$

$$q_{z2} = ((0,4 \cdot a_{z2} - 1,8) \cdot a_{z2} + 2,4) \cdot a_{z2} =$$

$$= ((0,4 \cdot 0,3750 - 1,8) \cdot 0,3750 + 2,4) \cdot 0,3750 = 0,6680;$$

Учитывая заданные условия и соотношения (8.6) для передних и задних колёс, можем переписать формулу (8.4) для коэффициента шинной поворачиваемости в виде

$$\eta_{\text{шп}} = \frac{q_{z1} m_2}{q_{z2} m_1}. \quad (8.7)$$

При малой загрузке имеем

$$\eta_{\text{шп}} = \frac{0,8916 \cdot 260}{0,6680 \cdot 430} = 0,807 < 1,$$

то есть при малой загрузке автомобиль обладает недостаточной шинной поворачиваемостью.

При большой загрузке

$$Z_{k1} = \frac{520 \cdot 9,81}{2} = 2551 \text{ Н};$$

$$Z_{k2} = \frac{680 \cdot 9,81}{2} = 3335 \text{ Н};$$

$$a_{z1} = \frac{2551}{3400} = 0,7503;$$

$$a_{z2} = \frac{3335}{3400} = 0,9809;$$

$$q_{z1} = ((0,4 \cdot 0,7503 - 1,8) \cdot 0,7503 + 2,4) \cdot 0,7503 = 0,9564;$$

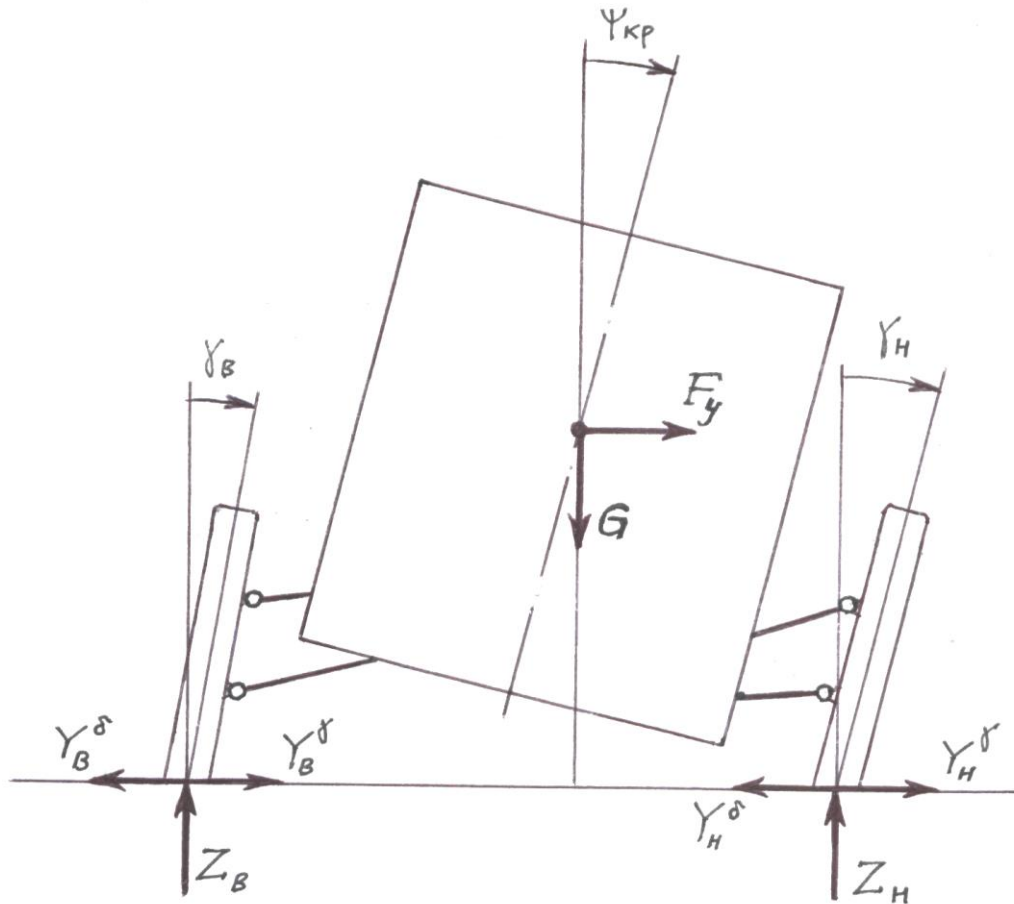
$$q_{z2} = ((0,4 \cdot 0,9809 - 1,8) \cdot 0,9809 + 2,4) \cdot 0,9809 = 0,9998;$$

$$\eta_{\text{шп}} = \frac{0,9564 \cdot 680}{0,9998 \cdot 520} = 1,251 > 1,$$

то есть при большой загрузке автомобиль имеет уже избыточную шинную поворачиваемость.

При поперечном крене кузова колёса могут наклоняться в ту или другую сторону. Например в случае независимых подвесок на двойных

поперечных рычагах, продольных рычагах, типа Макферсон колёса наклоняются в ту же сторону, что и кузов (рисунок 8.2).



F_y , G – центробежная сила и вес, приходящиеся на мост

Рисунок 8.2 – Наклоны колёс при крене кузова

При качении наклоненных колёс в пятнах контакта возникают реакции на колесо $Y_H^\gamma(\gamma_H)$ и $Y_B^\gamma(\gamma_B)$, зависящее от углов γ_H и γ_B наклона к нормали плоскостей собственного вращения колёс. В первом приближении

$$Y_H^\gamma \approx Z_H \gamma_H, \quad Y_B^\gamma \approx Z_B \gamma_B. \quad (8.8)$$

Направление действия Y_H^γ , Y_B^γ определяется направлением наклона соответствующего колеса. Согласование направлений реакций Y_H^γ , Y_B^γ и направлений наклонов колес ясно из рисунка 8.2.

В пятнах контакта действуют еще реакции $Y_H^\delta(\delta_H)$, $Y_B^\delta(\delta_B)$, которые зависят от углов δ_H , δ_B увода колес и практически не зависят от наклона (во всяком случае при малых γ_H , γ_B). Реакции $Y_H^\delta(\delta_H)$, $Y_B^\delta(\delta_B)$ направлены к центру поворота.

Рассмотрим случай, когда колёса наклоняются в ту же сторону, что и кузов (как показано на рисунке 8.2). При этом Y_H^γ , Y_B^γ направлены противоположно Y_H^δ , Y_B^δ .

Поперечные реакции дороги на наружное и внутреннее колесо равны

$$Y_H = Y_H^\delta - Y_H^\gamma, \quad Y_B = Y_B^\delta - Y_B^\gamma. \quad (8.9)$$

В формулах (8.9) в рассматриваемом случае все величины будут положительными.

Суммарная поперечная реакция на мост

$$Y = Y_H + Y_B = Y_H^\delta - Y_H^\gamma + Y_B^\delta - Y_B^\gamma$$

равна (при установившемся движении) поперечной силе инерции (центробежной силе), приходящейся на мост. Поэтому при том же самом боковом ускорении углы увода наклоненных колёс должны быть больше, чем в отсутствие наклона. Это увеличение углов увода приводит к росту составляющих Y_H^δ , Y_B^δ и компенсирует соответствующие Y_H^γ , Y_B^γ (направленные противоположно Y_H^δ , Y_B^δ). При $\delta_B \approx \delta_H$ угол увода моста увеличивается. (Хотя коэффициент сопротивления увода моста не изменяется.) Если такое происходит с передним мостом, то суммарная, недостаточная поворачиваемость автомобиля усиливается (то есть при тех же θ_1 и v радиус поворота будет больше, чем был бы при $\gamma_H = \gamma_B = 0$). В этом случае принято говорить, что передняя подвеска или передний мост обладает недостаточной креновой поворачиваемостью. (Так как наклон колёс, обусловленный креном кузова, вызывает увеличение радиуса поворота.)

Поперечный крен кузова вызывает разворот мостов относительно кузова, как показано на рисунке 8.3. Заметим, что кроме кинематики подвески на разворот мостов влияет и упругость шарниров подвески (это относится и к изменению развала колёс).

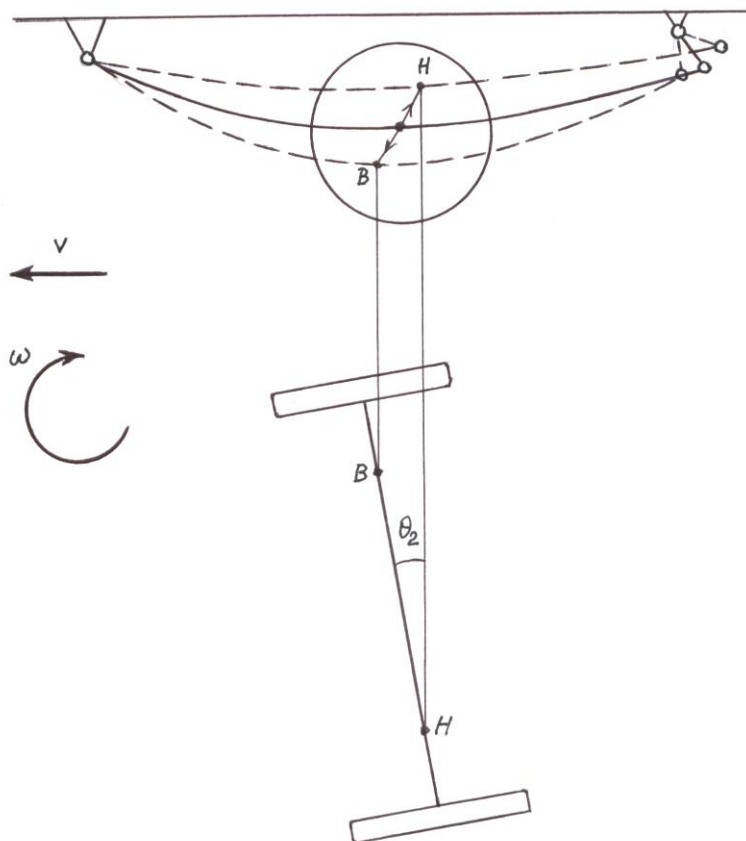


Рисунок 8.3 – Зависимая рессорная задняя подвеска при поперечном крене кузова

H , B – центры соединений наружной и внутренней рессор с балкой моста

В показанной на рисунке 8.3 подвеске серьги установлены на задних концах рессор. Поэтому при поперечном крене кузова точка H смещается назад и приближается к кузову, а точка B смещается вперед и удаляется от кузова. Такие смещения точек H и B приводят к повороту моста в сторону, противоположную направлению поворота управляемых колёс. Если такое происходит с задним мостом, то радиус поворота уменьшается (то есть при тех же θ_1 и v радиус поворота будет меньше, чем в случае, когда задний

мост не поворачивается); в этом случае принято говорить, что задняя подвеска имеет избыточную креновую поворачиваемость.

Рассмотрим пример. Допустим, при установившемся круговом движении угол поворота заднего моста относительно кузова практически линейно зависит от бокового ускорения:

$$\theta_2 = \lambda j_y, \quad (8.10)$$

где λ – коэффициент пропорциональности, причем $\lambda > 0$, если задние колеса поворачивают в ту же сторону, что и передние. Возьмём $\lambda = -0,0012 \text{ рад} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$.

Это означает, что при боковом ускорении 6 м/с^2 задний мост повернётся в сторону, противоположную повороту передних колёс (так как $\lambda < 0$) на угол

$$0,0012 \cdot 6 = 0,0072 \text{ рад} \approx 0,41^\circ \approx 25'.$$

При $j_y = 6 \text{ м/с}^2$ угол поперечного крена кузова вполне может составить $5^\circ \dots 6^\circ$, следовательно, кинематика подвески такова, что поперечный крен кузова в $5^\circ \dots 6^\circ$ моста на $25'$.

Допустим (для простоты), что передняя подвеска имеет нейтральную креновую поворачиваемость (то есть Y_1 зависит только от δ_1 и разворота переднего моста не происходит).

Пусть $k_1/m_1 = 59 \text{ м/с}^2$; $k_2/m_2 = 62 \text{ м/с}^2$. Ясно, что автомобиль обладает недостаточной шиной поворачиваемостью. Выясним, какой будет суммарная статическая поворачиваемость автомобиля. Для этого найдём явную зависимость радиуса поворота от скорости.

Из расчетной схемы 8.4 с учётом условия (8.10) и $j_y = v^2/R$ при установившемся движении находим выражения для углов увода:

$$\delta_1 = \theta_1 - \frac{u}{v} - \frac{a\omega}{v}, \quad \delta_1 = \lambda \frac{v^2}{R} \theta_1 - \frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}. \quad (8.11)$$

Пренебрежем всеми силами, кроме поперечных реакций на мосты (расчётная схема на рисунке 8.4).

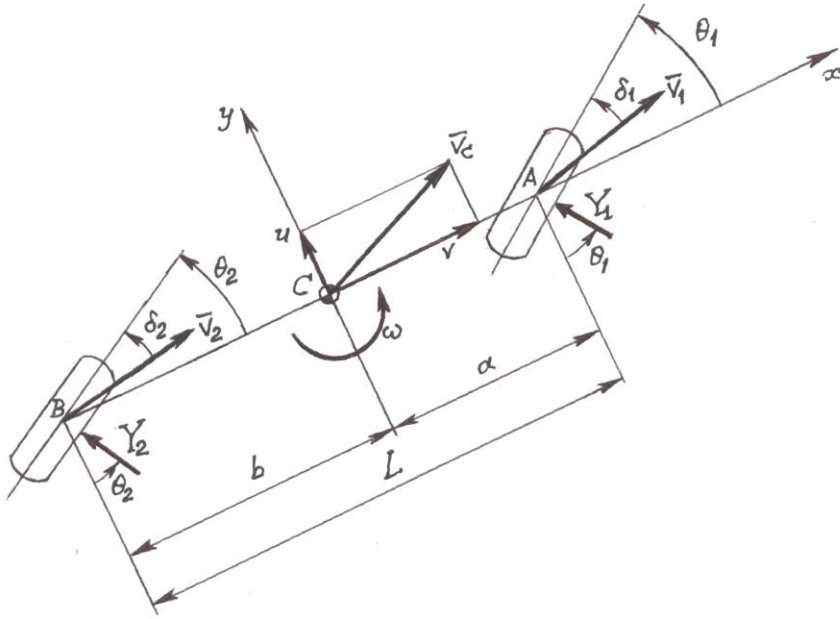


Рисунок 8.4 – „Велосипедная” модель автомобиля

Тогда

$$Y_i = \frac{m_i v^2}{R} = k_i \delta_i, \quad i = 1, 2,$$

откуда

$$\delta_i = \frac{m_i v^2}{k_i R}. \quad (8.12)$$

Подставив правые части (8.12) в (8.11) получаем

$$\begin{cases} \frac{m_1 v^2}{k_1 R} = \theta_1 - \frac{u}{v} - \frac{a\omega}{v}, \\ \frac{m_2 v^2}{k_2 R} = \lambda \frac{v^2}{R} - \frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}. \end{cases} \quad (8.13)$$

Исключим из (8.13) поперечную проекцию скорости u ; учитывая $\omega = v/R$, $L = a + b$, получаем

$$R(v) = \frac{1}{\theta_1} \left[L + v^2 \left(\frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} + \lambda \right) \right]. \quad (8.14)$$

Тип суммарной поворотности определяется знаком множителя в круглых скобках при v^2 в (8.14); если

$$\frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} + \lambda > 0$$

то $R(v)$ – возрастающая функция и суммарная статистическая поворачиваемость автомобиля будет недостаточной. Соответственно при

$$\frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} + \lambda < 0$$

суммарная поворачиваемость будет избыточной.

В рассматриваемом примере

$$\frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} + \lambda = \frac{1}{59} - \frac{1}{62} + (-0,0012) = -0,00038 \text{ с}^2/\text{м} < 0,$$

то есть суммарная статическая поворачиваемость – избыточная (хотя шинная поворачиваемость – недостаточная).

Вполне очевидно, что избыточная креновая поворачиваемость может приводить к потере устойчивости движения. Однако здесь мы не будем производить какие-либо расчёты, относящиеся к неустановившемуся движению с учётом креновой поворачиваемости. Для выполнения таких расчётов нам потребовалось бы описывать движения подрессоренной массы. А это увеличило бы число дифференциальных уравнений движения и потребовало бы учета многих характеристик подвесок. Поэтому в дальнейшем мы ограничимся учетом лишь шинной поворачиваемости, что даст нам возможность и дальше использовать плоскую «велосипедную» модель автомобиля. (Разумеется, мы делаем это только для простоты, а вовсе не потому, что креновой поворачиваемостью всегда можно пренебречь.)

С поворачиваемостью тесно связана такая важная характеристика, как траекторная управляемость.

Характеристикой траекторной управляемости называется зависимость кривизны K траектории центра масс автомобиля от угла $\alpha_{\text{рк}}$ поворота рулевого колеса:

$$K(\alpha_{\text{рк}}) = \frac{1}{R(\alpha_{\text{рк}})}, \quad (8.15)$$

где $R(\alpha_{\text{рк}})$ – зависимость радиуса поворота от $\alpha_{\text{рк}}$ при постоянной скорости, то есть при $v = \text{const}$.

Коэффициентом чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса называется частная производная

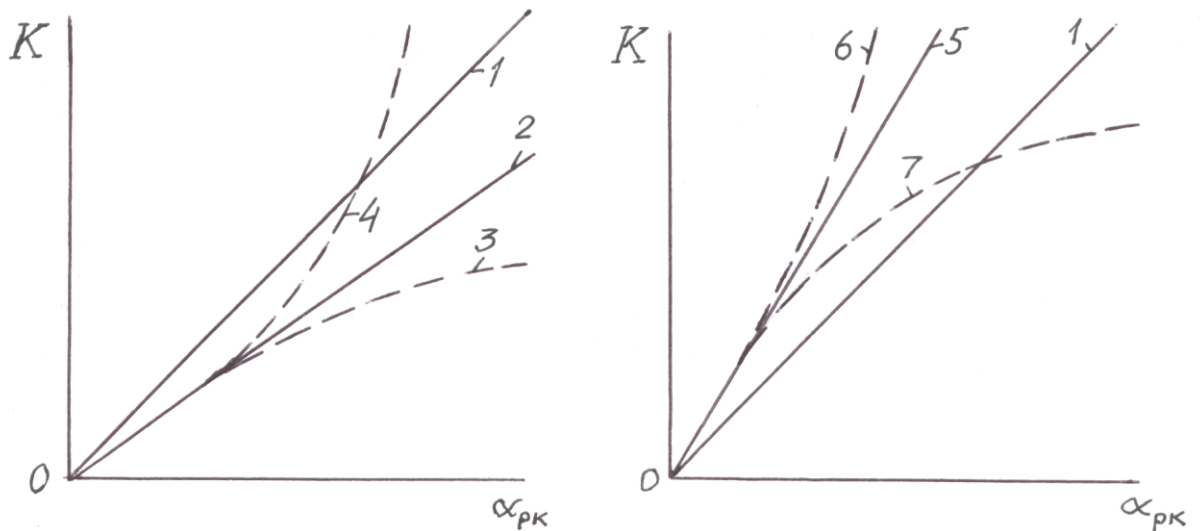
$$\mu = \frac{\partial K}{\partial \alpha_{\text{рк}}}. \quad (8.16)$$

При малых углах поворота управляемых колёс и малых углах увода

$$K(\alpha_{\text{рк}}) = \frac{1}{L} \cdot \frac{\alpha_{\text{рк}}}{u_{\text{ру}}} \left[1 + \frac{1}{L} \left(\frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} \right) \right], \quad (8.17)$$

где $u_{\text{ру}}$ – передаточное отношение рулевого управления. Формулой (8.17) можно пользоваться для качественного анализа и при нелинейных зависимостях $Y_i(\delta_i)$, помня, что k_i сами зависят от углов увода и уменьшаются с ростом $\alpha_{\text{рк}}$.

Если положить $u_{\text{ру}} = \text{const}$, $k_1 = \text{const}$, $k_2 = \text{const}$, то из (8.17) следует, что при $v = \text{const}$ зависимость $K(\alpha_{\text{рк}})$ будет линейной. Этому случаю соответствуют линейные характеристики 1, 2, 5 на рисунке 8.5. Лучи 1 на рисунках 8.5,а и б соответствует нейтральной поворачиваемости; луч 2 на рисунке 8.5,а недостаточной; луч 5 на рисунке 8.5, б – избыточной.



а) 2, 3, 4 недостаточная поворачиваемость при малых $\alpha_{рк}$

б) 5, 6, 7 – избыточная поворачиваемость при малых $\alpha_{рк}$

Рисунок 8.5 – Зависимости кривизны траектории от угла поворота рулевого колеса при постоянной скорости

Однако из-за нелинейности зависимостей $Y_i(\delta_i)$ характеристики $K(\alpha_{рк})$ также получаются нелинейными.

При начальной (то есть соответствующей малым $\alpha_{рк}$) недостаточной поворачиваемости кривые $K(\alpha_{рк})$ лежат ниже луча 1 при малых $\alpha_{рк}$ (рисунок 8.5,а). С ростом $\alpha_{рк}$ растут углы увода, начинают сказываться нелинейности $Y_i(\delta_i)$ и зависимости $K(\alpha_{рк})$ отклоняются от прямой 2: кривая 3 соответствует случаю усиления недостаточной поворачиваемости с ростом $\alpha_{рк}$, а кривая 4 – случаю уменьшения недостаточной поворачиваемости с переходом к избыточной при больших $\alpha_{рк}$.

При начальной избыточной поворачиваемости кривые $K(\alpha_{рк})$ лежат выше луча 1 при малых $\alpha_{рк}$ (рисунок 8.5,б). Кривая 6 соответствует случаю усиления избыточной поворачиваемости с переходом ее в недостаточную.

С поворачиваемостью связано качество переходных процессов при изменении угла поворота рулевого колеса. Рассмотрим переходные процессы при ступенчатом воздействии – так называемом рывке руля (рисунок 8.6).

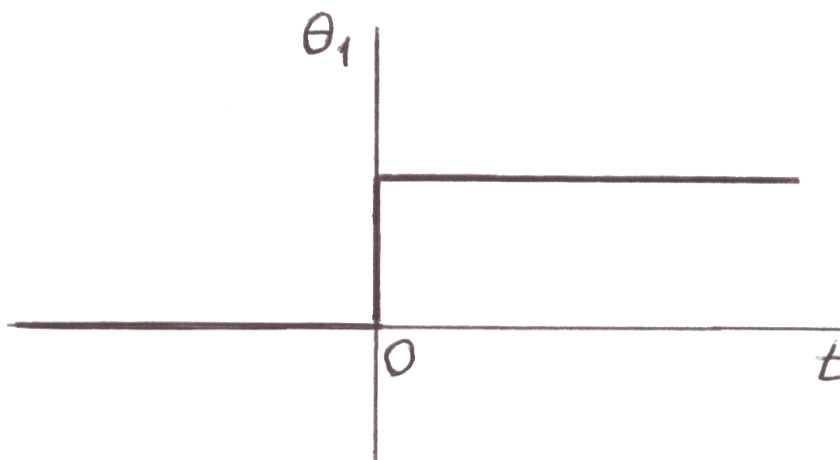


Рисунок 8.6 – Изменение угла поворота управляемых колес при рывке руля

Рывок руля – это один из тестовых режимов, используемых при определении показателей управляемости. Рывок руля осуществляется следующим образом.

Первоначально автомобиль движется равномерно и прямолинейно. В некоторый момент времени ($t = 0$ на рисунке 8.6) угол поворота рулевого колёса очень быстро изменяется от нуля до некоторого заданного значения и затем остается неизменным. Таким образом начальное установившееся состояние – прямолинейное движение, а конечное состояние – движение с постоянной скоростью по окружности постоянного радиуса.

При переходе из начального состояния в конечное угловая скорость автомобиля ω и проекция u вектора скорости центра масс на поперечную ось каким-то образом изменяются. (Переменные $\omega(t)$, $u(t)$, относительно которых в нашей плоской модели записаны дифференциальные уравнения движения, называются фазовыми координатами системы.) Изменение фазовых координат системы (в нашем случае это ω и u) при переходе из начального состояния в конечное называется переходным процессом, а график этого процесса – переходной характеристикой.

Построим переходный процесс для угловой скорости автомобиля $\omega(t)$ при ступенчатом изменении θ_1 , показанном на рисунке 8.6 (разумеется, график на рисунке 8.6 – это идеализированный процесс). Решение задачи будем искать при следующих допущениях:

- 1) движение автомобиля – плоское;
- 2) креновую поворачиваемость не учитываем, при этом $\theta_2 \equiv 0$ (это допущение подходит автомобилю с очень большой угловой жёсткостью подвесок);
- 3) продольными силами пренебрегаем;
- 4) углы поворота управляемых колёс и углы увода достаточно малы, чтобы можно было зависимости $Y_i(\delta_i)$ считать линейными.

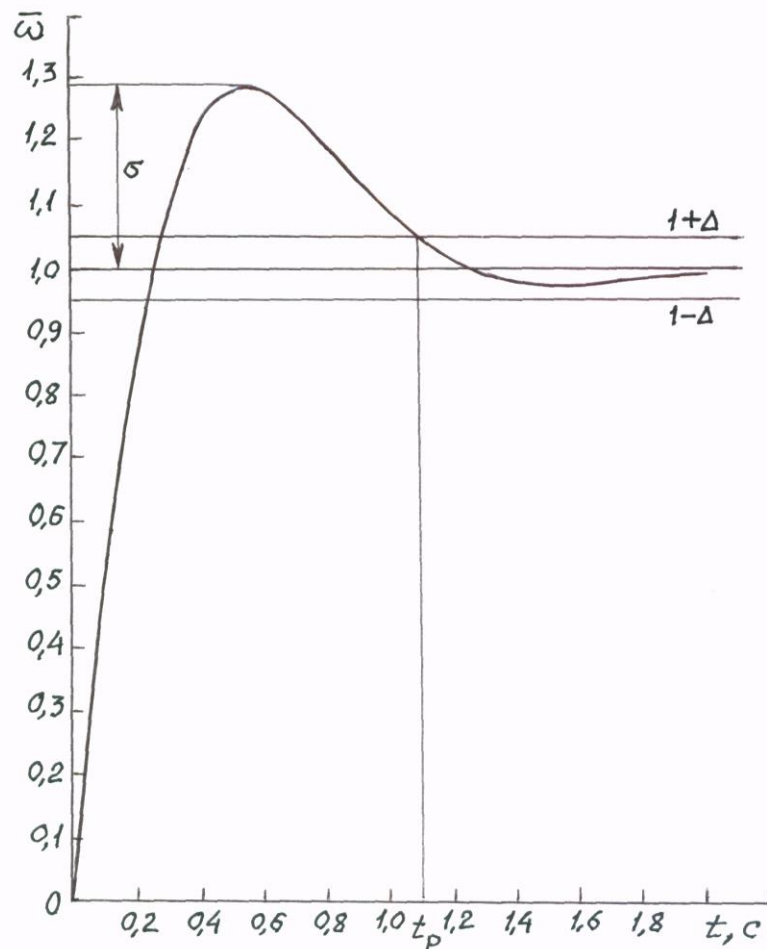


Рисунок 8.7 – Переходная характеристика при рывке руля на скорости 25 м/с.

8.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 8 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) проектор и ноутбук.

8.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 8 в аудитории 11-407 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей;
- 2) включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

8.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 8 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения (пункт 8.3);
- 2) решить задачи;
- 3) выполнить отчёт по лабораторной работе.

Задача 1.

Все колёса двухосного автомобиля имеют одинаковые шины; задние колёса одинарные. Давление в шинах передних и задних колёс одинаково. Считая углы увода, боковые ускорения и продольные реакции малыми, определить шинную поворачиваемость автомобиля при малой и большой загрузках. Данные приведены в таблице 8.1.

Задача 2. Передняя и задняя подвески автомобиля – зависимые. Передняя подвеска имеет нейтральную креновую поворачиваемость. При установившемся круговом движении из-за крена кузова задний мост поворачивается относительно кузова в горизонтальной плоскости на угол

$\theta_2 = \lambda j_y$, где $\lambda > 0$, если поворот заднего моста происходит в ту же сторону, в которую поворачивают передние колёса. Каковы шинная и суммарная поворачиваемость автомобиля? Данные приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.1 – Данные к задаче 1

Вариант	L , М	$Z_{\text{ОПТ}}$, кН	Малая нагрузка		Большая нагрузка	
			m_1 , кг	m_2 , кг	m_1 , кг	m_2 , кг
0	2,43	3,1	497	323	528	572
1	2,72	8,0	1100	840	1310	1430
2	2,65	8,3	920	660	1190	1540
3	2,42	3,9	555	480	657	778
4	2,40	3,4	512	341	550	594
5	2,31	8,2	850	665	1120	1535
6	2,32	8,1	860	590	1185	1410
7	2,37	3,8	556	474	658	781
8	2,41	3,6	512	342	562	610
9	2,55	7,8	850	660	1205	1470

Таблица 8.2 – Данные к задаче 2

Вариант	m_1 , кг	m_2 , кг	k_1 , кН/рад	k_2 , кН/рад	λ , рад · с ² /м
0	485	520	40	42	+0,0005
1	710	770	50	65	−0,0008
2	490	530	36	38	+0,0006
3	730	850	57	68	−0,0007
4	650	670	41	40	+0,0008
5	890	975	51	58	−0,0009
6	720	705	62	59	+0,0007
7	745	820	48	54	−0,0010
8	750	790	45	46	+0,0009
9	870	945	43	48	−0,0009

Задача 3. Задняя подвеска зависимая. Передние колеса имеют нулевой развал при прямолинейном движении. При установившемся круговом движении передние колеса наклоняются в ту же сторону, что и кузов, причем углы наклона колес примерно одинаковы: $\gamma = c_\gamma j_y$, где $c_\gamma > 0$. Задний мост при установившемся круговом движении поворачивается в горизонтальной плоскости относительно кузова на угол $\theta_2 = c_\theta j_\gamma$, где $c_\theta > 0$, если мост поворачивается в ту же сторону, что и передние колеса.

При каких соотношениях параметров m_1 , m_2 , k_1 , k_2 , c_γ , c_θ у автомобиля будет

- а) избыточная шинная поворачиваемость, но $\delta_1 > \delta_2$;
- б) избыточная шинная поворачиваемость, но недостаточная суммарная;
- в) недостаточная суммарная поворачиваемость, но $\delta_1 < \delta_2$;
- г) недостаточная шинная поворачиваемость, но $\delta_1 < \delta_2$?

8.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 8 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Условия и решения задач.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

8.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

1) Как влияет загрузка автомобиля на шинную поворачиваемость? Чем обусловлено такое влияние? Отдельно рассмотрите случай заднемоторного легкового автомобиля.

2) Почему обычно в шинах передних колёс давление меньше, чем в задних?

3) Дайте определение понятию курсовая устойчивость.

4) Возможна ли потеря устойчивости прямолинейного движения при малых продольных силах у автомобиля с недостаточной поворачиваемостью?

5) Покажите, что наклон передних колёс в сторону крена кузова (как на рисунке 8.2) приводит при неизменных θ_1 и v к увеличению радиуса поворота.

6) В каких подвесках при поперечном крене кузова колеса наклоняются в сторону, противоположную крену кузова?

7) Почему не применяют независимую заднюю подвеску при зависимой передней?

8) Покажите, что разворот заднего моста в сторону, противоположную повороту передних колес, приводит к уменьшению радиуса поворота.

9) Что означает выражение «подвеска имеет

а) недостаточную,

б) избыточную,

в) нейтральную

кренную поворачиваемость»? Что означает то же выражение, но применительно к автомобилю?

10) Как происходит потеря устойчивости движения при избыточной креновой поворачиваемости задней подвески?

11) В каких пределах лежит передаточное отношение рулевого управления? Можно ли считать передаточное отношение постоянной величиной?

12) Дайте определение понятию управляемость.

8.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

8.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.

2. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

8.9.2. Дополнительная литература:

3. Фаробин Я.Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

8.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.

Лабораторная работа 9

ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.

ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОХОДИМОСТИ

9.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) Изучить основные оценочные показатели проходимости автомобиля.
- 2) Научиться решать эксплуатационные задачи, связанные с оценкой проходимости автомобиля.

9.3 Теоретическая часть

Различают геометрические и опорно-тяговые измерители проходимости автомобиля. Рассмотрим указанные измерители.

Геометрические измерители проходимости представлены на рисунке 9.1. К геометрическим измерителям проходимости относят: дорожный просвет; передний и задний углы проходимости; радиусы продольной и поперечной проходимости; радиус поворота; показатели маневренности.

Дорожный просвет – это расстояние между низшими точками автомобиля и плоскостью дороги.

Способность автомобиля поворачиваться на минимальной площади определяет маневренность автомобиля. Показателями манёвренности являются (рисунок 9.2):

- минимальный радиус поворота наружного переднего колеса (рисунок 9.2, а);
- ширина полосы движения (рисунок 9.2, б);
- наибольший выход отдельных частей автомобиля за траекторию наружного и внутреннего радиусов поворота передних и задних колёс (рисунок 9.2, в).

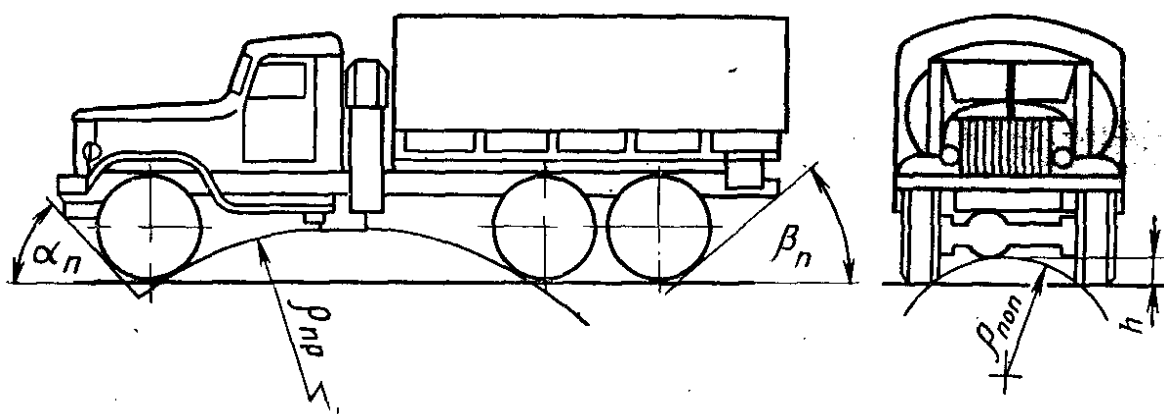


Рисунок 9.1 – Геометрические показатели проходимости автомобиля

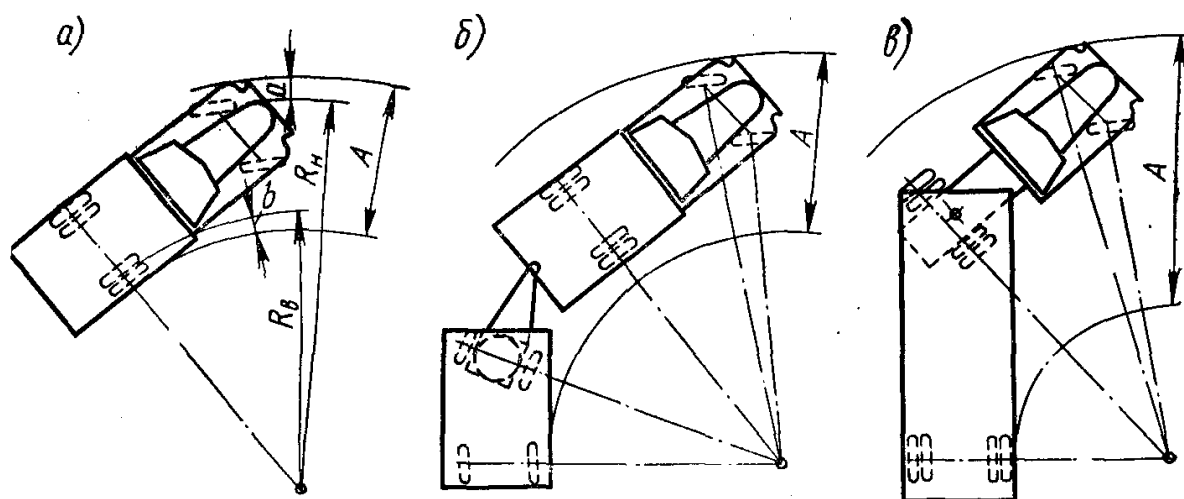


Рисунок 9.2 – Показатели манёвренности

К опорно-тяговым измерителям проходимости относятся: динамический фактор; динамический фактор по сцеплению; тип шин; удельное давление колёс; коэффициент сцепления колёс с дорогой; кинематическая схема трансмиссии; конструкция автомобиля.

9.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 9 требуется следующее материальное обеспечение:

- б) Автомобиль (желательно легковой);

- 2) Площадка с сухой горизонтальной твёрдой поверхностью (асфальт, бетон) в хорошем состоянии, длиной не менее 10 м;
- 3) Домкрат;
- 4) Линейка и угольник;
- 5) Манометр для измерения давления воздуха в шинах.

9.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 9 в аудитории 11-407, а также на площадке с сухой горизонтальной твёрдой поверхностью обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) Каждый студент должен выполнять те, и только те действия и работы, которые ему поручает преподаватель или учебный мастер.
- 2) Перед измерением геометрических параметров проходимости, а также пятна контакта колеса с опорной поверхностью двигатель автомобиля должен быть заглушен, а автомобиль надёжно зафиксирован стояночным тормозом. Внутри автомобиля никого не должно быть. Двери автомобиля должны быть закрыты.
- 3) При нанесении отметок на шину двигатель автомобиля должен быть заглушен, а автомобиль зафиксирован стояночным тормозом.
- 4) При пользовании домкратом необходимо выполнять требования безопасности.
- 5) При движении автомобиля запрещено нахождение людей перед автомобилем и позади него на всём участке движения. Запрещено нахождение людей на расстоянии ближе 2 метров сбоку от движущего автомобиля. Перед началом и после окончания движения автомобиля должен быть подан звуковой сигнал.

9.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 9 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

Методика и порядок выполнения работы

1) Установить автомобиль на ровной горизонтальной площадке с твёрдым покрытием. Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом. Проверить выполнение требований безопасности при измерении наружного диаметра колеса, а также геометрических параметров проходимости.

2) Выбрать колесо, для которого будут определяться величины пятна контакта. Шина должна быть чистой. Занести в таблицу измерений (таблица 9.1) обозначение и модель шины, тип рисунка протектора, степень износа протектора.

3) Измерить давление воздуха в шине. Давление в шине должно быть нормальным.

4) Измерить наружный диаметр колеса. Абсолютная погрешность измерений должна быть не хуже 3 мм.

5) Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом.

6) Установить домкрат под выбранное колесо автомобиля.

7) Вывесить колесо автомобиля.

8) Под колесо автомобиля подкладываем копировальную и белую бумагу и опускаем.

9) Вывесить колесо автомобиля. Замерить площадь полученного отпечатка на белой бумаге.

10) Опустить колесо. Уменьшить давление воздуха в шине на 0,05 МПа.

11) Повторить операции 7÷10 четыре раза для разных величин давлений в шине.

12) Переставить автомобиль на площадку с неплотным грунтом (песок). Повторить операции 5÷11 три-четыре раза. Отпечаток измерять по горизонтальной проекции на неплотном грунте.

9.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 9 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Таблицу параметров шин (таблица 9.1).
- 5) Краткий анализ результатов.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Технические и эксплуатационные характеристики автотранспортных средств» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4. Рекомендуется выполнять отчёт по лабораторной работе в электронном виде.

9.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) Расшифруйте обозначения шины.
- 2) Назовите основные геометрические измерители проходимости автомобиля.
- 3) Что такое дорожный просвет?
- 4) Назовите примерные величины передних и задних углов проходимости для автомобилей различных типов.
- 5) Дайте определение понятиям радиус продольной и поперечной проходимости.
- 6) Назовите основные показатели маневренности автомобиля.
- 7) Назовите основные опорно-тяговые измерители проходимости.
- 8) Как влияют на проходимость автомобиля динамический фактор и динамический фактор по сцеплению?
- 9) Как зависит величина пятна контакта от нормальной нагрузки на колесо и от давления воздуха в шине?

10) Как влияет на проходимость кинематическая схема трансмиссии автомобиля?

9.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

9.9.1 Основная литература

1. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2012. – 238 с.

2. Вахламов В.К. Конструкция, расчёт и эксплуатационные свойства автомобилей : учебн. пособие / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 560 с.

9.9.2. Дополнительная литература:

3. Фаробин Я.Е., Литвинов А.С. Автомобили. Теория эксплуатационных свойств. – М.: "Машиностроение", 1989 г.

9.9.3 Интернет-ресурсы

1. www.uchebniki-online.com – Учебники по устройству автомобилей.