

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

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к практическим работам
по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобилей»
для студентов направления
23.03.01 Технология транспортных процессов
(Направленность (профиль) «Транспортная логистика»)

Ставрополь, 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
Практическая работа 1. Классификация и система обозначений автомобильных транспортных средств	7
Практическая работа 2. Тягово-скоростные свойства автотранспортных средств. Параметры процесса переключения передач	16
Практическая работа 3. Двигатель, как рабочий механизм, взаимодействующий с опорной поверхностью. Радиусы колеса	30
Практическая работа 4. Силы сопротивления движению автомобиля. Оценочные показатели процесса разгона	37
Практическая работа 5. Ускорения автомобиля и ограничение тягово- скоростных свойств по сцеплению ведущих колёс	52
Практическая работа 6. Топливная экономичность автомобиля. Оценочные показатели топливной экономичности	66
Практическая работа 7. Тормозные свойства автомобиля. Оценочные показатели процесса экстренного торможения	81
Практическая работа 8. Управляемость и курсовая устойчивость. Оценочные показатели	95
Практическая работа 9. Проходимость автомобиля. Оценочные показатели проходимости автомобиля	113
Практическая работа 10. Механические, гидрообъёмные, электро- механические трансмиссии	119
Практическая работа 11. Устройство и работа сцепления автомобиля. Исследование рабочего процесса сцепления	126
Практическая работа 12. Устройство и работа механической коробки передач. Исследование рабочего процесса коробки передач	135
Практическая работа 13. Исследование рабочего процесса синхро- низатора	144

Практическая работа 14. Устройство и работа главной передачи автомобиля. Исследование рабочего процесса дифференциала	156
Практическая работа 15. Исследование рабочего процесса тормозного механизма.....	176
Самостоятельная работа 1. Устройство и работа рулевых механизмов и рулевых приводов.....	192
Самостоятельная работа 2. Исследование рабочего процесса рулевого механизма.....	202
Самостоятельная работа 3. Устройство и работа зависимых и независимых подвесок. Исследование рабочего процесса независимой подвески.....	212

Практическая 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.

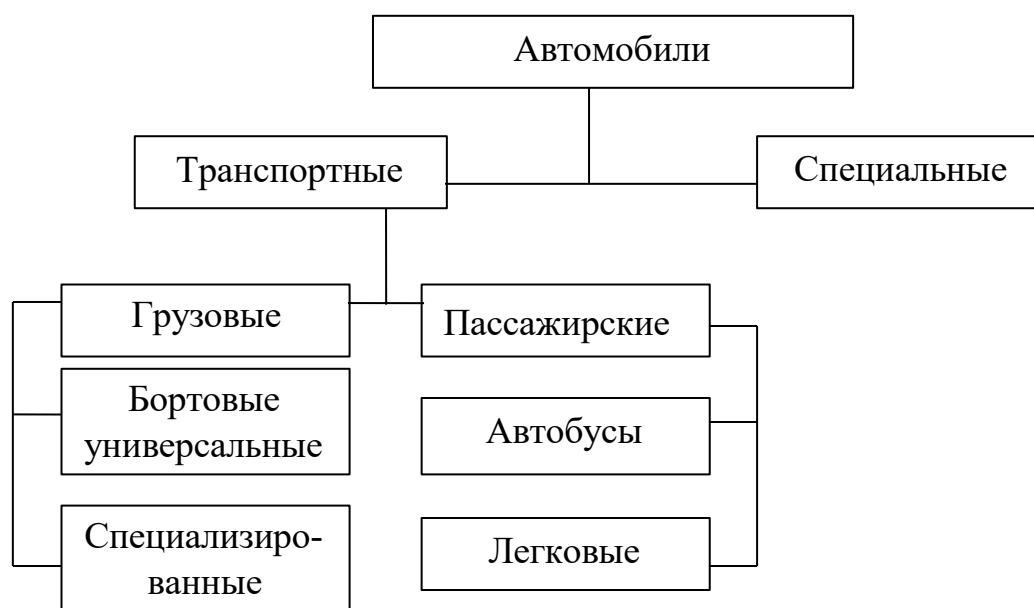


Рисунок 1.1 – Классификация автотранспортных средств

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, определенную 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
Самосвальные	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 том числе 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 1.3);
- 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.

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		

1.7 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 характеристик типов автотранспортных средств.
- 5) Выводы.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

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.

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.

Практическая 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.

2.3 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 и 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.

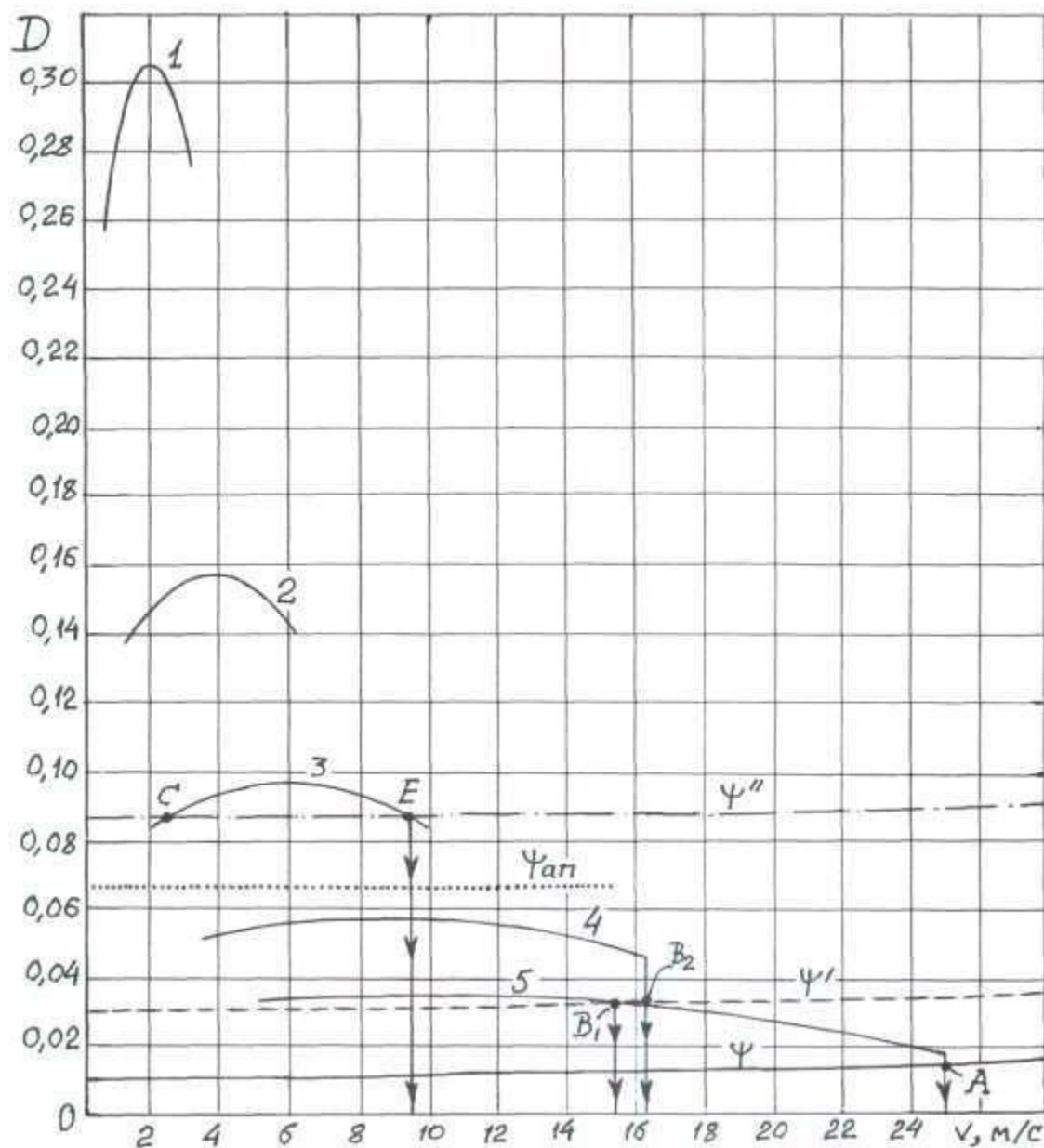


Рисунок 2.1 – Динамическая характеристика грузового автомобиля имеющего следующие характеристики:

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;

$$\sum J_k=150 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$u_{k1}, \dots, u_{k5}$ – передаточные числа коробки передач;

u_0 – передаточное число главной передачи.

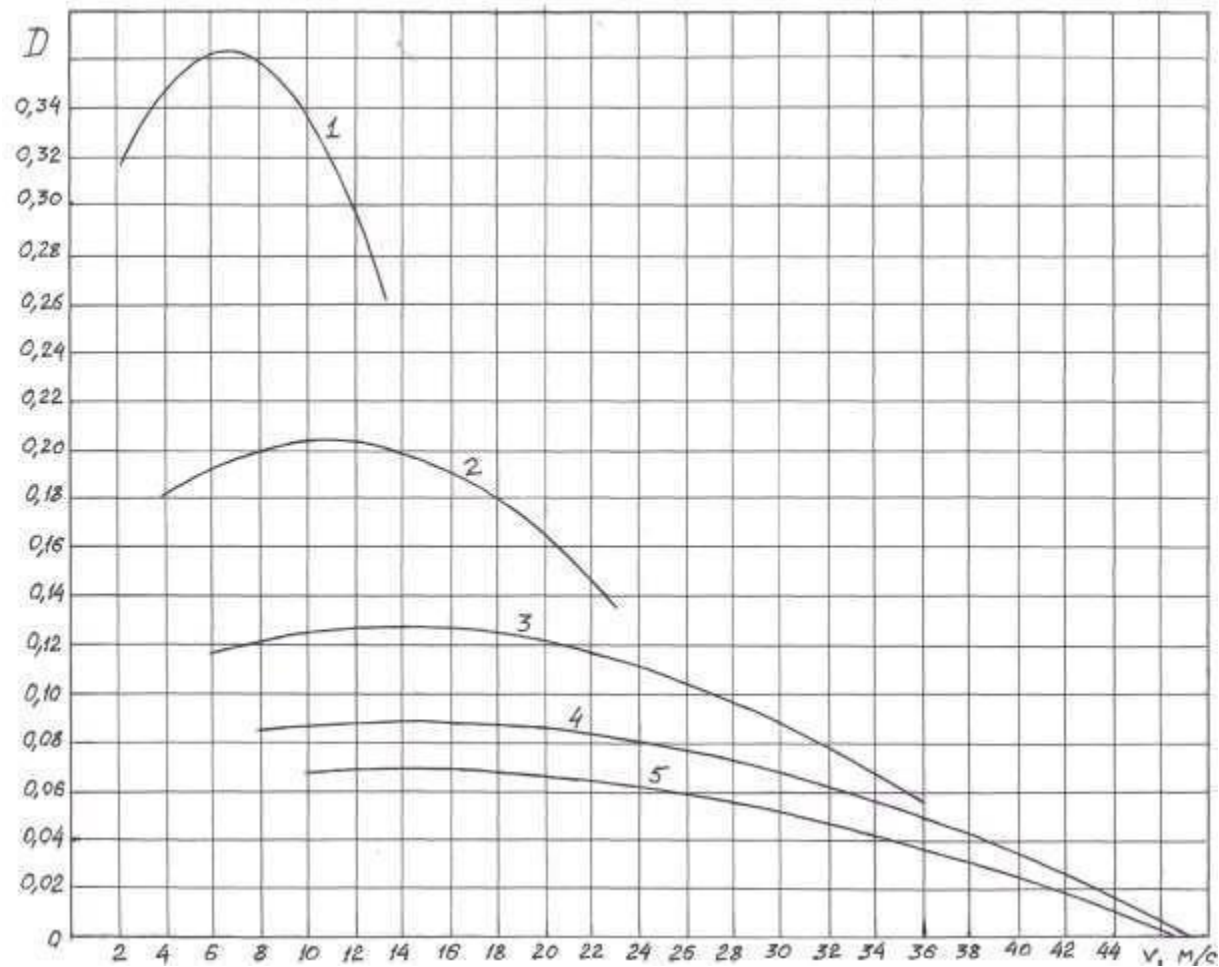


Рисунок 2.2 – Динамическая характеристика легкового автомобиля, имеющего следующие характеристики:
 колесная формула 4×2; $m = 1395$ кг; $N_{\text{ном}} = 52,8$ кВт (нетто) при 5600 об/мин.; $M_{e \text{ max}} = 102$ Н·м (нетто) при 3400 об/мин; $\eta_{\text{тр}} = 0,92$; $u_{\text{к1}} = 3,67$; $u_{\text{к2}} = 2,10$; $u_{\text{к3}} = 1,36$; $u_{\text{к4}} = 1,00$; $u_{\text{к5}} = 0,82$; $u_0 = 3,90$; $r_c = 0,27$ м;
 $J_d = 0,13$ кг·м²; $\sum J_k = 2,5$ кг·м².

Левая часть уравнения (2.4) у нас уже есть – это графики $D(v)$ 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 точнее, дополнив динамические характеристики регуляторными ветвями. Максимальная скорость получилась бы больше, но не более, чем на 5...7% (то есть не 90 км/ч, а 95 км/ч). Однако лучше определять $v_{\max}$ так, как мы определили её раньше – просто получим небольшой запас по максимальной скорости.

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

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

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 четвёртую 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 четвёртой передаче. Из этого примера видно, что у полностью загруженного автомобиля даже на небольшом подъёме (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)

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

но теперь $P_D = m_a g \psi \quad (2.6)$

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 $\psi''(v)$.

Максимальная скорость находится как решение уравнения $D(v) = \psi''(v)$, то есть на динамическую характеристику надо нанести линию $\psi''(v)$ вместо $\psi(v)$.

Пусть масса того же грузового автомобиля $m_a = 7850$ кг и $f_0 = 0,02$; $k_v = 0,0005$ с²/м²; $i = 0,15$. 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 расчёт 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 м/с $\approx$ 35 км/ч и достигается 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):

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

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

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

Четвёртое 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 формуле (2.8) значения $i_{\max} = 0,538$. 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 прицепным автопоездам, 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.

Задаёмся: $f_0 = 0,012$, то есть дорожное покрытие в удовлетворительном состоянии и $k_v = 0,0005 \text{ с}^2 / \text{м}^2$. Фактор обтекаемости автопоезда принимаем равным $W_{\text{ап}} = 1,25 W_{\text{в}}$ (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

$$P_T - P_B = m_{\text{ап}} g \psi + (W_{\text{ап}} - W_B) v^2, \quad (2.11)$$

(где $P_B = W_B v^2$). Учитывая определение динамического фактора (2.1):

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

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

Из уравнения (2.12) находим массу автопоезда:

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

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 $W_{\text{ап}} = 1,2 W_B$ имеем

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

Подставив в формулу (2.13) заданные значения $m = 15500 \text{ кг}$ и $v \approx 20,83 \text{ м/с}$, а также найденные значения $D = 0,0260$ и $W_{\text{ап}} - W_B = 1,025 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$, 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 величине f и $W_{\text{ап}}$: при уменьшении f при 75 км/ч до $0,012$ мы получили бы $m_{\text{пр}} = 14305 \text{ кг}$; а при $W_{\text{ап}} = W_B$ и $f = 0,0146$ мы получили бы $m_{\text{пр}} = 12103 \text{ кг}$.

Теперь найдём максимальную скорость этого автопоезда (с прицепом массой 8998 кг .) на подъёме с уклоном 3% при ранее заданном состоянии дорожного покрытия.

Заранее предполагая 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) проектор и ноутбук.

2.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 2 в аудиториях 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.

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 действующих макетов механических коробок передач;
- 4) выполнить отчёт по лабораторной работе.

Условия задач.

Задача 1. Найти максимальную скорость движения автомобиля при заданных загрузке 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 $f = f_0(1 + 0,0004v^2)$.

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 загрузке автомобиля значение.

Таблица 2.2 – Исходные 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 3. Для заданного автомобиля (динамические характеристики и параметры – на рисунках 2.1 и 2.2) определить максимальный

преодолеваемый подъём, 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 подъём 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 «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

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.

Практическая 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).

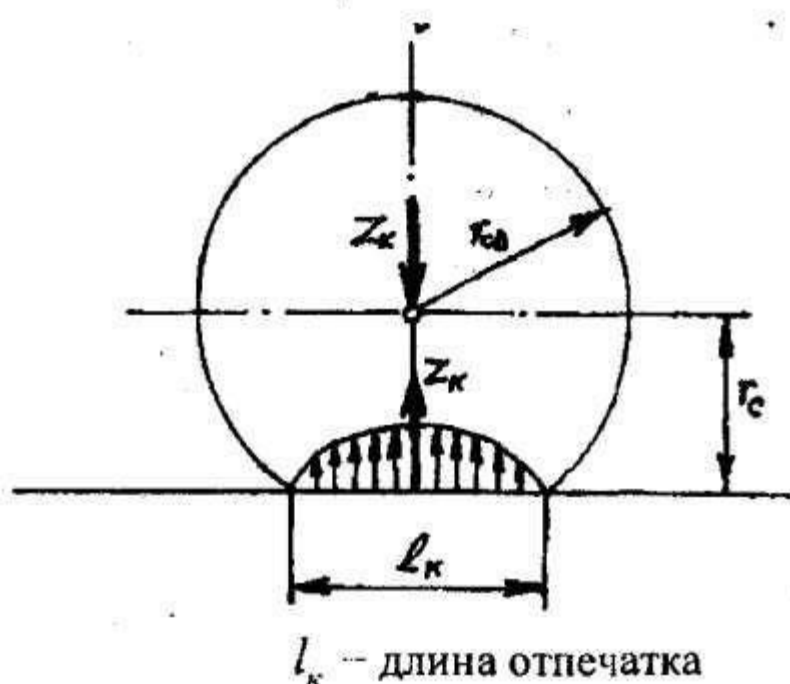


Рисунок 3.1 – Воздействие на неподвижное колесо нормальной нагрузки

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) При нанесении меловой отметки на шину двигатель автомобиля должен быть заглушен, а автомобиль зафиксирован стояночным тормозом.

4) Вождение автомобиля осуществляется только учебным мастером.

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 движущегося автомобиля. Перед началом и после окончания движения автомобиля должен быть подан звуковой сигнал.

6) 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:

1) Изучить теоретические положения (пункт 3.3).

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

3) 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.

4) Измерить давление воздуха в шине.

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

6) 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.

7) Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом. Нанести на протектор шины того же колеса, для которого измерялись наружный диаметр и статический радиус, поперечную меловую отметку.

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

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

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

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

12) Вычислить нагрузку на колесо.

13) Вычислить оценку качения по формуле (3.2), приняв динамический радиус равным статическому радиусу:

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

14) 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 «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

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.

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.

Практическая 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.

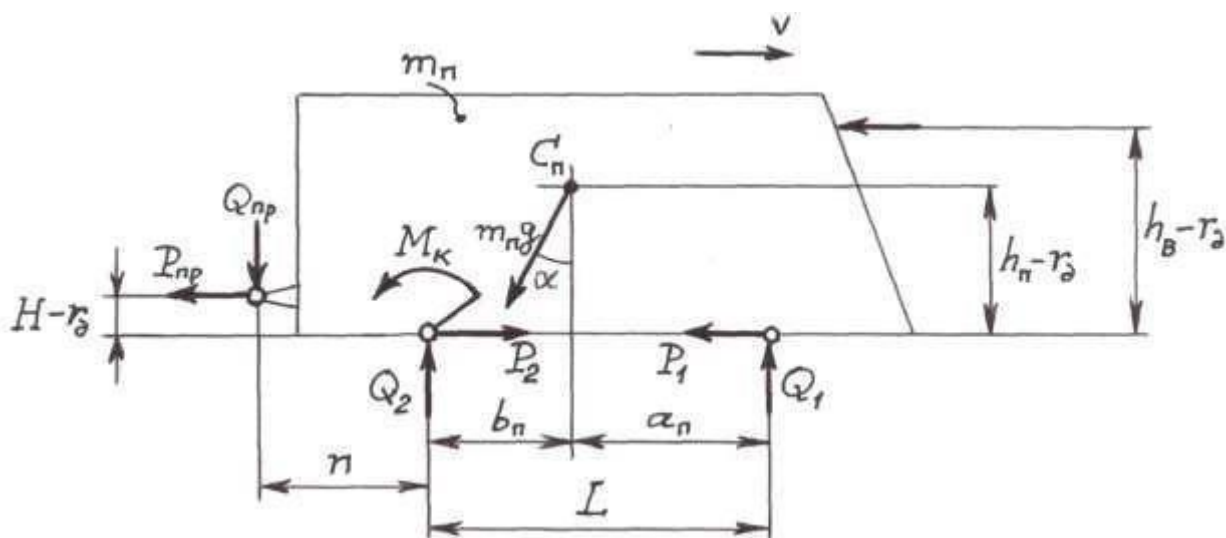
4.3 Теоретическая часть

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.

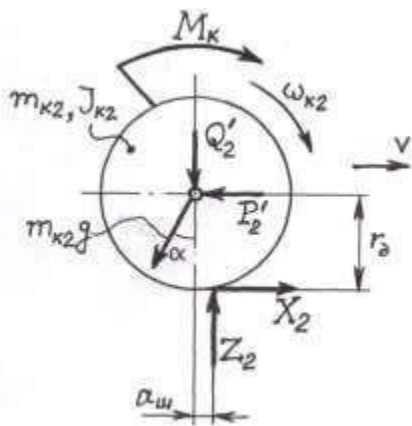
Уравнение движения кузова автомобиля (рисунок 4.1, а) вдоль опорной поверхности имеет вид

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

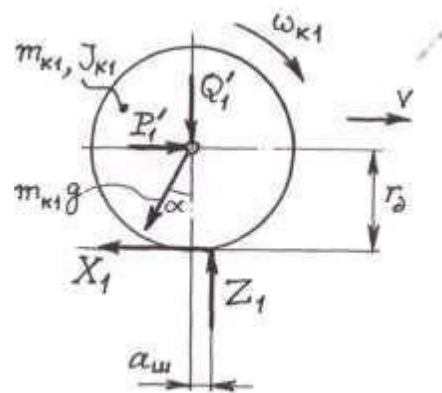
где m_{Π} – масса кузова (подресорная масса); j – линейное ускорение автомобиля; P_1 , P_2 – продольные реакции мостов на кузов; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; α – угол продольного уклона дороги (продольный уклон – это $i = \tan \alpha$); P_B – сила сопротивления воздуха.



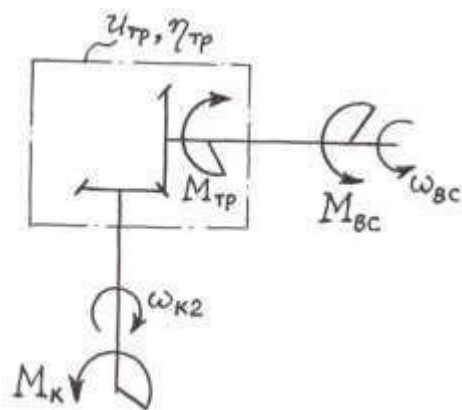
а) кузов



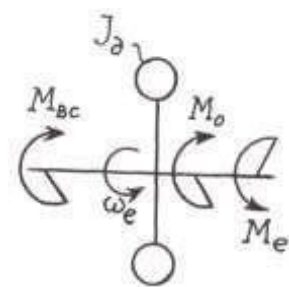
б) ведущие колеса



в) ведомые колеса



з) трансмиссия



д) двигатель

$M_{тр}$ — момент трения в трансмиссии, $M_{тр} = (1 - \eta_{тр}) M_{вс}$

Рисунок 4.1 – Расчётная схема автомобиля при прямолинейном движении

В проекциях на нормаль к опорной поверхности имеем

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

где Q_1, Q_2 — нормальные реакции мостов на кузов.

Уравнение моментов относительно центра подрессоренной массы $C_{п}$ имеет вид

$$Q_1 a_{п} - P_1 (h_{п} - r_{д}) + P_{в} (h_{в} - r_{д}) + M_{к} - Q_2 b_{п} + P_2 (h_{п} - r_{д}) = 0, \quad (4.3)$$

где $a_{п}, b_{п}$ — продольные расстояния от центра подрессоренной массы до передней и задней осей автомобиля;

$h_{п}, h_{в}$ — расстояние по нормали от опорной поверхности соответственно до $C_{п}$ и до точки, в которой к кузову приложена равнодействующая $P_{в}$ 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

$$m_{k2}j = X_2 - P_2' - m_{k2}g \sin \alpha, \quad (4.4)$$

$$m_{k2}g \cos \alpha + Q_2' = Z_2, \quad (4.5)$$

$$J_{k2}\dot{\omega}_{k2} = M_{k2} - X_2 r_d - Z_2 a_{ш}, \quad (4.6)$$

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; $a_{ш}$ – смещение точки приложения нормальной реакции.

Для реакций P_2', Q_2' можем записать

$$(m_{нп2} - m_{k2})j = P_2' - P_2, \quad (4.7)$$

$$(m_{нп2} - m_{k2})g \cos \alpha = Q_2' - Q_2, \quad (4.8)$$

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

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

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

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

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

$$m_{k1}j = -X_1 + P_1' - m_{k1}g \sin \alpha, \quad (4.11)$$

$$m_{k1}g \cos \alpha + Q_1' = Z_1, \quad (4.12)$$

$$J_{k1}\dot{\omega}_{k1} = X_1 r_d - Z_1 a_{ш}, \quad (4.13)$$

где m_{k1} – суммарная масса ведомых 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_{k1} – суммарный момент инерции передних колёс; ω_{k1} – 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 передней 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

$$J_{\text{д}} \dot{\omega}_{\text{е}} = M_{\text{е}} - M_{\text{о}} - M_{\text{вс}}, \quad (4.19)$$

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; $M_{\text{е}}$ – эффективный крутящий момент двигателя; $M_{\text{о}}$ – момент, затрачиваемый на привод вспомогательного оборудования, то есть того оборудования, которого нет на двигателе при его испытаниях на стенде. Будем считать

$$M_{\text{о}} = (1 - k_{\text{р}}) M_{\text{е}}, \quad (4.20)$$

где $k_{\text{р}}$ – коэффициент учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования, $k_{\text{р}} \approx 0,85 \dots 1$.

Если сцепление не буксует, то

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

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

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

Вместо смещения $a_{ш}$ используют безразмерную величину

$$f = \frac{a_{ш}}{r_d}, \quad (4.23)$$

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 незначительна. Таким образом

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

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 $m = m_{п} + m_{нп1} + m_{нп2}$ – 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 (4.23), получаем (при замкнутом сцеплении).

$$\begin{aligned} J_{к1} \frac{j}{r_k} &= X_1 r_d - Z_1 f r_d, \\ J_{к2} \frac{j}{r_k} &= M_{bc} u_{тр} \eta_{тр} - X_2 r_d - Z_2 f r_d, \\ J_{кe} \frac{j}{r_k} u_{тр} &= M_{kp} - M_{bc}. \end{aligned}$$

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

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

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

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

В теории автомобилей для членов этого уравнения используют специальные названия.

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

$$\delta_B = 1 + \frac{\sum_k J_k + J_d \eta_{тр}^2}{mr_k r_d} \quad (4.30)$$

Левая часть уравнения (4.29) называется силой сопротивления разгону:

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

Величина

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

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 $\eta_{тр}$ 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, $k_v = 0 \dots 0,0006 \text{ с}^2/\text{м}^2$.

$$P_{\text{в}} = c_{\text{х}} S_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \frac{v^2}{2}, \quad (4.40)$$

где $c_{\text{х}}$ – коэффициент лобового сопротивления; $S_{\text{в}}$ – лобовая площадь; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, $\rho_{\text{в}} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$. Величина

$$W_{\text{в}} = c_{\text{х}} S_{\text{в}} \rho_{\text{в}} / 2 \quad (4.41)$$

называется фактором обтекаемости автомобиля. Таким образом

$$P_{\text{в}} = W_{\text{в}} v^2. \quad (4.42)$$

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

$$\delta_{\text{в}} m j = P_{\text{т}} - P_{\text{д}} - P_{\text{в}}. \quad (4.43)$$

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

$$Z_1 = \frac{mgb}{L} \cos \alpha - (mj + P_{\text{п}}) \frac{h}{L} - P_{\text{в}} \frac{h_{\text{в}}}{L} - P_{\text{к}} \frac{r_{\text{д}}}{L} - \frac{\sum J_{\text{к}}}{r_{\text{к}} L} j, \quad (4.44)$$

$$Z_2 = \frac{mga}{L} \cos \alpha + (mj + P_{\text{п}}) \frac{h}{L} + P_{\text{в}} \frac{h_{\text{в}}}{L} + P_{\text{к}} \frac{r_{\text{д}}}{L} + \frac{\sum J_{\text{к}}}{r_{\text{к}} L} j, \quad (4.45)$$

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 $v=20$ м/с; $j=1,0$ м/с²; $f=0,012$; $i=0,03$.
 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:

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

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

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

Находим модуль силы инерции поступательно движущейся массы:

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

Колёсная база автомобиля

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

Нормальные реакции дороги на мосты автомобиля в статике

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

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

Найдём по отдельности следующие величины:

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

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

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.

Коэффициент учёта вращающихся масс

$$\begin{aligned} \delta_B &= 1 + \frac{J_K + J_{K2} + J_d \eta_{тр} u^2}{m r_K r_d} = \\ &= 1 + \frac{2,44 + 2,52 + 0,32 \cdot 0,93 \cdot 5,95^2}{1750 \cdot 0,30 \cdot 0,30} = 1,098. \end{aligned}$$

Сила сопротивления разгону

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

Сила тяги

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

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

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

Угловая скорость вала двигателя

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

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

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

Момент, подводимый к ведущим колёсам,

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

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»;

- 2) агрегаты трансмиссии автомобиля;
- 3) 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 4.3);
- 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 (передаточные) раздаточной 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 передач и в раздаточной коробке включены передачи, указанные в таблице 4.1? Ответ выразить в м/с и в км/ч.

Таблица 4.1 – Исходные данные к задачам 1 и 2

Вариант	Частота вращения	Передача в коробке	Ступень в раздаточной
---------	------------------	--------------------	-----------------------

	вала двигателя, об/мин.		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 колёс, 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 (4.39) 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 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 (4.39)

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 номинальная мощность двигателя равна 270 кВт?

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.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, на листах формата А4.

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 расчётные схемы (аналогичные рисунку 4.1) для:
 - а) переднеприводного автомобиля;
 - б) полноприводного автомобиля.
- 3) Подходит ли расчётная схема, показанная на рисунке 4.1, для автомобиля колёсных 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?
- 10) Какие силы действуют на автомобиль при движении в тяговом режиме?

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.

Практическая 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 расчётах используется характеристика, соответствующая установившимся 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 ещё ограничение по сцеплению ведущих колёс 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 берётся 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

$$\delta_B(m_a) = 1 + \frac{\sum J_k + J_{\text{д}} \eta_{\text{тр}} u^2}{m_a r_k r_d}, \quad (5.4)$$

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 ограничения для ускорения по сцеплению ведущих колёс, рассмотрим условия, при которых ведущие колёса начнут буксовать.

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

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

Найдем зависимость γ_2 от ускорения j при следующих допущениях:

1) пренебрежём 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 колёс не будет, если правая часть (5.7) не превосходит φ_x :

$$\frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{j}{g} \frac{h}{L} \leq \varphi_x. \quad (5.8)$$

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. Коэффициент сцепной массы – это часть массы автомобиля, приходящаяся на ведущие колёса в статике, когда автомобиль стоит на горизонтальной площадке.

Для переднеприводного автомобиля

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

Для полноприводного автомобиля

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

Необходимое и достаточное условие отсутствия интенсивного буксования ведущих колёс имеет вид

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

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

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

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

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

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

где коэффициент учёта 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), причём 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:

$$u_{\text{тр}} = u_{\text{к1}} u_0 = 3,67 \cdot 3,90 = 14,31.$$

При буксующем сцеплении коэффициент учёта вращающихся масс равен

$$\delta_{\text{вн}} = 1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_{\text{д}} r_{\text{с}}^2} = 1 + \frac{2,5}{1020 \cdot 0,27^2} = 1,033,$$

а максимальное ускорение автомобиля равно

$$j_{\text{тmax}} = \delta_{\text{вн}} \cdot g \cdot \left(\frac{M_{\text{вс}} \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}} - \psi}{m_{\text{д}} r_{\text{с}}^2} \right) =$$

$$= 1,033 \cdot \left(\frac{1020 \cdot 9,81 \cdot 0,27^2 \cdot 14,31 - 0,012}{1020 \cdot 0,27^2} \right) = 7,438 \text{ м/с}^2 \approx 7,44 \text{ м/с}^2.$$

При замкнутом сцеплении коэффициент учёта вращающихся масс

$$\delta_{\text{вн}} = 1 + \frac{\sum J_{\text{к}} + J_{\text{т}} \eta_{\text{т}} u_{\text{т}}^2}{m_{\text{д}} r_{\text{с}}^2} = 1 + \frac{2,5 + 0,13 \cdot 0,92 \cdot 14,31^2}{1020 \cdot 0,27^2} = 1,363.$$

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

Максимальное ускорение на первой передаче при замкнутом сцеплении

$$j_{1\text{max}} = \delta_{\text{вн}} \cdot g \cdot \left(\frac{m_{\text{д}} D_{1\text{max}} - \psi}{m_{\text{а}} r_{\text{с}}^2} \right) =$$

$$= 1,363 \cdot \left(\frac{1020 \cdot 0,363 - 0,012}{1020 \cdot 0,27^2} \right) = 3,487 \text{ м/с}^2 \approx 3,49 \text{ м/с}^2.$$

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

$$k_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{а2}}}{m_{\text{а}}} = \frac{460}{1020} = 0,4510 \approx 0,451.$$

Максимальное по сцеплению ведущих колёс ускорение

$$j_{\text{max сц}} = g \cdot \left[\frac{(\varphi_{\text{x}} + f) k_{\text{сц}} - f \cos \alpha - \sin \alpha}{1 - (\varphi_{\text{x}} + f) \frac{h}{L}} \right] =$$

$$= 9,81 \cdot \left[\frac{(0,81 + 0,0182) \cdot 0,4510 - 0,204 \cdot 0,12 \cos 0 - \sin 0}{1 - (0,81 + 0,0182) \cdot \frac{0,4510}{0,204}} \right] =$$

$$= 4,316 \text{ м/с}^2 = 4,32 \text{ м/с}^2.$$

В начале трогания автомобиля при буксующем сцеплении возникает интенсивная пробуксовка ведущих колёс (так как $j_{\text{тmax}} > j_{\text{max сц}}$) и ускорение автомобиля определяется сцеплением ведущих колёс с дорогой.

После замыкания сцепления разгон на первой передаче продолжается без интенсивного буксования ведущих колёс (так как $j_{1 \max} > j_{\max \text{ сц}}$).

Условие возможности движения по сцеплению ведущих колёс имеет вид

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

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

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

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 (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

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

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

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

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 $L = 3,85\text{м}$; высота центра масс $h = 1,21\text{м}$; тягово-сцепное устройство на высоте $H = 0,85\text{м}$.

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

$$\begin{cases} D_{1\text{max}} > \frac{m}{m_{\text{ап}}} \psi, \\ D_{\text{сц}} > \psi. \end{cases} \quad (5.26)$$

(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

$$\begin{aligned} D_{\text{сц}} &= \frac{k_{\text{сц.ап}} \varphi_x}{\frac{m}{m_{\text{ап}}} \left(\frac{1 - \varphi_x}{L} \right) + \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{ап}}} \left(\frac{H}{L} \right)} = \\ &= \frac{15500}{27500} \frac{0,4002 \cdot 0,4}{\left(\frac{1 - 0,4}{1,385} \right) + \frac{12000}{27500} \left(\frac{0,85}{1,385} \right)} = \\ &= 0,1797 \approx 0,180. \end{aligned}$$

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 (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 двигателя расходуется на раскрутку маховика и связанных с ним деталей двигателя, если частота вращения двигателя соответствует:

- а) максимальному крутящему моменту,
- б) режиму номинальной мощности?

Для КамАЗ-5320 можно принять $J_d \approx 2,11$ кг·м²; $\sum J_k \approx 122$ кг·м².

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? $\sum J_k \approx 2,5$ кг·м²; $\beta = 1,2 \dots 1,7$.

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.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, на листах формата А4.

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:
 - а) с заднеприводным автомобилем;
 - б) с переднеприводным автомобилем?
- 3) Найдите значения коэффициентов сцепной массы полностью загруженного и порожнего автомобиля (автопоезда): ВАЗ-2106; ВАЗ-2109; УАЗ-31512; Урал-43202-01 с прицепом ГKB-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.

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

5.9.2. Дополнительная литература:

3. 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.

Практическая 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.

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 ВСХ). Если в расчётах используется $N_{\text{нагр}}$, вычисленная через силы сопротивления движению, а $N_{e\text{BCX}}$ 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

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

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 недопустимо. 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_b 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

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

и формулу (6.1) можно переписать в виде

$$Q_s = \frac{g_e N_{\text{нагр}} \cdot 10^3}{\frac{360}{\tau} - k \frac{v}{r}}, \text{ л/100км} \quad (6.11)$$

(в (6.11) g_e – в г/(кВт·ч), $N_{\text{нагр}}$ – в кВт, $\rho_{\text{т}}$ – 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

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

где $N_{\text{еВсх}}$ – 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: $m = 5260 \text{ кг}$; $\eta_{\text{мех}} = 0,89$; $P_0 = 75 \text{ Н}$;

$k_{\text{хп}} = 2,9 \text{ Н·с/м}$; $u_{\text{тр}} = 6,52$; $r_{\text{к}} \approx r_{\text{д}} \approx r_{\text{с}} = 0,463 \text{ м}$; $W_{\text{в}} = 2,78 \text{ Н·с}^2/\text{м}$.

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

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

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

$$P_{\text{в}} = W_{\text{в}} v^2 = 2,78 \cdot 16,76^2 = 772,5 \text{ Н};$$

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

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

Мощность нагрузки двигателя

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

Частота вращения вала двигателя

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

Мощность по внешней скоростной характеристике при $\eta_e = 2242$ об/мин

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

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 эмпирическую формулу

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

где a_1, a_2 – эмпирические коэффициенты, которые подбираются для каждого автомобиля по результатам экспериментов; $V_{\text{ст}}$ – рабочий объём двигателя; x – безразмерная частота вращения вала двигателя.

Для бензиновых двигателей значения a_1, a_2 обычно лежат в пределах:

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

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

При таких размерностях a_1, a_2 в формулу (6.15) надо подставлять $P_d, P_v, P_{\text{хп}}$ – в Ньютонах, ρ_T – в кг/м^3 , $V_{\text{ст}}$ – в литрах, r_k – в метрах. Тогда Q_s получится в л/100 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 вычисляемое по формуле

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

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

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

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:

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

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

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

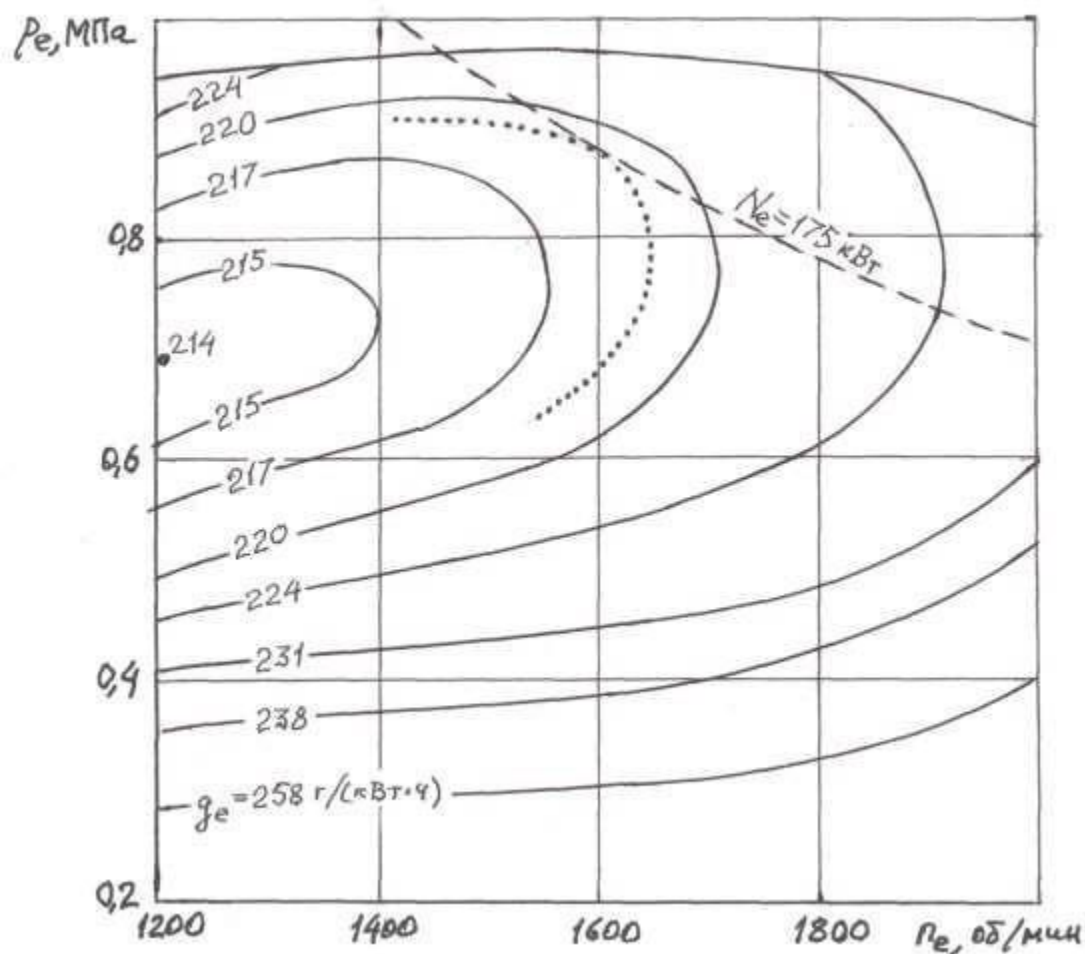


Рисунок 6.1 – Многопараметровая характеристика четырехтактного дизеля рабочим объемом 14,86 л

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 $n_e = n_{\text{опт}}$ (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

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

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.

Найти путевые расходы топлива при $n_e = 2700$ об/мин и заданных значениях массы и передаточного числа трансмиссии (таблица 6.2) при обоих значениях пробега. 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

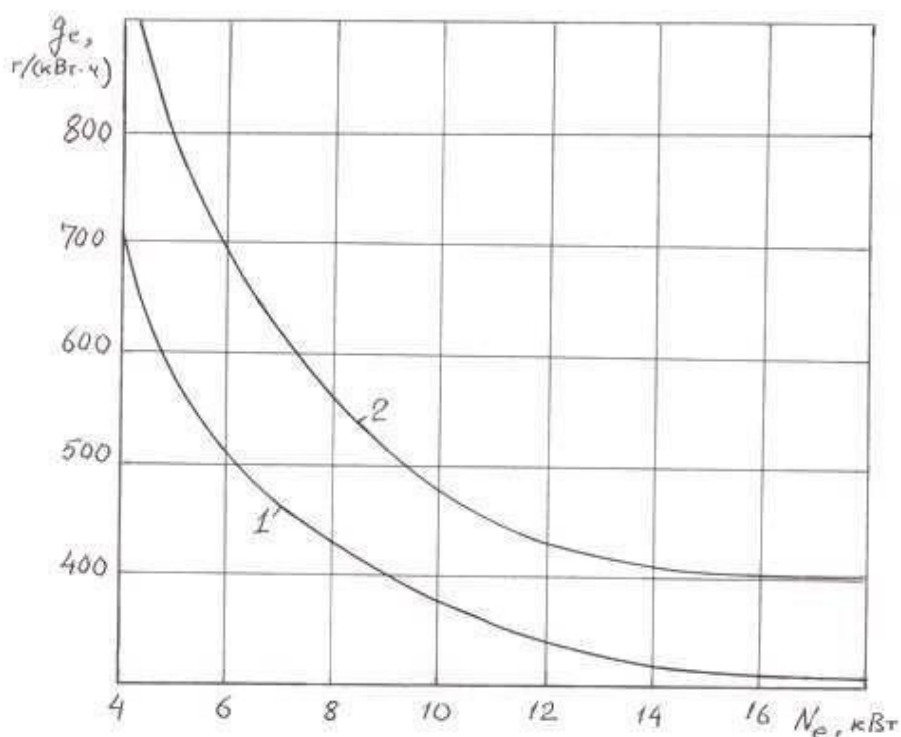


Рисунок 6.2 –Фрагмент нагрузочных характеристик двигателя при пробеге 27 тыс. км (кривая 1) и пробеге 136 тыс. км (кривая 2) (к задаче 1).

Задача 2. Параметры легкового автомобиля первоначально имели следующие значения. Полная масса $m = 1850$ кг распределена по мостам равномерно. Габаритная высота при полной массе $H_r = 1410$ мм, габаритная ширина $B_r = 1791$ мм. Коэффициент лобового сопротивления $c_x = 0,41$. Двигатель бензиновый рабочим объёмом $V_{st} = 2,3$ литра; частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности $n_{ном} = 5500$ об/мин. Передаточное число высшей передачи в коробке $u_{кв} = 1,00$. Передаточное число главной передачи $u_0 = 3,90$. Нагрузочный КПД трансмиссии $\eta_{мех} = 0,92$. Постоянная составляющая силы трения в трансмиссии, $k_{хп} = 1,6$ Н·с/м. Шины серии "80"; давление воздуха в шинах всех колёс $p_{ш} = 0,2$ МПа; радиус качения колеса $r_k = 0,31$ м. Схождение и развал колёс равны нулю (зависимости для коэффициента сопротивления качению показаны на рисунках 6.3 и 6.4).

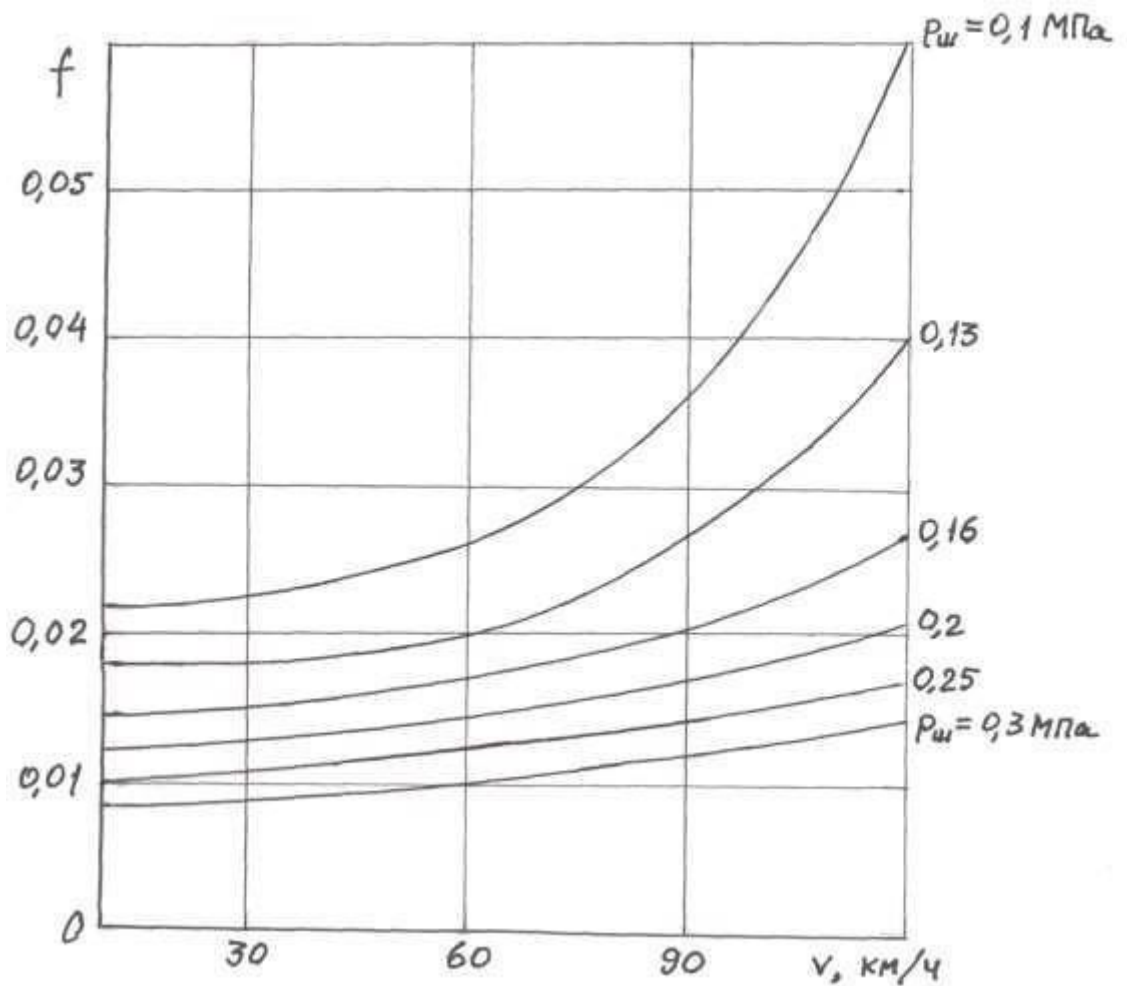


Рисунок 6.3 – Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости и давления в шинах для шин серии "80" (к задаче 2).

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

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

- 4) открытые окна, что привело к увеличению коэффициента лобового сопротивления на 15%;

- 5) установка двигателя рабочим объёмом 1840 см^3 ;
- 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;

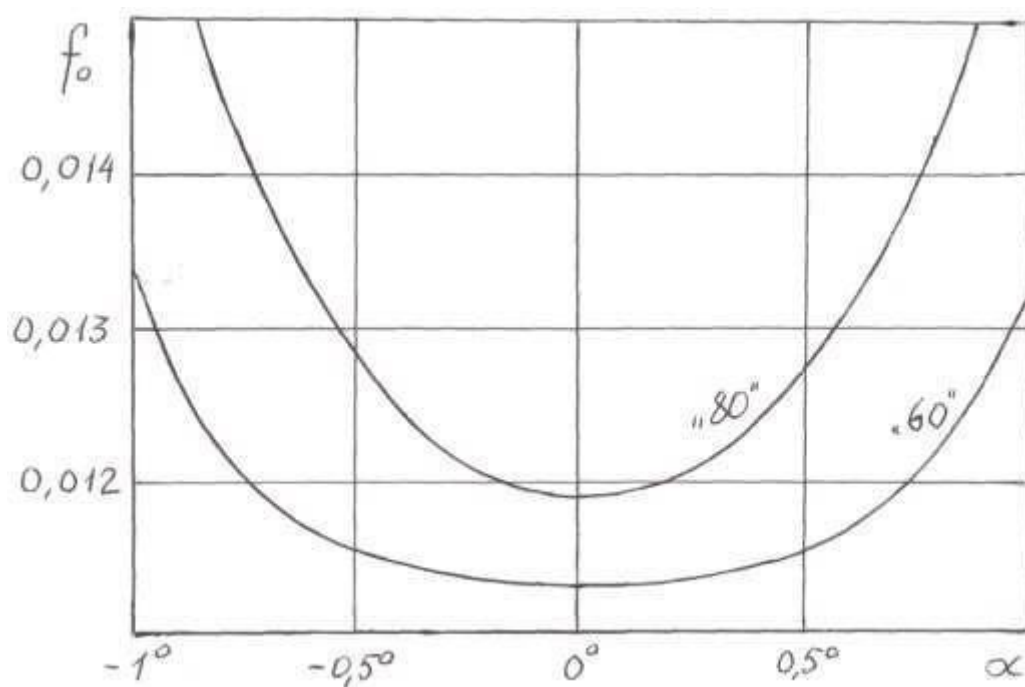


Рисунок 6.4 – Зависимость коэффициента сопротивления качению при малой скорости для шин серии "80" и "60" при $p_{\text{ш}} = 0,2 \text{ МПа}$

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 $H \cdot c^2 / M^2$;	r_k , м	$\eta_{тр}$	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.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, на листах формата А4.

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 ДВС?

6) Почему у дизелей g_e меньше, чем у бензиновых двигателей?

7) Почему при разгоне путевого расход топлива больше, чем при установившемся движении?

8) Почему у легковых автомобилей с гидромеханической передачей расход 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.

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

6.9.2. Дополнительная литература:

3. 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.

Практическая работа 7

ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ. 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 колёс не учитывают.

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

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 отсчёта S_{xyz} (C – центр масс автомобиля).

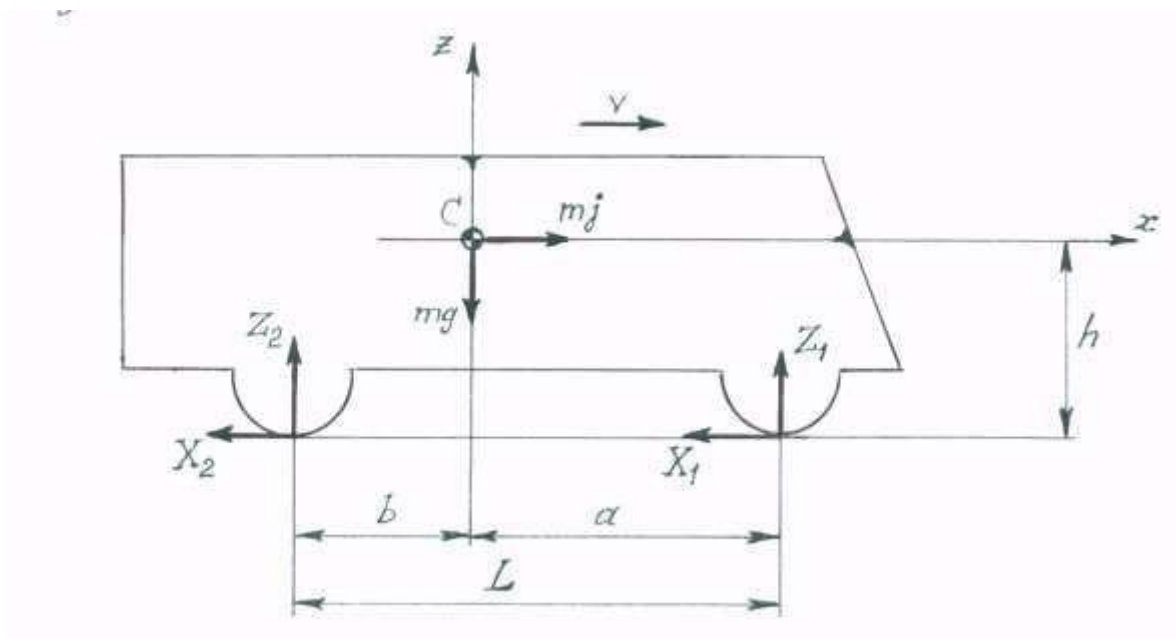


Рисунок 7.1 – Расчётная схема автомобиля при торможении

Приведём 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 (для двухосного автомобиля)

$$\gamma_{\text{т}} = \frac{P_{\text{тор}1} + P_{\text{тор}2}}{mg} \quad (7.4)$$

Установившееся торможение составляет только часть процесса торможения (рисунок 7.2).

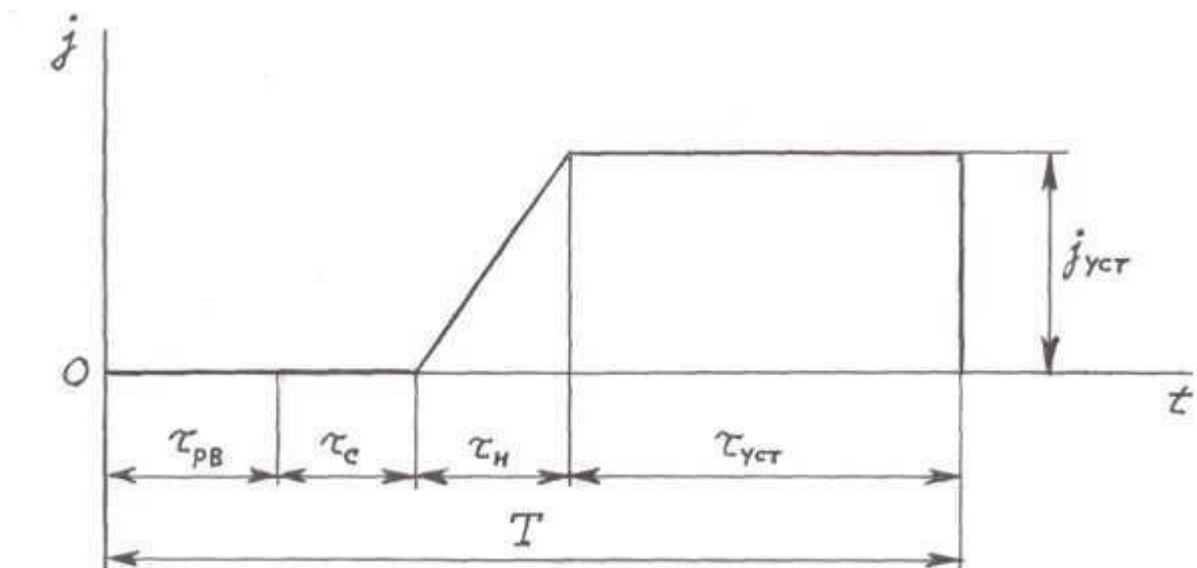


Рисунок 7.2 – Тормозная диаграмма при торможении до остановки

$\tau_{\text{рв}}$ – время реакции водителя (при расчётах обычно принимают $\tau_{\text{рв}} = 0,8$ 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.

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 легкового автомобиля включает:

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

Рабочая тормозная система предназначена для замедления скорости автомобиля до 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 легковых автомобилях (ВАЗ-2110) применяют рабочую тормозную систему (РТС) 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.

Рабочая тормозная система 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 запасной тормозной системы (ЗТС) выполняет исправный контур РТС. Стояночная тормозная система (СТС) 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» (автомобилей ВАЗ).

На рисунке 7.4 представлена схема вакуумного усилителя привода тормозов.

На рисунке 7.5 представлена схема главного цилиндра с бачком привода тормозов.



Рисунок 7.3 – Лабораторный стенд «Гидравлическая тормозная система автомобиля»

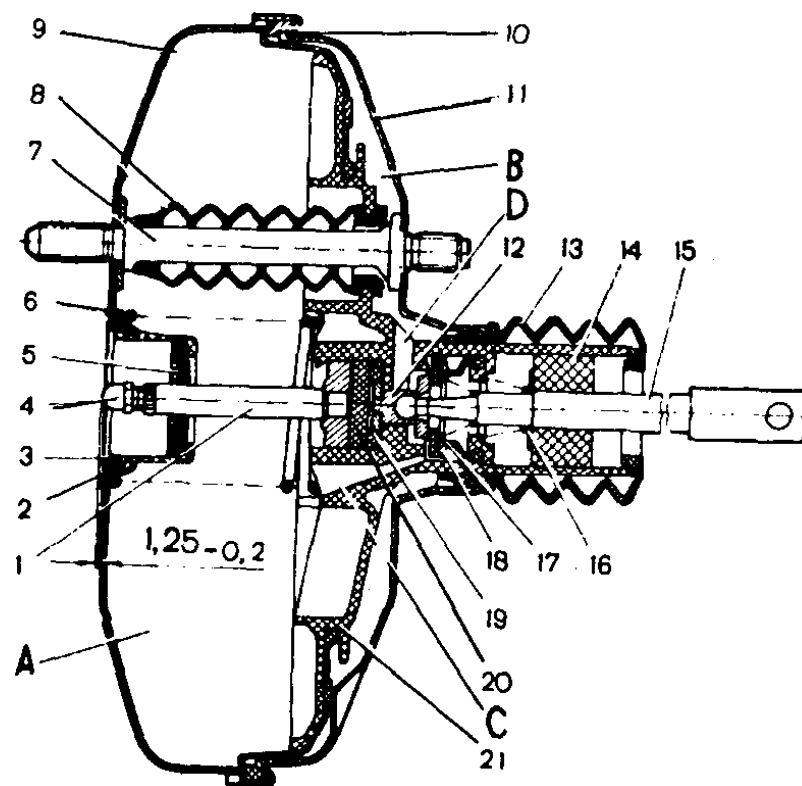


Рисунок 7.4 – Вакуумный усилитель привода тормозов

Условные обозначения на рисунке 7.4: 1 – шток; 2 – уплотнительное кольцо фланца главного цилиндра; 3 – чашка корпуса усилителя; 4 – регулировочный болт; 5 – уплотнитель штока; 6 – возвратная пружина; 7 – шпилька усилителя; 8 – уплотнительный чехол; 9 – корпус усилителя; 10 – диафрагма; 11 – крышка корпуса усилителя; 12 – поршень; 13 – защитный чехол корпуса клапана; 14 – воздушный фильтр; 15 – толкатель; 16 – возвратная пружина толкателя; 17 – пружина клапана; 18 – клапан; 19 – втулка корпуса клапана; 20 – буфер штока; 21 – корпус клапана; А – вакуумная камера; В – атмосферная камера; С, D – канал.

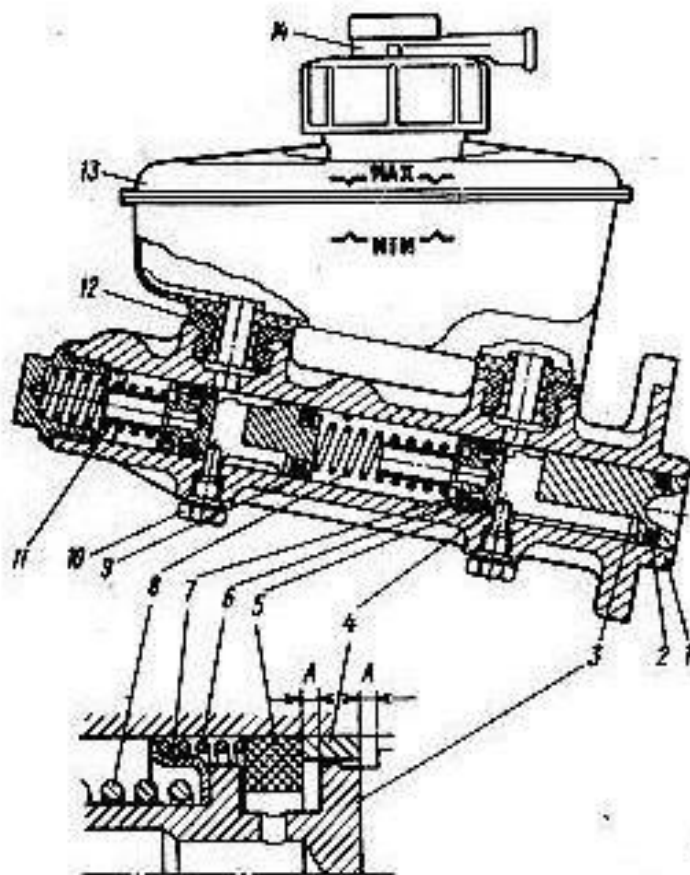


Рисунок 7.5 – Главный цилиндр с бачком привода тормозов

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

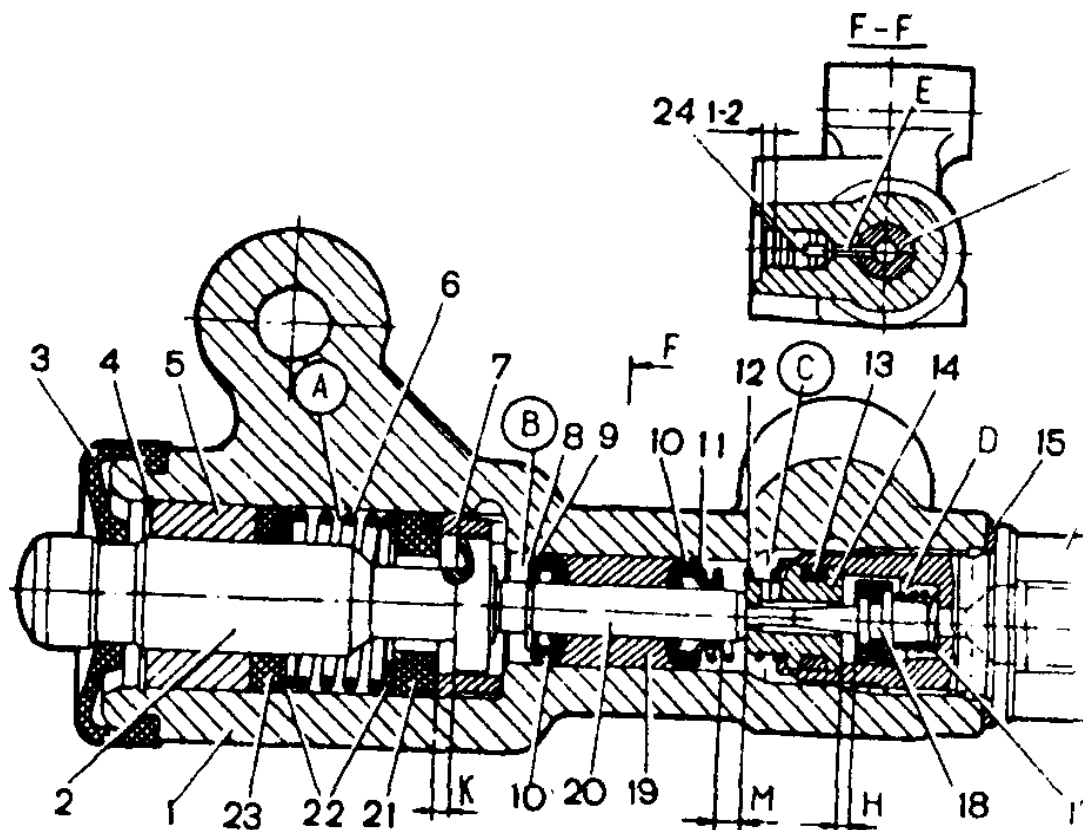


Рисунок 7.6 – Регулятор тормозных сил

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.

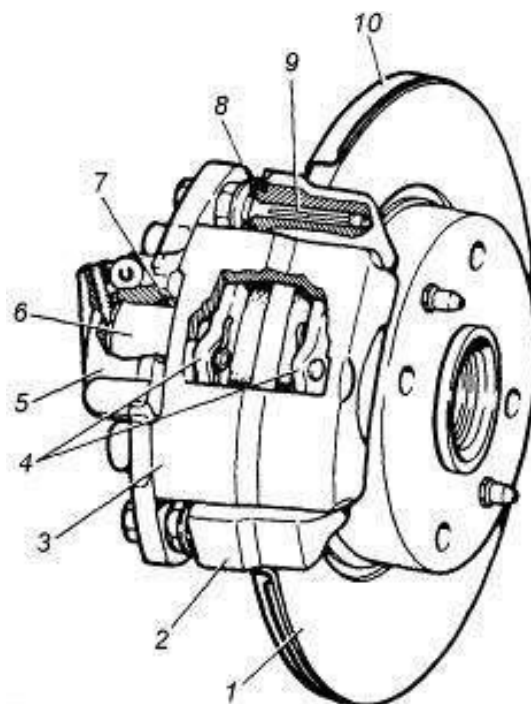


Рисунок 7.7 – Тормозной механизм переднего колеса:

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

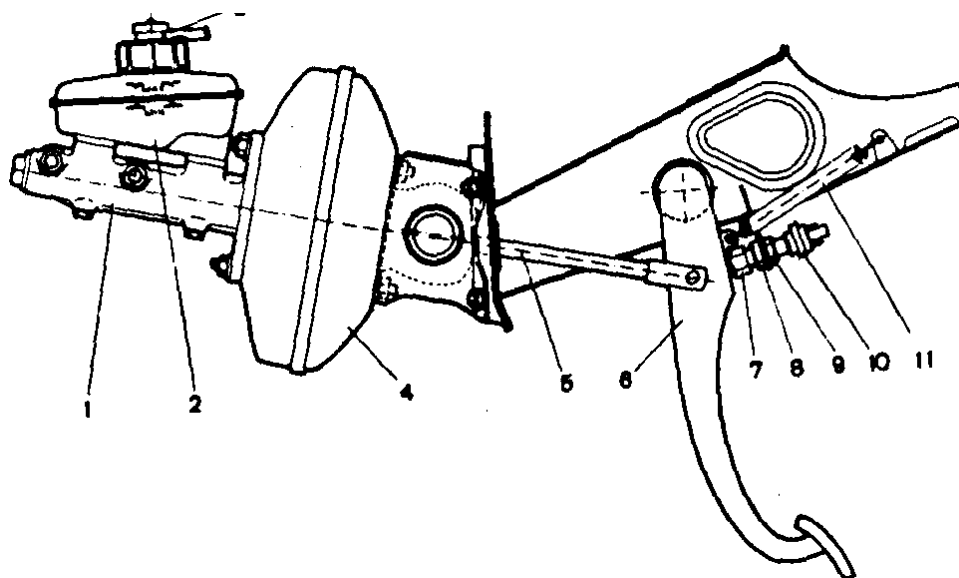


Рисунок 7.8 – Привод гидравлической тормозной системы

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 $x_{вх}$ а по оси ординат $x_{вых}$. Статическая характеристика обычно определяется при прямом и обратном изменении входного сигнала. На рисунке 7.9 представлена принципиальная схема лабораторного комплекса предназначенного для испытания тормозного привода.

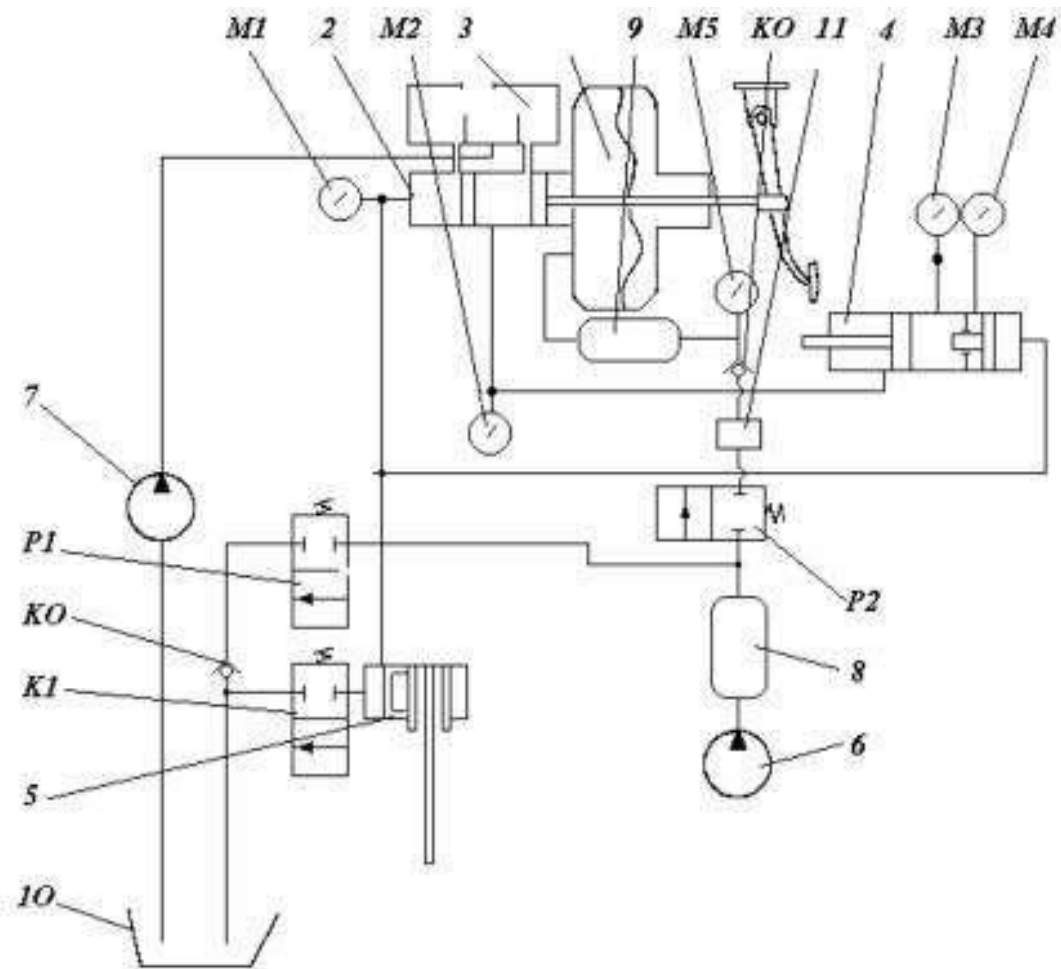


Рисунок 7.9 – Принципиальная схема лабораторного комплекса

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

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 $p_{цу}$ 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 :

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

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

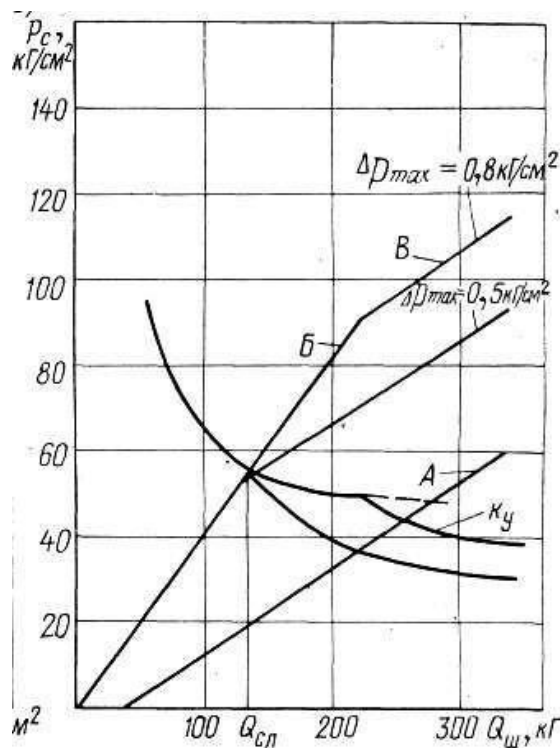


Рисунок 7.10 – Примерная статическая характеристика вакуумного усилителя

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 устройству тормозных систем, техническое описание автомобиля базовой модели (ВАЗ-2110).

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 кгс/см². Определить на установке опытные статические характеристики. Опытные данные занести в таблицу.

- 7) При помощи крана управления РЗ создать разряжение 0,5 кгс/см².
Определить на установке опытные статические характеристики. Опытные данные занести в таблицу.
- 8) При помощи крана управления РЗ создать разряжение 0,8 кгс/см².
Определить на установке опытные статические характеристики. Данные занести в таблицу (опыт провести три раза, найти среднее значение давлений).
- 9) Рассчитать значение коэффициента усиления.
- 10) Построить графики $p_{цб} = f(Q)$, $p_{цу} = f(Q)$ и $K_y = f(Q)$ (примерная статическая характеристика приведена на рисунке 7.10)
- 11) Дать качественную и количественную оценку полученной характеристики, указав величины начальной нечувствительности, зоны нечувствительности, коэффициента усиления и конструктивные параметры аппарата, определяющие эти величины.
- 12) 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 «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, на листах формата А4.

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 применяется торможение двигателем?
- 3) Чем опасно блокирование: а) передних колёс, б) задних колёс?
- 4) Какая разница между тормозным и остановочным путём?
- 5) Покажите на тормозной диаграмме, как изменяется скорость автомобиля в процессе торможения.
- 6) От каких факторов зависят величины $\tau_{рв}$, τ_c , τ_n ?
- 7) Зачем применяют регуляторы тормозных сил?
- 8) Принцип работы гидравлической тормозной системы.

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.

7.9.3 Интернет-ресурсы

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

Практическая 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).

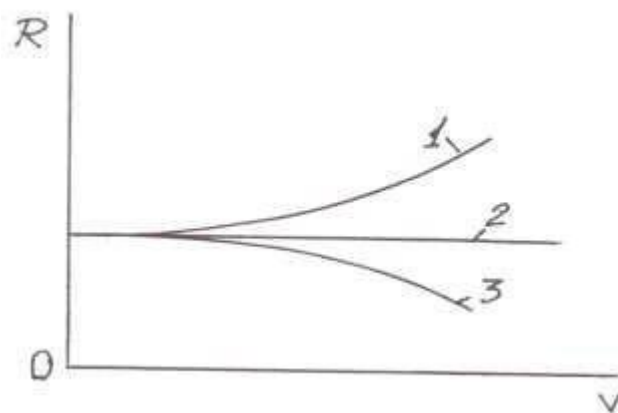


Рисунок 8.1 – Зависимости радиуса поворота от скорости установившегося кругового движения с закрепленным рулевым колесом

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

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.

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 колёс.

Рассмотрим шинную поворачиваемость. Предположим, что развал колёс и ориентация (разворот) мостов не изменяются. Тогда при малых углах увода

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

где m_1 ; m_2 — часть массы автомобиля на переднюю и заднюю оси соответственно.

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

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

шинная поворачиваемость будет 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 заднего моста равен

$$k_2 = k_{\text{увmax}} q_{\text{ш}} q_{\text{ф}} q_{\text{т}} (q_{z2\text{н}} + q_{z2\text{в}}), \quad (8.5)$$

где $q_{z2\text{н}}$, $q_{z2\text{в}}$ – коэффициенты, учитывающие отклонение нормальной реакции дороги от оптимального значения $Z_{\text{опт}}$ соответственно для наружного и внутреннего колеса. В нашем примере $k_{\text{увmax}} q_{\text{ш}}$ одинаковы для всех колес, а $q_{\text{т}} \approx 1$, $q_{\text{ф}} \approx 1$. Но $q_{z2\text{н}}$ и $q_{z2\text{в}}$ зависят от перераспределения ΔZ нормальных реакций между колесами моста. ΔZ зависит от бокового ускорения, которое в нашем примере не задано. Однако в первом приближении можно предположить

$$q_{z2\text{н}} + q_{z2\text{в}} \approx 2q_{z2}, \quad (8.6)$$

где q_{z2} – коэффициент, вычисленный при статической нагрузке для одиночного заднего колеса (для передних колёс аналогично $q_{z1\text{н}} + q_{z1\text{в}} \approx 2q_{z1}$).

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

$$Z_{\text{к1}} = \frac{m_1 g}{2} = \frac{430 \cdot 9,81}{2} = 2109 \text{ Н};$$

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

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

$$a_{z1} = \frac{Z_{K1}}{Z_{\text{опт}}} = \frac{2109}{3400} = 0,6203;$$

$$a_{z2} = \frac{Z_{K2}}{Z_{\text{опт}}} = \frac{1275}{3400} = 0,3750;$$

$$\begin{aligned} q_{z1} &= ((0,4 \cdot a_{z1} - 1,8) \cdot a_{z1} + 2,4) \cdot a_{z1} = \\ &= ((0,4 \cdot 0,6203 - 1,8) \cdot 0,6203 + 2,4) \cdot 0,6203 = 0,8916; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{z2} &= ((0,4 \cdot a_{z2} - 1,8) \cdot a_{z2} + 2,4) \cdot a_{z2} = \\ &= ((0,4 \cdot 0,3750 - 1,8) \cdot 0,3750 + 2,4) \cdot 0,3750 = 0,6680; \end{aligned}$$

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

$$Z_{K1} = \frac{520 \cdot 9,81}{2} = 2551 \text{ Н;}$$

$$Z_{K2} = \frac{680 \cdot 9,81}{2} = 3335 \text{ Н;}$$

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

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

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

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

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

Из выше сказанного следует, что при большой загрузке автомобиль имеет 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).

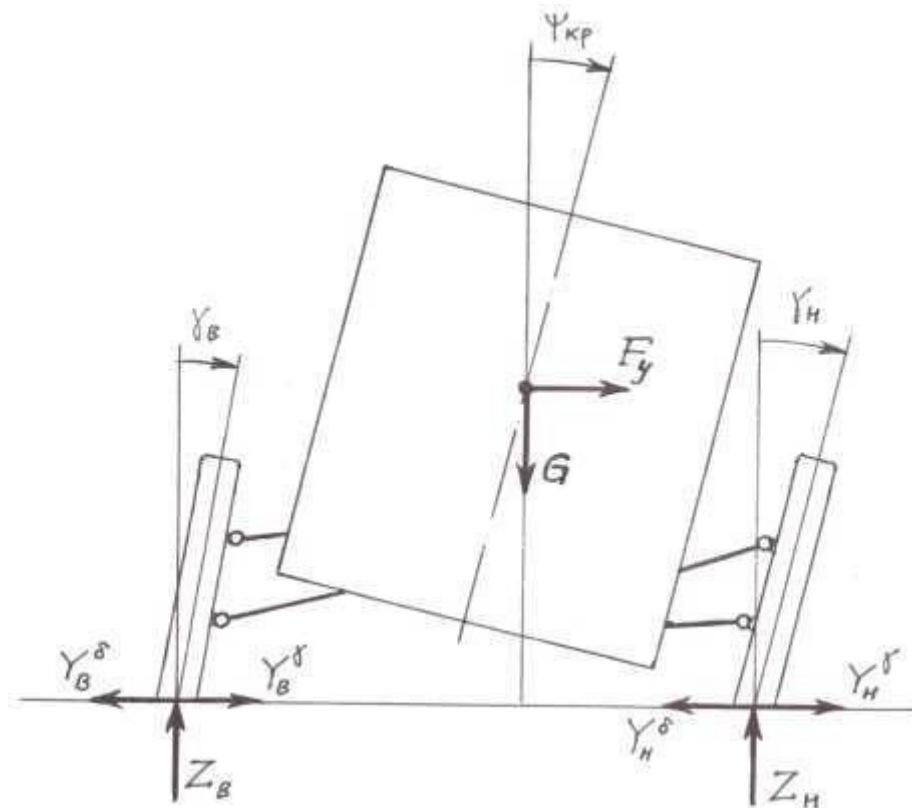


Рисунок 8.2 – Наклоны колёс при крене кузова

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

При качении наклоненных колёс в пятнах контакта возникают реакции на колесо $Y_{\text{н}}^{\gamma}$ ($\gamma_{\text{н}}$) и $Y_{\text{в}}^{\gamma}$ ($\gamma_{\text{в}}$), зависящее от углов $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ наклона к нормали плоскостей собственного вращения колёс. В первом приближении

$$Y_{\text{н}}^{\gamma} \approx Z_{\text{н}} \gamma_{\text{н}}, \quad Y_{\text{в}}^{\gamma} \approx Z_{\text{в}} \gamma_{\text{в}}. \quad (8.8)$$

Направление действия $Y_{\text{н}}^{\gamma}$, $Y_{\text{в}}^{\gamma}$ определяется направлением наклона соответствующего колеса. Согласование направлений реакций $Y_{\text{н}}^{\gamma}$, $Y_{\text{в}}^{\gamma}$ и

направлений наклонов колёс ясно из рисунка 8.2. В пятнах контакта действуют реакции $Y_H^\delta(\delta_H)$, $Y_B^\delta(\delta_B)$, которые зависят от углов δ_H , δ_B увода колёс и практически не зависят от наклона.

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).

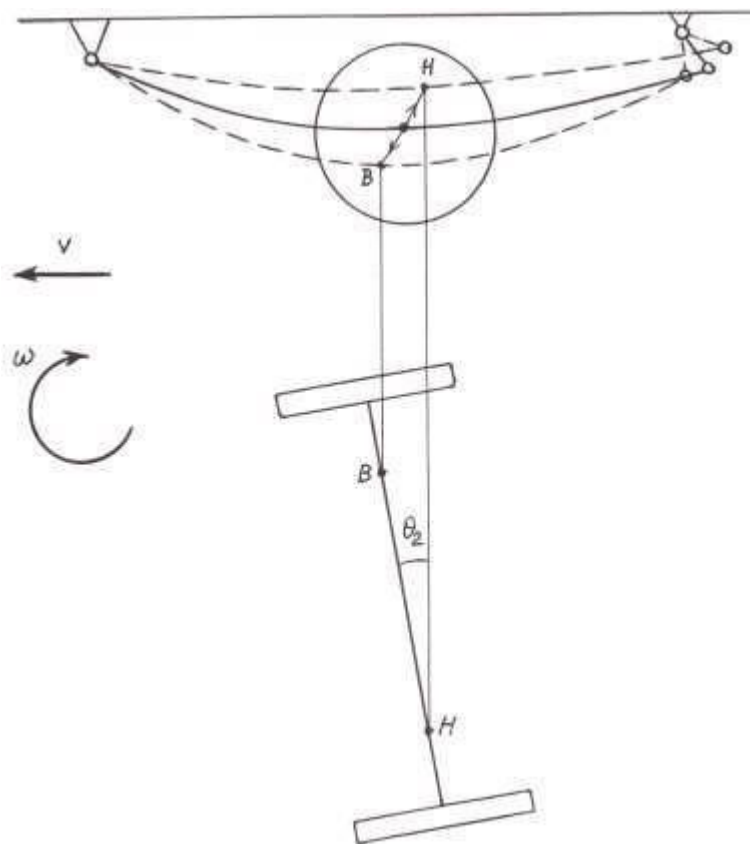


Рисунок 8.3 – Зависимая рессорная задняя подвеска при поперечном крене кузова

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 величину, какой будет суммарная статическая поворачиваемость автомобиля. Для этого найдём явную зависимость радиуса поворота от скорости.

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

$$\delta_1 = \theta_1 - \frac{u}{v} - \frac{a\omega}{v}, \quad \delta_2 = \lambda \frac{v^2}{R} \theta_1 - \frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}. \quad (8.11)$$

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

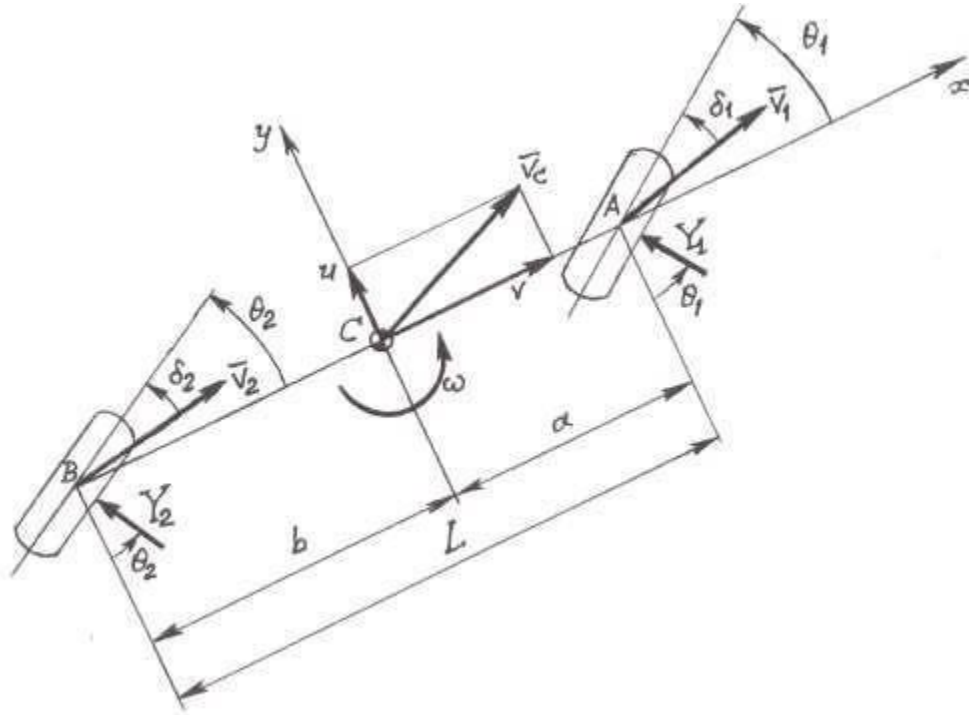


Рисунок 8.4 – „Велосипедная” модель автомобиля

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 поворачиваемости 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 учёта многих характеристик подвесок. Поэтому в дальнейшем мы ограничимся учётом лишь шинной поворачиваемости, что даст нам возможность и дальше использовать плоскую «велосипедную» модель автомобиля.

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

Коэффициентом чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса называется частная производная

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

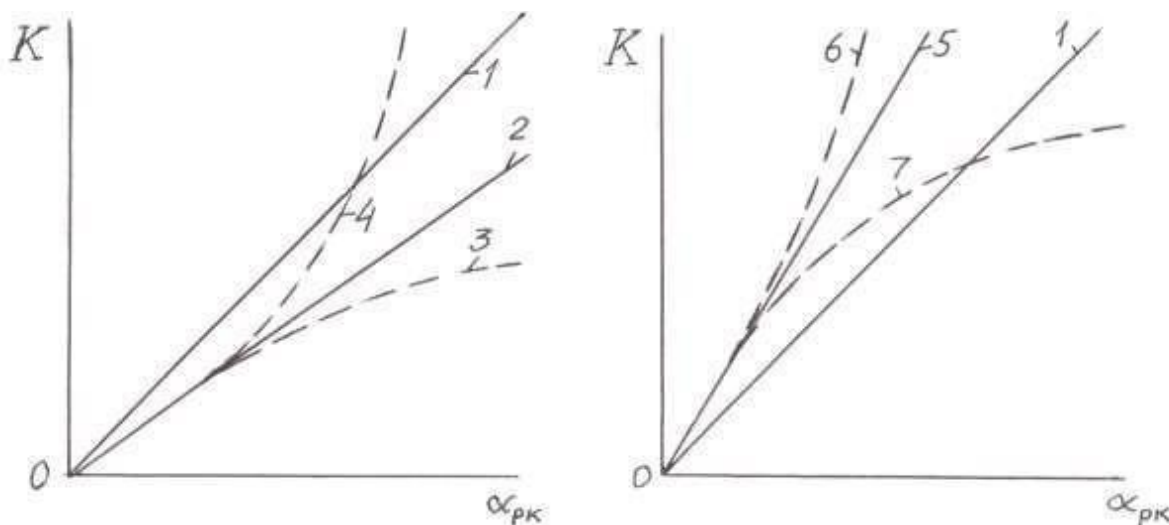
При малых углах поворота управляемых колёс и малых углах увода

$$K(\alpha_{pk}) = \frac{1}{r_{pk}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{L}{u_{py}} \left(\frac{k_1}{1} - \frac{k_2}{2} \right)}, \quad (8.17)$$

где u_{py} – передаточное отношение рулевого управления. Формулой (8.17) можно пользоваться для качественного анализа и при нелинейных зависимостях $Y_i(\delta_i)$, помня, что величина k_i сама зависит от углов увода и уменьшаются с ростом α_{pk} .

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

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



а) 2, 3, 4 недостаточная поворачиваемость при малых α_{pk}

б) 5, 6, 7 – избыточная поворачиваемость при малых α_{pk}

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

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

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

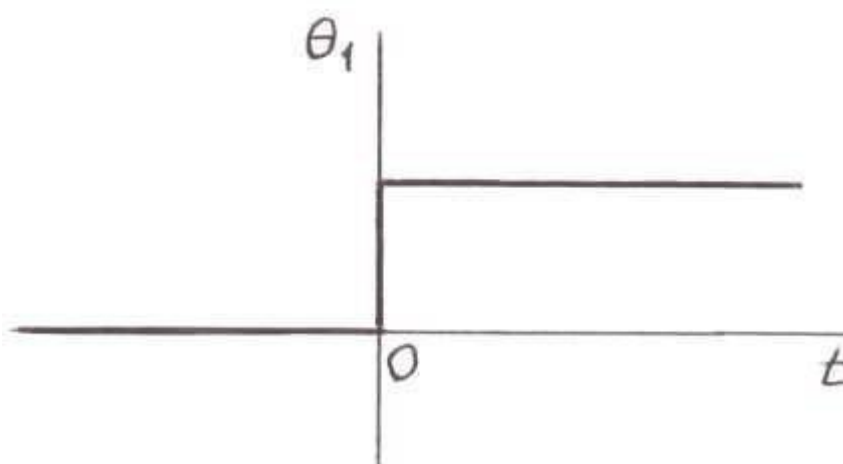


Рисунок 8.6 – Изменение угла поворота управляемых колёс при рывке руля

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 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.

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 нагрузках. 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	$L, \text{м}$	$Z_{\text{ОПТ}}, \text{кН}$	Малая нагрузка		Большая нагрузка	
			$m_1, \text{кг}$	$m_2, \text{кг}$	$m_1, \text{кг}$	$m_2, \text{кг}$
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 $\cdot$ 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 колёса имеют нулевой развал при прямолинейном движении. При установившемся круговом движении передние колёса наклоняются в ту же сторону, что и кузов, причем углы наклона колёс примерно одинаковы: $\gamma = c_\gamma j_\gamma$, 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 колёса.

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.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, на листах формата А4.

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

8) 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.

Практическая 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.

Способность автомобиля поворачиваться на минимальной площади определяет маневренность автомобиля. Показателями маневренности 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).

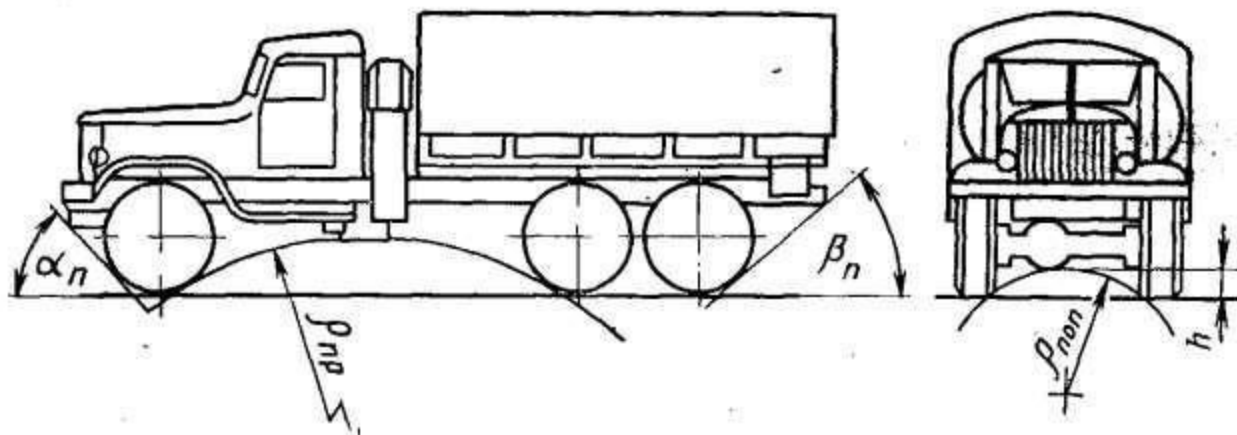


Рисунок 9.1 – Геометрические показатели проходимости автомобиля

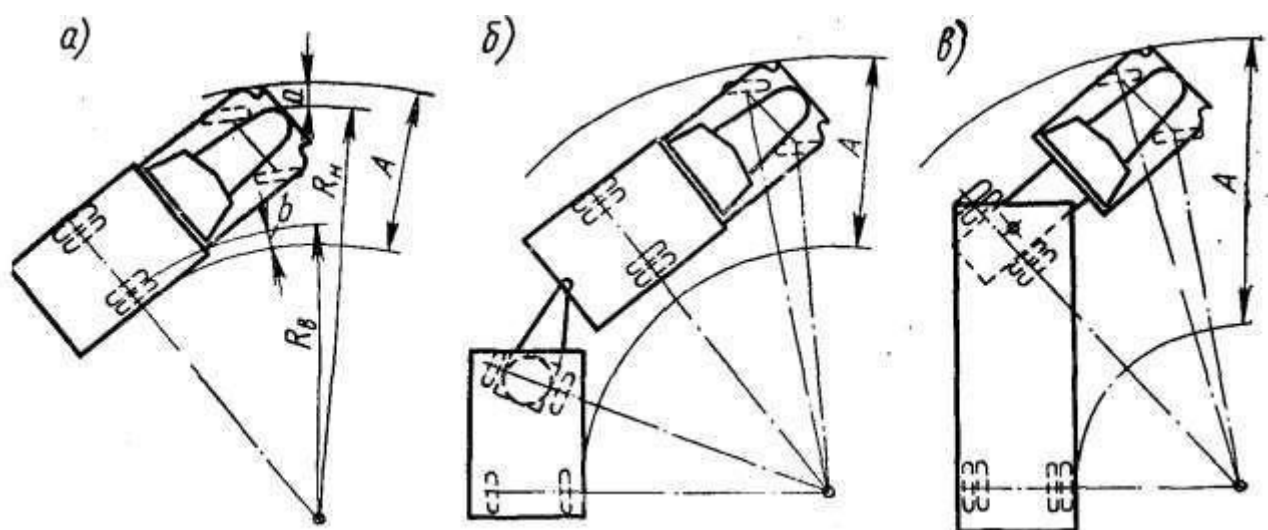


Рисунок 9.2 – Показатели манёвренности

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:

- 1) 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 пользовании домкратом необходимо выполнять требования безопасности.
- 4) 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 движущегося 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:

- 1) Изучить теоретические положения (раздел 9.3).
- 2) Установить автомобиль на ровной горизонтальной площадке с твёрдым покрытием.
- 3) Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом. Проверить выполнение требований безопасности при измерении

наружного диаметра колеса, а также геометрических параметров проходимости.

4) 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.

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

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

7) Заглушить двигатель, зафиксировать автомобиль стояночным тормозом.

8) Установить домкрат под выбранное колесо автомобиля.

9) Вывесить колесо автомобиля.

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

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

12) Опустить колесо. Уменьшить давление воздуха в шине на 0,05 МПа. Повторить операции 7÷10 четыре раза для разных величин давлений в шине.

13) Переставить автомобиль на площадку с неплотным грунтом (песок). Повторить операции 6÷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 «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

Таблица 9.1 – Параметры шин

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 Нагрузка на колесо, кгс (Н) Давление воздуха, кгс ² /см ² (МПа)	

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.

Практическая работа 10

МЕХАНИЧЕСКИЕ, ГИДРООБЪЁМНЫЕ, ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ

10.1 Цель и содержание работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) приобретение студентами знаний устройства и принципа работы силовых передач: механических, гидромеханических, гидрообъёмных и электромеханических.

10.3 Теоретическая часть

Силовая передача предназначена для передачи энергии (мощности) от двигателя к узлам, в которых эта мощность используется для выполнения работы, с увеличением крутящего момента.

В современной типовой машине промышленного или транспортного назначения силовая передача обеспечивает передачу мощности от вращающегося маховика двигателя на ведущие колёса или гусеничные ленты, выполняющие работу, заключающуюся в приведении машины в движение. Силовая передача не просто передает мощность. В случае прямого соединения силовой установки с ведущими колёсами машины она постоянно передвигалась бы со скоростью, соответствующей частоте вращения двигателя. Силовая передача является средством, обеспечивающим контроль за использованием мощности двигателя, а также за изменением характера движения.

Ниже перечислены основные функции силовой передачи:

- передача мощности от двигателя на ведущие колёса машины, временное отсоединение двигателя от силовой передачи;
- изменение скорости движения и крутящего момента;
- изменение направления движения машины;
- равномерное распределение мощности, передаваемой на ведущие колёса, что позволяет машине делать поворот.

Силовые передачи, используемые в современных машинах, подразделяются на три категории:

- механические (или гидромеханические);
- гидрообъёмные (гидростатические);
- электрические (электромеханические).

В механических силовых передачах передача мощности от двигателя осуществляется через устройство сцепления (муфту или гидротрансформатор) на коробку передач. От коробки передач крутящий момент передается на дифференциал и далее на колёсные (бортовые) редукторы и

колёса или гусеничные ленты. На рисунке 10.1 приводятся основные компоненты типовой механической силовой передачи.

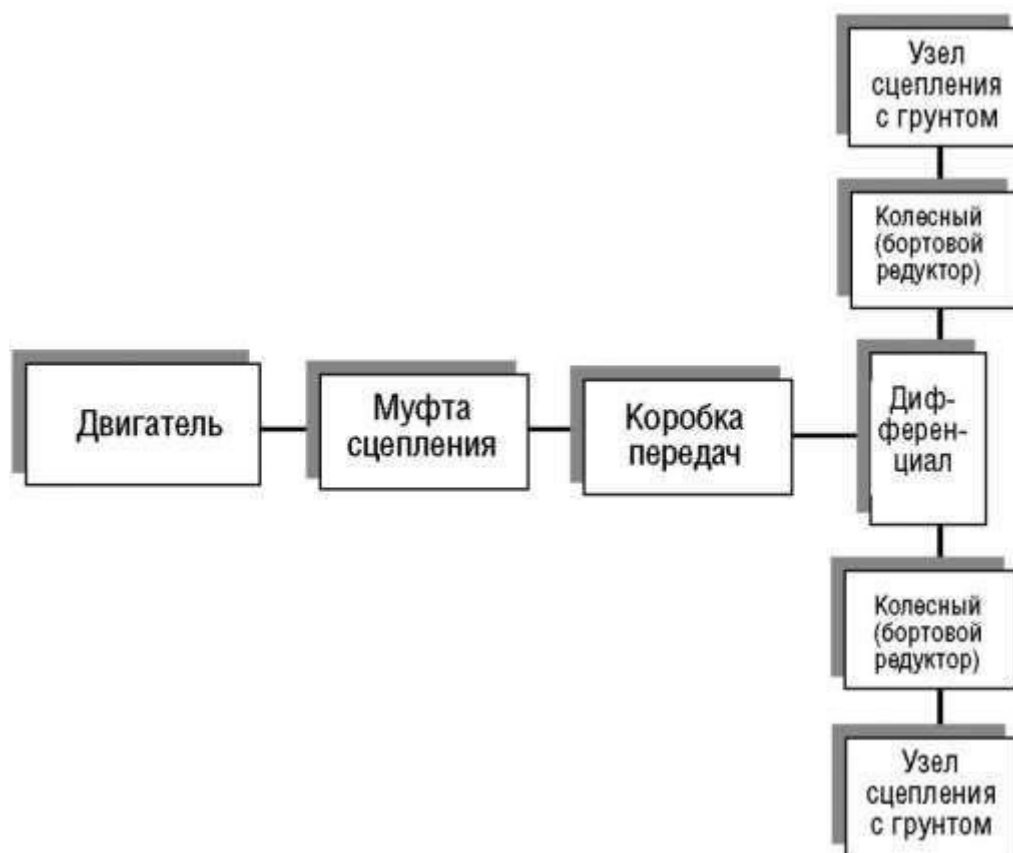


Рисунок 10.1 – Механическая силовая передача

Двигатель вырабатывает мощность, необходимую для обеспечения работы машины и устройства сцепления.

Сцепление предназначено для временного отсоединения двигателя от силовой передачи при переключении передач, торможении и остановке машины и для плавного соединения двигателя с силовой передачей. Передает вращение коленчатого вала двигателя остальным компонентам силовой передачи.

Муфты, устанавливаемые на маховике, обеспечивают временное разъединение двигателя и остальных компонентов силовой передачи. При этом двигатель может работать и в тот момент, когда машина стоит на месте. В гидротрансформаторах и распределителях крутящего момента всегда используется гидромуфта для соединения двигателя с остальными компонентами силовой передачи. Это соединение может осуществляться напрямую в том случае, если машина оснащена муфтой блокировки.

Коробка передач обеспечивает изменение частоты вращения выходного вала, направления движения машины и крутящего момента, передаваемого на остальные компоненты силовой передачи.

Дифференциал передает вращение колёсным редукторам и колёсам, позволяя последним вращаться с различной скоростью.

Колёсные (бортовые) редукторы передают вращение колёсам или гусеничным лентам.

Ходовая часть обеспечивает приведение машины в движение через колёса или гусеничные ленты.

В гидрообъёмных силовых передачах используется рабочая жидкость для передачи мощности двигателя на колёсные (бортовые) редукторы машины. Мощность, развиваемая двигателем, используется для привода гидронасоса, гидронасос обеспечивает подачу рабочей жидкости под высоким давлением в гидромотор. Гидромотор приводит в действие коробку передач или непосредственно колёсный редуктор.

Основные компоненты гидрообъёмной силовой передачи представлены на рисунке 10.2.

Двигатель вырабатывает мощность, необходимую для обеспечения работы машины и привода одного или нескольких гидронасосов.

Гидронасос(ы) создаёт поток рабочей жидкости, необходимый для привода гидромотора (гидромоторов).

Гидромотор(ы) приводит во вращение коробку передач или колёсный редуктор.

Коробка передач (при наличии) обеспечивает изменение частоты вращения выходного вала, направления движения машины и крутящего момента, передаваемого на остальные компоненты силовой передачи.

Дифференциал (при наличии) передает вращение колёсным редукторам и колёсам, позволяя последним вращаться с различной скоростью.

Колёсные или бортовые редукторы передают вращение колёсам или гусеничным лентам.

Ходовая часть обеспечивает приведение машины в движение с помощью колёс или гусеничных лент.

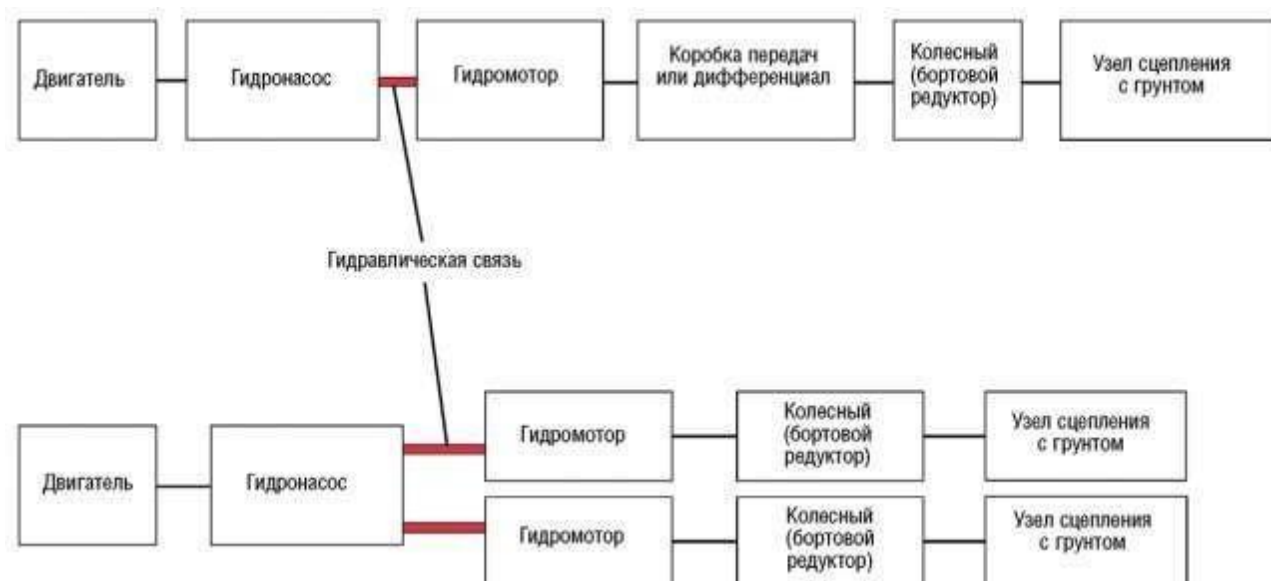


Рисунок 10.2 – Гидрообъемная силовая передача

В электрическом приводе постоянного тока используется электрический ток для передачи мощности двигателя на бортовые редукторы машины. Двигатель вращает электрогенератор переменного тока. Переменный ток, вырабатываемый генератором, используется электродвигателями, вмонтированным в ведущие колёса.

Двигатель развивает мощность, необходимую для обеспечения работы машины.

Электрогенератор переменного тока преобразует механическую энергию двигателя в электрическую.

Выпрямитель преобразует переменный ток (AC) в постоянный (DC).

Электромашинный возбудитель регулирует частоту вращения электродвигателей.

Электродвигатель постоянного тока приводит во вращение колёсные редукторы.

Колёсные редукторы приводят во вращение колёса машины.

Ходовая часть обеспечивает приведение машины в движение с помощью колёс.

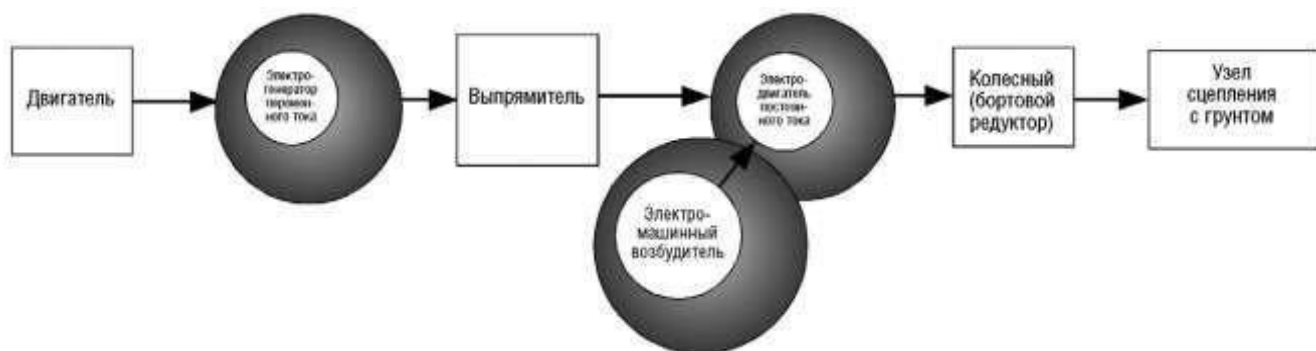


Рисунок 1.3 – Электрический привод постоянного тока



Рисунок 1.4 – Электрический привод переменного тока

10.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 10 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) макеты агрегатов трансмиссии: механических, гидромеханических и гидрообъемных;
- 2) детали и узлы агрегатов трансмиссии;
- 3) комплект плакатов «Агрегаты трансмиссии»;
- 4) видеофильмы и презентации по теме: «Силовая передача»;
- 5) ноутбук, проектор и интерактивная доска.

10.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 10 в ауд. 407-11 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 ведущего преподавателя;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя.

10.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить теоретические положения;
- 2) изучить устройство силовых передач различных типов;
- 3) Вычертить кинематические схемы силовых передач различных типов в тетради для лабораторных занятий.

10.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 10 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Кинематические схемы силовых передач различных типов.
- 5) Краткий анализ результатов.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

10.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

- 1) Из каких элементов состоит механическая силовая передача?
- 2) Из каких элементов состоит гидромеханическая силовая передача?
- 3) Из каких элементов состоит гидрообъёмная силовая передача?
- 4) Из каких элементов состоит электромеханическая силовая передача?

10.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

Основная:

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др.]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с

2. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта: учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

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

Интернет-ресурсы:

4. video.yandex.ru – учебные видеофильмы по устройству автомобилей.

Практическая работа 11

УСТРОЙСТВО И РАБОТА СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СЦЕПЛЕНИЯ

11.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является следующее:

- 1) приобретение студентами знаний устройства и принципа работы сцепления автомобиля и его привода;
- 2) определение основных размеров сцепления, расчёт коэффициента запаса сцепления.

11.3 Теоретическая часть

Сцепление предназначено для кратковременного разобщения коленчатого вала двигателя от трансмиссии и последующего их плавного соединения, необходимого при трогании автомобиля с места и после, для переключения передач во время движения.

Вращающиеся детали сцепления относят или к ведущей части, соединённой с коленчатым валом двигателя, или к ведомой части разобщаемой с ведущей частью при выключении сцепления. Наиболее распространены фрикционные сцепления, у которых крутящий момент передаётся с ведущей части на ведомую часть силами трения, действующими на поверхностях соприкосновения этих частей.

Крутящий момент передается через сцепление без преобразования – момент на ведущей части равен моменту на ведомой части.

Рассматриваемое в лабораторной работе однодисковое сцепление с периферийными пружинами имеет механический привод (рисунок 11.1).

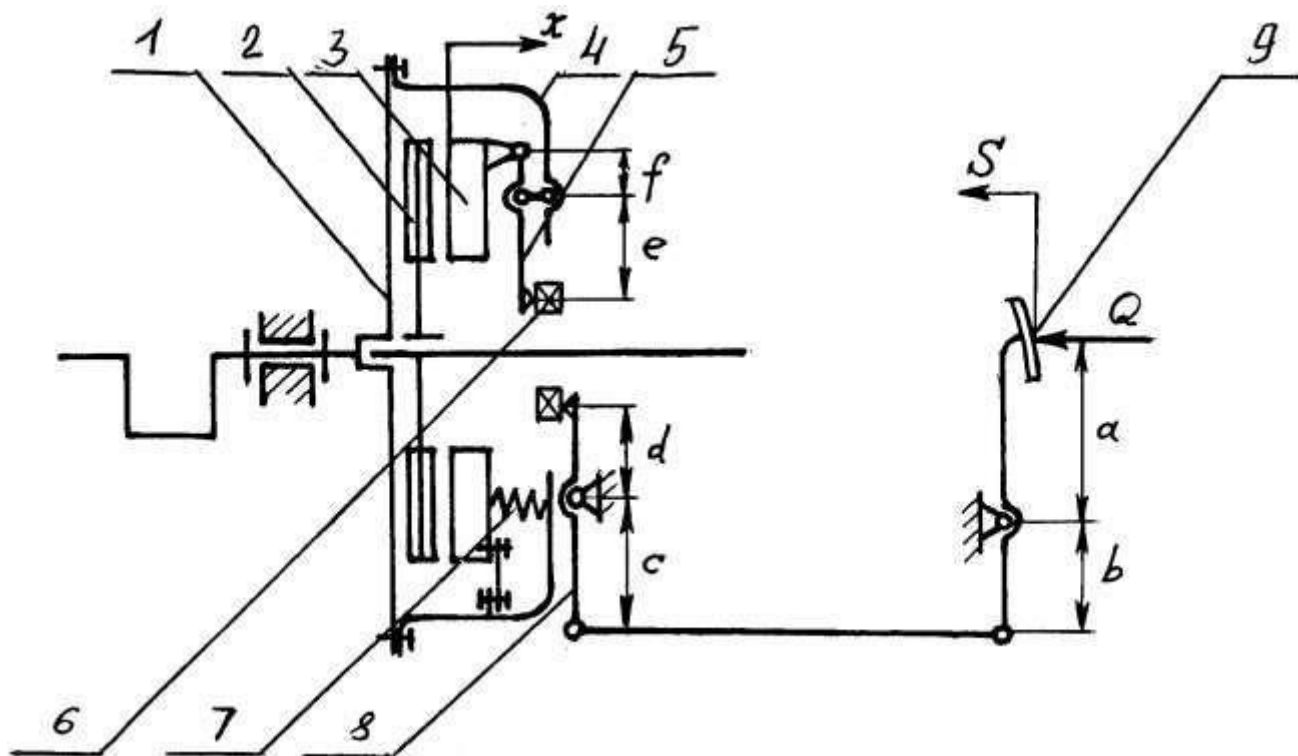


Рисунок 11.1 – Расчётная схема сцепления

1 – маховик в сборе с коленчатым валом; 2 – ведомый диск; 3 – нажимной диск; 4 – кожух сцепления; 5 – нажимной рычаг; 6 – муфта выключения сцепления; 7 – пружина; 8 – вилка выключения сцепления; 9 – педаль сцепления

Согласно рисунку 2.1

$$u_{\Pi} = a / b, \quad u_{\text{В}} = c / d, \quad u_{\text{Р}} = e / f, \quad (11.1)$$

где u_{Π} , $u_{\text{В}}$, $u_{\text{Р}}$ – передаточные числа педали, вилки и рычагов выключения.

Будем считать, что рычаги поворачиваются на малые углы, и их плечи постоянны. Тогда можно считать u_{Π} , $u_{\text{В}}$, $u_{\text{Р}}$ постоянными величинами.

Чтобы обеспечить между трущимися поверхностями зазор Δ_1 , необходимо отвести нажимной диск вправо (по схеме на рисунке 11.1) на расстояние

$$x = i\Delta_1 + w, \quad (11.2)$$

где i – число пар трения, для однодискового сцепления $i = 2$; w – осевая деформация ведомого диска при выключении;

Δ_1 – зазоры между ведомым диском и маховиком, а также между ведомым и нажимным диском.

Прежде, чем начнёт перемещаться нажимной диск, необходимо выбрать зазор Δ_2 между выжимным подшипником и рычагами выключения.

Для этого педаль должна быть перемещена на величину свободного хода:

$$S_{св} = \Delta_2 u_{вп}. \quad (11.3)$$

Ход педали, потребный для перемещения нажимного диска (после выбора зазора Δ_2), называется рабочим ходом. Если пренебречь податливостью деталей привода, то рабочий ход

$$S_{раб} = xu, \quad (11.4)$$

где u – передаточное число привода.

$$u = u_{пв} u_{р}. \quad (11.5)$$

Полный ход педали сцепления

$$S = S_{св} + S_{раб}. \quad (11.6)$$

Перемещение нажимного диска на расстояние x вызывает увеличение деформации нажимных пружин на такую же величину. Следовательно, при выключении сцепления усилие пружин будет равно

$$P' = P_1 + zcx. \quad (11.7)$$

где P_1 – нажимное усилие пружин; z – число нажимных пружин; c – коэффициент жёсткости одной пружины.

Пренебрежём усилиями пружин возврата педали, вилки и муфты выключения. Если усилие передается от педали к нажимному диску, то условие равновесия привода имеет вид

$$Qu\eta = P'. \quad (11.8)$$

где η – КПД привода сцепления.

Отсюда с учётом уравнения (11.2), находим усилие на педали

$$Q = \frac{P'}{u\eta} = \frac{P_1 + zcx}{u\eta}. \quad (11.9)$$

Коэффициент запаса сцепления

$$\beta = \frac{M_{\text{трmax}}}{M_{\text{emax}}}, \quad (11.10)$$

где $M_{\text{трmax}}$ – максимальная величина момента трения развиваемого на поверхностях трения; M_{emax} – максимальный крутящий момент двигателя.

Считая накладку ведомого диска узким кольцом, можем принять средний радиус трения равным

$$r_c \approx (D + d) / 4. \quad (11.11)$$

где D, d – наружный и внутренний диаметры фрикционной накладки.

Максимальный момент трения

$$M_{\text{трmax}} = i\mu r_c P_H. \quad (11.12)$$

где μ – коэффициент трения.

С учётом (11.12) перепишем формулу (11.10) в виде

$$\beta = \frac{i\mu r_c P_H}{M_{\text{emax}}}. \quad (11.13)$$

Будем считать износ обеих накладок одинаковым. Тогда после износа каждой накладки на δ мм толщина ведомого диска уменьшится на 2δ мм, и во включенном состоянии ведомый диск будет располагаться ближе к маховику на $i\delta$ мм (для однодискового сцепления $i\delta = 2\delta$). На такую же величину уменьшится деформация нажимных пружин. Следовательно, после износа нажимное усилие будет равно

$$P_{\text{H.изн}} = P_H - zci\delta. \quad (11.14)$$

Уменьшение нажимного усилия согласно (11.12) и (11.13) приводит к уменьшению запаса сцепления. Подставив в (11.13) вместо P_H выражение (11.14) для $P_{\text{H.изн}}$, найдём коэффициент запаса сцепления при изношенных накладках

$$\beta_{\text{изн}} = \frac{i\mu r_c (P_H - zci\delta)}{M_{\text{emax}}}. \quad (11.15)$$

$$\text{Согласно (11.13)} \quad \frac{i\mu r_c}{M_{\text{emax}}} = \frac{\beta}{P_H}. \quad (11.16)$$

С учётом этого соотношения из (11.15) получаем

$$\beta_{\text{изн}} = \beta \left(1 - \frac{zci\delta}{P_H} \right). \quad (11.17)$$

(Здесь под β и P_H понимаются значения величин, бывшие до износа.)

Износ накладок приводит также к тому, что во включенном состоянии изменяется положение рычагов выключения сцепления (рисунок 11.2): верхний конец рычага перемещается ближе к маховику на $i\delta$ мм, а нижний – ближе к выжимному подшипнику на

$$i\delta \frac{e}{f} = i\delta u_p. \quad (11.18)$$

Если сцепление включено, то положение выжимного подшипника в данной конструкции неизменно. Зазор между нижними концами рычагов и выжимным подшипником будет равен

$$\Delta_{2\text{изн}} = \Delta_2 - i\delta u_p. \quad (11.19)$$

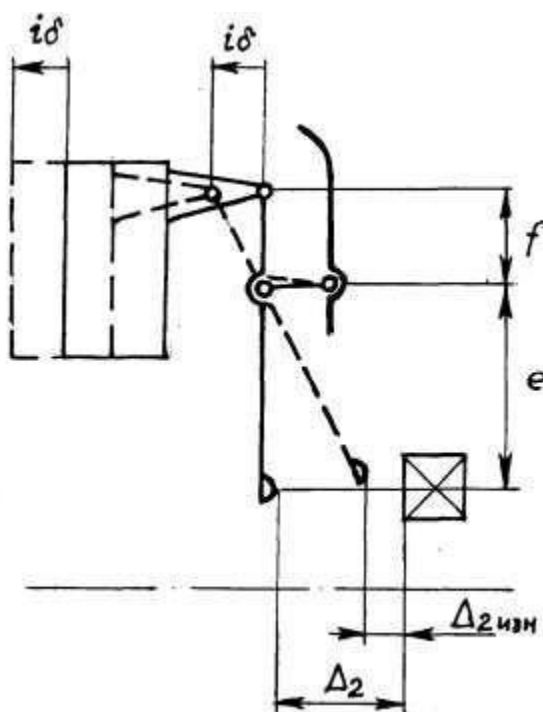


Рисунок 11.2 – Положение деталей после износа накладок
(показано штриховыми линиями)

Зазор $\Delta_{2\text{изн}}$ станет равным нулю при

$$\delta = \delta_{\text{max}} = \frac{\Delta_2}{iu_p}. \quad (11.20)$$

Пример решения: Технические параметры сцепления:

максимальный крутящий момент двигателя $M_{\text{max}} = 420 \text{ Н}\cdot\text{м}$; наружный диаметр накладки $D = 350 \text{ мм}$; внутренний диаметр накладки $d = 195 \text{ мм}$; коэффициент трения фрикционных накладок $\mu = 0,29$; число пружин $z = 16$; нажимное усилие пружин $P_1 = 10,3 \text{ КН}$; коэффициент жёсткости одной пружины $c = 39 \text{ Н/мм}$; осевая деформация ведомого диска при выключении $w = 0,2 \text{ мм}$; передаточное число рычагов выключения $u_p = 4,9$; передаточное число вилки выключения $u_B = 2,12$; передаточное число педали $u_{\Pi} = 7,05$; КПД привода выключения сцепления $\eta = 0,75$; расстояние между поверхностями трения при выключении сцепления $\Delta_1 = 0,9 \text{ мм}$; начальный зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником $\Delta_2 = 2,7 \text{ мм}$; износ одной накладки $\delta_1 = 1,7 \text{ мм}$.

Расчётная схема сцепления приведена на рисунке 11.1.

Перемещение нажимного диска при выключении сцепления

$$x = i\Delta_1 + w = 2 \cdot 0,9 + 0,2 = 2,0 \text{ мм}.$$

Передаточное число привода

$$u = u_{\Pi} u_B u_p = 7,05 \cdot 2,12 \cdot 4,9 = 73,24.$$

Рабочий ход педали

$$S_{\text{раб}} = xu = 2 \cdot 73,24 = 146,5 \text{ мм}.$$

Свободный ход педали

$$S_{\text{св}} = \Delta_2 u_B u_{\Pi} = 2,7 \cdot 2,12 \cdot 7,05 = 40,4 \text{ мм}.$$

Полный ход педали при выключении сцепления

$$S = S_{\text{св}} + S_{\text{раб}} = 40,4 + 146,5 = 186,9 \text{ мм}.$$

Усилие на педали при выключении сцепления

$$Q = \frac{P'}{u\eta} = \frac{P_H + zcx}{u\eta} = \frac{10300 + 16 \cdot 39 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{73,24 \cdot 0,75} = 210 \text{ Н}.$$

Средний радиус трения

$$r_c \approx \frac{D+d}{4} = \frac{350+195}{4} = 136,25 \text{ мм}.$$

Коэффициент запаса сцепления при новых накладках

$$\beta = \frac{i \mu_r c P_H}{M_{\max}} = \frac{2 \cdot 0,29 \cdot 0,1363 \cdot 10300}{420} = 1,939.$$

Коэффициент запаса сцепления при изношенных накладках

$$\beta_{\text{изн}} = \beta \left(1 - \frac{z \cdot c \cdot l_0}{P_H} \right) = 1,939 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 16 \cdot 39 \cdot 10^3 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3}}{10300} \right) = 1,54.$$

Износ накладок, при котором рычаги выключения упрутся в выжимной подшипник

$$\delta_{\max} = \frac{\Delta_2}{2u_p} = \frac{2,7}{2 \cdot 4,9} = 0,276 \text{ мм.}$$

11.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 11 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) нажимные диски сцепления автомобиля в сборе с кожухами, нажимными пружинами, рычагами; ведомые диски сцепления;
- 2) штангенциркуль; линейка (длина 400 мм);
- 3) комплект плакатов «Трансмиссия автомобиля».
- 4) проектор; ноутбук; интерактивная доска.

11.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 11 в ауд. 407-11 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 ведущего преподавателя;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя.

11.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство и работу сухого фрикционного однодискового сцепления и его привода;

2) изучить теоретические положения;

3) используя измерительный инструмент оценить параметры сцепления автомобиля: наружный и внутренний диаметры накладки, число и размеры нажимных пружин, толщину изношенной фрикционной накладки и другие технические параметры необходимые для выполнения расчётов;

4) выполнить основные расчёты (в соответствии с пунктом 11.3);

5) сделать выводы и оформить отчёт по лабораторной работе.

11.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 11 должен содержать следующее:

1) Название лабораторной работы.

2) Цель работы.

3) Расчётную схему и описание устройства сухого фрикционного однодискового сцепления;

4) Результаты оценки технических параметров сцепления.

5) Расчёт основных параметров характеризующих работу сцепления (в соответствии с пунктом 11.3 методических указаний).

6) Анализ результатов расчётов и краткие выводы.

7) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

11.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

1) Для чего предназначено сцепление автомобиля?

2) Из каких деталей и узлов состоит сухое фрикционное сцепление?

3) Опишите рабочий процесс сухого фрикционного сцепления.

4) Приведите порядок расчёта коэффициента запаса сцепления.

5) Из каких агрегатов состоит механическая трансмиссия автомобиля.

6) Какие типы сцеплений вы знаете?

7) Преимущества и недостатки многодисковых сцеплений перед однодисковыми?

11.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

11.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др.]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.

2. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

11.9.2 Дополнительная литература:

3. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др.]– М.: Издательство «За рулем», 2005.–335.

11.9.3. Интернет-ресурсы:

1. video.yandex.ru – учебные видеофильмы по устройству автомобилей.

Практическая работа 12

УСТРОЙСТВО И РАБОТА МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

12.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является изучение следующих вопросов:

1) изучение устройства и принципа работы механических ступенчатых коробок передач;

2) изучение методики и получение практических навыков чтения, составления и описания кинематических схем механических ступенчатых коробок передач автомобилей;

3) изучение экспериментального и аналитического методов определения величины передаточных чисел и моментов на валах коробки передач.

12.3 Теоретическая часть

Коробка передач предназначена для изменения сил тяги на ведущих колёсах и скоростей движения автомобиля путём увеличения или уменьшения передаточного числа. Кроме того, коробка передач позволяет осуществить движение автомобиля задним ходом и разобщить коленчатый вал двигателя от ведущих колёс на продолжительное время, необходимое при работе двигателя на стоянке или при движении накатом.

Передаточное число коробки передач равно отношению частот вращения её ведущего и ведомого валов. Необходимость изменения передаточного числа определяется тем, что сопротивление движению автомобиля, зависящее от дорожных условий, меняется в широком диапазоне, а крутящий момент поршневого двигателя при максимальной подаче топлива – всего на $10\div 30$ %. Для быстрого разгона при трогании автомобиля с места и для преодоления значительных сил сопротивления движению, например при движении на подъёме, нужно увеличить силу тяги в несколько раз по сравнению с тем значением, которое соответствует максимальному моменту двигателя. Такое увеличение силы тяги обеспечивают изменением передаточного числа в коробке передач.

Рассмотрим схему (рисунок 12.1) трёхвальной соосной пятиступенчатой коробки передач с неподвижными осями зубчатых колёс. Ведущий 1, ведомый 11 и промежуточный 12 валы установлены в картере коробки передач на подшипниках, причём ведомый и ведущий валы соосны. На ведущем валу жёстко закреплена шестерня 2, находящаяся в зацеплении с колесом 13 промежуточного вала. Эту пару шестерён называют шестернями постоянного зацепления.

Шестерни 13, 14 (четвёртая передача), 15 (третья передача), 16 (вторая передача), 18 (задний ход), 19 (первая передача) также жёстко закреплены на промежуточном валу. Возможно перемещение вдоль вала зубчатых муфт 3, 6, 9 установленных на ведомом валу. Колёса 4, 5, 7, 8 10, установлены на

этом валу свободно. Для включения первой передачи зубчатую муфту 9 смещают вилкой вдоль вала и вводят в зацепление с зубчатым венцом шестерни 10. Крутящий момент с ведущего вала передается на ведомый последовательно через зубчатые колёса 2, 13, 19 и 10. Если обозначить число зубьев через z , то передаточное число этой передачи будет рассчитываться по формуле

$$u_1 = \frac{z_{13}}{z_2} \cdot \frac{z_{10}}{z_{19}} \quad (12.1)$$

Вторую передачу включают перемещением зубчатой муфты 6 вилкой вправо до соединения зубьев муфты с зубчатым венцом, выполненным как одно целое с колесом 7.

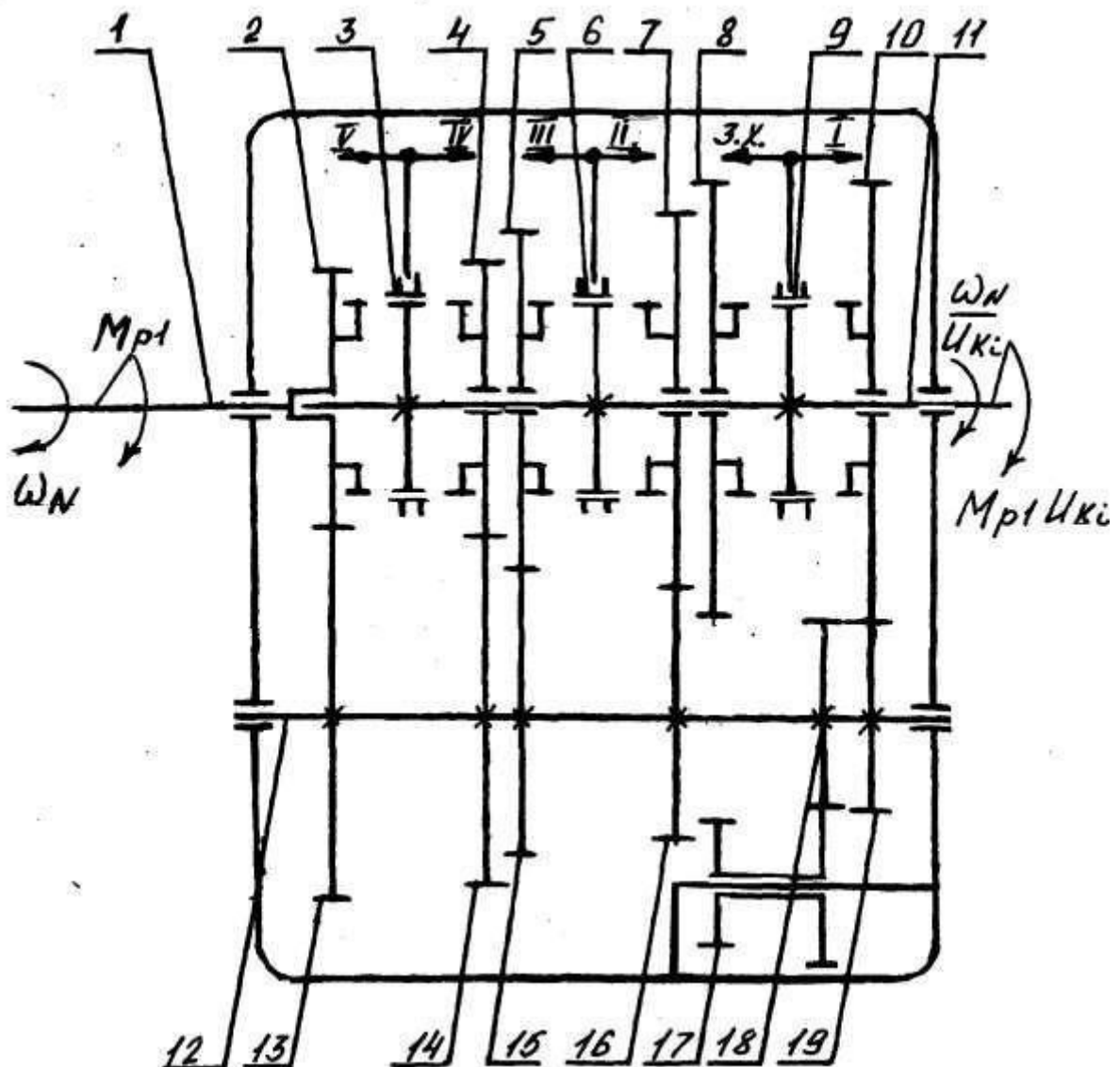


Рисунок 12.1 – Кинематическая схема трёхвальной пятиступенчатой

коробки передач

I, II, III, IV, V – номера передач переднего хода; 3.X. – задний ход;

1 – ведущий вал; 2 – ведущая шестерня постоянного зацепления; 3 – синхронизатор 4-й и 5-й передач; 4, 5, 7, 10 – зубчатые колёса 4-й, 3-й, 2-й, 1-й передач вторичного вала, соответственно; 6 – синхронизатор 2-й и 3-й передач; 8 – зубчатое колесо заднего хода вторичного вала; 9 – зубчатая муфта включения передачи заднего хода и 1-й передачи; 11 – ведомый вал; 12 – промежуточный вал; 13 – ведомое зубчатое колесо постоянного зацепления; 14, 15, 16, 19 – шестерни 4-й, 3-й, 2-й, 1-й передач промежуточного вала, соответственно; 17 – блок шестёрен заднего хода; 18 – шестерня заднего хода

При этом колесо 7 жёстко соединяется с ведомым валом, крутящий момент на который последовательно передаётся от ведущего вала через зубчатые колёса 2, 13, 16 и 7. Передаточное число второй передачи меньше, чем первой передачи.

$$u_2 = \frac{z_{13}}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_{16}} \quad (12.2)$$

Третья и четвёртая передачи включаются аналогичным способом.

Пятую передачу включают перемещением зубчатой муфты 3 влево для соединения её зубьев с зубчатым венцом шестерни 2. Крутящий момент с ведущего вала передается непосредственно на ведомый вал. В этом случае крутящий момент в коробке передач не изменяется. Такая передача называется прямой. Её передаточное число равно 1. Наличие прямой передачи является характерной особенностью коробки передач, выполненной по трёхвальной схеме. Движение автомобиля происходит в основном на прямой передаче. Низшие передачи служат для разгона автомобиля или движения в тяжелых дорожных условиях, требующих преодоления больших сил сопротивления движению.

Передача заднего хода включается перемещением зубчатой муфты 9 вилкой влево до соединения зубьев муфты 9 с зубчатым венцом, выполненным как одно целое с колесом 7. Момент от ведущего вала на ведомый передается последовательно через зубчатые колёса 2, 13, 18, 17 и 8. Ведомый вал вращается в противоположном направлении по отношению к ведущему валу.

Зубчатые колёса-карыетки и каретки зубчатых муфт перемещают с помощью механизма переключения передвижением рычага переключения, который обычно расположен на полу, а иногда на рулевой колонке или на щитке приборов. Каждое переключение передач происходит при выключенном сцеплении. В это время крутящий момент от двигателя не передается на ведущие колёса, то есть переключение происходит с разрывом силового потока. Время переключения передач обычно составляет $1\div 2$ сек, но и за столь малое время при большом сопротивлении движению скорость автомобиля может существенно уменьшиться.

Схема – это графический конструкторский документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними.

Схемы применяют при изучении принципа действия машин, для уяснения связи между отдельными составными частями изделия без уточнения особенностей их конструкции.

Схемы предназначаются:

- на этапе проектирования – для выявления структуры будущего изделия при дальнейшей конструкторской проработке;
- на этапе производства – для ознакомления с конструкцией изделия, разработки технологических процессов изготовления и контроля деталей;
- на этапе эксплуатации – для выявления неисправностей и использования при техническом обслуживании.

Общие требования к выполнению кинематических схем регламентируют ГОСТ 2.701-84, ГОСТ 2.703-68 «ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем», ГОСТ 2.770-68 «ЕСКД. Элементы кинематики».

Принципиальная кинематическая схема представляет собой совокупность кинематических элементов и их соединений, предназначенных для осуществления регулирования, управления и контроля заданных движений исполнительных органов.

Пример кинематической схемы коробки передач КАМАЗ-14 показан на рисунке 12.1.

Максимальный момент на ведущем валу коробки передач равен моменту на коленчатом валу двигателя.

$$M_{p1} = M_{e\max}. \quad (12.3)$$

где $M_{e\max}$ – максимальный момент на коленчатом валу двигателя.

Максимальный момент на ведомом (вторичном) валу коробки передач

$$M_{p2} = M_{p1} u_{ki}, \quad (12.4)$$

где u_{ki} – передаточное число коробки передач на $1, 2, \dots, i$ передачах.

Угловая скорость ведущего вала

$$\omega_{\text{ВВ}} = \omega_N, \quad (12.5)$$

где ω_N – угловая скорость коленчатого вала при номинальной мощности.

Угловая скорость вторичного (ведомого) вала.

$$\omega_{\text{ВВ}} = \frac{\omega_N}{u_{ki}}, \quad (12.6)$$

П р и м е р: в качестве примера рассмотрим коробку передач КАМАЗ-14.

Исходные данные:

– максимальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя –

$$M_{e\max} = 637,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– передаточные числа коробки передач – $u_{k1} = 7,82$; $u_{k2} = 4,03$;

$$u_{k3} = 2,5; \quad u_{k4} = 1,53; \quad u_{k5} = 1,0; \quad u_{\text{з.х.}} = 7,38.$$

– угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности –

$$\omega_N = 272 \text{ рад/с}.$$

Решение:

1) Максимальный момент на ведущем валу коробки передач

$$M_{p1} = M_{e\max} = 637,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

2) Максимальные моменты на ведомом валу на различных передачах.

$$M_1 = M_{p1} u_1 = 637,4 \cdot 7,82 = 4984,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_2 = M_{p1} u_2 = 637,4 \cdot 4,03 = 2568,7 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_3 = M_{p1} u_3 = 637,4 \cdot 2,5 = 1593,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_4 = M_{p1} u_4 = 637,4 \cdot 1,53 = 975,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_5 = M_{p1} u_5 = 637,4 \cdot 1,0 = 637,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{3.х.} = M_{p1} u_{3.х.} = 637,4 \cdot 7,38 = 4704,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3) Угловая скорость ведущего вала коробки передач

$$\omega_{ВВ} = \omega_N = 272 \text{ рад/с}.$$

4) Угловые скорости ведомого вала на различных передачах

$$\omega_{В1} = 272 / 7,82 = 34,8 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{В2} = 272 / 4,03 = 67,5 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{В3} = 272 / 2,5 = 108,8 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{В4} = 272 / 1,53 = 177,8 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{В5} = 272 / 1,0 = 272,0 \text{ рад/с},$$

$$\omega_{В3.х.} = 272 / 7,38 = 36,9 \text{ рад/с}.$$

12.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 12 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) макеты механических ступенчатых коробок передач автомобилей ВАЗ-2110; АЗЛК-2141; ГАЗ-3102; ЗИЛ-130; ЗИЛ-4331; КАМАЗ-5410.
- 2) шестерни, валы, синхронизаторы механических ступенчатых коробок передач;
- 3) комплект плакатов «Трансмиссия автомобиля»;
- 4) коробка разноцветных мелков; монтровка.
- 5) ноутбук; проектор; интерактивная доска.

12.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 12 в ауд. 407-11 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 ведущего преподавателя;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя.

12.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу 12 рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство и работу двухвальных и трёхвальных механических ступенчатых коробок передач;
- 2) изучить теоретические положения (пункт 12.3);
- 3) вычертить кинематическую схему коробки передач (модель коробки передач задаётся преподавателем);
- 4) определить число зубьев шестерён заданной коробки передач, используя метод «меловых отпечатков»;
- 5) рассчитать передаточные числа коробки передач, сравнить результаты расчётов с параметрами технической характеристики автомобиля;
- 6) рассчитать моменты и угловые скорости валов коробки передач;
- 7) сделать выводы и оформить отчёт по лабораторной работе.

12.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 12 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Кинематическую схему и описание устройства механизма ступенчатой коробки передач.
- 4) Результаты расчётов числа зубьев шестерён коробки передач.
- 5) Расчёт передаточных чисел коробки передач.
- 6) Расчёт моментов и угловых скоростей валов коробки передач.
- 7) Анализ результатов расчётов и краткие выводы.
- 8) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-

технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

12.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

1. По каким признакам классифицируют коробки передач?
2. Для чего предназначена коробка передач автомобиля?
3. С использованием каких аналитических зависимостей рассчитываются передаточные числа в механических ступенчатых коробках передач?
4. Чем принципиально отличаются кинематические схемы двух-вальных и трёхвальных коробок передач?
5. Опишите рабочий процесс механических коробок передач?
6. С использованием каких аналитических зависимостей рассчитываются угловые скорости и моменты в механических коробках передач?
7. Опишите процесс переключения передач в механической ступенчатой коробке передач.
8. Назначение синхронизаторов.

12.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

12.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

12.9.3. Интернет-ресурсы:

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

Практическая работа 13

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СИНХРОНИЗАТОРА

13.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является изучение следующих вопросов:

- 1) изучение устройства и принципа работы механических ступенчатых коробок передач;
- 2) изучение устройства и принципа работы механизма переключения передач;
- 3) исследование рабочего процесса инерционного синхронизатора механической ступенчатой коробки передач.

13.3 Теоретическая часть

В современных ступенчатых коробках передач применяют синхронизаторы, выравнивающие угловые скорости соединяемых элементов перед включением передач. В настоящее время используют инерционные синхронизаторы, которые блокируют включающую зубчатую муфту до тех пор, пока кинетическая энергия деталей, вращающихся вместе с ведомым диском сцепления (при выключенном сцеплении и нейтральном положении коробки передач), не будет поглощена работой трения в синхронизаторе. Этот момент времени соответствует полному равенству угловых скоростей синхронизируемых элементов.

Синхронизаторы могут быть одностороннего (для включения одной передачи) и двустороннего (для включения двух передач) действия. Инерционный синхронизатор включает следующие элементы:

- *выравнивающий* – фрикционный элемент, поглощающий энергию касательных сил инерции вращающихся масс;
- *блокирующий* – устройство, препятствующее перемещению включающей зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей;
- *включающий* – зубчатая муфта, включающая передачу.

Наибольшее распространение получили конусные синхронизаторы, в которых выравнивающим элементом является конусная муфта.

На автомобилях чаще всего используются синхронизаторы трёх типов: с блокирующим кольцом, с блокирующим цилиндром, с блокирующими пальцами.

В качестве примера рассмотрим синхронизатор с блокирующими пальцами, конструктивная схема которого показана на рисунке 13.1.

Положение элементов синхронизатора на рисунке 13.1 соответствует случаю блокирования включения передачи, когда ещё не закончилось выравнивание угловых скоростей вала (на котором установлен синхронизатор) и шестерни включаемой передачи.

При синхронизации (то есть при выравнивании угловых скоростей соединяемых деталей) динамическая система состоит из двух подсистем (рисунок 13.2).

К первой относятся ведомые диски сцепления и все детали коробки передач, которые вращаются вместе с входным валом при нейтральном положении в коробке.

К второй подсистеме относятся выходной вал коробки передач с деталями, которые вращаются вместе с ним при нейтрали, валы и зубчатые колёса, передающие крутящий момент от коробки передач к ведущим колёсам, все колёса автомобиля и его движущаяся поступательно масса.

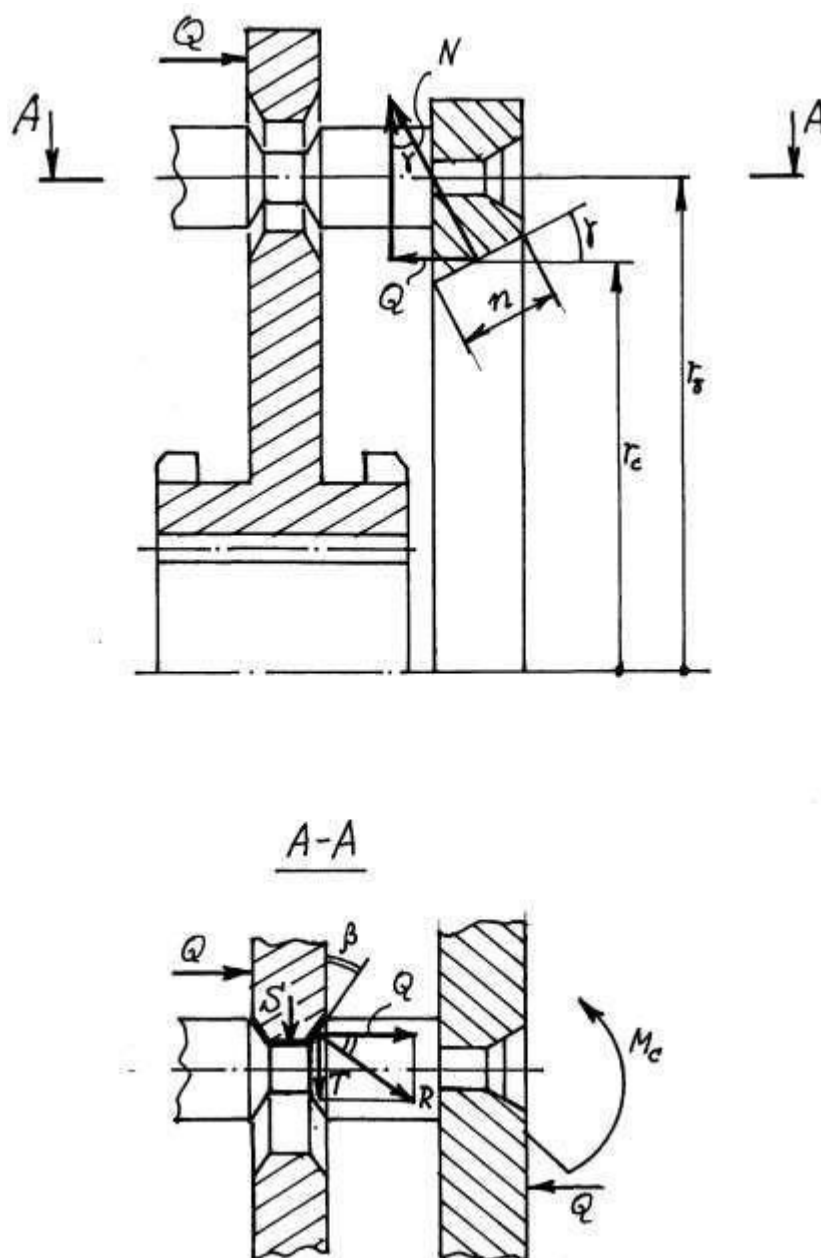


Рисунок 13.1 – Схема синхронизатора с блокирующими пальцами

r_c – средний радиус трения (то есть средний радиус конической поверхности); r_b – радиус расположения блокирующих поверхностей (в данной конструкции контакт между поверхностями отверстия в муфте и пальца происходит по линии); n – длина поверхности трения (то есть длина образующей боковой поверхности конуса); γ – половина угла при вершине конуса поверхности трения; β – угол наклона блокирующей поверхности; Q – усилие, приложенное к муфте синхронизатора со стороны вилки; R – суммарное усилие, приложенное к скошенным поверхностям блокирующих пальцев со стороны муфты; T – окружная составляющая усилия R ; S – реакция муфты на шейку пальца (при блокировании включения передачи $S \geq 0$); N – суммарная сила нормального давления на поверхность трения (реакция со стороны конической поверхности шестерни); M_c – момент синхронизации (то есть момент трения на выравнивающих конических поверхностях кольца синхронизатора и шестерни включаемой передачи).

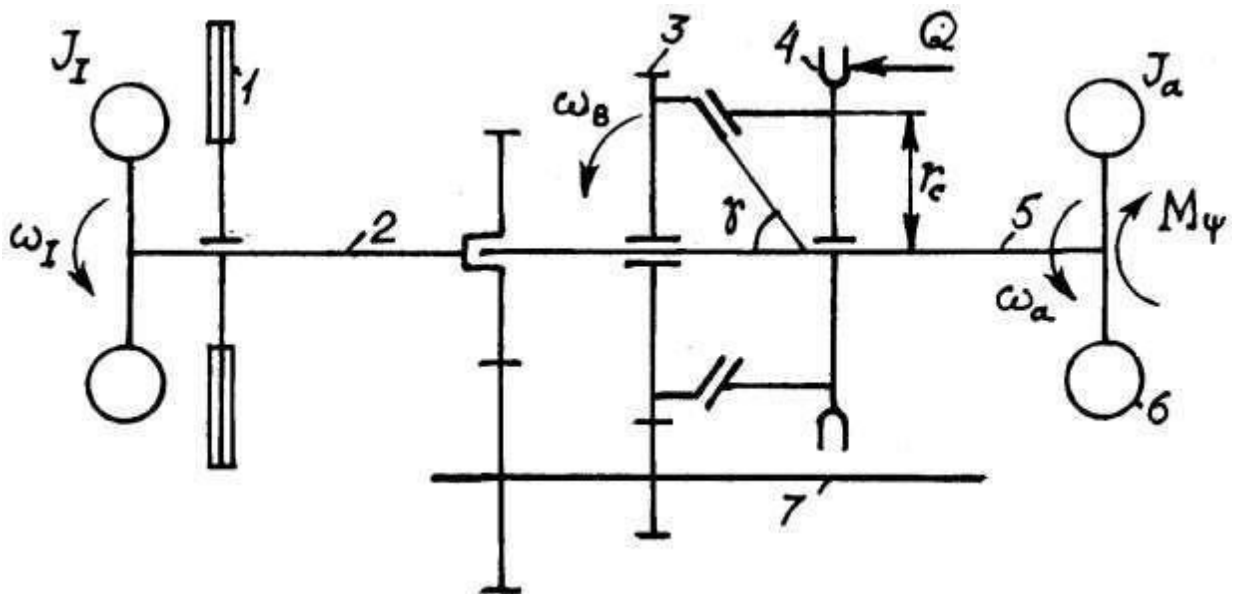


Рисунок 13.2 – Динамическая система автомобиля

1 – ведомые диски сцепления; 2 – вал сцепления (входной вал коробки передач); 3 – шестерня включаемой передачи; 4 – синхронизатор; 5 – выходной вал коробки; 6 – маховик, имитирующий массу автомобиля; 7 – промежуточный вал.

Детали 1, 2, 7, 3 относятся к первой подсистеме; детали 4, 5, 6 – к второй подсистеме.

Каждая из подсистем обладает одной степенью свободы; причём для второй подсистемы это справедливо при постоянном радиусе качения ведущих колёс.

Из всех моментов трения, действующих в коробке, будем учитывать только момент M_c трения на конических выравнивающих поверхностях синхронизатора и шестерни включаемой передачи. Тогда динамическая система представляется простейшей двухмассовой моделью (рисунок 13.3), а её движение описывается системой двух дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_B \dot{\omega}_B = -M_G \\ J_a \dot{\omega}_a = M_c - M_\psi, \end{cases} \quad (13.1)$$

где J_B , J_a – моменты инерции первой и второй подсистем, приведённые соответственно к шестерне включаемой передачи (то есть третьей) и к выходному валу коробки передач; ω_B , ω_a – угловые скорости шестерни включаемой передачи и выходного вала; M_ψ – приведенный к выходному валу коробки передач момент сопротивления.

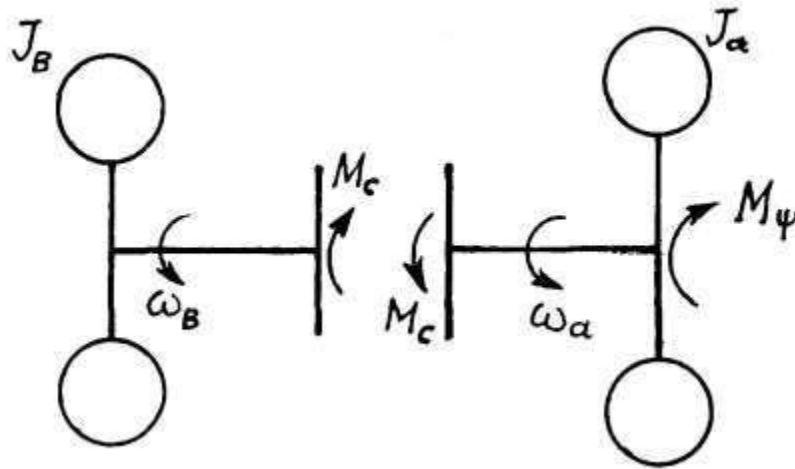


Рисунок 13.3 – Простейшая двухмассовая система автомобиля

Так как сцепление выключается быстро, то в начале процесса синхронизации

$$\begin{cases} \omega_B(0) = \omega_{B0} = \omega_{e0} / u_{k3}, \\ \omega_a(0) = \omega_{a0} = \omega_{e0} / u_{k2}. \end{cases} \quad (13.2)$$

где u_{k2} , u_{k3} – передаточные числа коробки на 2-й и 3-й передачах.

При переключении на высшую передачу $\omega_{B0} > \omega_{a0}$, поэтому в процессе выравнивания угловых скоростей шестерня включаемой передачи замедляется и в уравнениях (13.1) $M_c > 0$.

По определению приведенных величин имеем

$$\begin{aligned} J_B &= j^2 u_{k3}, \\ J_a &\approx m r_k^2 / u_{k0}^2, \\ M_\psi &= m g r_d / (u_0 \eta_{тр}). \end{aligned} \quad (13.3)$$

где r_k – радиус качения колеса (будем считать $r_k \approx r_d$); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии (можно принимать $\eta_{тр} = 0,8 \dots 0,85$); j – замедление; u_0 – передаточное число главной передачи; m – масса автомобиля.

В выражении для J_a мы пренебрегли моментами инерции колёс и деталей трансмиссии, а в выражении для M_ψ – сопротивлением воздуха. Так как для данных условий движения $\psi = \text{const}$, то и $M_\psi = \text{const}$.

Момент трения на конических выравнивающих поверхностях

$$M_c = \mu r_c Q / \sin \gamma, \quad (13.4)$$

где μ – коэффициент трения, $\mu = 0,07 \dots 0,1$; r_c, γ – соответственно средний радиус трения и половина угла при вершине конуса выравнивающей поверхности синхронизатора; Q – осевое усилие на муфте синхронизатора

$$Q = KP, \quad (13.5)$$

где K – силовое передаточное отношение рычага переключения передач; P – усилие на рычаге.

Очевидно, что при заданных условиях $M_c = \text{const}$.

Так как M_ψ и M_c – величины постоянные, то и правые части уравнений (13.1) являются постоянными, то есть оба уравнения приводятся к виду $\dot{x} = c$. Решение этого уравнения:

$$x(t) = x_0 + ct, \quad (13.6)$$

где t – время; x_0 – начальное условие.

Решения уравнений (13.1) при начальных условиях (13.2) имеют вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_B(t) = \omega_{e0} - \frac{M_c}{J_B} t \\ \omega_a(t) = \omega_{e0} - \frac{M_c}{J_a} t \end{array} \right. \quad (13.7)$$

Уравнивание угловых скоростей ω_a и ω_B заканчивается в момент времени $t = t_c$:

$$\omega_B(t_c) = \omega_a(t_c) = \omega_c, \quad (13.8)$$

где ω_c – угловая скорость выходного вала коробки в момент окончания процесса уравнивания угловых скоростей.

Графики $\omega_B(t)$ и $\omega_a(t)$ при $t_c > 0$ и $\omega_c > 0$ показаны на рисунок 13.4,а. Если линии $\omega_B(t)$ и $\omega_a(t)$ не пересекаются при $t > 0$ (рисунок 13.4,б), или, если $\omega_c < 0$ (рисунок 13.4,в), то переключение вообще невозможно.

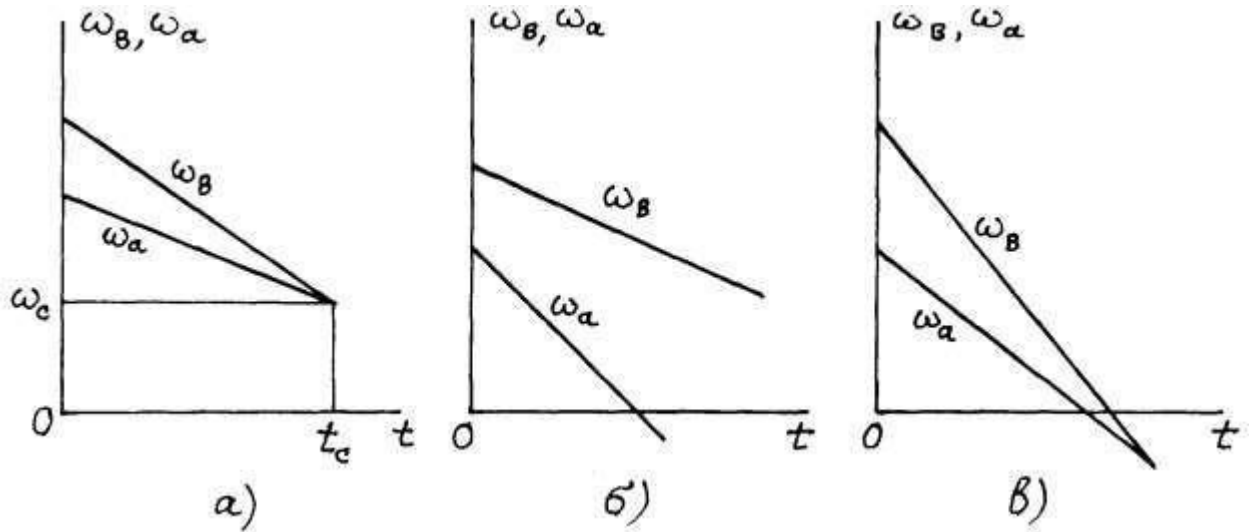


Рисунок 13.4 – Графики $\omega_B(t)$

Приравняв правые части уравнений (13.3), получим уравнение относительно времени синхронизации:

$$\frac{\omega_{e0}}{u_{к3}} - \frac{M_c}{J_B} t = \frac{\omega_{e0}}{u_{к2}} - \frac{M_\psi - M_c}{J_a} t, \quad (13.9)$$

Отсюда

$$t = \omega_{e0} \frac{\frac{1}{u_{к3}} - \frac{1}{u_{к2}}}{\frac{M_c}{J_B} - \frac{M_\psi - M_c}{J_a}}. \quad (13.10)$$

Угловую скорость ω_c найдем, подставив полученное значение t_c в любое из уравнений (13.5):

$$\omega_c = \frac{\omega_{e0}}{u_{к3}} - \frac{M_c}{J_B} t, \quad (13.11)$$

или

$$\omega_c = \frac{\omega_{e0}}{u_{к2}} - \frac{M_\psi - M_c}{J_a} t. \quad (13.12)$$

После уравнивания угловых скоростей шестерни 3-й передачи и выходного вала коробки включается передача, а затем и сцепление, то есть

происходит замыкание трансмиссии. На это уходит некоторое время $t_{\text{ВКЛ}}$. Если пренебречь изменением скорости автомобиля за время $t_{\text{ВКЛ}}$, то после замыкания трансмиссии угловая скорость вала двигателя будет равна

$$\omega_{e1} = \omega_c u_{k3}. \quad (13.13)$$

Если ω_{e1} меньше некоторого значения $\omega_{e \min}$ (для дизеля $\omega_{e \min} \geq 70$ рад/с), то двигатель работает неустойчиво.

Пример решения.

Технические параметры необходимые для расчёта:

- 1) масса автомобиля $m = 14000$ кг;
- 2) динамический радиус колеса $r_d = 0,48$ м;
- 3) передаточное число главной передачи $u_0 = 7,52$;
- 4) передаточные числа коробки на 2-й и 3-й передачах: $u_{k2} = 2,89$; $u_{k3} = 1,64$;
- 5) приведенный к валу сцепления суммарный момент инерции ведомых дисков сцепления и деталей коробки передач, связанных в движении с валом сцепления при нейтрали в коробке $J_1 = 0,09$ кг·м²;
- 6) средний радиус трения выравнивающей поверхности синхронизатора $r_c = 70$ мм;
- 7) половина угла при вершине конуса выравнивающей поверхности $\gamma = 7^\circ$;
- 8) силовое передаточное отношение рычага переключения передач $K = 6,9$;
- 9) усилие на рычаге $P = 50$ Н;
- 10) угловая скорость вала двигателя в начале переключения $\omega_{e0} = 240$ рад/с;
- 11) коэффициент сопротивления дороги $\psi = 0,08$.

Принимаем: КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0,82$; коэффициент трения на выравнивающих конических поверхностях синхронизатора и шестерни $\mu = 0,09$; радиус качения колеса $r_d \approx r_k = 0,48$ м.

Расчётная схема системы приведена на рисунке 13.2.

Момент инерции, приведенный к шестерне 3-й (включаемой) передачи,

$$J_B = J_1 u_{k3}^2 = 0,09 \cdot 1,64^2 = 0,2421 \text{ кг·м}^2.$$

Момент инерции, приведенный к выходному валу коробки передач,

$$J_a = \frac{mr_k^2}{u_0^2} = \frac{14000 \cdot 0,48^2}{7,52^2} = 57,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведенный к выходному валу коробки передач момент сопротивления

$$M_\psi = \frac{mg\psi r_d}{u_0 \eta_{тр}} = \frac{14000 \cdot 9,81 \cdot 0,08 \cdot 0,48}{7,52 \cdot 0,82} = 855,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Осевое усилие на муфте синхронизатора

$$Q = KP = 6,9 \cdot 50 = 345 \text{ Н}.$$

Момент трения на конических поверхностях синхронизатора и шестерни 3-й передачи

$$M_c = \frac{\mu r_c Q}{\sin \gamma} = \frac{0,09 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 345}{\sin 7^\circ} = 17,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время синхронизации

$$t_c = \omega_e \frac{u_{к3} \frac{1}{M_c} - u_{к2} \frac{1}{M_\psi - M_c}}{J_B} = 240 \cdot \frac{\frac{1}{1,64} - \frac{1}{2,89}}{\frac{17,83}{0,2421} - \frac{855,3 - 17,83}{57,04}} = 1,073 \text{ с} \approx 1,1 \text{ с}.$$

Угловая скорость выходного вала коробки передач в конце процесса синхронизации

$$\omega_c = \frac{\omega_{e0}}{u_{к3}} - \frac{M_c}{J_B} t_c = \frac{240}{1,64} - \frac{17,83}{0,2421} \cdot 1,073 = 67,32 \text{ рад/с}.$$

Угловая скорость вала двигателя сразу после переключения передач

$$\omega_{e1} = \omega_c u_{к3} = 67,32 \cdot 1,64 = 110,4 \text{ рад/с} \approx 110 \text{ рад/с}.$$

При такой угловой скорости двигатель ещё работает устойчиво и обеспечивает разгон автомобиля по условию задачи.

13.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 13 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Макеты механических ступенчатых коробок передач автомобилей ВАЗ-2110; АЗЛК-2141; ГАЗ-3102; ЗИЛ-130; ЗИЛ-4331; КАМАЗ-5410.
- 2) Шестерни, вторичные валы, синхронизаторы механических ступенчатых коробок передач.

- 3) Комплект плакатов «Трансмиссия автомобиля».
- 4) Штангенциркуль; линейка (400 мм).
- 5) Проектор, ноутбук, интерактивная доска.

13.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 13 в ауд. 407-11 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 ведущего преподавателя;
- 3) работу выполнять только в присутствии преподавателя.

13.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство и работу двухвальных и трёхвальных механических ступенчатых коробок передач;
- 2) изучить теоретические положения (пункт 4.2);
- 3) изучить устройство и работу инерционных синхронизаторов различных типов: с блокирующим кольцом; с блокирующим цилиндром, с блокирующими пальцами;
- 4) оценить технические параметры автомобиля, коробки передач, синхронизатора необходимые для расчётов;
- 5) выполнить необходимые расчёты (в соответствии с пунктом 4.4);
- 6) сделать выводы и оформить отчёт по практической работе.

13.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 13 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Схему синхронизатора с блокирующими пальцами.

- 4) Схему динамической системы автомобиля.
- 5) Результаты оценки технических параметров автомобиля, коробки передач, синхронизатора, необходимые для выполнения расчётов.
- 6) Расчёт основных параметров характеризующих работу инерционного синхронизатора (в соответствии с пунктом 13.3).
- 7) Анализ результатов расчётов и краткие выводы.
- 8) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

13.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

1. Для чего предназначены инерционные синхронизаторы?
2. Какие основные типы инерционных синхронизаторов используются в механических ступенчатых коробках передач?
3. Из каких основных деталей и узлов состоит инерционный синхронизатор?
4. Опишите рабочий процесс инерционного синхронизатора.
5. Составьте расчётную схему инерционного синхронизатора.
6. Приведите методику расчёта времени синхронизации.
7. Составьте динамическую систему автомобиля состоящую из двух подсистем при нейтрали в коробке передач.

13.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

13.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.

2. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 238 с.

3. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

13.9.2 Дополнительная литература:

4. Автомобили: Учеб. пособие / А. В. Богатырев, Ю. К. Есиновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышов. Под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.

5. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др.]– М.: Издательство «За рулем», 2005. – 335 с.

13.9.3. Интернет-ресурсы:

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

Практическая работа 14

УСТРОЙСТВО И РАБОТА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЯ. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИФФЕРЕНЦИАЛА

14.1 Цель работы

Целью выполнения данной лабораторной работы является следующее:

- 1) изучению конструкции ведущих мостов автомобилей;
- 2) изучение принципов функционирования главной передачи и межколёсного дифференциала;
- 3) изучение методики экспериментального изучения режимов работы межколёсных дифференциалов автомобилей.

14.3 Теоретическая часть

В автомобилестроении главная передача и дифференциал заключены в корпус 6 (рисунок 14.1), который называют ведущим мостом автомобиля. Этот мост может быть передним (переднеприводной автомобиль) и задним

(заднеприводной автомобиль). Имеют место автомобили с передним и задним ведущими мостами одновременно (вездеходы).

На рисунке 14.1 изображена принципиальная схема трансмиссии автомобиля, начиная с двигателя 1 и заканчивая ведущими (ходовыми) колесами 6.

Крутящий момент при включенном сцеплении (2) передается на коробку перемены передач (3). Посредством этой коробки момент в зависимости от включенной передачи имеет на выходном валу коробки то или иное значение и соответствующее направление (передний ход, задний ход).

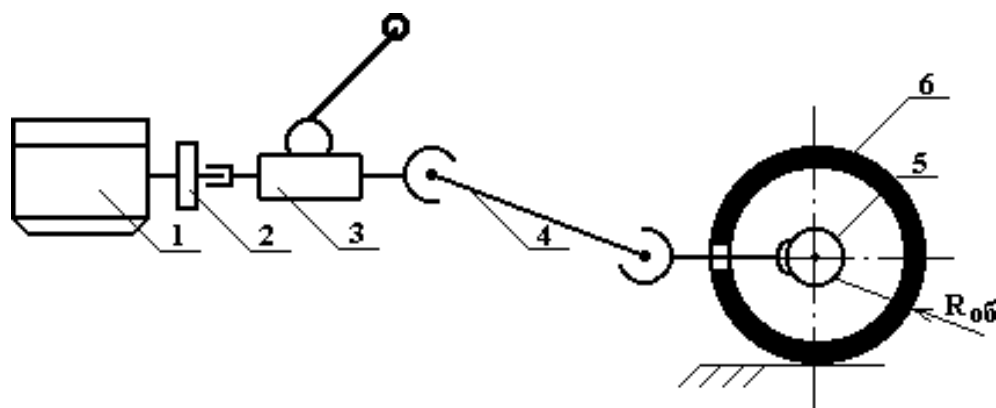


Рисунок 14.1 – Схема трансмиссии автомобиля

1- двигатель; 2- сцепление; 3- коробка перемены передач; 4- карданный вал; 5- главная передача автомобиля; 6- приводное колесо.

Далее крутящий момент через карданный вал (4) передается главной передаче (5), которая изменяет как величину момента, так и его направление (под углом 90°). Посредством главной передачи (5) крутящий момент передаётся дифференциалу. Последний распределяет величину этого момента между полуосями, соединенными непосредственно с ведущими колёсами (6) автомобиля.

Под действием на полуосях крутящих моментов на ведущих колёсах (6) в местах соприкосновения с дорогой развиваются окружные усилия. Эти усилия вызывают возникновение равных им касательных реакций дороги. Указанные реакции при достаточном сцеплении колёс с дорогой передаются с задней или передней оси на корпус автомобиля, сообщая ему поступательное движение.

Главная передача (ОСТ 37.001.214 – 85) – это передача моста или часть передачи моста, преобразующая крутящий момент и передающая всю мощность, реализуемую ведущими колёсами.

Требования к главной передаче:

- 1) Минимальные размеры по высоте для обеспечения максимально возможного дорожного просвета;
- 2) Минимальная масса при заданном передаточном числе;
- 3) Низкий уровень шума;
- 4) Высокий КПД (колеблется от 0,9 до 0,98);
- 5) Отсутствие регулировок в процессе эксплуатации.

Главные передачи классифицируются по следующим признакам:

- 1) По числу ступеней: одинарные главные передачи и двойные.
- 2) Одинарные по типу зацепления зубчатых колёс: прямозубые, косозубые; со спиральным или круговым зубом; гипоидные; червячные.

Одинарные гипоидные: с верхним смещением шестерни; с нижним смещением шестерни.

Червячные передачи: с верхним червяком; с нижним червяком.

Цилиндрические: прямозубые; косозубые; шевронные.

- 3) Двойные по месту расположения:

- центральные: односкоростные; двухскоростные.
- разнесённые: с колесным редуктором; с бортовым редуктором.

- 4) По относительной подвижности осей: непланетарные; планетарные; субпланетарные.

- 5) По расположению плоскости разъёма картера: с горизонтальным; с вертикальным; разъём под 45 град.

Передачи, у которых оси ведущего и ведомого зубчатых колёс не лежат на одном уровне, не пересекаются, а перекрещиваются, называют гипоидными передачами.

Начальными поверхностями гипоидной пары являются поверхности гиперболоидов вращения.

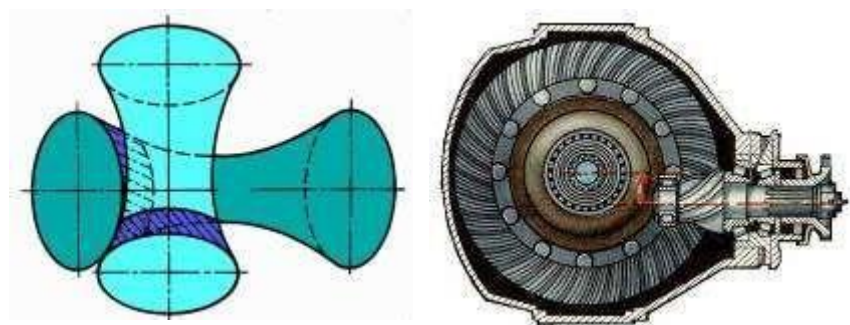


Рисунок 14.2 – Одинарная гипоидная главная передача

Ось ведущего вала может быть сдвинута на величину E вверх или вниз по отношению к оси ведомого вала. Величину E принято называть гипоидным смещением. Смещение вверх выполняют на многоосных автомобилях для того, чтобы вал ведущего зубчатого колеса сделать проходным, а на переднеприводных автомобилях с учётом условий компоновки.

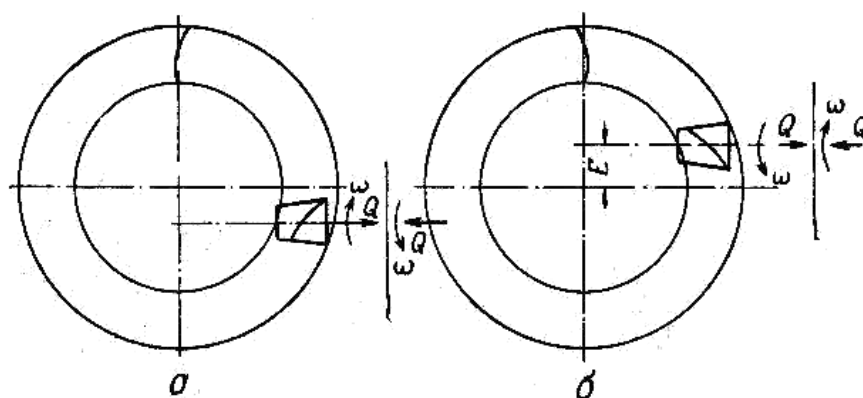


Рисунок 14.3 – Схемы гипоидных передач со смещением вниз (а) и вверх (б)

В гипоидной передаче зубья зубчатых колёс имеют форму спирали. При этом углы наклона спирали ведущего, и ведомого зубчатых колёс различны. Вследствие разных углов наклона зубьев торцовый модуль также разный. Благодаря этому при одинаковых диаметрах зубчатых колёс и одинаковых передаточных числах соосной конической и гипоидной передач ведущее зубчатое колесо последней имеет больший диаметр начального конуса и большие размеры зубьев, следовательно, большую прочность зубьев, чем у ведущего зубчатого колеса соосной конической передачи.

Передаточное число гипоидной передачи определяют по формуле

$$u_{zn} = \frac{D_{\varpi} \cdot \cos \beta_2}{d_{\varpi} \cdot \cos \beta_1} \quad K_z = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \quad u_{zn} = \frac{D_{\varpi}}{d_{\varpi}} \cdot K_z \quad (14.1)$$

где $D_{\text{ш}}$, $d_{\text{ш}}$ – делительные диаметры зубчатого колеса и шестерни соответственно; β_2, β_1 – углы наклона зубьев колеса и шестерни.

К преимуществам гипоидных передач относится тот факт, что в их зацеплении помимо относительного скольжения в поперечном направлении имеет место характерное для всех передач со скрещивающимися осями продольное скольжение, способствующее лучшей приработке, плавности хода и бесшумности работы передачи.

Отсутствие участков поверхности с чистым качением обуславливает более высокое сопротивление рабочих поверхностей зубьев усталостному разрушению, поскольку усталостное выкрашивание зубьев (питтинг) возникает, в первую очередь, вблизи полюса зацепления, то есть вблизи зоны чистого качения.

В свою очередь, наличие продольного скольжения способствует увеличению потерь в передаче и снижению её КПД, а также предъявляет повышенные требования к смазочному материалу, который может выдавливаться при больших нагрузках в направлении продольных контактных линий. В связи с этим возможность заедания в гипоидных передачах выше, чем в конических. Для уменьшения вредных последствий этого недостатка в гипоидных передачах увеличивают твёрдость рабочих поверхностей зубьев и применяют специальную, так называемую, гипоидную смазку.

Преимущества гипоидных передач:

- более высокая плавность и бесшумность работы;
- большая прочность зубьев и меньшее давление на них, то есть повышенная надёжность и долговечность;
- возможность в гипоидной передаче при одних и тех же габаритах по сравнению с простой соосной конической получить большее передаточное число или при одном и том же значении передаточного числа уменьшить габариты передачи, следовательно, и ведущего моста в целом;
- значительное расширение компоновочных возможностей при проектировании автомобиля.

Недостатки гипоидных передач:

– повышенное трение в зубчатом зацеплении, следовательно, несколько меньший КПД;

– необходимость применения специальной гипоидной смазки, специальных присадок, препятствующих разрушению смазочной пленки;

– большие осевые силы и нагрузки на подшипники.

Согласно ОСТ 37.001.432-86 Дифференциал – механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий крутящий момент между ведомыми звеньями, позволяющий каждому из них изменять частоту вращения при вращающемся с постоянной частотой ведущем звене, передающий мощность, реализуемую на колёсах автомобиля, связанных с ведомыми звеньями.

Дифференциал должен обеспечивать:

– возможность ведущим колёсам вращаться с различной угловой скоростью при движении на поворотах и по неровностям дороги;

– распределение крутящего момента по ведущим колёсам в соответствии с условиями движения;

– хорошую управляемость и устойчивость автомобиля при движении;

– высокий КПД;

– общие технические требования: минимальные размеры и масса, простота конструкции и обслуживания, технологичность, ремонтпригодность низкий уровень шума, унификация.

Согласно ОСТ 37.001.432-86 к основным параметрам оценки дифференциалов относятся:

– передаточное отношение (внутреннее передаточное число)

$$i_{\partial\phi} = \frac{\omega_{заб}}{\omega_{отс}} \quad (14.2)$$

где $\omega_{заб}$, $\omega_{отс}$ – угловые скорости забегающей и отстающей полуосей соответственно.

– коэффициент блокировки

$$K_{\partial} = \frac{M_t}{M_o} = \frac{M_{отс} - M_{заб}}{M_{отс} + M_{заб}}; \quad (14.3)$$

$$0 < K_{\partial} < 1$$

где $M_{заб}$, $M_{отс}$ – моменты на забегающей и отстающей полуосях.

– коэффициент распределения момента, характеризующий распределе-

ние крутящего момента между полуосями или мостами в зависимости от типа дифференциала

$$K_m = \frac{M_{omc}}{M_{заб}}; \quad (14.4)$$

$$1 < K_m < \infty$$

– КПД, который зависит от внутреннего трения и радиуса поворота автомобиля:

$$\eta_o = 1 - \frac{B}{2R} K_o. \quad (14.5)$$

Классификация дифференциалов в зависимости от различных признаков:

- 1) По месту расположения в трансмиссии: межколёсный; межосевой; межбортовой.
- 2) По конструкции: червячный; кулачковый; шестерённый конический; шестерённый цилиндрический.
- 3) По кинематическим схемам: симметричный; несимметричный.
- 4) По типу блокировки: неблокируемый малого трения; с принудительной блокировкой; самоблокирующийся.
- 5) По соотношению крутящих моментов на ведомых валах: с постоянным и непостоянным соотношением.

При отсутствии потерь в симметричном дифференциале моменты распределяются поровну, что снижает проходимость автомобиля. В то же время распределение моментов поровну для симметричного дифференциала обеспечивает хорошую устойчивость автомобиля, независимо от сцепления колёс с дорогой. Движение автомобиля с заблокированным или самоблокирующимся дифференциалом в тяговом режиме на повороте более устойчиво, так как на отстающем, внутреннем по отношению к центру поворота колесе возникает большая тангенциальная реакция, чем на внешнем забегающем. При этом создается момент, препятствующий заносу.

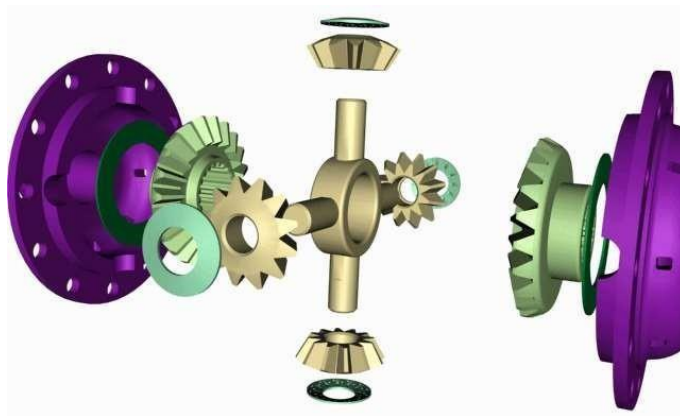


Рисунок 14.4 – Симметричный дифференциал

Механизм дифференциала включает: корпус (неразъёмный или разъёмный); сателлиты (два или четыре); ось сателлитов или крестовину; полуосевые шестерни; опоры (конические подшипники) и детали крепления.

Особенностями конструкции дифференциала являются:

- сателлиты и полуосевые шестерни выполняются прямозубыми;
- установка антифрикционных шайб между трущимися поверхностями для уменьшения трения;
- торцевые поверхности сателлитов и внутренняя поверхность корпуса выполняются сферическими, что способствует центрированию сателлитов на осях и более точному зацеплению с полуосевыми шестернями;
- для обеспечения смазки сателлитов, оси в местах посадки сателлитов должны иметь лыски или спиральные канавки, удерживающие масло.

Преимущества простого конического дифференциала:

- простота конструкции и изготовления;
- минимальные размеры, масса и стоимость;
- обеспечение хорошей управляемости и устойчивости;
- высокий КПД (малые потери на трение) (0,85...0,95);
- высокая надёжность.

Отрицательным качеством является ограничение проходимости.

Через главную передачу осуществляется передача вращательного момента выходным валам (полуосям), связанным с ведущими колёсами автомобиля, и пересекающимся (коническая передача) или скрещающимся (гипоидная передача) под прямым углом. На рисунке 14.5 представлена схема ведущего моста автомобиля.

Главную передачу образуют конические колёса (4) с числом зубьев на ведущем колесе Z_0 , на ведомом – Z_1 . Ведущее колесо принято называть “хвостовиком”, а ведомое – “коронной шестерней”.

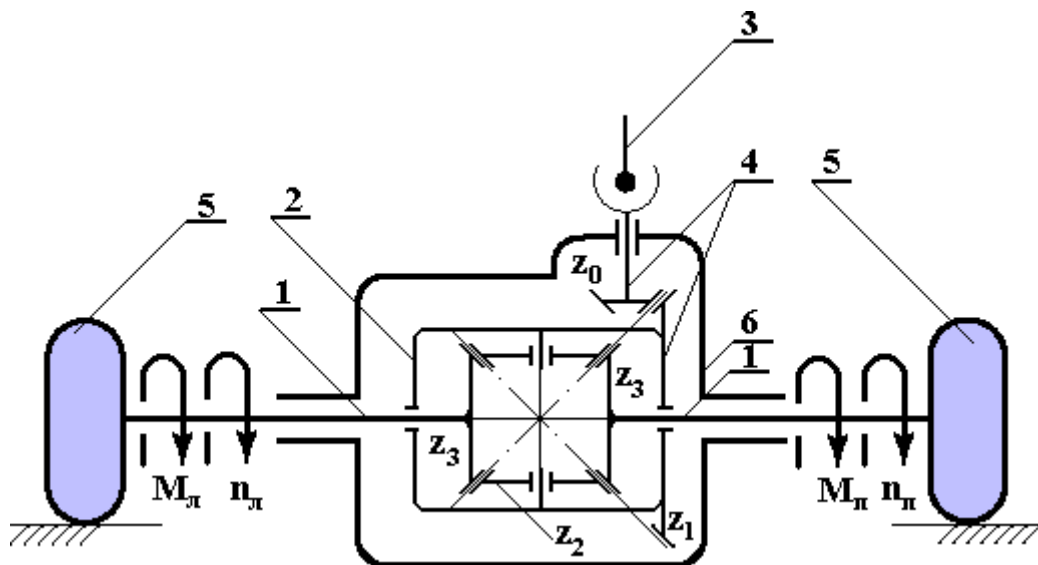


Рисунок 14.5 – Схема ведущего моста автомобиля

1– полуоси; 2 – корпус; 3 – карданный вал; 4 – главная передача; 5 – приводные колёса; 6 – корпус;

Передаточное отношение главной передачи автомобиля:

$$i_5 = i_{01} = \frac{z_1}{z_0}. \quad (14.6)$$

Непосредственно дифференциал образуют зубчатые колёса с числом зубьев Z_2 и Z_3 . Зубчатые колеса с числом зубьев Z_2 называются “сателлитами”, а с Z_3 – “полуосевыми шестернями”, так как они выполнены непосредственно на концах полуосей (1). Сателлиты и полуосевые шестерни образуют правильное зацепление друг с другом. Они помещены в корпус (2), жёстко связанный с коронной шестерней (4). Этот корпус называют “коробкой сателлитов”.

Передаточное отношение самого дифференциала через числа зубьев колёс:

$$i_{32}i_{23} = -\left(\frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_3}{z_2}\right). \quad (14.7)$$

На рисунке 14.6 представлена кинематическая схема дифференциала.

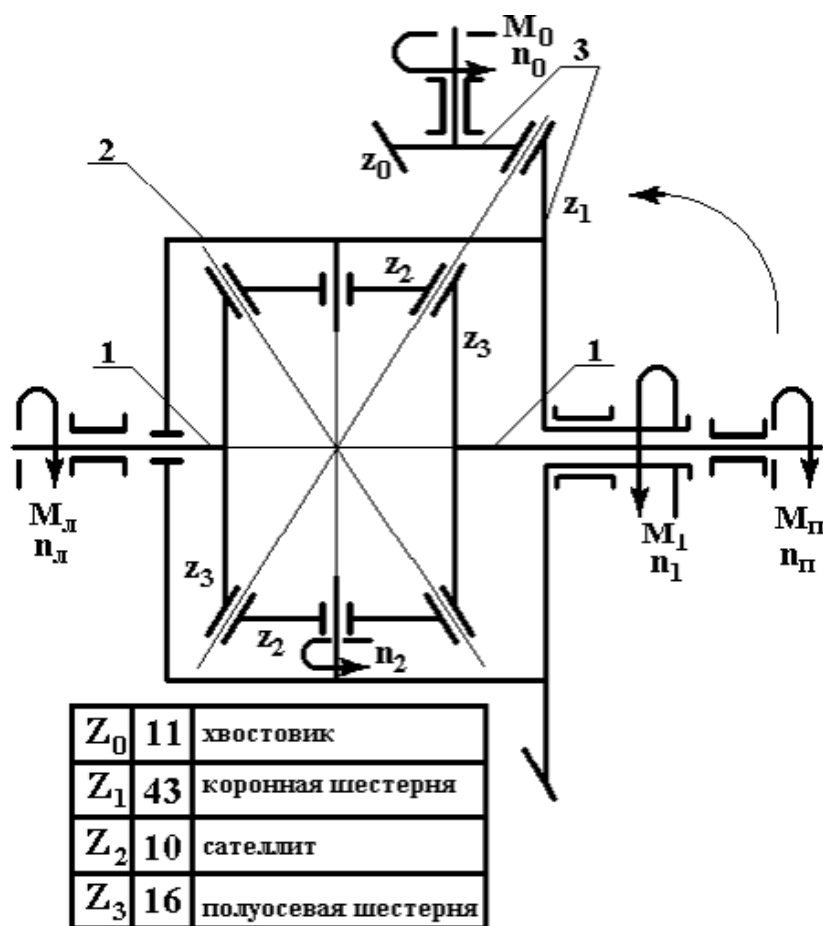


Рисунок 14.6 – Кинематическая схема дифференциала

Лабораторный комплекс «Ведущий мост и его механизмы» предназначен для проведения комплекса теоретических, практических и лабораторных работ по изучению конструкции ведущих мостов, принципов их функционирования и режимов работы.

Общий вид стенда представлен на рисунке 14.7.

Стенд представляет собой каркасную конструкцию. Каркас (рисунок 14.7, поз.5) изготовлен из профильной стальной трубы и установлен на промышленные колёса (рисунок 14.7, поз.6). Два колеса снабжены тормозным устройством. С боковых сторон каркас закрыт стальными защитными панелями. Верх каркаса закрыт оргстеклом. На каркасе закреплена панель управления (рисунок 14.7, поз.1). Более подробно панель управления представлена на рисунке 14.8. Каркас, защитные панели и корпус панели управления имеют защитное порошково-полимерное покрытие. Под панелью управления находится дифференциальный автоматический выключатель (рисунок 14.7, поз.2).

Внутри каркаса располагается исследуемый ведущий мост (рисунок 14.7, поз.4). Ведущий мост является серийно устанавливаемым агрегатом автомобиля ВАЗ-2101-07. Ведущий вал моста приводится в движение при помощи мотор-редуктора (рисунок 14.7, поз.7). Мотор-редуктор установлен в качающейся опоре, соосно выходному валу мотор-редуктора, что позволяет измерять вращающий момент на выходном валу мотор-редуктора с помощью тензометрического датчика (рисунок 14.7, поз.11). Частота вращения выходного вала мотор-редуктора регулируется с помощью частотного преобразователя (рисунок 14.7, поз.3). Управление частотным преобразователем осуществляется с панели управления (рисунок 14.8). Частота вращения выходного вала мотор-редуктора измеряется при помощи индуктивного датчика (рисунок 14.7, поз.10).

Два дисковых тормозных механизма (рисунок 14.7, поз.8,9) имитируют нагрузку на левом и правом колесе соответственно. Тормозные механизмы установлены в качающихся опорах, аналогично мотор-редуктору, что позволяет измерять вращающий момент на левом и правом колесе с помощью тензометрических датчиков (рисунок 14.7, поз.13, 15). Величина тормозного момента изменяется с помощью регуляторов на панели управления. Частота вращения левого и правого колеса измеряется с помощью индуктивных датчиков (рисунок 14.7, поз.12, 14).



Рисунок 14.7 – Общий вид стенда

1 – панель управления; 2 – дифференциальный автоматический выключатель; 3 – частотный преобразователь; 4 – ведущий мост; 5 – каркас стенда; 6 – колесо; 7 – мотор-редуктор; 8 – нагружающее устройство, имитирующее нагрузку на левом колесе; 9 – нагружающее устройство, имитирующее нагрузку на правом колесе; 10 – датчик частоты вращения ведущего вала; 11 – датчик вращающего момента на ведущем валу; 12 – датчик частоты вращения левого колеса; 13 – датчик вращающего момента на левом колесе; 14 – датчик частоты вращения правого колеса; 15 – датчик вращающего момента на правом колесе



Рисунок 14.8 – 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 левом колесе; 8 – регулятор нагрузки на правом колесе.

Электропитание стенда включается с помощью клавиши «Питание» (рисунок 14.8, поз.1). Экстренное (аварийное) отключение электропитания осуществляется с помощью кнопки «Аварийный стоп» (рисунок 14.8, поз.2).

Кнопка «Аварийный стоп» фиксируется после нажатия и прекращает подачу электроэнергии. Для снятия фиксации необходимо повернуть грибок кнопки в направлении стрелок, нанесённых на кнопку.

Управление мотор-редуктором осуществляется через частотный преобразователь. С помощью тумблера «Пуск/Стоп» (рисунок 14.8, поз.3) осуществляется запуск (верхнее положение тумблера) и остановка (нижнее положение тумблера) мотор-редуктора. С помощью регулятора «Частота вращения ведущего вала моста» (рисунок 14.8, поз.4) осуществляется регулировка частоты вращения выходного вала мотор-редуктора (ведущего вала моста).

После обработки данных, контроллер выдает информацию с датчиков на дисплей (рисунок 14.8, поз.5) и на ЭВМ (в случае подключения стенда к ЭВМ). На дисплее в реальном времени отображаются 6 параметров: частота вращения ведущего вала моста (об/мин); частота вращения левого колеса (об/мин); частота вращения правого колеса (об/мин); вращающий момент на ведущем валу моста (Н·м); вращающий момент на левом колесе (Н·м); вращающий момент на правом колесе (Н·м).

Для установки нулевых значений вращающих моментов используется кнопка «Установка нуля» (рисунок 14.8, поз.6). Установка нулевых значений осуществляется для всех трёх параметров одновременно.

Регулировка нагрузки на левом и правом колесе осуществляется с помощью регуляторов «Нагрузка на левом колесе» (рисунок 14.8, поз.7) и «Нагрузка на правом колесе» и (рисунок 14.8, поз.8).

Лабораторный стенд имеет возможность подключения к ЭВМ по интерфейсу USB. В этом случае контроллер стенда передает данные с датчиков стенда на жесткий диск ЭВМ, которые обрабатываются с помощью программного обеспечения «Transfer gearbox».

Внешний вид программного обеспечения представлен на рисунке 14.9.

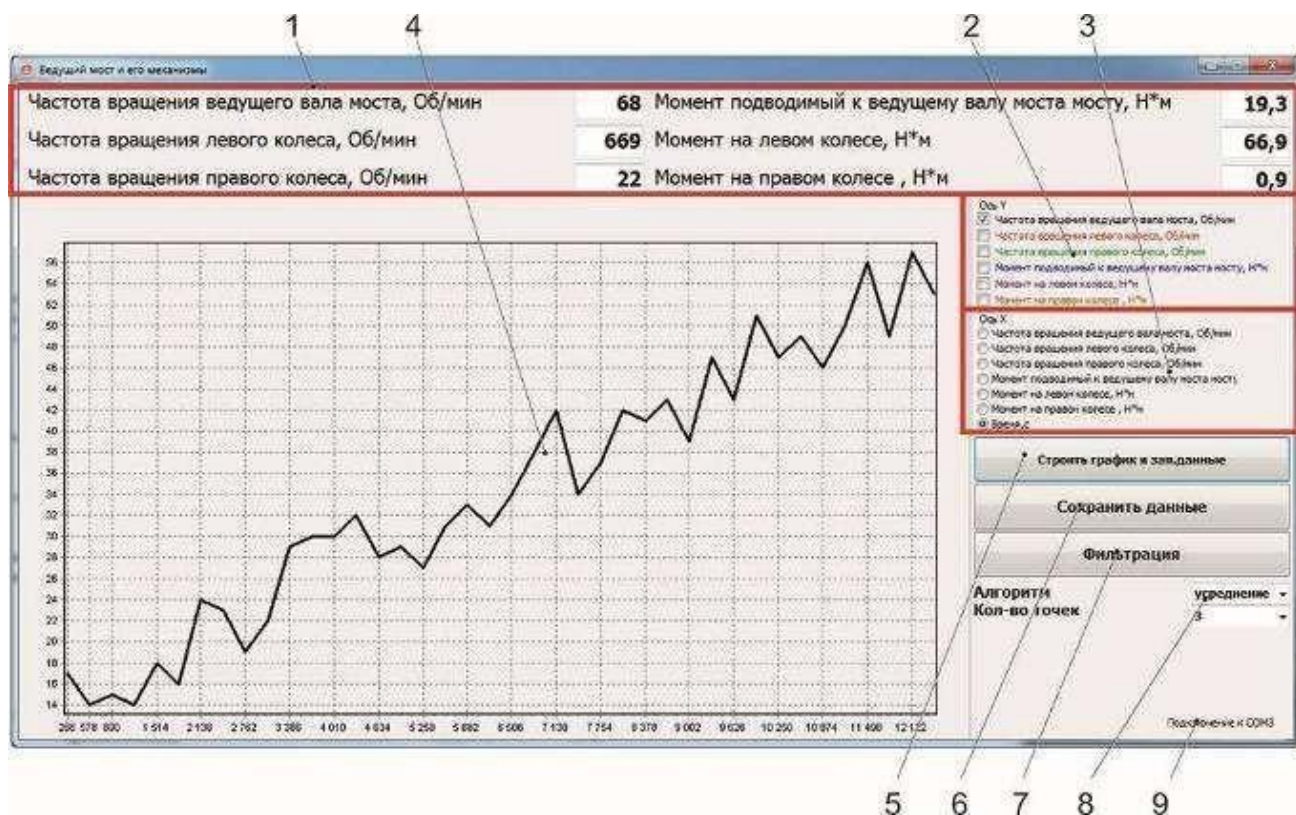


Рисунок 14.9 – Программное обеспечение

1 – поле индикации параметров; 2 – поле выбора значений оси X; 3 – поле выбора значений оси Y; 4 – поле построения графика; 5 – кнопка старта/завершения эксперимента; 6 – кнопка сохранения полученных данных; 7 – кнопка фильтрации полученных данных; 8 – поле выбора типа фильтрации и количества точек фильтрации; 9 – индикация подключения стенда.

14.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 14 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Лабораторный комплекс «Ведущий мост и его механизмы».
- 2) Комплект плакатов по разделу «Трансмиссия автомобиля», техническое описание автомобиля базовой модели (ВАЗ-2107).
- 3) Видеофильмы по разделу «Трансмиссия автомобиля».
- 4) Макеты и разрезы ведущих мостов автомобилей.

14.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 14 в ауд. 407-11 и 112-11 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

1) Приступать к выполнению работы разрешается только после проведения преподавателем вводного инструктажа по технике безопасности.

2) Необходимо знать расположение в лаборатории средств пожаротушения, рубильников (автоматов) отключения электроэнергии, медицинской аптечки и уметь ими пользоваться.

3) Запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей.

4) Включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера.

5) Работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

14.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1) Изучить теоретические положения.

2) Проработать инструкцию к лабораторной работе и ознакомиться с установкой «Ведущий мост и его механизмы».

3) Ознакомиться с устройством и работой испытуемого объекта.

4) Провести испытание исследуемого ведущего моста в следующей последовательности:

4.1) Включите дифференциальный автоматический выключатель (рисунок 14.7, поз.2).

4.2) Включите питание стенда клавишей «Питание» (рисунок 14.8, поз.1). Клавиша должна засветиться и на дисплее (рисунок 14.8, поз.5) должны появиться цифры. Если питание не включается убедитесь в том, что кнопка «Аварийный стоп» не нажата, в противном случае, поверните грибок кнопки по направлению стрелок, изображенных на кнопке.

4.3) Убедитесь, что дисковые тормозные механизмы полностью выключены, то есть регуляторы нагрузок на колёсах (рисунок 14.8, поз.7,8) выкручены против часовой стрелки до упора.

4.4) Произведите проверочный запуск, для этого включите тумблер «Пуск/Стоп» и вращая регулятор «Частота вращения ведущего вала» убедитесь, что привод моста вращается и частота вращения меняется пропорционально вращению регулятора. После проверки уменьшите частоту вращения мотор-редуктора до минимума и выключите тумблер «Пуск/Стоп».

4.5) При включении питания стенда тензометрические датчики усилия не сбалансированы. Для балансировки датчиков необходимо нажать на кнопку «Установка нуля» (рисунок 14.8, поз.6). Результатом успешной балансировки является установка нулевых значений величин вращающих моментов на дисплее (рисунок 14.8, поз.5). Балансировку датчиков необходимо производить при выключенном мотор-редукторе, полностью выключенных дисковых тормозных механизмах и через 5...7 минут после включения питания стенда (это время необходимо для установления температурного режима тензометрических датчиков).

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

4.7) Постепенно увеличивайте нагрузку на колёсах, записывая значения в таблицу.

Не рекомендуется повышать нагрузку до полной остановки мотор-редуктора. Частотный регулятор снабжён тепловой защитой, которая включается при превышении нагрузки на электродвигатель мотор-редуктора. Если произошло отключение мотор-редуктора необходимо выкрутить против часовой стрелки до упора регуляторы нагрузок на колёсах и выключить питание стенда на 10 минут.

4.8) После проведения эксперимента полностью выключите дисковые тормозные механизмы, то есть выкрутите против часовой стрелки до упора регуляторы нагрузок на колёсах (рисунок 14.8, поз.7,8).

Длительная работа тормозных механизмов с большой нагрузкой (более 60 Н·м) может привести к перегреву диска и тормозных накладок и к преждевременному выходу механизма из строя!

4.9) Уменьшите частоту вращения мотор-редуктора до минимума и выключите тумблер «Пуск/Стоп».

4.10) Выключите питание стенда и отключите стенд от сети.

Описание программного обеспечения

Лабораторный стенд имеет возможность подключения к ЭВМ по интерфейсу USB. В этом случае контроллер стенда передаёт данные с датчиков стенда на жёсткий диск ЭВМ, которые обрабатываются с помощью программного обеспечения «Transfer gearbox».

Внешний вид программного обеспечения представлен на рисунке 14.9.

Стенд подключается к ЭВМ при помощи кабеля USB, который выходит из задней стенки корпуса панели управления. При неподключенном стенде в правом нижнем углу программы появляется надпись красного цвета «Стенд не подключён» (рисунок 14.9, поз.9), при успешном подключении стенда надпись меняется на надпись «Подключено к COM3».

Поле индикации параметров (рисунок 14.9, поз.1) дублирует дисплей на панели управления.

Поле выбора значений оси Y (рисунок 14.9, поз.2) позволяет назначить на ось Y один или несколько параметров. Для выбора требуемого параметра необходимо установить галочку напротив параметра. В случае если выбрано несколько параметров цвет линии на графике будет соответствовать цвету строки параметра в поле. Масштаб на оси для всех параметров назначается один по наибольшему значению.

Поле выбора значений оси X (рисунок 14.9, поз.3) позволяет назначить на ось X только один параметр. Для выбора требуемого параметра необходимо установить галочку напротив параметра.

График с выбранными значениями по осям строится в поле построения графика (рисунок 14.9, поз.4).

Порядок работы со стендом при помощи ЭВМ тот же, что описан в выше. Убедитесь, что стенд успешно подключился к программному обеспечению и выполните пункты 4.1÷4.9.

Нажмите кнопку «старт/завершение» эксперимента (рисунок 14.9, поз.5). Выполните пункт 4.7. В поле построения графика начнёт строиться график.

После завершения эксперимента нажмите кнопку «старт/завершение» эксперимента (рисунок 14.9, поз.5).

Выполните пункты 4.7-4.9.

Поскольку в процессе эксперимента появляются колебания и скачки значений датчиков необходимо произвести фильтрацию полученных данных, для этого выберите тип фильтра и количество точек фильтрации (рисунок 14.9, поз.8) и нажмите кнопку «Фильтрация» (рисунок 14.9, поз.7).

Для сохранения полученных результатов в текстовый файл нажмите кнопку «Сохранить данные».

После завершения работы закройте программу и выключите ЭВМ.

5) Сделать выводы и оформить отчёт по практической работе.

14.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 14 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.
- 8) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

14.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

- 1) По каким признакам классифицируют главные передачи?
- 2) Для чего предназначена главная передача автомобиля?

- 3) По каким признакам классифицируют дифференциалы?
- 4) Для чего предназначен дифференциал?
- 5) Опишите рабочий процесс главной передачи и дифференциала?
- 6) Для чего предназначен межосевой дифференциал?
- 7) С использованием каких аналитических зависимостей рассчитываются угловые скорости и моменты в главных передачах?
- 8) По каким признакам классифицируют межосевые дифференциалы?

14.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

14.9.1 Основная литература

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

14.9.2. Дополнительная литература:

2. Оsepчугов В.В., Фрумкин А.К. «Автомобиль. Анализ конструкций. Элементы расчета». – М.: Машиностроение, 1989.

14.9.3 Интернет-ресурсы

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

Практическая работа 15

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА

15.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является изучение следующих вопросов:

- 1) приобретение студентами знаний устройства и принципа работы тормозных механизмов и тормозных приводов;
- 2) исследование рабочего процесса торможения автомобиля;
- 3) определение основных измерителей тормозных свойств автомобиля.

15.3 Теоретическая часть

Основными измерителями тормозных свойств автомобиля являются: максимальное замедление при торможении j_z (м/с²), минимальное время торможения $t_{\text{тор}}$ и тормозной путь $S_{\text{тор}}$.

Рассмотрим процесс торможения автомобиля. Предположим что автомобиль оборудован барабанными колодочными тормозными механизмами с равными приводными силами: на передних колёсах – с разнесёнными опорами (рисунок 15.1,а); на задних – с односторонним расположением опор (рисунок 15.1,б). Диаметры колёсных цилиндров для схемы, показанной на рисунок 15.1,а, одинаковы. Коэффициенты трения для всех тормозов имеют одно и то же значение. Давление жидкости в контурах гидропривода передних и задних тормозов всегда одинаковы.

Необходимо определить какое максимальное установившееся замедление может иметь автомобиль в заданных условиях без блокирования колёс?

Параметры автомобиля: m – масса автомобиля; α – часть массы, приходящаяся в статике на заднюю ось; L – база; H – высота центра масс; r_d – динамический радиус колеса; φ – коэффициент сцепления колёс с поверхностью дороги.

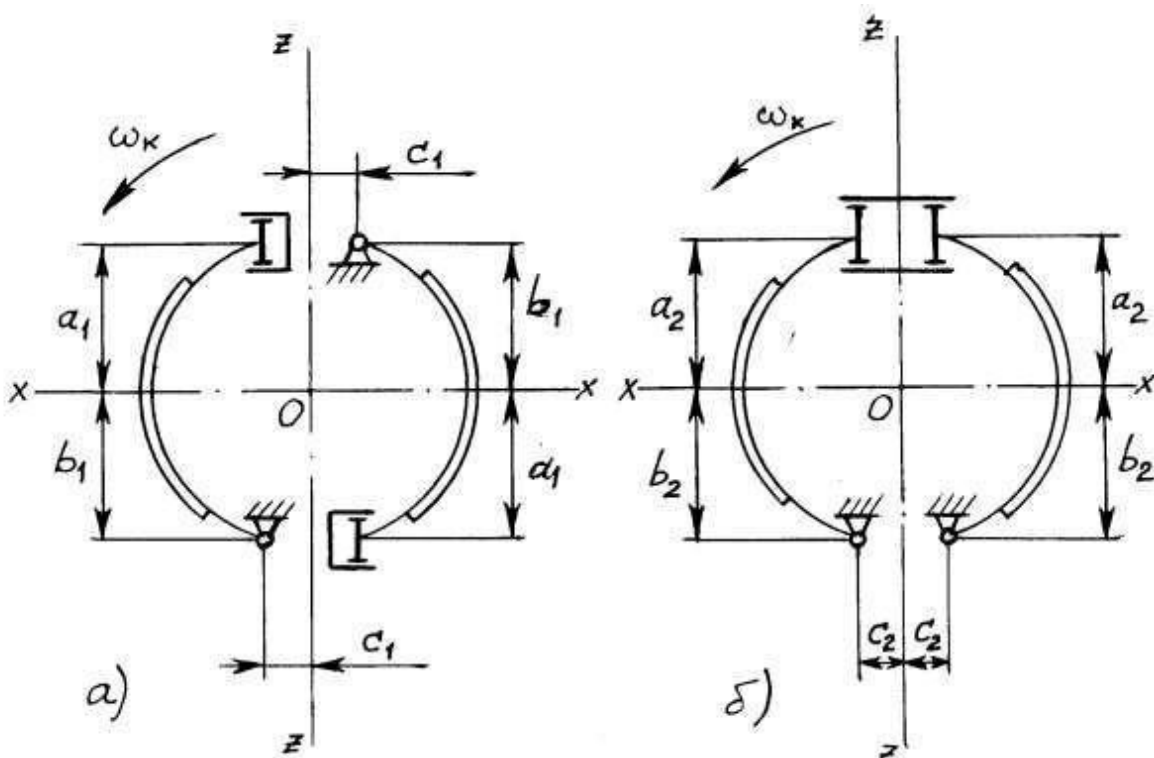


Рисунок 15.1 – Схемы тормозных механизмов с равными приводными силами

а) с разнесенными опорами; б) с односторонним расположением опор

O – центр колеса. Стрелкой показано направление вращения барабана

μ – коэффициент трения; $d_{Б1}$, $d_{Б2}$ – внутренний диаметр барабана; $d_{р1}$, $d_{р2}$ – диаметр колёсного цилиндра; b_1 , b_2 – расстояние от оси цилиндра до главной оси $x-x$ тормозного механизма; c_1 , c_2 – расстояние от оси опоры до оси $z-z$ тормозного механизма

Так как в работе рассматриваются близкие к максимально возможным тормозные силы и замедления, то можно использовать допущения, которые обычно принимают при анализе процесса экстренного торможения: пренебрегают силами сопротивления качению и воздуха, а также инерционными моментами колёс; считают, что трансмиссия разомкнута.

Уравнение вращательного движения тормозящего колеса (расчётная схема приведена на рисунке 15.2), имеет вид

$$J_K \cdot \dot{\omega}_K = X \cdot r_D - Z \cdot f \cdot r_D - M_T, \quad (15.1)$$

где J_K , ω_K – момент инерции и угловая скорость колеса; X , Z – продольная и нормальная реакции дороги на колесо; f – коэффициент сопротивления качению колёс; M_T – тормозной момент, приложенный к колесу со стороны тормозного механизма.

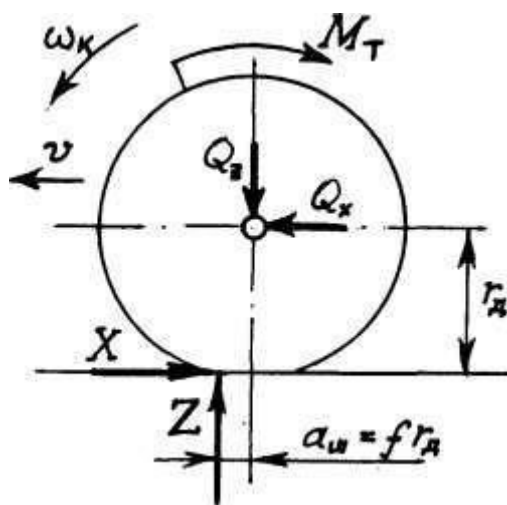


Рисунок 15.2 – Расчётная схема сил действующих на тормозящее колесо

Q_x , Q_z – реакции подшипников ступицы

Учитывая принятые допущения, можем написать $X \approx M_T / r_d$ (в уравнении движения пренебрегаем членами $J_K \dot{\omega}_K$ и Zfr_d). Считая моменты левого и правого тормозного механизма i -й оси (здесь и далее индекс $i = 1$ для всех величин, относящихся к передней оси; $i = 2$ для всех величин, относящихся к задней оси) одинаковыми, имеем

$$X_i = 2M_{Ti} / r_d, \quad (15.2)$$

где X_i – продольная реакция дороги на i -ю ось; M_{Ti} – момент одного колёсного тормоза i -й оси.

По определению величина $P_{Ti} = 2M_{Ti} / r_d$ – это тормозная сила оси. Таким образом, при принятых допущениях, продольные реакции дороги на оси равны тормозным силам осей: $X_i = P_{Ti}$. Поэтому уравнение движения автомобиля можно записать в виде (расчётная схема показана на рисунке 15.3).

$$mj_3 = P_{T1} + P_{T2}, \quad (15.3)$$

где $j_3 = -v'$ – замедление автомобиля; v – линейная скорость. (Продольный уклон дороги считаем равным нулю.)

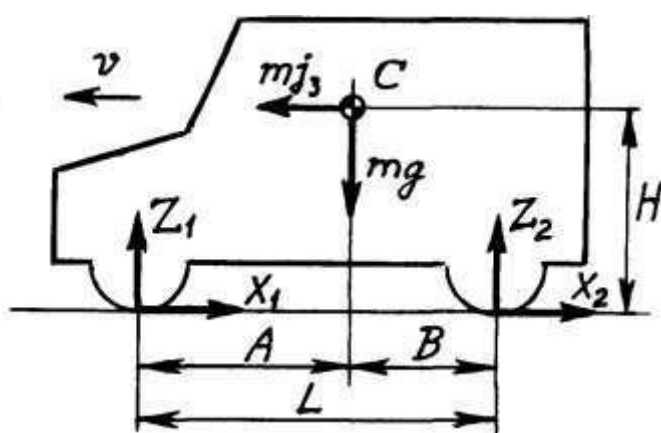


Рисунок 15.3 – Расчётная схема сил действующих на автомобиль

C – центр масс; mj_3 – сила инерции

По определению удельная тормозящая сила оси

$$\gamma_i = \frac{P_{Ti}}{Z_i} = \frac{X_i}{Z_i}, \quad (15.4)$$

где Z_i – нормальная реакция дороги на ось,

$$Z_1 = \frac{m}{L} (gB + j H), \quad (15.5)$$

$$Z_2 = \frac{m}{L} (gA + j H), \quad (15.6)$$

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; A, B – расстояние по горизонтали от центра масс до передней и задней осей

$$A = \alpha L, \quad B = L - A. \quad (15.7)$$

По определению коэффициента сцепления имеем $\gamma_i \leq \varphi$ и $\gamma_{i\max} = \varphi$.

Найдём зависимости тормозных сил P_{Ti} осей от давления p в гидроприводе тормозов.

Для активной (прижимной) колодки механизма, выполненного по схеме рисунок 15.1,б, схема сил показана на рисунке 15.4.

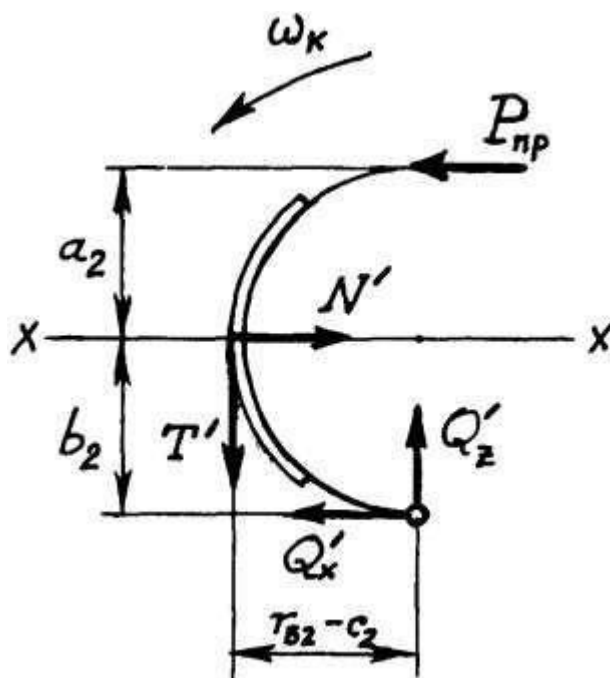


Рисунок 15.4 – Схема сил действующих на активную колодку

В первом приближении можно считать, что давление барабана на накладку по длине дуги постоянно, а равнодействующие N' и T' нормальных и тангенциальных сил, действующих на колодку со стороны барабана,

приложены в точке пересечения главной оси $x-x$ тормозного механизма с поверхностью барабана.

Уравнение моментов относительно оси опоры колодки имеет вид

$$P_{\text{пр}}(a_2 + b_2) + T'(r_{\text{Б2}} - c_2) - N'b_2 = 0, \quad (15.8)$$

где $P_{\text{пр}}$ – приводная сила; $r_{\text{Б2}} = d_{\text{Б2}}/2$ – радиус барабана.

Учитывая, что $T' = \mu N'$, из уравнения моментов находим

$$T' = P_{\text{пр}} \frac{\mu(a_2 + b_2)}{b_2 - \mu(r_{\text{Б2}} - c_2)}. \quad (15.9)$$

Тормозной момент активной колодки

$$M'_{\tau 2} = T' r_{\text{Б2}} = P_{\text{пр}} \frac{\mu r_{\text{Б2}}(a_2 + b_2)}{b_2 - \mu(r_{\text{Б2}} - c_2)}. \quad (15.10)$$

Для пассивной колодки (рисунок 15.5) уравнение моментов имеет вид

$$P_{\text{пр}}(a_2 + b_2) - T'(r_{\text{Б2}} - c_2) - N'b_2 = 0, \quad (15.11)$$

где T' , N' – равнодействующие тангенциальных и нормальных сил, действующих на колодку со стороны барабана.

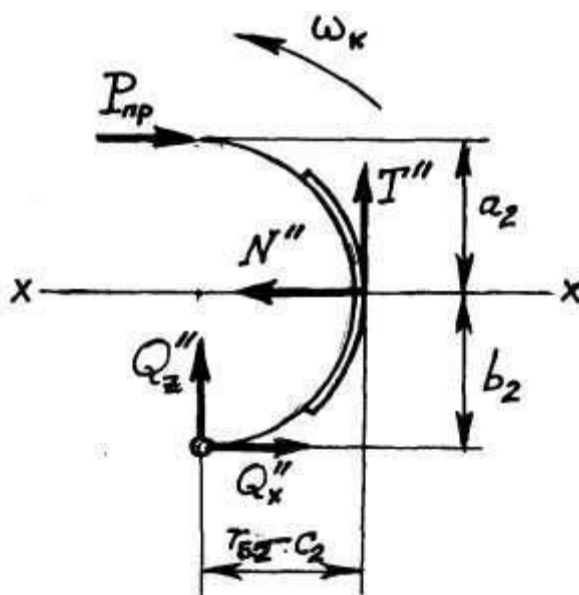


Рисунок 15.5 – Схема сил действующих на пассивную колодку

Момент, создаваемый пассивной колодкой

$$M'_{\tau 2} = T' r_{\text{Б2}} = P_{\text{пр}} \frac{\mu r_{\text{Б2}}(a_2 + b_2)}{b_2 + \mu(r_{\text{Б2}} - c_2)}. \quad (15.12)$$

Учитывая, что $P_{\text{пр}} = \pi d^2 / 4$ и $r_{\text{Б2}} = d_{\text{Б2}} / 2$ находим момент заднего

колёсного тормоза:

$$M_{\tau 2} = M'_{\tau 2} + M'_{\tau 2} = \frac{0,25\pi\mu d^2 d_{\text{Б2}} b_2 (a_2 + b_2)}{b_2^2 + \mu^2 (0,5d_{\text{Б2}} - c_2)^2} p. \quad (15.13)$$

Тормозная сила задней оси

$$P_{\tau 2} = \frac{2M_{\tau 2}}{r_{\text{д}}} = K_2 p, \quad (15.14)$$

где

$$K_2 = \frac{0,5\pi\mu d^2 d_{\text{Б2}} b_2 (a_2 + b_2)}{r_{\text{д}} [b_2^2 - \mu^2 (0,5d_{\text{Б2}} - c_2)^2]}. \quad (15.15)$$

В переднем колёсном тормозе (рисунок 15.1) обе колодки активные.

Поэтому момент переднего тормоза

$$M_{\tau 1} = \frac{0,25\pi\mu d^2 d_{\text{Б1}} (a_1 + b_1)}{b_1 - \mu(0,5d_{\text{Б1}} - c_1)} p. \quad (15.16)$$

а тормозная сила передней оси

$$P_{\tau 1} = \frac{2M_{\tau 1}}{r_{\text{д}}} = K_1 p, \quad (15.17)$$

где

$$K_1 = \frac{0,5\pi\mu d^2 d_{\text{Б1}} (a_1 + b_1)}{r_{\text{д}} [b_1 - \mu(0,5d_{\text{Б1}} - c_1)]}. \quad (15.18)$$

Зависимости $K_i p = P_{\tau i}$ справедливы только при вращающихся колёсах.

Найдём зависимости удельных тормозных сил осей от давления в гидроприводе, полагая, что колёса не блокируются, то есть без учёта ограничений по сцеплению. Подставив правые части (15.14) и (15.17) в (15.3), получим

$$j = \frac{K_1 + K_2}{m} p. \quad (15.19)$$

Подставив (15.19) в (15.5) и (15.6), получим из уравнения (15.4)

$$\gamma_1(p) = \frac{m}{L} \left(gB + \frac{K_1 + K_2}{m} H p \right), \quad (15.20)$$

$$\gamma_2(p) = \frac{m}{L} \left(\frac{K_2}{gA - \frac{K_1 + K_2}{m} Hp} \right). \quad (15.21)$$

Обозначим G_i вес, приходящийся в статике на i -ю ось. Имеем

$$G_1 = \frac{mgB}{L}, \quad G_2 = \frac{mgA}{L}, \quad (15.22)$$

С учётом этих обозначений выражения для $\gamma_i(p)$ принимают вид

$$\gamma_1(p) = \frac{K_1 L p}{G_1 L + (K_1 + K_2) H p}, \quad (15.23)$$

$$\gamma_2(p) = \frac{K_2 L p}{G_2 L - (K_1 + K_2) H p}. \quad (15.24)$$

Легко убедиться в том, что при любом p

$$\frac{d\gamma_1}{dp} > 0, \quad \frac{d\gamma_2}{dp} > 0, \quad \frac{d^2\gamma_1}{dp^2} < 0, \quad \frac{d^2\gamma_2}{dp^2} > 0, \quad (15.25)$$

а при $p=0$ и $K_1 > K_2$ (неравенство $K_1 > K_2$ справедливо для всех рассматриваемых в задаче вариантов)

$$\frac{d\gamma_1}{dp} > \frac{d\gamma_2}{dp}. \quad (15.26)$$

Качественный ход зависимостей $\gamma_i(p)$ показан на рисунке 15.6.

Равенство удельных тормозных сил $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_p$ может быть достигнуто при единственном значении давления $p = p_p$. Если $\varphi = \varphi_p = \gamma_p$, то, создав в приводе давление p_p , будем иметь максимальное (при $\varphi = \varphi_p$) замедление и одинаковые удельные тормозные силы осей.

Если $\varphi < \varphi_p$ (линия I на рисунке 15.6), то при $p = p'_m$ скольжение передних колёс достигнет критического значения, но задние колёса будут недоторможены (при $p = p'_m$ $\gamma_1 = \varphi$, но $\gamma_2 = \gamma'_2 < \varphi$). Дальнейшее увеличение давления приведёт в конце концов к блокировке и передних колёс.

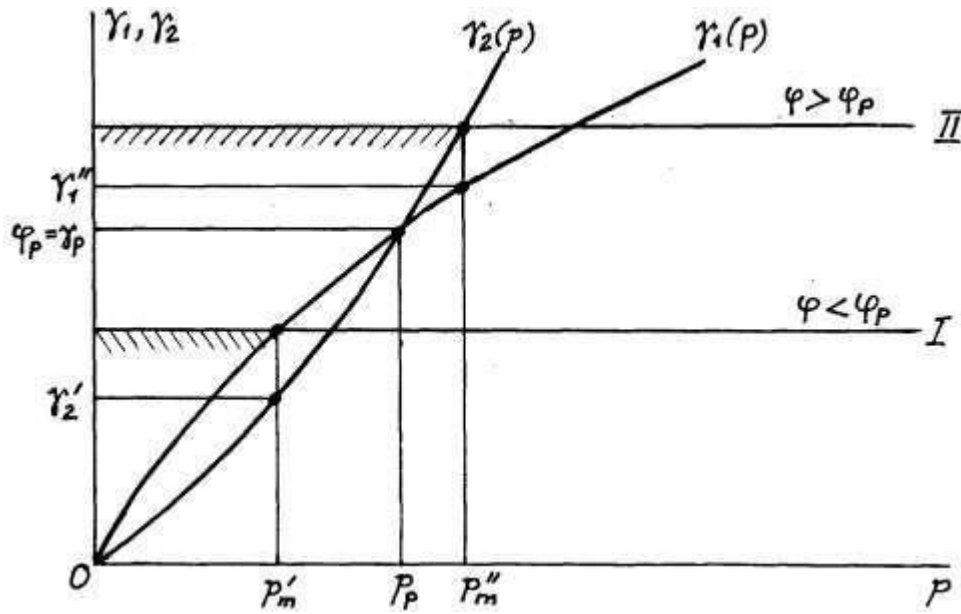


Рисунок 15.6 – Зависимости $\gamma_i(p)$

Штриховкой выделены области, в которых при данном φ – $\gamma_1 < \varphi$

Максимальное значение давления, которое можно создавать в приводе, не перетормаживая ни одну из осей, при $\varphi < \varphi_p$ равно p'_m . При этом будет достигнуто и наибольшее замедление j'_{zm} без перетормаживания какой-либо оси. (Из (20.19) следует, что наибольшему p соответствует наибольшее j_3).

Если $\varphi > \varphi_p$ (линия II на рисунке 15.6), то при $p = p'_m$ скольжение задних колёс достигнет критического значения, но передние колёса при этом будут недоторможены (при $p = p'_m$ $\gamma_2 = \varphi$, но $\gamma_1 = \gamma'_1 < \varphi$). Максимальное давление, которое не вызывает перетормаживания ни одной из осей, равно p'_m ; ему соответствует максимальное значение j'_{zm} .

Найдем выражения для φ_p , p'_m , p'_m .

Приравняв правые части уравнений (15.23) и (15.24), получим уравнение относительно p_p :

$$\frac{K_1 L p_p}{G_1 L + (K_1 + K_2) H p_p} = \frac{K_2 L p_p}{G_2 L - (K_1 + K_2) H p_p}. \quad (15.27)$$

Отсюда

$$p_p = \frac{L(K_1 G_2 - K_2 G_1)}{H(K_1 + K_2)}. \quad (15.28)$$

При $p = p_p$ $\gamma_1 = \gamma_2 = \varphi_p$. Поэтому, подставив правую часть (15.28) в (15.24), найдём коэффициент сцепления φ_p , при котором максимальные удельные тормозные силы обеих осей равны коэффициенту сцепления (то есть φ_p):

$$\varphi_p = \frac{L(K_1 G_2 - K_2 G_1)}{H(G_2 + G_1)(K_1 + K_2)} \quad (15.29)$$

или, учитывая, что $G_1 = \frac{mgB}{L}$ и $G_2 = \frac{mgA}{L}$,

$$\varphi_p = \frac{K_1 A - K_2 B}{H(K_1 + K_2)}. \quad (15.30)$$

При $\varphi < \varphi_p$ и максимальном замедлении без блокирования колёс $\gamma_1 = \varphi$ и $\gamma_2 < \gamma_1$. Поэтому, положив в (15.23) $\gamma_1 = \varphi$, получим уравнение для p'_m :

$$\varphi = \frac{K_1 L p'_m}{G_1 L + (K_1 + K_2) H p'_m}. \quad (15.31)$$

Отсюда

$$p'_m = \frac{G_1 L \varphi}{K_1 L - (K_1 + K_2) H \varphi}. \quad (15.32)$$

Подставив найденное по формуле (15.32) значение p'_m в правые части уравнений (15.19) и (15.24) вместо p , найдём значения соответственно максимального установившегося замедления $j_z = j'_{zm}$ и удельной тормозной силы γ_2 задней оси.

Предположив в (15.24) $\gamma_2 = \varphi$, получим уравнение относительно $p'_{m'}$:

$$\varphi = \frac{K_2 L p'_{m'}}{G_2 L - (K_1 + K_2) H p'_{m'}}. \quad (15.33)$$

Отсюда

$$p'_{m'} = \frac{G_2 L \varphi}{K_2 L + (K_1 + K_2) H \varphi}. \quad (15.34)$$

Подставив найденное по формуле (15.34) значение $p'_{m'}$ в правые части (15.19) и (15.23) вместо p , найдём значения соответственно $j_z = j'_{z'm}$ и γ_1 .

Пример решения.

Технические параметры необходимые для расчёта:

- 1) масса автомобиля $m = 2500$ кг;
- 2) часть массы, приходящаяся в статике на заднюю ось $\alpha = 0,55$;
- 3) база автомобиля $L = 2,3$ м;
- 4) высота центра масс $H = 0,8$ м;
- 5) динамический радиус колеса $r_d = 0,37$ м;
- 6) коэффициент сцепления $\varphi = 0,3$ и $\varphi = 0,75$ (два варианта);
- 7) коэффициент трения накладок о барабан $\mu = 0,38$;
- 8) внутренний диаметр барабана тормозного механизма

переднего $d_{B1} = 280$ мм;

заднего $d_{B2} = 282$ мм;

- 9) диаметр колёсных цилиндров

передних $d_{p1} = 32$ мм;

задних $d_{p2} = 32$ мм;

- 10) расстояние от оси цилиндра до главной оси $x-x$ тормозного механизма

переднего $a_1 = 108$ мм;

заднего $a_2 = 109$ мм;

- 11) расстояние от оси опоры колодки до оси $x-x$ тормозного механизма

переднего $b_1 = 110$ мм;

заднего $b_2 = 108$ мм;

- 12) расстояние от оси опоры колодки до оси $z-z$ тормозного механизма

переднего $c_1 = 25$ мм;

заднего $c_2 = 22$ мм.

Решение:

Отношения тормозных сил осей к давлению жидкости в гидроприводе:
для передней оси

$$K_1 = \frac{0,5\pi\mu d^2 d}{r_d} \frac{b}{\left[\frac{b^2}{1} - \mu^2 \left(\frac{0,5d}{B_1} - \frac{1}{c} \right)^2 \right]} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 0,38 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 280 \cdot 10^{-3} \cdot (108 + 110) \cdot 10^{-3}}{0,37 \cdot \left[110 - 0,38 \cdot (0,5 \cdot 280 - 25) \right] \cdot 10^{-3}} = 1521 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

для задней оси

$$K_2 = \frac{0,5\pi\mu d^2 d}{r_d} \frac{b}{\left[\frac{b^2}{2} - \mu^2 \left(\frac{0,5d}{B_2} - \frac{2}{c} \right)^2 \right]} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 0,38 \cdot (32 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 280 \cdot 10^{-3} \cdot 108 \cdot 10^{-3} \cdot (109 + 108) \cdot 10^{-3}}{0,37 \cdot \left[108^2 - 0,38^2 \cdot (0,5 \cdot 282 - 22)^2 \right] \cdot 10^{-6}} = 1135 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Расстояния по горизонтали от центра масс до передней (A) и задней (B) осей:

$$A = \alpha L = 0,55 \cdot 2,3 = 1,265 \text{ м};$$

$$B = L - A = 2,3 - 1,265 = 1,035 \text{ м}.$$

Вес, приходящийся в статике на переднюю (G_1) и заднюю (G_2) оси:

$$G_1 = (1 - \alpha)mg = (1 - 0,55) \cdot 2500 \cdot 9,81 = 11036 \text{ Н};$$

$$G_2 = \alpha mg = 0,55 \cdot 2500 \cdot 9,81 = 13489 \text{ Н}.$$

Коэффициент сцепления, при котором удельные тормозные силы могут иметь максимальные значения, равные коэффициенту сцепления,

$$\varphi_p = \frac{K_1 A - K_2 B}{H(K_1 + K_2)} = \frac{1521 \cdot 10^{-6} \cdot 1,265 - 1135 \cdot 10^{-6} \cdot 1,035}{0,8(1521 + 1135) \cdot 10^{-6}} = 0,3527.$$

При $\varphi = 0,3 < 0,3527 = \varphi_p$ удельная тормозная сила передней оси

$\gamma_1 = \gamma_{1\max} = \varphi_p = 0,3$ достигается при давлении в приводе

$$p = p_m' = \frac{G_1 L \varphi}{K_1 L - (K_1 + K_2) H \varphi} =$$

$$= \frac{11036 \cdot 2,3 \cdot 0,3}{1521 \cdot 10^{-6} \cdot 2,3 - (1521 + 1135) \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 0,3} = 2,662 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx 2,66 \text{ МПа}.$$

Удельная тормозная сила задней оси

$$\gamma_2 = \frac{K_2 L p'_m}{G_2 L - (K_1 + K_2) H p'_m} =$$

$$= \frac{1135 \cdot 10^{-6} \cdot 2,3 \cdot 2,662 \cdot 10^{-6}}{13489 \cdot 2,3 - (1521 + 1135) \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 2,662 \cdot 10^{-6}} = 0,2739 \approx 0,27.$$

Максимальное установившееся замедление без блокирования колёс при

$$\varphi = 0,3$$

$$j_{zm} = \frac{K_1 + K_2}{m} p'_m = \frac{(1521 + 1135) \cdot 10^{-6}}{2500} \cdot 2,662 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2,828 \text{ м/с}^2 \approx 2,83 \text{ м/с}^2.$$

При $\varphi = 0,75 > 0,3527 = \varphi_p$ удельная тормозная сила задней оси

$\gamma_2 = \gamma_{2\max} = \varphi = 0,75$ достигается при давлении в приводе

$$p = p'_m = \frac{G_2 L \varphi}{K_2 L + (K_1 + K_2) H \varphi} =$$

$$= \frac{13489 \cdot 2,3 \cdot 0,75}{1135 \cdot 10^{-6} \cdot 2,3 + (1521 + 1135) \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 0,75} = 5,5347 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx 5,53 \text{ МПа}.$$

Удельная тормозная сила передней оси

$$\gamma_1 = \frac{K_1 L p'_m}{G_1 L + (K_1 + K_2) H p'_m} =$$

$$= \frac{1521 \cdot 10^{-6} \cdot 5,5347 \cdot 10^6}{11036 \cdot 2,3 + (1521 + 1135) \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 0,75} = 5,5347 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \approx 5,53 \text{ МПа}.$$

Максимальное установившееся замедление без блокирования колёс при

$$\varphi = 0,75$$

$$j_z = j_{zm} = \frac{K_1 + K_2}{m} p''_m = \frac{(1521 + 1135) \cdot 10^{-6}}{2500} \cdot 5,5347 \cdot 10^6 = 5,88 \text{ м/с}^2.$$

15.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 15 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Тормозные механизмы автомобилей;
- 2) Детали, узлы и агрегаты тормозных механизмов и тормозных приводов;
- 3) Комплект плакатов «Тормозные механизмы и тормозные приводы»;

- 4) Штангенциркуль; линейка (400 мм);
- 5) Проектор, ноутбук, интерактивная доска.

15.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 15 в ауд. 407-11 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) Приступать к выполнению работы разрешается только после проведения преподавателем вводного инструктажа по технике безопасности.
- 2) Необходимо знать расположение в лаборатории средств пожаротушения, рубильников (автоматов) отключения электроэнергии, медицинской аптечки и уметь ими пользоваться.
- 3) Запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей.
- 4) Включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера.
- 5) Работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

15.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) Изучить теоретические положения (пункт 15.3);
- 2) Изучить устройство и работу барабанных и дисковых тормозных механизмов;
- 3) Оценить технические параметры автомобиля и тормозного механизма;
- 4) Выполнить необходимые расчёты;
- 5) Сделать выводы и оформить отчёт по лабораторной работе.

15.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 15 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы;
- 2) Цель работы;
- 3) Краткое теоретическое обоснование;

- 4) Схемы тормозных механизмов с равными приводными силами (с односторонними и разнесёнными опорами);
- 5) Расчётную схему тормозящего колеса;
- 6) Расчётную схему сил действующих на автомобиль при торможении;
- 7) Схемы сил действующих на активную и пассивную колодки;
- 8) Результаты оценки технических параметров переднего и заднего тормозных механизмов;
- 9) Расчёт максимального установившегося замедления;
- 10) Анализ результатов расчётов и краткие выводы;
- 11) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

15.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

- 1) Совокупность каких устройств принято называть тормозным механизмом?
- 2) Совокупность каких устройств принято называть тормозным приводом?
- 3) Какие основные типы тормозных механизмов используются в тормозных системах автомобилей?
- 4) Составьте расчётную схему сил действующих на автомобиль при торможении?
- 5) Какие основные требования предъявляются к конструкции тормозных механизмов?
- 6) Назовите измерители тормозных свойств автомобиля.
- 7) Составьте расчётную схему сил действующих на тормозящее колесо.
- 8) Представьте расчётные схемы барабанных тормозных механизмов с равными приводными силами?

9) Приведите методику расчёта максимального установившегося замедления автомобиля без блокирования колёс.

15.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

15.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 238 с.
3. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

15.9.2 Дополнительная литература:

4. Автомобили: Учеб. пособие / А. В. Богатырев, Ю. К. Есиновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышов. Под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.

15.9.3 Интернет-ресурсы

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

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

для самостоятельной работы

по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобилей»

для студентов направления

23.03.01 Технология транспортных процессов

(Направленность (профиль) «Транспортная логистика»)

Ставрополь, 2026

Самостоятельная работа 1

УСТРОЙСТВО И РАБОТА РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ И РУЛЕВЫХ ПРИВОДОВ

16.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является изучение следующих вопросов:

- 1) приобретение студентами знаний устройства и принципа работы рулевых механизмов и рулевых приводов;
- 2) исследование рабочего процесса рулевого управления автомобиля.

16.3 Теоретическая часть

Под управляемостью автомобиля понимают его способность точно сохранять заданное направление движения, а при соответствующем воздействии изменять его по требуемой траектории. Первое свойство называют *курсовой устойчивостью*, а второе – *поворачиваемостью* автомобиля.

Управляемость колёсной машины зависит в основном от кинематической связи между управляемыми колёсами, осуществляемой рулевой трапецией, увода колёс, стабилизации и колебаний управляемых колёс.

Критерии оценки управляемости и поворачиваемости:

- минимальный радиус поворота при круговом движении;
- критическая скорость по управляемости;
- соотношение углов управляемых колёс;
- стабилизация управляемых колёс.

У подавляющего большинства автомобилей изменение курсовых и боковых параметров движения осуществляется в результате поворота рулевого колеса – управляющего воздействия. Возникающие в результате управляющего воздействия изменения курсовых и боковых параметров

являются кинематической реакцией автомобиля на управляющее воздействие.

Для поворота рулевого колеса водитель должен создать некоторый момент, значение которого зависит от изменений параметров движения. Сопротивления повороту рулевого колеса при этом будем называть силовой реакцией автомобиля на управляющее воздействие.

Характер функциональной зависимости между управляющими воздействиями и реакциями на них может служить оценкой свойств автомобиля как управляемого объекта. Исходя из этого управляемостью называют совокупность свойств, определяющих характеристики кинематических и силовых реакций на управляющие воздействия. Для оценки управляемости предложено много оценочных показателей. На автополигоне НАМИ действует методика испытаний и оценки устойчивости управления, характеризуемой свойством системы водитель-автомобиль (системы «человек-машина») выполнять с оговоренной заранее точностью на заданном отрезке пути задаваемый закон движения (зависимости изменения скорости, траектории, курсового угла и угла крена в функции пути). РД 37.001.005-2001 устанавливает оценочные показатели устойчивости управления автотранспортных средств, методы определения значений показателей устойчивости управления и методы оценки результатов испытаний.

Оценочными показателями устойчивости управления являются:

- устойчивость управления траектории;
- устойчивость курсового управления;
- устойчивость управления траекторией при торможении;
- устойчивость курсового управления при торможении;
- предельная скорость выполнения маневра, км/ч;
- скорость начала снижения устойчивости управления траекторией;
- скорость начала снижения устойчивости курсового управления.

В соответствии с ГОСТ 21398-95 максимальные силы (Н) на рулевом колесе при подобных испытаниях не должны превышать значений, приведенных ниже:

- для рулевого управления без усилителя на пути не более 17 м - 250 Н;
- для рулевого управления с усилителем на пути не более 11 м - 120 Н;
- при прекращении действия усилителя на пути не более 17 м - 500 Н.

Оценочным показателем является скорость автомобиля в момент входа в специально размеченный поворот определенной конфигурации, предельная по траекторной управляемости на повороте. Нормируется параметр, при радиусах поворота 30 и 60 м по внутренней бровке поворота. Для грузовых автомобилей при радиусе поворота 30 м (скорость входа должна быть не менее 45 км/ч, при радиусе поворота 60 м – 70 км/ч. При превышении предельной скорости на 5% не должно наблюдаться отрыва всех колёс одной стороны автомобиля от дороги. Поворота рулевого колеса, корректирующего занос, не должно быть до скорости 50 км/ч при радиусе поворота 30 м и скорости 70 км/ч при радиусе поворота 60 м.

Рулевое управление обеспечивает необходимое направление движения автомобиля путем раздельного и согласованного поворота его управляемых колёс. Совокупность механизмов, служащих для поворота управляемых колёс, называется рулевым управлением. Рулевое управление включает рулевой механизм, который осуществляет передачу усилия от водителя к рулевому приводу, и рулевой привод, который осуществляет передачу усилия от рулевого механизма к управляемым колёсам.

Увеличение момента рулевым механизмом оценивается передаточным числом, представляющим собой отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота сошки. В зависимости от типа рулевого механизма (его рабочей пары) передаточное число может быть постоянным или переменным, то есть менять свое значение в процессе поворота колеса. У легковых автомобилей передаточное число рулевого механизма составляет $12\div 20$, а у грузовых автомобилей $15\div 25$. Передаточное число рулевого

привода зависит от отношения плеч рычага поворотной цапфы и рулевой сошки. При повороте управляемых колёс вследствие изменения наклона этих рычагов передаточное число рулевого привода изменяется в среднем от 0,85 до 1,1.

Рулевые механизмы современных автомобилей разделяют на червячные, винтовые, шестерённые и комбинированные. В червячном рулевом механизме момент передается от червяка, закрепленного на рулевом валу, к червячному сектору, установленному на одном валу с сошкой. У многих рулевых механизмов червяк выполняют глобоидным (образующая глобоидного червяка – дуга окружности), а зубья сектора заменяют роликом, вращающимся на подшипнике. В винтовом рулевом механизме вращение винта преобразуется в прямолинейное движение гайки, на которой нарезана рейка, находящаяся в зацеплении с зубчатым сектором. Сектор установлен на общем валу с сошкой. Передаточное число рулевого механизма типа «винт-гайка-сектор» определяется отношением радиуса начальной окружности зубьев сектора к шагу винта.

К шестерённым рулевым механизмам относятся механизмы с цилиндрическими или коническими шестернями, а также реечные рулевые механизмы. В последних передаточная пара выполнена в виде шестерни и зубчатой рейки. Вращение шестерни, закрепленной на рулевом валу, вызывает перемещение рейки, которая выполняет роль поперечной тяги. Реечные рулевые механизмы получили широкое применение на легковых автомобилях.

Усилители рулевого привода служат для облегчения поворота управляемых колёс автомобилей. На легковых автомобилях они, кроме того, повышают безопасность движения на высоких скоростях, так как позволяют сохранить прямолинейное движение автомобиля при повреждении пневматической шины.

Гидроусилитель рулевого привода является следящим гидростатическим приводом, обеспечивающим определенную зависимость угла поворота управляемых колёс от угла поворота рулевого колеса.

Схема гидроусилителя представлена на рисунке 16.1.

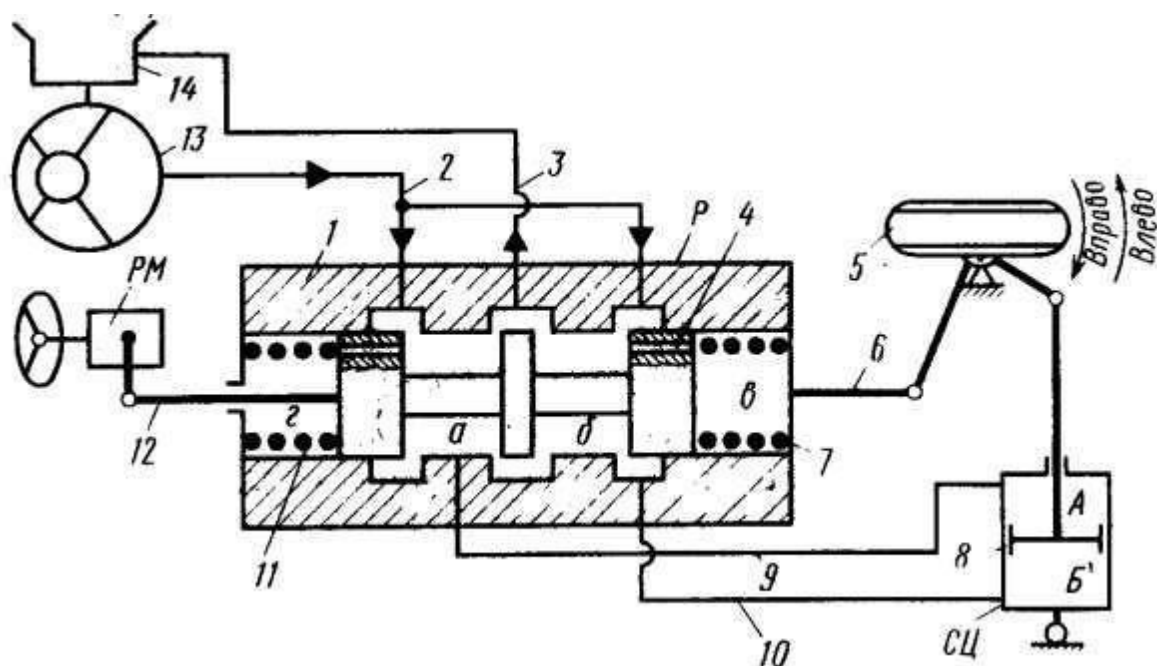


Рисунок 16.1 – Схема гидроусилителя рулевого привода

Насос 13 гидроусилителя приводится в работу от двигателя автомобиля. На насосе установлен бачок 14 для масла. Масло от насоса по маслопроводу 2 подводится к распределителю P , состоящему из корпуса 1 и золотника 4. Золотник связан штангой 12 с рулевым механизмом PM автомобиля, а корпус штангой 6 с рычагом поворотной цапфы управляемого колеса 5. Распределитель соединён маслопроводами 9 и 10 с двумя полостями гидроцилиндра $СЦ$. Цилиндр шарнирно закреплён на раме автомобиля. Его поршень 8 через шток может воздействовать на рычаг поворотной цапфы управляемого колеса. Маслопровод 3 соединяет распределитель с масляным бачком 14. Золотник имеет три пояска. В корпусе распределителя выполнены три окна. К крайним окнам жидкость подводится от насоса. К среднему окну подключён маслопровод 3, по которому жидкость сливается в бачок. Между поясками золотника, находящегося в корпусе рас-

пределителя, образуются две камеры *a* и *б*. В корпусе распределителя, кроме того, имеются еще две реактивные камеры *в* и *г*, соединенные с камерами *a* и *б* каналами. В реактивных камерах установлены предварительно сжатые центрирующие пружины 11 и 7.

Поршень 8 делит внутренний объём гидроцилиндра на две полости *A* и *Б*, к которым подведены маслопроводы от камер *a* и *б* распределителя. Обе полости цилиндра, все камеры распределителя и маслопроводы заполнены маслом.

При прямолинейном движении автомобиля золотник занимает в корпусе такое положение, при котором все три окна открыты. В дальнейшем это положение будем называть средним. При среднем положении золотника жидкость поступает от насоса через маслопровод 2 в камеры *a* и *б* распределителя, откуда по маслопроводу 3 сливается в бачок насоса. Давление жидкости, установившееся в камерах *a* и *б*, передается через жидкость в маслопроводах 9 и 10 в полости *A* и *Б* гидроцилиндра.

Если повернуть рулевое колесо налево, то штанга 12 переместит золотник в осевом направлении, сжимая центрирующую пружину 7. Перемещение золотника в корпусе может быть осуществлено только после того, как осевая сила, действующая на золотник, станет больше, чем сила предварительного сжатия пружины. В результате перемещения золотника камера *б* будет отключена от маслопровода 3 и соединена только с нагнетательным маслопроводом 2; одновременно камера *a* будет отключена от маслопровода 2 закрытым окном и через открытое окно соединена только со сливным маслопроводом. Давление жидкости в камере *б* и полости *Б* возрастёт соответственно силе сопротивления повороту управляемого колеса 5 и переместит поршень 8. При этом в увеличивающуюся полость *Б* цилиндра жидкость будет подаваться насосом, а из уменьшающейся полости *A* жидкость будет вытесняться поршнем в сливной бачок насоса.

Перемещающийся поршень повернет управляемое колесо 5 влево. Одновременно вследствие наличия связи через штангу 6 (обратная связь)

корпус распределителя переместится в том же направлении, в котором раньше был смещен золотник. Как только окно откроется, давление жидкости в полости A гидроцилиндра уравнивает действие сил на поршень 8; он остановится, а поворот колеса 5 влево прекратится.

Открытие окон в распределителе при повороте автомобиля не такое, как при прямолинейном движении. Дросселирование потока жидкости в окнах различно, и поэтому давление жидкости в камере b и $в$ полости B больше, чем в камере a и $в$ полости A , настолько, чтобы удержать колесо в повернутом положении, когда на него действует стабилизирующий момент. Угол поворота управляемого колеса будет строго соответствовать углу поворота рулевого колеса (следящее действие по перемещению). Работа системы при повороте рулевого колеса в другую сторону отличается тем, что роль камер a и b распределителя меняется, а поворот управляемого колеса осуществляется под действием давления в полости A гидроцилиндра.

В рулевых управлениях без усилителей увеличение сопротивления повороту управляемых колёс сопровождается возрастанием усилия, которое требуется приложить к рулевому колесу. Это создает у водителя «чувство дороги». Для имитации аналогичного ощущения при управлении автомобилем с гидроусилителями в распределителе выполнены реактивные камеры $в$ и $г$, в каждой из которых давление жидкости такое же, как в камерах a и b . При повороте автомобиля разность давлений жидкости в реактивных камерах создает осевую силу, действующую на корпус и золотник распределителя. Осевая сила от золотника передается через рулевой механизм на рулевое колесо. Так как давление жидкости в гидроцилиндре и одной из реактивных камер повышается по мере возрастания сопротивления повороту, то соответственно увеличивается усилие, необходимое для поворота рулевого колеса. Таким образом, при использовании гидроусилителя рулевого привода достигается изменение силы на рулевом колесе, создающее у водителя привычное для него «чувство дороги» (следящее действие по силе). Усилитель рулевого привода может вступать в работу не только под дей-

ствием сил, передаваемых от рулевого механизма, но и от сил, передаваемых от управляемых колёс. Предположим, что от толчка управляемое колесо повернулось на небольшой угол вправо. Вследствие обратной связи колеса 5 через рычаг и штангу 6 с корпусом 1 он смещается относительно неподвижного золотника 4, давление жидкости в камере б и в полости Б возрастает, создавая препятствие повороту колеса. Так усилитель рулевого привода удерживает управляемые колёса в положении, соответствующем положению рулевого колеса, например, при внезапном выходе воздуха из шины.

Чтобы исключить возможность включения в работу усилителя под действием незначительных сил со стороны управляемых колёс, в распределителе устанавливают центрирующие пружины 7 и 11. Когда осевая сила, действующая на распределитель от управляемых колёс, меньше силы предварительного сжатия центрирующей пружины, распределитель не включается в работу. Самопроизвольному включению распределителя препятствует также давление жидкости в реактивных камерах.

16.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 16 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Макеты с разрезами рулевых механизмов автомобилей;
- 2) комплект плакатов «Рулевые механизмы и рулевые приводы»;
- 3) Проектор, ноутбук, интерактивная доска.

16.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 16 в ауд. 407-11 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) Приступать к выполнению работы разрешается только после проведения преподавателем вводного инструктажа по технике безопасности.

2) Необходимо знать расположение в лаборатории средств пожаротушения, рубильников (автоматов) отключения электроэнергии, медицинской аптечки и уметь ими пользоваться.

3) Запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей.

4) Включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера.

5) Работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

16.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) Изучить теоретические положения (пункт 16.3).
- 2) Изучить устройство и работу рулевых механизмов и рулевых приводов.
- 3) Сделать выводы и оформить отчёт по лабораторной работе.

16.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 16 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Схемы рулевых механизмов с экспликациями.
- 5) Анализ результатов расчётов и краткие выводы.
- 6) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

16.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

- 1) Совокупность каких устройств принято называть рулевым механизмом?
- 2) Совокупность каких устройств принято называть рулевым приводом?
- 3) Какие основные типы рулевых механизмов используются в рулевом управлении автомобилей?
- 4) Составьте расчётную схему сил действующих на автомобиль при повороте?
- 5) Какие основные требования предъявляются к конструкции рулевых механизмов?
- 6) Составьте схему рулевого управления автомобиля с гидроусилителем имеющим отдельный силовой цилиндр.
- 7) Какие основные требования предъявляются к конструкции рулевого управления?
- 8) Назовите оценочные показатели устойчивости управления.
- 9) Назначение усилителей рулевого привода.

16.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

16.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 238 с.
3. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

16.9.3 Интернет-ресурсы

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

Самостоятельная работа 2

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА

17.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является изучение следующих вопросов:

- 1) приобретение студентами знаний устройства и принципа работы рулевых механизмов и рулевых приводов;
- 2) исследование рабочего процесса рулевого управления имеющего гидроусилитель с отдельным силовым цилиндром;
- 3) определение основных параметров рулевого управления;
- 4) построение статической характеристики рулевого управления с усилителем.

17.3 Теоретическая часть

Рассмотрим рулевое управление, имеющее гидроусилитель с отдельным силовым цилиндром (рисунок 17.1).

При передаче усилия от рулевого колеса к поворотным кулакам условие равновесия рулевого управления имеет вид

$$M_c = (F_{рк} r_{рк} u_{рм} \eta_{рм} + p S_{п} l_{ц}) \cdot u_{рп} \eta_{рп}, \quad (17.1)$$

где M_c – приведенный к левому поворотному кулаку момент сопротивления повороту; $F_{рк}$ -- усилие на рулевом колесе; $r_{рк}$ – радиус рулевого колеса; p – давление жидкости в силовом гидроцилиндре; $S_{п} = \pi D_{ц}^2 / 4$ – площадь поршня; $u_{рп} = l_p / l_c$ – передаточное отношение рулевого привода; $u_{рм}$ – передаточное число рулевого механизма; $\eta_{рм}$ – прямой КПД рулевого механизма; $\eta_{рп}$ – прямой КПД рулевого привода.

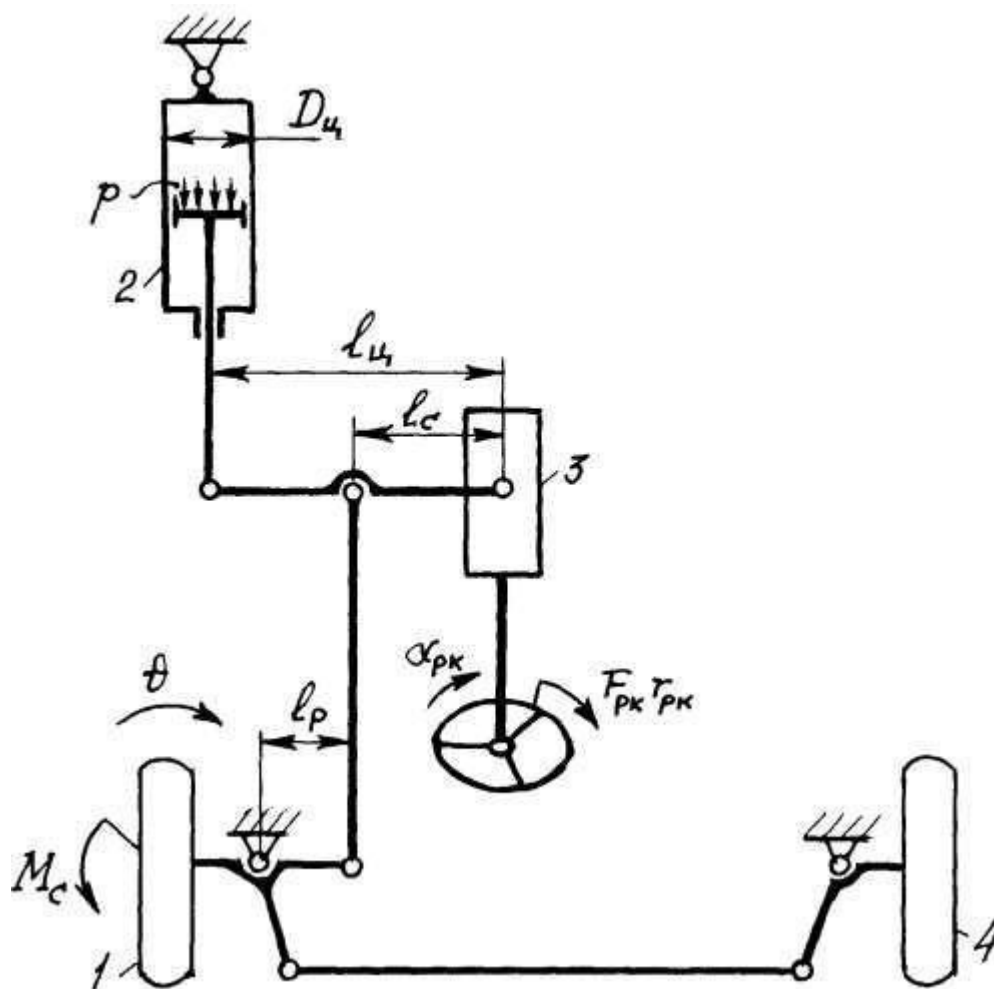


Рисунок 17.1 – Схема рулевого управления автомобиля

θ , $\alpha_{рк}$ – углы поворота левого поворотного кулака и рулевого колеса соответственно;
 1, 4 – левое и правое колесо; 2 – силовой цилиндр; 3 – рулевой механизм; $l_с$ – плечо сошки;
 $l_р$ – плечо рычага поворотного кулака; $l_ц$ – плечо рычага силового цилиндра;
 $D_ц$ – внутренний диаметр силового цилиндра; $d_{рк}$ – диаметр рулевого колеса;
 $F_{рк}$ – усилие на рулевом колесе.

Для углов поворота колёс θ , не превышающих (по модулю) $10^\circ \div 12^\circ$ плечи действия сил можно считать постоянными. Момент $M_с$ будем считать равным моменту M_ϕ сопротивления скольжению, возникающему при повороте колёс на месте после развития зоны скольжения на всю площадь отпечатка; при этом потери на перекачивание шины и стабилизирующий

момент (весовой) не превышают, как правило, 10... 12% от M_ϕ . При таких допущениях M_c можно вычислять по полуэмпирической формуле

$$M_c = \frac{2}{3} \phi \sqrt{\frac{G_k^3}{p_{\text{ш}}}}, \quad (17.2)$$

где G_k – вес, приходящийся на управляемое колесо; $p_{\text{ш}}$ – давление воздуха в шинах; ϕ – коэффициент сцепления. Здесь G_k – в Н, $p_{\text{ш}}$ – в Н/м².

При повороте колёс вправо на большой угол при компоновке, показанной на рисунке 17.1, формула (17.2) даёт заниженное значение момента, так как изменяются плечи действия сил (это основная причина), и увеличивается весовой стабилизирующий момент.

Давление p связано с усилием $F_{\text{рк}}$ соотношениями

$$p = \begin{cases} 0 & \text{при } F_{\text{рк}} \leq F_{\text{рк}0}, \\ aF_{\text{рк}} - b & \text{при } F_{\text{рк}0} < F_{\text{рк}} < F_{\text{рк}1}, \\ p_{\text{max}} & \text{при } F_{\text{рк}} \geq F_{\text{рк}1}, \end{cases} \quad (17.3)$$

где $F_{\text{рк}0}$ – усилие на рулевом колесе, при котором включается усилитель; $F_{\text{рк}1}$ – усилие на рулевом колесе, при котором достигается максимальное давление; a, b – постоянные величины, определяемые либо параметрами специальных реактивных устройств распределителя гидроусилителя, либо согласованием статической характеристики распределителя (которая зависит от формы кромок распределительных пазов гильзы и золотника) с упругой характеристикой центрирующего устройства. (Параметры a, b можно выразить через $F_{\text{рк}0}$; $F_{\text{рк}1}$ и p_{max} :

$$a = \frac{p_{\text{max}}}{F_{\text{рк}1} - F_{\text{рк}0}}; \quad b = \frac{F_{\text{рк}0} p_{\text{max}}}{F_{\text{рк}1} - F_{\text{рк}0}}. \quad (17.4)$$

Зависимость $F_{\text{рк}}(M_c)$ строится по уравнениям (17.1) и (17.3). (График $F_{\text{рк}}(M_c)$ называется статической характеристикой рулевого управления с

гидроусилителем.) Из (17.1) и (17.3) следует, что $F_{рк}(M_c)$ – кусочно-линейная функция.

При $F_{рк} \leq F_{рк0}$, $p = 0$ и уравнение (17.1) описывает характеристику рулевого управления без усилителя:

$$M_c = F_{рк} r_{рк} u_{рм} u_{рп} \eta_{рм} \eta_{рп}. \quad (17.5)$$

Для построения этой характеристики следует задаться величиной $F_{рк1} = F_{ркн} = 200 \dots 300$ Н и вычислить соответствующее значение M_c по формуле (17.5). Точка C на рисунке 17.2 имеет произвольную ординату $F_{ркн}$ и абсциссу $M_c = M_{сн} = F_{ркн} r_{рк} u_{рм} u_{рп} \eta_{рм} \eta_{рп}$.

Постепенно увеличиваем усилие на рулевом колесе. Как только $F_{рк}$ достигнет значения $F_{рк0}$ (точка A), усилитель включится, и давление начнёт расти пропорционально усилию $F_{рк}$. Наклон графика $F_{рк}(M_c)$ будет гораздо меньше (этот наклон называется показателем реактивного действия), чем при работе без усилителя. Когда усилие на рулевом колесе достигает значения $F_{рк1}$, срабатывает клапан ограничения давления (точка B), и дальнейший рост $F_{рк}$ не приводит к увеличению давления: оно остается равным $p_{\max} = \text{const}$. Уравнение (17.1) при $F_{рк} > F_{рк1}$ принимает вид

$$M_c = F_{рк} r_{рк} u_{рм} u_{рп} \eta_{рм} \eta_{рп} + p_{\max} S_{пц} l_{ц} u_{рп} \eta_{рп}. \quad (17.6)$$

Сравнив (17.6) и (17.5), видим, что при $F_{рк} > F_{рк1}$ график $F_{рк}(M_c)$ имеет тот же наклон, что и при $F_{рк} < F_{рк0}$ (то есть $BD \parallel OC$).

Заметим, что точка A лежит на линии OC . Поэтому для построения отрезка AB достаточно иметь значения трёх величин: ординат $F_{рк0}$ и $F_{рк1}$ точек A и B (которые заданы в условиях задачи) и абсциссы точки B , которая равна моменту M_{c1} сопротивлению повороту при усилии на рулевом колесе $F_{рк1}$ и, следовательно, давлении в полости цилиндра $p_{\max}$.

Подставив в (17.1) $F_{рк} = F_{рк1}$ и $p = p_{\max}$, получим

$$M_{с1} = (F_{рк1} r_{рк} u_{рм} \eta_{рм} + p_{\max} S_{пц} l_{ц}) u_{рп} \eta_{рп}. \quad (17.7)$$

Вычислив по формуле (17.2) момент сопротивления повороту, по статической характеристике $OABD$ находим искомое усилие на рулевом колесе.

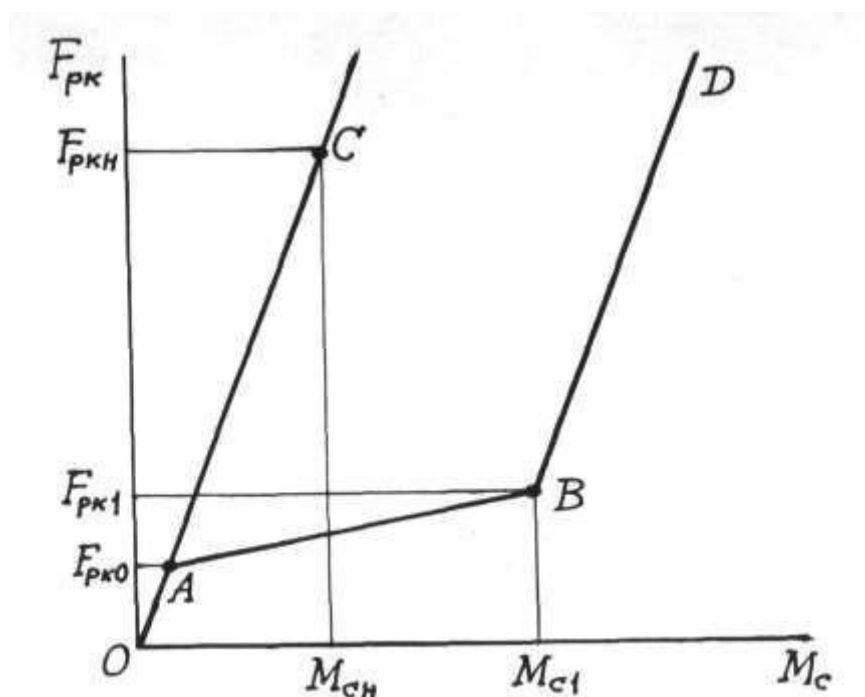


Рисунок 17.2 – Статическая характеристика рулевого управления $OABD$ — характеристика рулевого управления с усилителем; OC — без усилителя

Пр и м е р р е ш е н и я.

Технические параметры необходимые для расчёта

- 1) вес, приходящийся на управляемое колесо, $G_k = 14,2$ кН;
- 2) давление воздуха в шинах $p_{ш} = 0,55$ МПа;
- 3) коэффициент сцепления $\varphi = 0,9$;
- 4) плечо сошки $l_c = 200$ мм;
- 5) плечо рычага поворотного кулака $l_p = 220$ мм;
- 6) плечо рычага силового цилиндра $l_{ц} = 90$ мм;
- 7) передаточное число рулевого механизма $u_{рм} = 20,1$;

8) КПД рулевого механизма $\eta_{рм} = 0,82$;

9) КПД рулевого привода $\eta_{рп} = 0,95$;

10) внутренний диаметр силового цилиндра $D_{ц} = 50$ мм;

11) максимальное давление жидкости $p_{max} = 6,5$ МПа;

12) диаметр рулевого колеса $d_{рк} = 480$ мм;

13) усилие на рулевом колесе, при котором включается усилитель, $F_{рк0} = 20$ Н;

14) усилие на рулевом колесе, при котором достигается максимальное давление, $F_{рк1} = 80$ Н.

Расчётная схема рулевого управления с гидроусилителем приведена на рисунке 17.1.

Радиус рулевого колеса

$$r_{рк} = d_{рк} / 2 = 0,48 / 2 = 0,24 \text{ м.}$$

Передаточное отношение рулевого привода

$$u_{рп} = l_p / l_c = 220 / 200 = 1,1.$$

Площадь поршня силового цилиндра

$$S_{п} = \pi D_{ц}^2 / 4 = \pi \cdot 0,05^2 / 4 = 19,36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 .$$

Задаемся значением усилия на рулевом колесе $F_{рк} = F_{ркн} = 200$ Н.

Если усилитель не работает, то этому усилию соответствует момент сопротивления повороту

$$\begin{aligned} M_c &= M_{сн} = F_{ркн} r_{рк} u_{рм} u_{рп} \eta_{рм} \eta_{рп} = \\ &= 200 \cdot 0,24 \cdot 20,1 \cdot 1,1 \cdot 0,82 \cdot 0,95 = 827 \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 0,83 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Строим характеристику рулевого управления без усилителя (рисунок 17.3): она проходит через начало координат и точку С, координаты которой $M_c = M_{сн} = 0,83$ кН·м; $F_{рк} = F_{ркн} = 200$ Н. На этой характеристике отмечаем точку А, соответствующую включению усилителя: ордината точки А равна $F_{рк0} = 20$ Н.

Момент сопротивления повороту, при котором давление достигает максимального значения,

$$\begin{aligned}
 M_{c1} &= (F_{pk1} r_{pk} u_{pm} \eta_{pm} + p_{max} S_{пц} l_{ц}) u_{rp} \eta_{rp} = \\
 &= (80 \cdot 0,24 \cdot 20,1 \cdot 0,82 + 6,5 \cdot 10^6 \cdot 19,63 \cdot 10^{-4} \cdot 0,09) \cdot 1,1 \cdot 0,95 = \\
 &= 1531 \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 1,53 \text{ кН} \cdot \text{м}
 \end{aligned}$$

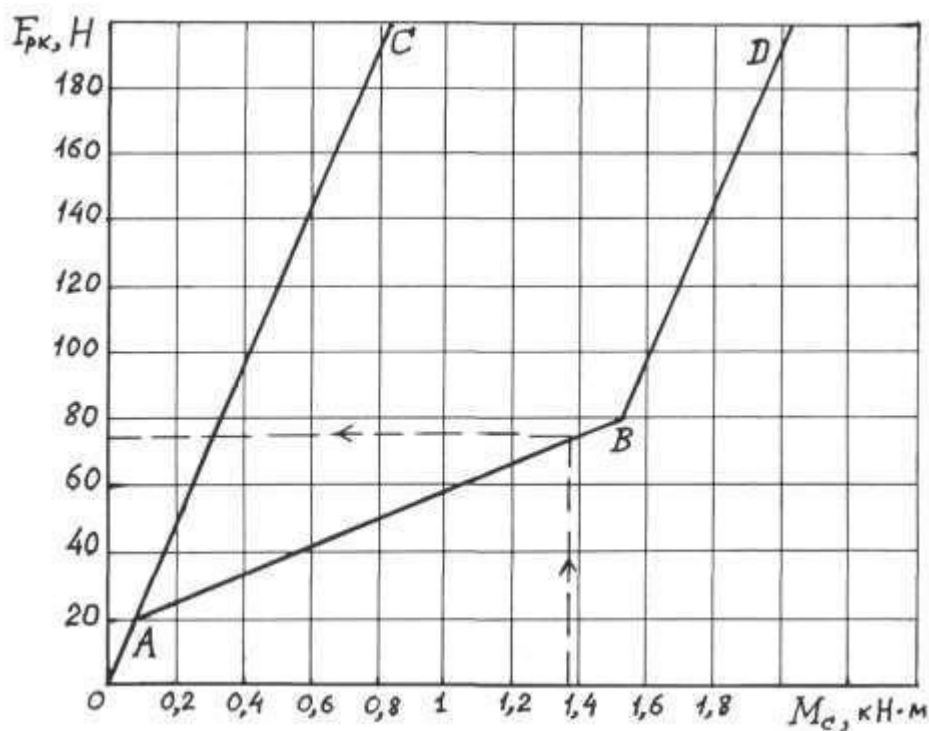


Рисунок 17.3

Строим отрезок AB статической характеристики рулевого управления с усилителем: соединяем отрезком прямой точку A с точкой B ; координаты точки B : $M_c = M_{c1} = 1,53 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $F_{pk} = F_{pk1} = 80 \text{ Н}$. Проводим линию $BD \parallel AC$.

Приведенный к левому поворотному кулаку момент сопротивления повороту

$$M_c = \frac{2}{3} \varphi G_k \sqrt{\frac{G_k}{p_{ш}}} = \frac{2}{3} \cdot 0,9 \cdot 14,2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{14,2 \cdot 10^3}{0,55 \cdot 10^6}} = 1369 \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 1,37 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

По статической характеристике находим усилие на рулевом колесе

$$F_{pk} \approx 75 \text{ Н}.$$

17.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 17 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) Макеты с разрезами рулевых механизмов автомобилей;
- 2) Комплект плакатов «Рулевые механизмы и рулевые приводы»;
- 3) Проектор, ноутбук, интерактивная доска.

17.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 17 в ауд. 407-11 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) Приступать к выполнению работы разрешается только после проведения преподавателем вводного инструктажа по технике безопасности.
- 2) Необходимо знать расположение в лаборатории средств пожаротушения, рубильников (автоматов) отключения электроэнергии, медицинской аптечки и уметь ими пользоваться.
- 3) Запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей.
- 4) Включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера.
- 5) Работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

17.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство и работу рулевого управления имеющего гидро-усилитель с отдельным силовым цилиндром;
- 2) изучить теоретические положения (пункт 17.3);
- 3) оценить технические параметры автомобиля и рулевого управления;

- 4) выполнить необходимые расчёты и построить статическую характеристику рулевого управления с гидроусилителем;
- 5) сделать выводы и оформить отчёт по лабораторной работе.

17.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 17 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Схему рулевого управления автомобиля с гидроусилителем с отдельным силовым цилиндром.
- 5) Результаты оценки технических параметров автомобиля и рулевого управления.
- 6) Расчёт и построение статической характеристики рулевого управления с гидроусилителем.
- 7) Анализ результатов расчётов и краткие выводы.
- 8) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

17.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

- 1) Совокупность каких устройств принято называть рулевым механизмом?
- 2) Совокупность каких устройств принято называть рулевым приводом?

- 3) Какие основные типы рулевых механизмов используются в рулевом управлении автомобилей?
- 4) Составьте расчётную схему сил действующих на автомобиль при повороте?
- 5) Какие основные требования предъявляются к конструкции рулевых механизмов?
- 6) Составьте схему рулевого управления автомобиля с гидроусилителем имеющим отдельный силовой цилиндр.
- 7) Какие основные требования предъявляются к конструкции рулевого управления?
- 8) Назовите оценочные показатели устойчивости управления.
- 9) Назначение усилителей рулевого привода.
- 10) Приведите методику расчёта и построения статической характеристики рулевого управления с гидроусилителем.

17.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

17.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта: учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

17.9.2 Дополнительная литература:

3. Автомобили: Учеб. пособие / А. В. Богатырев, Ю. К. Есиновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышов. Под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.

17.9.3 Интернет-ресурсы

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

Самостоятельная работа 3

УСТРОЙСТВО И РАБОТА ЗАВИСИМЫХ И НЕЗАВИСИМЫХ ПОДВЕСОК. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ

18.1 Цель работы

Целью выполнения лабораторной работы является изучение следующих вопросов:

- 1) приобретение студентами знаний устройства и принципа работы зависимых и независимых подвесок автомобиля;
- 2) теоретическое исследование установившегося кругового движения автомобиля с задней рессорной подвеской;
- 3) расчёт углов увода передней и задней осей;
- 4) оценка поворачиваемости исследуемого автомобиля.

18.3 Теоретическая часть

При установившемся круговом движении автомобиля задняя ось поворачивается относительно продольной оси автомобиля на угол θ_2 (рисунок 18.1). Этот поворот оси (перекос моста) обусловлен креном кузова. В первом приближении угол θ_2 прямо пропорционален боковому ускорению j_y автомобиля:

$$\theta_2 = \mu j_y, \quad (18.1)$$

где μ – коэффициент, зависящий от параметров подвески и загрузки автомобиля; $\mu > 0$, если задняя ось поворачивается в ту же сторону, что и передние колёса (этот случай показан на рисунке 18.1).

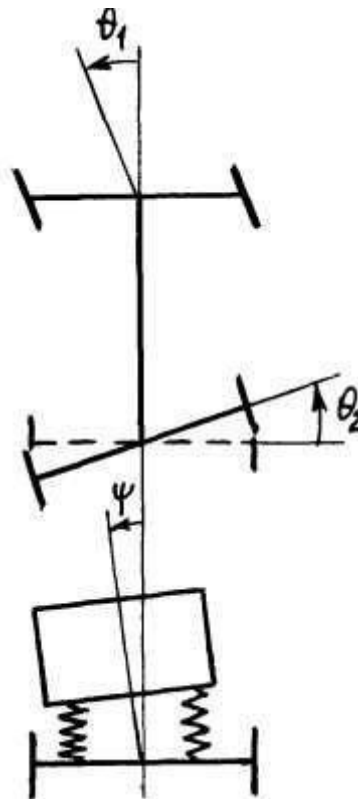


Рисунок 18.1 – Схема автомобиля при установившемся круговом движении

Рассмотрим зависимую заднюю подвеску на продольных рессорах (рисунок 18.2). При поперечном крене кузова на угол Ψ подвеска наружного по отношению к центру поворота колеса совершает ход сжатия, а внутреннего – ход отбоя. При этом центр O_H наружного колеса смещается относительно кузова вверх на расстояние f_H и назад на расстояние Δ_H (из-за того, что наружная рессора распрямляется, то есть её кривизна уменьшается).

Центр O_B внутреннего колеса смещается вниз на расстояние f_B и назад на расстояние Δ_B (из-за того, что кривизна рессоры при ходе отбоя увеличивается). Эти смещения вызывают перекося заднего моста на угол

$$\theta_2 \approx -\frac{|\Delta_H| + |\Delta_B|}{B}, \quad (18.2)$$

где B – колея автомобиля.

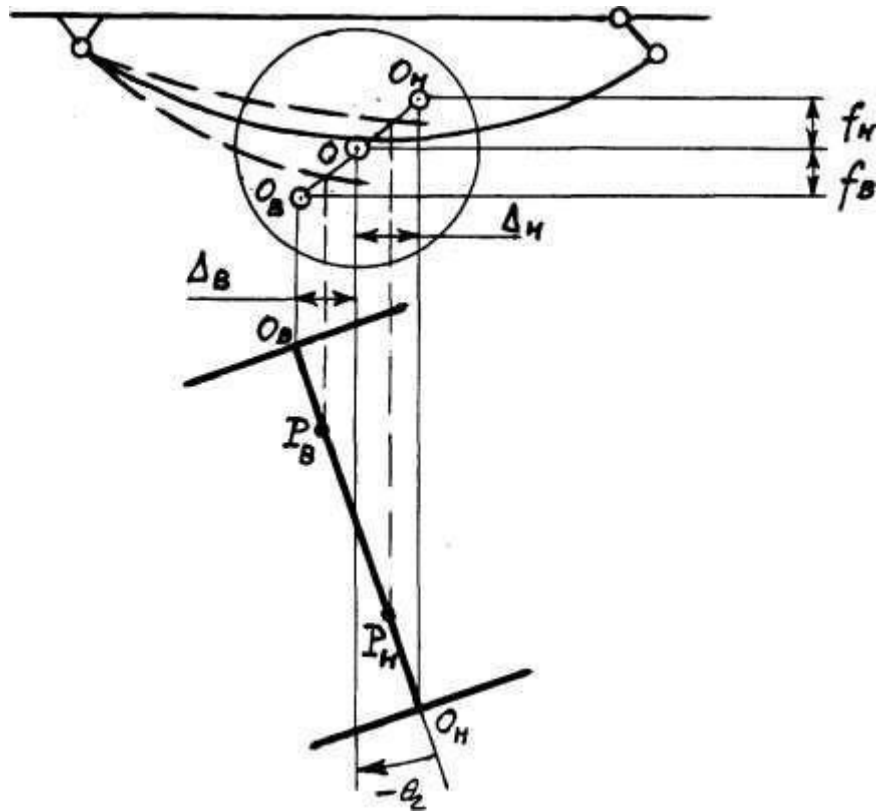


Рисунок 18.2 – Схема зависимой задней подвески на продольных рессорах

$|P_H P_B|$ – расстояние между серединами рессор

Абсолютные величины и знаки Δ_H , Δ_B зависят от кинематики и угловой жёсткости подвесок, а также от загрузки автомобиля. Случай, показанный на рисунке 18.2, соответствует $\mu < 0$.

При анализе плоского криволинейного движения автомобиля примем следующие допущения.

Будем считать углы θ_i поворота колёс малыми (то есть $\sin\theta_i \approx \tan\theta_i \approx \theta_i$; $\cos\theta_i \approx 1$).

Зависимость боковой реакции Y_i , дороги на i -ю ось ($i = 1$ для передней оси; $i = 2$ – для задней) от угла δ_i , увода i -й оси будем считать линейной:

$$Y_i = k_i \delta_i, \quad (10.3)$$

где $k_i = \text{const}$. Это допущение справедливо для $|\delta_i| \leq 0,05 \dots 0,06$ рад при больших коэффициентах сцепления. Очевидно, что углы увода при этом можно считать малыми.

Пренебрежем продольными силами и стабилизирующими моментами шин.

Расчётная схема автомобиля показана на рисунке 18.3 (колёса оси заменены одним эквивалентным колесом).

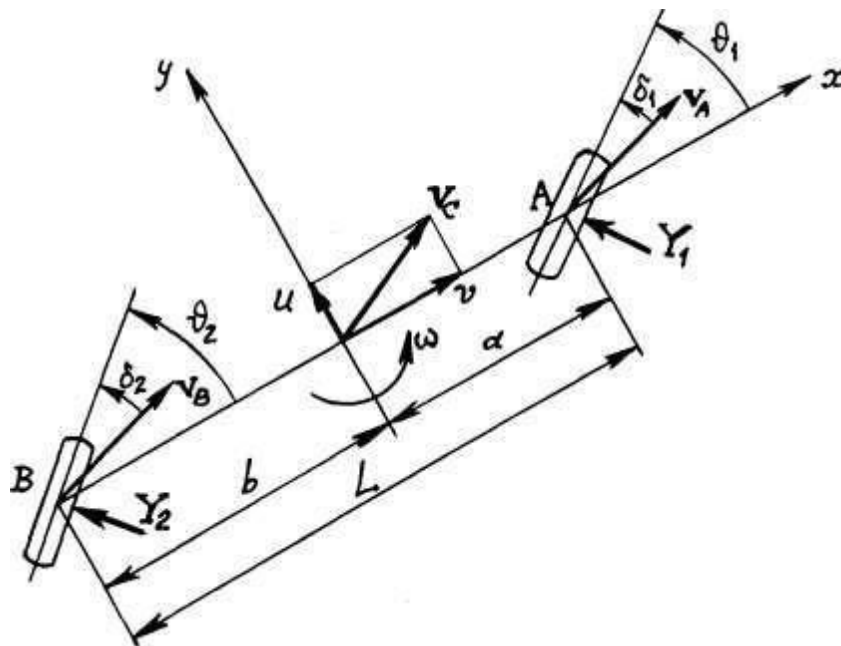


Рисунок 18.3 – Расчётная схема автомобиля

V_A, V_B – векторы скоростей середин передней и задней осей

С учётом малости углов θ_i уравнения плоского движения в подвижной системе отсчёта S_{xy} имеют вид

$$\begin{cases} m(v-u\omega) = -Y_1\theta_1 - Y_2\theta \\ m(u-v\omega) = -Y_1 + Y_2 \\ I\omega = -Y_1a - Y_2b \end{cases} \quad (18.4)$$

где v, u – проекции вектора V_C скорости центра масс на оси S_x и S_y подвижной системы отсчёта; ω – угловая скорость вращения автомобиля относительно вертикальной оси; a, b – расстояния по горизонтали от центра масс до передней и задней осей.

Проекцию v при малых углах увода можно считать линейной скоростью автомобиля. Так как $v = \text{const}$, то v можно рассматривать как

параметр системы, а первое из уравнений (18.4) вообще исключить из рассмотрения.

При установившемся движении $v = const$ и $\omega = const$. Поэтому из уравнений (18.4) получаем

$$\begin{cases} m\omega = Y_1 + Y_2 \\ 0 = Y_1 a + Y_2 b \end{cases} \quad (18.5)$$

Используя теорему о сложении скоростей для твёрдого тела, находим выражения для углов увода осей:

$$\begin{cases} \delta_1 = \theta_1 - \frac{u}{v} - \frac{a\omega}{v}, \\ \delta_2 = \theta_2 - \frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}. \end{cases} \quad (18.6)$$

С учётом этих выражений и зависимостей (18.3) уравнения (18.5) принимают вид

$$\begin{cases} m\omega = k_1 \theta_1 + k_2 \theta_2 - \frac{k_1 + k_2}{k a - k b} u - \frac{k_1 a - k_2 b}{k a^2 - k b^2} \omega, \\ 0 = k_1 \theta_1 a - k_2 \theta_2 b - \frac{1}{v} u - \frac{1}{v} \omega. \end{cases} \quad (18.7)$$

По условию задачи угол θ_2 связан с боковым ускорением $j_y = v\omega$ соотношением

$$\theta_2 = \mu j_y = \mu v \omega \quad (18.8)$$

Подставив в уравнения (18.7) правую часть (18.8), получим систему двух линейных уравнений относительно двух неизвестных ω и u :

$$\begin{cases} (m - k_2 \mu) \omega + \frac{k_1 a - k_2 b}{v} \omega + \frac{k_1 + k_2}{v} u = k_1 \theta_1, \\ \left(\frac{k_1 a^2 - k_2 b^2}{v} + k_2 \mu v \right) \omega + \frac{k_1 a - k_2 b}{v} u = k_1 a \theta_1. \end{cases} \quad (18.9)$$

Отсюда

$$\omega = \frac{\theta_1 v}{L + \beta v^2}, \quad (18.10)$$

где $\beta = \frac{m_1}{k_1} - \frac{m_2}{k_2} + \mu;$

$m_1 = \frac{mb}{L}, \quad m_2 = \frac{ma}{L}$ – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси.

При малых углах увода и поворота колёс радиус поворота считают равным

$$R = \frac{v}{\omega}. \quad (18.11)$$

Вычислив по формуле (18.10) угловую скорость, подставляем полученное значение в (18.11) и находим искомый радиус поворота.

Из уравнений (18.5) найдем боковые реакции дороги на оси:

$$\begin{cases} Y_1 = m_1 v \omega, \\ Y_2 = m_2 v \omega. \end{cases} \quad (18.12)$$

Учитывая соотношения (18.3), имеем

$$\begin{cases} Y_1 = k_1 \cdot \delta_1 = m_1 v \omega, \\ Y_2 = k_2 \cdot \delta_2 = m_2 v \omega. \end{cases} \quad (18.13)$$

Отсюда получаем выражения для углов увода:

$$\begin{cases} \delta_1 = \frac{m_1}{k_1} v \omega, \\ \delta_2 = \frac{m_2}{k_2} v \omega. \end{cases} \quad (18.14)$$

Подставив в формулы (18.14) найденное по (18.10) значение угловой скорости, получаем искомые углы увода осей.

Поворачиваемость автомобиля определяется зависимостью $R(v)$. Недостаточная, нейтральная и избыточная поворачиваемость – свойство автомобиля соответственно увеличивать, не изменять или уменьшать радиус поворота при повышении скорости (установившегося) движения по окружности с закреплённым рулевым колесом. Если пренебречь упругостью рулевого управления, то можно считать $\theta_1 = const$. Тогда поворачиваемость обуславливается двумя факторами:

- 1) уводом шин (шинная поворачиваемость);

2) изменением развала колёс и поворотом мостов при крене кузова (креновая поворачиваемость).

Если $\delta_1 > \delta_2$, то шинная поворачиваемость недостаточная; если $\delta_1 = \delta_2$ – нейтральная; если $\delta_1 < \delta_2$ – избыточная.

Если при крене кузова изменение развала колёс и поворот мостов вызывают увеличение радиуса поворота, то говорят, что автомобиль обладает недостаточной креновой поворачиваемостью; если радиус поворота не изменяется, то автомобиль обладает нейтральной креновой поворачиваемостью; если радиус поворота уменьшается, то креновая поворачиваемость избыточная. (Если в условиях данной задачи $\mu > 0$, то – автомобиль обладает недостаточной креновой поворачиваемостью, а если $\mu < 0$, то – избыточной. Говорят, что подвеска моста способствует недостаточной поворачиваемости, если мост поворачивается при крене кузова в ту же сторону, что и передние колёса, как показано на рисунке 18.3).

Для выяснения степени влияния обоих факторов (то есть шинной и креновой поворачиваемости) на суммарную поворачиваемость автомобиля найдём явное выражение для функции $R(v)$. Подставим в (18.11) правую часть (18.10):

$$R(v) = \frac{v}{\omega} = \frac{1}{\theta_1} (L + \beta v^2). \quad (18.15)$$

Если множитель β при v^2 положительный, то суммарная поворачиваемость недостаточная, так как при $\beta > 0$ функция $R(v)$ возрастающая. При $\beta = 0$ суммарная поворачиваемость нейтральная; при $\beta < 0$ – избыточная.

18.4 Аппаратура, оборудование и материалы

При выполнении лабораторной работы 18 требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) детали зависимых и независимых подвесок, подвески в сборе;
- 2) комплект плакатов «Ходовая часть автомобиля. Подвески»;
- 3) проектор; ноутбук; интерактивная доска.

18.5 Указания по технике безопасности

При выполнении лабораторной работы 18 в ауд. 407-11 обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) Приступать к выполнению работы разрешается только после проведения преподавателем вводного инструктажа по технике безопасности.
- 2) Необходимо знать расположение в лаборатории средств пожаротушения, рубильников (автоматов) отключения электроэнергии, медицинской аптечки и уметь ими пользоваться.
- 3) Запрещается прикасаться к вращающимся деталям макетов агрегатов и механизмов автомобилей.
- 4) Включение приборов электрического освещения и электропитания производить только с разрешения преподавателя или учебного мастера.
- 5) Работу выполнять только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

17.6 Методика и порядок выполнения лабораторной работы

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство и работу зависимых и независимых подвесок;
- 2) изучить теоретические положения (пункт 10.4);
- 3) решить задачу.

У с л о в и е з а д а ч и: Полагая, что при крене кузова развал колёс не изменяется, а передняя ось не поворачивается относительно кузова, найти радиус поворота и углы увода осей при заданных условиях движения. Оценить поворачиваемость автомобиля?

Исходные данные и варианты заданий приведены в таблице 18.1.

Таблица 18.1 – Исходные данные и варианты заданий

Вариант	m , кг	m_2 , кг	L , м	k_1 , кН/рад	k_2 , кН/рад	μ , рад·с ² /м	v , м/с	θ_1 , Рад
0	1000	520	2,3	30	32	+0,0005	10	0,0412
1	1480	770	2,46	36	40	-0,0008	14	0,0315
2	1020	530	2,4	34	36	+0,0006	15	0,0223
3	1580	850	2,68	37	44	-0,0007	11	0,0332
4	1320	670	2,43	40	40	+0,0008	12	0,0533
5	1865	975	2,8	41	46	-0,0009	15	0,0287
6	1425	705	2,58	42	40	+0,0007	13	0,0478
7	1565	820	2,7	38	43	-0,001	12	0,0465
8	1540	790	2,65	45	46	+0,0009	14	0,0392
9	1815	945	2,86	43	48	-0,0009	10	0,0563

Условные обозначения в таблице 10.1: m – масса автомобиля; m_2 – масса, приходящаяся на заднюю ось; L – база; k_1, k_2 – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней оси; v – скорость; θ_1 – средний угол поворота передних колёс.

Пример решения

Технические параметры необходимые для расчёта:

- 1) масса автомобиля $m = 1350$ кг;
- 2) масса, приходящаяся на заднюю ось $m_2 = 700$ кг;
- 3) база $L = 2,42$ м;
- 4) коэффициенты сопротивления уводу осей

передней $k_1 = 36$ кН/рад;

задней $k_2 = 40$ кН/рад;

- 5) коэффициент, характеризующий креновую поворачиваемость,

$$\mu = -0,0015 \text{ рад} \cdot \text{с}^2/\text{м};$$

- 6) скорость автомобиля $v = 15$ м/с;

- 7) средний угол поворота передних колёс $\theta_1 = 0,035$ рад.

Масса, приходящаяся на переднюю ось,

$$m_1 = m - m_2 = 1350 - 700 = 650 \text{ кг}.$$

Коэффициент, характеризующий суммарную поворачиваемость,

$$\beta = \frac{1}{\overline{k_1}} - \frac{2}{\overline{k_2}} + \mu = -\frac{700}{36 \cdot 10^3} - \frac{1,5}{40 \cdot 10^3} = -0,019445 \cdot 10^{-3} \frac{\text{с}^2}{\text{м}}$$

Угловая скорость автомобиля

$$\omega = \frac{\theta_1 v}{L + \beta v^2} = \frac{0,035 \cdot 15}{2,45 - 0,9445 \cdot 10^{-3} \cdot 15^2} = 0,2378 \text{ рад/с}$$

Радиус поворота

$$R = \frac{v}{\omega} = \frac{15}{0,2378} = 63,1 \text{ м.}$$

Углы увода передней и задней осей:

$$\delta_1 = \frac{m_1}{\overline{k_1}} v \omega = \frac{650}{36 \cdot 10^3} \cdot 15 \cdot 0,2378 = 0,0644 \text{ рад};$$

$$\delta_2 = \frac{m_2}{\overline{k_2}} v \omega = \frac{70}{40 \cdot 10^3} \cdot 15 \cdot 0,2378 = 0,0624 \text{ рад.}$$

Так как $\beta = -0,9445 \cdot 10^{-3} \leq 0$, то автомобиль обладает избыточной суммарной поворачиваемостью.

18.7 Содержание отчёта и его оформление

Отчёт по лабораторной работе 18 должен содержать следующее:

- 1) Название лабораторной работы.
- 2) Цель работы.
- 3) Краткое теоретическое обоснование.
- 4) Схему установившегося кругового движения автомобиля.
- 5) Схему зависимой задней подвески на продольных рессорах.
- 6) Решение задачи оценки креновой поворачиваемости автомобиля.
- 7) Анализ результатов расчётов и краткие выводы.
- 8) Дату выполнения работы и подпись студента.

Отчёт оформляется в тетради для практических работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства ТТМ» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4. Защита отчёта осуществляется после предварительной проверки и допуска к защите.

18.8 Задания и вопросы для формирования и контроля владения компетенциями

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

- 1) Совокупность каких устройств принято называть ходовой частью?
- 2) Совокупность каких устройств принято называть подвеской?
- 3) Устройство зависимой рессорной подвески автомобиля.
- 4) Устройство независимой подвески автомобиля.
- 5) Какие типы подвесок используются на автомобилях?
- 6) Какие основные требования предъявляются к конструкции зависимых и независимых подвесок автомобилей?

18.9 Рекомендуемая литература и Интернет-ресурсы

18.9.1 Основная литература

1. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др.]– М.:Издательство «За рулем»,2009.–335 с.
2. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства : учебник для студ. вузов / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2009. – 238 с.
3. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчёта : учебник / В.К. Вахламов – М.: Академия, 2010. – 480 с.

18.9.2 Дополнительная литература:

4. Автомобили: Учеб. пособие / А. В. Богатырев, Ю. К. Есиновский-Лашков, М.Л. Насоновский, В.А. Чернышов. Под ред. А.В. Богатырева. – М.: Колос, 2001. – 496 с.
5. Основы конструкции автомобиля: учебник для вузов / [Иванов А.М., Солнцев А.Н., Гаевский В.В. и др.]– М.: Издательство «За рулем», 2005. – 335 с.

18.9.3. Интернет-ресурсы:

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