

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»
дневной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 629.113
ББК 39.33
Т33

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«28» января 2023 г., протокол № 7

Составитель д-р техн. наук, проф. В. П. Тарасик

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Изложены методики выполнения расчётов по определению параметров и характеристик механизмов и систем автомобиля и оценке эффективности их функционирования в процессе движения.

Учебное издание

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Баланс мощности и КПД ведущего колеса...	5
2 Лабораторная работа № 2. Тягово-скоростные свойства автомобиля с механической трансмиссией	8
3 Лабораторная работа № 3. Топливная характеристика автомобиля с механической трансмиссией.....	12
4 Лабораторная работа № 4. Характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»	16
5 Лабораторная работа № 5. Тормозные свойства автомобиля.....	20
6 Лабораторная работа № 6. Плавность хода автомобиля	25
7 Лабораторная работа № 7. Управляемость и устойчивость автомобиля.....	32
8 Лабораторная работа № 8. Проходимость автомобиля	40
Список литературы	45

Введение

Целью выполнения лабораторных работ является освоение методик анализа и оценки эксплуатационных свойств автомобиля и определения его основных параметров, оказывающих влияние на показатели эффективности.

Каждый студент получает индивидуальное задание на проведение анализа эксплуатационных свойств конкретного автомобиля. Для выполнения лабораторной работы необходимо подготовить исходные данные по параметрам и характеристикам анализируемого автомобиля и выписать нормативные значения показателей его эксплуатационных свойств. Для этого используются справочная литература, стандарты, нормативные документы, проспекты, методические рекомендации, учебники и учебные пособия [1–7]. Подготовка исходных данных проводится каждым студентом самостоятельно и выполняется до начала проведения лабораторного занятия.

Определение искомых характеристик и параметров автомобиля осуществляется на основе математического моделирования. В методических рекомендациях приведены математические модели и изложены методики построения рабочих характеристик автомобиля и определения показателей его эксплуатационных свойств. При моделировании рекомендуется использовать стандартные программные обеспечения *MATLAB*, а также разработанные программы на кафедре «Транспортные и технологические машины».

Выполненные лабораторные работы оформляются в виде отдельных отчетов по каждой работе и представляются на кафедру. Оформление отчета и защита каждой выполненной лабораторной работы должны осуществляться в течение семи дней после проведенного лабораторного занятия.

Отчет по лабораторной работе должен содержать исходные данные, использованные формулы с расшифровкой обозначений параметров и фазовых координат, таблицы полученных результатов и построенные по ним графики.

В заключительной части отчета даётся оценка выполнения требований к показателям анализируемых эксплуатационных свойств автомобиля.

Лабораторные работы выполняются студентами в компьютерных классах университета. Перед началом выполнения планируемого цикла работ преподаватель знакомит студентов с правилами охраны труда и оформляет протокол проверки знаний этих правил. Контроль за выполнением студентами правил охраны труда осуществляет преподаватель, проводящий лабораторные занятия.

1 Лабораторная работа № 1. Баланс мощности и КПД ведущего колеса

Цель работы: освоение методики анализа баланса мощности ведущего колеса автомобиля и оценки его КПД.

1.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: полная масса автомобиля m_a ; радиус качения колеса в ведомом режиме $r_{к0}$; база автомобиля L ; координаты ведущего l_B и ведомого l_H колёс относительно центра масс автомобиля; габаритные размеры автомобиля B_T, H_T ; коэффициент сопротивления воздуха k_w ; коэффициент окружной жесткости шины $c_{ш0}$; параметры дорожных условий: коэффициент сопротивления качению f_0 ; коэффициент сцепления φ_x ; угол продольного уклона дороги α .

Для одной шины значение $c_{ш0}$ находится в пределах $(0,5...3,3) \cdot 10^5$ Н·м/м. Необходимо учесть общее количество шин ведущего моста. Для легкового автомобиля принять $k_w = 0,3$ Н·с²/м⁴; для грузового – 0,6; для автобуса – 0,4.

Принять следующие значения параметров дорожных условий: $f_0 = 0,02$; $\varphi_x = 0,5$; $\alpha = 10^\circ$.

Вычисление всех переменных осуществлять до максимальной кинематической скорости исследуемого автомобиля $v_{кmax}$, км/ч. Шаг варьирования скоростью $\Delta v = v_{кmax}/n_v$, где n_v – количество шагов, $n_v = 20...25$.

Для выполнения лабораторной работы № 1 можно использовать компьютерную программу **LAB_RABOTA_TDA_N1**.

1.2 Определение постоянных параметров

Распределение масс автомобиля m_a между ведущим $m_{ав}$ и ведомым $m_{ан}$ мостами

$$m_{ав} = m_a l_H / L; \quad m_{ан} = m_a l_B / L. \quad (1.1)$$

Нормальные реакции дороги на ведущие R_{zB} и ведомые R_{zH} колеса

$$R_{zB} = m_{ав} g \cos \alpha; \quad R_{zH} = m_{ан} g \cos \alpha. \quad (1.2)$$

Предельные продольные реакции по сцеплению колес с дорогой

$$R_{xBmax} = \varphi_x R_{zB}; \quad R_{xHmax} = \varphi_x R_{zH}. \quad (1.3)$$

Сила сопротивления подъему

$$F_h = m_a g \sin \alpha. \quad (1.4)$$

Фактор обтекаемости автомобиля

$$A_w = k_w A_{\text{л}} = k_w \alpha_{\text{л}} B_{\Gamma} H_{\Gamma}, \quad (1.5)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴;

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент заполнения лобовой площади: для легковых автомобилей $\alpha_{\text{л}} = 0,78 \dots 0,80$; для грузовых $\alpha_{\text{л}} = 0,75 \dots 0,90$.

Значения коэффициента k_w : для легковых автомобилей $k_w = 0,20 \dots 0,35$; для грузовых $k_w = 0,50 \dots 0,70$; для автобусов $k_w = 0,25 \dots 0,40$; для автопоездов $k_w = 0,60 \dots 0,95$.

1.3 Вычисление функций, зависящих от скорости

Коэффициент сопротивления качению

$$f_v = f_0 \left[1 + (0,0216 v_a)^2 \right]. \quad (1.6)$$

Моменты сопротивления качению ведущих $M_{f_{\text{в}}}$ и ведомых $M_{f_{\text{н}}}$ колёс

$$M_{f_{\text{в}}} = f R_{\text{зв}} r_{\text{к0}}; \quad M_{f_{\text{н}}} = f R_{\text{зн}} r_{\text{к0}}. \quad (1.7)$$

Сила сопротивления воздуха

$$F_w = A_w v_a^2. \quad (1.8)$$

Сила сопротивления движению корпуса автомобиля

$$F_x = M_{f_{\text{н}}} / r_{\text{к0}} + F_h + F_w. \quad (1.9)$$

Предельное значение силы F_x ограничено сцеплением ведущих колес с дорогой, поэтому вычисление ее производится до скорости $v = v_{\text{max}}$, при которой окажется $F_x \geq R_{\text{хв max}}$ (здесь и далее индекс «в» указывает на принадлежность параметра ведущему колесу).

Вращающий момент на ведущих колесах

$$M_{\text{кв}} = F_x r_{\text{к0}} + M_{f_{\text{в}}}. \quad (1.10)$$

Радиус качения ведущего колеса

$$r_{\text{к}} = r_{\text{к0}} - M_{\text{кв}} / c_{\text{шо}}. \quad (1.11)$$

Угловая скорость ведущего колеса

$$\omega_{\text{кв}} = v_a / r_{\text{к}}. \quad (1.12)$$

По результатам вычислений построить графики функций $M_{\text{КВ}}$, $M_{f_{\text{В}}}$, $M_{f_{\text{Н}}}$, F_x , F_h , F_w , f_v , $r_{\text{К}}$ в зависимости от скорости автомобиля v_a .

1.4 Баланс мощности и КПД ведущего колеса

Мощность, подводимая к ведущему колесу,

$$P_{\text{КВ}} = M_{\text{КВ}} \omega_{\text{КВ}}. \quad (1.13)$$

Мощность, затрачиваемая на движение корпуса автомобиля,

$$P_x = F_x v_a. \quad (1.14)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению ведущих колес

$$P_{f_{\text{В}}} = M_{f_{\text{В}}} \omega_{\text{КВ}}. \quad (1.15)$$

Мощность потерь, обусловленных упругим скольжением ведущего колеса,

$$P_{\text{СУ}} = \omega_{\text{КВ}} M_{\text{КВ}} (M_{\text{КВ}} - M_{f_{\text{В}}}) / (r_{\text{К0}} c_{\text{Ш0}}). \quad (1.16)$$

КПД ведущего колеса

$$\eta_{\text{КВ}} = P_x / P_{\text{КВ}}. \quad (1.17)$$

По результатам вычислений построить графики функций $P_{\text{КВ}}$, P_x , $P_{f_{\text{В}}}$, $P_{\text{СУ}}$, $\eta_{\text{КВ}}$ в зависимости от скорости автомобиля v_a . Дать оценку баланса мощности ведущего колеса и его КПД.

1.5 Баланс мощности, затрачиваемой на движение корпуса автомобиля

Мощность сопротивления качению ведомых колес (индекс «н» указывает на принадлежность параметра ведомому колесу):

$$P_{f_{\text{Н}}} = M_{f_{\text{Н}}} v_a / r_{\text{К0}}. \quad (1.18)$$

Мощность сопротивления подъему:

$$P_h = F_h v. \quad (1.19)$$

Мощность сопротивления воздуха:

$$P_w = F_w v_a. \quad (1.20)$$

По результатам вычислений построить графики функций P_x , $P_{f_{\text{Н}}}$, P_h , P_w в зависимости от скорости автомобиля v_a . На преодоление сопротивлений кор-

пуса автомобиля затрачивается мощность P_x . Дать оценку баланса мощности, затрачиваемой на движение корпуса автомобиля.

Контрольные вопросы

- 1 Радиусы колеса и их определения.
- 2 Виды деформаций шины колеса и их влияние на радиусы качения ведомого и ведущего колёс.
- 3 Формула для определения радиуса качения ведущего и тормозящего колёс.
- 4 Обоснование причины сопротивления качению колеса. Определение момента сопротивления качению.
- 5 Коэффициент сопротивления качению колеса. Способ его определения.
- 6 Влияние характеристик и параметров колеса на сопротивление качению.
- 7 Влияние характеристик опорной поверхности дороги на сопротивление качению колеса.
- 8 Баланс мощности ведущего колеса. Вычисление составляющих баланса мощности.
- 9 КПД ведущего колеса.

2 Лабораторная работа № 2. Тягово-скоростные свойства автомобиля с механической трансмиссией

Цель работы: освоение методики построения динамической характеристики и характеристик разгона автомобиля и их использования для определения показателей тягово-скоростных свойств.

2.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: внешняя скоростная характеристика двигателя $M_e = f(n_d)$ и ее параметры $P_{e\max}$, M_P , n_P , $M_{e\max}$, n_M ; параметры трансмиссии $u_{\text{Тр}i}$, $\eta_{\text{Тр}i}$, $i = \overline{1, n}$; радиус качения колеса r_{k0} ; полная масса автомобиля m_a ; коэффициент сопротивления качению f_0 ; суммарная нормальная реакция дороги на ведущие колеса R_{zB} ; габаритные размеры автомобиля: ширина B_Γ , высота H_Γ .

Для выполнения лабораторной работы № 2 можно использовать компьютерную программу *LAB_RABOTA_TDA_N2_Dinamik_Razgon*.

2.2 Построение характеристики двигателя

Для описания внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя используется уравнение регрессии. При наличии графика зависимости $M_e = f(n_d)$ можно построить это уравнение. Для этого необходимо выписать

значения элементов векторов n_d и M_e с постоянным шагом Δn_d по частоте вращения вала двигателя n_d и ввести их в компьютерную программу. Значения n_d должны быть кратными 10 или 100, а их количество не менее 20.

При отсутствии графика ВСХ зависимость $M_e = f(n_d)$ определяется по формуле С. Р. Лейдермана

$$M_e = M_P \left[a + b \frac{n_d}{n_P} + c \left(\frac{n_d}{n_P} \right)^2 \right], \quad (2.1)$$

где a, b, c – коэффициенты регрессии;

M_e – вращающий момент двигателя, Н·м;

n_d – частота вращения вала двигателя, об/мин.

Минимальное значение n_d выбрать в пределах $(0,7 \dots 0,8)n_M$.

Коэффициенты приспособляемости двигателя по моменту k_M и по угловой скорости k_ω

$$k_M = M_{e \max} / M_P; \quad (2.2)$$

$$k_\omega = \omega_P / \omega_M = n_P / n_M. \quad (2.3)$$

Коэффициенты регрессии уравнения ВСХ двигателя

$$a = \frac{k_M k_\omega (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad (2.4)$$

$$b = -\frac{2k_\omega (k_M - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad (2.5)$$

$$c = \frac{k_\omega^2 (k_M - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}. \quad (2.6)$$

2.3 Построение динамической характеристики автомобиля

Для каждой передачи вычисляются следующие функции: вращающий момент двигателя M_e ; скорость автомобиля v_a ; сила сопротивления воздуха F_w ; динамический фактор автомобиля D .

При наличии делителя в коробке передач построение динамической характеристики осуществляется для передач только одного ряда: повышающего или понижающего.

Скорость автомобиля вычисляется на всех передачах $i = \overline{1, n}$ при всех значениях n_{dj} в километрах в час:

$$v_{aij} = \frac{3,6\pi r_{к0} n_{дj}}{30 u_{тpi}}; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}, \quad (2.7)$$

где n – количество ступеней в коробке передач, используемых при построении динамической характеристики автомобиля;

m – количество дискретных значений частоты вращения вала двигателя $n_{дj}$, используемых при вычислении v_{aij} и момента M_{ej} .

Фактор обтекаемости автомобиля

$$A_w = k_w A_{л} = k_w \alpha_{л} B_{Г} H_{Г}. \quad (2.8)$$

Сила сопротивления воздуха

$$F_{wij} = A_w v_{aij}^2. \quad (2.9)$$

В формуле (2.9) скорость автомобиля v_{ij} в метрах в секунду.

Динамический фактор автомобиля

$$D_{ij} = \frac{[M_{ej}(1 - k_{в.о}) u_{тpi} \eta_{тpi} / r_{к0}] - F_{wij}}{m_a g}, \quad (2.10)$$

где $k_{в.о}$ – коэффициент отбора мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя.

Для грузовых автомобилей и автобусов $k_{в.о} = 0,05 \dots 0,15$. Для легковых автомобилей можно принимать $k_{в.о} = 0$.

По результатам вычислений функций v_a, D, F_w осуществляется построение динамической характеристики автомобиля $D = f(v_a)$ на всех передачах.

Динамический фактор по сцеплению ведущих колес с дорогой

$$D_{\phi} = \frac{\phi_x R_{зв}}{m_a g}, \quad (2.11)$$

где $R_{зв}$ – суммарная нормальная реакция дороги на ведущие колеса автомобиля.

Значение D_{ϕ} определяют при $\phi_x = 0,7$ и отображают на графике динамической характеристики.

По динамической характеристике автомобиля определяются следующие показатели тягово-скоростных свойств:

- максимальная скорость v_{\max} , км/ч;
- динамический фактор при максимальной скорости D_v ;
- максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_{в \max}$ и соответствующая ему критическая скорость $v_{кр.в}$;
- максимальный динамический фактор на низшей передаче $D_{н \max}$ и соответствующая ему критическая скорость $v_{кр.н}$.

Затем определяют максимальный преодолеваемый уклон h_{\max} .

Если $D_{\text{Hmax}} < D_{\text{ф}}$, то h_{\max} вычисляют по формуле

$$h_{\max} = D_{\text{Hmax}} - f_0, \quad (2.12)$$

а если $D_{\text{Hmax}} > D_{\text{ф}}$, то по формуле

$$h_{\max} = D_{\text{ф}} - f_0. \quad (2.13)$$

2.4 Определение режимов движения автомобиля

Используя динамическую характеристику, необходимо определить для заданных дорожных условий максимальную скорость автомобиля v_{\max}^* и ускорение a^* при заданной скорости v_3 . Параметры характеристик дорожных условий f, h, φ_x и скорость v_3 принимают по согласованию с преподавателем.

В отчете необходимо изложить методику определения v_{\max}^* и a^* с соответствующим отображением на графиках динамической характеристики.

2.5 Построение характеристик разгона автомобиля

Для моделирования процесса разгона используется система дифференциальных уравнений движения автомобиля

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_a}{dt} &= \frac{M_{\text{д}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} / r_{\text{к}} - m_{\text{а}} g f_v - F_w}{\delta_{\text{п.м}} m_{\text{а}}}; \\ \frac{ds_a}{dt} &= v_a, \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

где v_a – скорость автомобиля, м/с;

s_a – пройденный путь, м;

$\delta_{\text{п.м}}$ – коэффициент приведенной массы автомобиля.

$$\delta_{\text{п.м}} = 1 + \delta_1 + \delta_2 u_{\text{к.п}}^2, \quad (2.15)$$

где δ_1, δ_2 – коэффициенты: $\delta_1 = 0,03 \dots 0,05$; $\delta_2 = 0,04 \dots 0,06$;

$u_{\text{к.п}}$ – передаточное число коробки передач.

По результатам интегрирования уравнений (2.14) осуществляется построение характеристик разгона $v_a = f(t)$ и $s_a = f(t)$, по которым определяются следующие показатели тягово-скоростных свойств:

- время разгона на участке пути 400 м, t_{400} ;
- время разгона на участке пути 1000 м, t_{1000} ;
- время разгона до заданной скорости t_v ;
- время разгона на высшей передаче $t_{\text{в.п}}$;

– условная максимальная скорость $v_{y \max}$.

Значения показателей тягово-скоростных свойств автомобиля сводятся в таблицу и на их основе дается оценка выполнения технических требований к анализируемому автомобилю. На графиках динамической характеристики и характеристик разгона отображается порядок определения показателей.

Контрольные вопросы

- 1 Внешняя скоростная характеристика двигателя. Формула Лейдермана для её построения.
- 2 Коэффициенты приспособляемости двигателя по вращающему моменту и угловой скорости вращения.
- 3 Дифференциальное уравнение прямолинейного движения автомобиля.
- 4 Силы сопротивления движению автомобиля и их определение.
- 5 Приведенная масса автомобиля. Коэффициент приведенной массы.
- 6 Что такое «динамический фактор автомобиля»? Его вычисление.
- 7 Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля. Определение показателей по динамической характеристике и по характеристикам разгона автомобиля.
- 8 Определение максимального преодолеваемого автомобилем уклона дороги.
- 9 Определение максимальной скорости движения автомобиля в заданных дорожных условиях.
- 10 Определение режима движения автомобиля при изменении параметров дорожных условий и управления педалью акселератора.

3 Лабораторная работа № 3. Топливная характеристика автомобиля с механической трансмиссией

Цель работы: освоение методики построения топливной характеристики установившегося движения автомобиля, определения показателей топливной экономичности и анализа баланса мощности автомобиля.

3.1 Подготовка исходных данных

Используются исходные данные из предыдущей лабораторной работы и информация о параметрах характеристики удельного расхода топлива двигателя g_{eP} и $g_{d \min}$.

При выполнении лабораторной работы № 3 можно использовать программу *LAB_RABOTA_TDA_N3_Toplivnaia_charakteristika*.

3.2 Баланс мощности автомобиля

При построении топливной характеристики автомобиля определяются все виды затрат мощности двигателя и составляется баланс мощности автомобиля. Для каждой передачи вычисляются все составляющие баланса.

Мощность двигателя вычисляется по формуле

$$P_e = P_{e \max} \left[a \frac{n_D}{n_P} + b \left(\frac{n_D}{n_P} \right)^2 + c \left(\frac{n_D}{n_P} \right)^3 \right], \quad (3.1)$$

где a, b, c – коэффициенты регрессии, значения которых получены при выполнении лабораторной работы № 2.

В формуле (3.1) и далее мощность находится в ваттах.

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования двигателя,

$$P_{в.о} = k_{в.о} P_e, \quad (3.2)$$

где $k_{в.о}$ – коэффициент отбора мощности.

Мощность потерь в трансмиссии

$$P_{тр\ i j} = P_{e j} (1 - k_{в.о}) (1 - \eta_{тр\ i}); \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}, \quad (3.3)$$

где $\eta_{тр\ i}$ – КПД трансмиссии на i -й передаче;

n – количество передач трансмиссии;

m – количество дискретных значений частоты вращения вала двигателя n_D ,

используемых при вычислении мощности $P_{e j}$.

Скорость автомобиля (метров в секунду)

$$v_{a i j} = \frac{\pi r_{к0} n_{D j}}{30 u_{тр\ i}}; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}. \quad (3.4)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению,

$$P_{f i j} = f_v m_a g v_{a i j}; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}. \quad (3.5)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$P_{w i j} = A_w v_{a i j}^3; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}, \quad (3.6)$$

где A_w – фактор обтекаемости автомобиля.

Мощность нагрузки двигателя

$$P_{дн\ i j} = P_{в.о j} + P_{тр\ i j} + P_{f i j} + P_{w i j}; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}. \quad (3.7)$$

По результатам вычислений функций P_e , $P_{в.о}$, $P_{тр\ i j}$, $P_{f i j}$, $P_{w i j}$, $P_{дн\ i j}$ осу-

ществляется построение характеристик баланса мощности автомобиля на всех передачах.

Анализ баланса мощности позволяет оценить наличие и величину свободной мощности на каждой передаче, которая может быть использована на разгон автомобиля в данных дорожных условиях.

3.3 Удельный расход топлива двигателя

Удельный расход топлива при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, т. е. при полной нагрузке, когда $P_{дн} = P_e$, определяется по уравнению регрессии

$$g_e = g_{eP} \left[a_0 + a_1 \frac{n_D}{n_P} + a_2 \left(\frac{n_D}{n_P} \right)^2 \right], \quad (3.8)$$

где a_0, a_1, a_2 – коэффициенты регрессии [2, с. 75], значения которых приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Коэффициенты уравнения удельного расхода топлива двигателя

Тип двигателя и камеры сгорания топлива	Значение коэффициента регрессии		
	a_0	a_1	a_2
Бензиновый	1,20	-1,00	0,8
Дизель с вихревой камерой	1,35	-1,35	1,0
Дизель с неразделённой камерой	1,55	-1,55	1,0
Дизель с разделённой камерой	1,20	-1,20	1,0

При неполной нагрузке двигателя $P_{дн} < P_e$. Тогда удельный расход топлива значительно возрастает и зависит от уровня нагрузки двигателя и скоростного режима, оцениваемых коэффициентами использования мощности I и частоты вращения вала двигателя E :

$$I_{ij} = P_{днij} / P_{eij}; \quad (3.9)$$

$$E_{ij} = n_{дij} / n_P. \quad (3.10)$$

Удельный расход топлива при неполной нагрузке двигателя вычисляют по формуле

$$g_{дij} = g_{eP} k_{Iij} k_{Ej}, \quad (3.11)$$

где g_{eP} – удельный расход топлива при $P_{e \max}$;

k_{Iij}, k_{Ej} – коэффициенты, учитывающие зависимость удельного расхода топлива $g_{дij}$ от уровня нагрузки двигателя и скоростного режима.

Коэффициенты k_{Iij} и k_{Ej} вычисляются по уравнениям регрессий как

$$k_{Иij} = b_0 + b_1И_{ij} + b_2И_{ij}^2; \quad (3.12)$$

$$k_{Еij} = c_0 + c_1Е_{ij} + c_2Е_{ij}^2 + c_3Е_{ij}^3, \quad (3.13)$$

где $b_0, b_1, b_2, c_0, c_1, c_2, c_3$ – коэффициенты регрессий: $c_0 = 1,25$; $c_1 = -0,99$; $c_2 = 0,98$; $c_3 = -0,24$ (таблица 3.2) [1, с. 119].

Таблица 3.2 – Коэффициенты уравнения регрессии (3.12)

Модель двигателя	Значение коэффициента регрессии		
	b_0	b_1	b_2
ЗИЛ-431410	0,174	0,429	0,397
ЯМЗ-236 (238)	0,188	0,640	0,172
КАМАЗ-740	0,234	0,461	0,305

При отсутствии данных по g_{eP} его значение можно принять из соотношения

$$g_{eP} = (1,05 \dots 1,15)g_{д \min}, \quad (3.14)$$

где $g_{д \min}$ – минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

Значения $g_{д \min}$ находятся в следующих пределах: для карбюраторных двигателей – 260...310; для бензиновых двигателей с впрыском топлива – 220...250; для дизельных двигателей – 175...220.

3.4 Часовой расход топлива двигателя

При работе двигателя на внешней скоростной характеристике

$$G_T = g_e P_e \cdot 10^{-6}. \quad (3.15)$$

На частичных скоростных режимах

$$G_{ТН} = G_{ТР} k_{И} k_{Е}, \quad (3.16)$$

где $G_{ТР}$ – часовой расход топлива, кг/ч, при максимальной мощности двигателя:

$$G_{ТР} = g_e P_{e \max} \cdot 10^{-6}. \quad (3.17)$$

3.5 Топливная характеристика установившегося движения автомобиля

Представляет собой зависимость $Q_s = f(v_a)$, где Q_s – путевой расход топлива, л/100 км. Значения Q_s вычисляют на всех передачах по формуле

$$Q_{sij} = \frac{g_e P k_{Иij} k_{Еij} P_{днij}}{36 v_{ij} \rho_T}; \quad i = \overline{1, n}; \quad j = \overline{1, m}, \quad (3.18)$$

либо по формуле

$$Q_{sij} = \frac{100G_T P k_{Иij} k_{Еij}}{3,6v_{ajj} \rho_T \cdot 10^{-3}}, \quad (3.19)$$

где ρ_T – плотность топлива.

Плотность бензина – 730 кг/м³; плотность дизельного топлива – 860 кг/м³.

По результатам вычислений функций Q_s и v_a осуществляется построение топливной характеристики установившегося движения автомобиля $Q_s = f(v_a)$ на всех передачах. Скорость автомобиля v_a на графиках задается в километрах в час. По топливной характеристике определяют контрольные расходы топлива Q_{SK1} и Q_{SK2} , экономичную скорость движения $v_э$ и соответствующую ей передачу, минимальный расход топлива $Q_{s \min}$ на высшей передаче.

На графиках отображают порядок определения показателей топливной экономичности автомобиля.

Контрольные вопросы

- 1 Показатели топливной экономичности автомобиля.
- 2 Показатели топливной экономичности двигателя.
- 3 Способы испытаний автомобиля по оценке показателей топливной экономичности.
- 4 Мощность нагрузки двигателя. Определение составляющих мощности нагрузки.
- 5 Топливная характеристика установившегося движения автомобиля и методика её построения.
- 6 Использование топливной характеристики установившегося движения для определения показателей топливной экономичности автомобиля.

4 Лабораторная работа № 4. Характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор»

Цель работы: освоение методики определения параметров гидротрансформатора и построения характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор» (системы «ДВС – ГДТ»).

4.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: внешняя скоростная характеристика двигателя $M_e = f(n_d)$ и ее параметры $P_{e \max}$, M_P , n_P , $M_{e \max}$, n_M ; параметры предельной регуляторной характеристики двигателя $M_p = f(n_{д.р})$: максимальная частота холостого хода

$n_{\text{ХХ max}}$; коэффициент неравномерности регулятора ε_p ; безразмерные характеристики ГДТ: коэффициент трансформации момента $K_{\text{Т.Н}} = f(i_{\text{Т.Н}})$; КПД $\eta_{\text{Т.Н}} = f(i_{\text{Т.Н}})$; коэффициент момента насосного колеса $\lambda_{\text{Н}} = f(i_{\text{Т.Н}})$.

Для выбора модели ГДТ и его характеристик использовать таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Безразмерные характеристики гидродинамических трансформаторов

$i_{\text{Т.Н}}$	ЗИЛ-111		ЛГ-340–160		ЛГ-470–240		ЛГ-470 ПП		ЛГ-600	
	$\lambda_{\text{Н}}$	$K_{\text{Т.Н}}$	$\lambda_{\text{Н}}$	$K_{\text{Т.Н}}$	$\lambda_{\text{Н}}$	$K_{\text{Т.Н}}$	$\lambda_{\text{Н}}$	$K_{\text{Т.Н}}$	$\lambda_{\text{Н}}$	$K_{\text{Т.Н}}$
0	5,628	2,450	1,870	3,100	1,721	3,000	5,087	2,366	4,163	2,490
0,1	5,468	2,279	1,951	2,797	1,741	2,752	5,071	2,209	4,268	2,335
0,2	5,300	2,101	1,984	2,505	1,777	2,497	5,021	2,059	4,373	2,160
0,3	5,071	1,918	1,997	2,226	1,790	2,251	5,024	1,902	4,418	1,965
0,4	4,757	1,734	1,989	1,966	1,779	2,004	4,939	1,740	4,415	1,776
0,5	4,370	1,552	1,974	1,723	1,758	1,752	4,705	1,573	4,340	1,602
0,55	4,153	1,464	1,970	1,606	1,747	1,625	4,544	1,487	4,255	1,517
0,6	3,919	1,378	1,968	1,492	1,732	1,501	4,361	1,400	4,127	1,430
0,65	3,658	1,297	1,964	1,383	1,708	1,382	4,156	1,312	3,951	1,342
0,7	3,361	1,220	1,949	1,279	1,664	1,271	3,915	1,226	3,721	1,252
0,75	3,009	1,149	1,903	1,185	1,587	1,173	3,614	1,145	3,433	1,165
0,8	2,586	1,086	1,800	1,103	1,458	1,090	3,217	1,074	3,075	1,086
0,85	2,075	1,033	1,605	1,040	1,256	1,025	2,681	1,017	2,624	1,023
0,875	1,784	1,012	1,460	1,016	1,122	1,001	2,349	0,995	2,351	0,999
0,9	1,468	0,995	1,275	0,997	0,9609	0,982	1,969	0,980	2,033	0,983
0,925	1,129	0,982	1,043	0,985	0,7710	0,969	1,541	0,970	1,659	0,974
0,95	0,7698	0,975	0,7575	0,979	0,5497	0,963	1,066	0,966	1,212	0,974

Примечание – Значения $\lambda_{\text{Н}}$ умножены на 10^3

Для выполнения лабораторной работы № 4 можно использовать компьютерную программу *LAB_RABOTA_TDA_N4_DVS_GDT*.

4.2 Построение характеристики двигателя

Характеристика двигателя состоит из двух ветвей – внешней скоростной характеристики (ВСХ) $M_e = f(n_{\text{д}})$ и регуляторной ветви $M_p = f(n_{\text{д.р}})$. Методика построения ВСХ изложена в лабораторной работе № 2. Для построения регуляторной ветви используется выражение

$$M_p = M_P - k_p(n_{\text{д.р}} - n_P), \quad (4.1)$$

где M_P , n_P – момент двигателя, Н·м, и частота вращения его вала, об/мин, при максимальной мощности $P_{e \text{ max}}$;

k_p – коэффициент наклона регуляторной ветви, Н·м/(об/мин);

$n_{д.р}$ – частота вращения вала двигателя при работе на регуляторной ветви, об/мин.

Значение k_p определяется из соотношения

$$k_p = \frac{M_P}{n_{xx \max} - n_P}; \quad (4.2)$$

$$n_{xx \max} = n_P(1 + \varepsilon_p), \quad (4.3)$$

где $n_{xx \max}$ – максимальная частота холостого хода двигателя;

ε_p – коэффициент неравномерности регулятора.

Значение ε_p находится в пределах 0,1...0,13.

Варьируя частотой вращения n_d при работе двигателя на ВСХ в пределах $(0,7...0,8)n_M \leq n_d \leq n_P$ и частотой $n_{д.р}$ при работе двигателя на регуляторной ветви в пределах $n_P \leq n_{д.р} \leq n_{xx \max}$, осуществляют построение необходимой характеристики двигателя.

4.3 Определение активного диаметра и нагрузочных характеристик ГДТ

Активный диаметр ГДТ определяется по формуле

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_P(1 - k_{в.о})}{\rho \lambda_H^* \omega_P^2}}, \quad (4.4)$$

где $k_{в.о}$ – коэффициент отбора мощности двигателя;

ρ – плотность рабочей жидкости, $\rho = 820$ кг/м³;

λ_H^* – значение коэффициента момента нагрузочной характеристики ГДТ, проходящей через точку момента двигателя M_P , соответствующего максимальной мощности $P_{e \max}$;

ω_P – угловая скорость вала двигателя, соответствующая n_P .

Значение коэффициента λ_H^* принимают по характеристике $\lambda_H = f(i_{т.н})$ в точке перехода ГДТ на режим гидромукты.

Нагрузочные характеристики ГДТ $M_H = f(\omega_H)$ вычисляются по формуле

$$M_H = \rho \lambda_H \omega_H^2 D_a^5, \quad (4.5)$$

где M_H – вращающий момент на насосном колесе ГДТ, Н·м;

ω_H – угловая скорость насосного колеса, рад/с.

4.4 Характеристики совместной работы ДВС и ГДТ

Представляют собой совмещение на одном рисунке характеристик двигателя и гидротрансформатора. При этом необходимо учесть отбор мощности на собственные нужды двигателя, что приводит к снижению значений вращающего момента двигателя, воздействующего на насосное колесо ГДТ. Для учёта отбора мощности используются выражения

$$M_{\text{д}} = M_{\text{е}}(1 - k_{\text{в.о}}); \quad (4.6)$$

$$M_{\text{д.р}} = M_{\text{р}}(1 - k_{\text{в.о}}) - k_{\text{р}}(n_{\text{д.р}} - n_{\text{р}}), \quad (4.7)$$

где $k_{\text{в.о}}$ – коэффициент отбора мощности.

Для грузовых автомобилей и автобусов $k_{\text{в.о}} = 0,05 \dots 0,15$. Для легковых автомобилей можно принимать $k_{\text{в.о}} = 0$.

Построить на одном рисунке графики характеристик $M_{\text{д}} = f(n_{\text{д}})$, $M_{\text{д.р}} = f(n_{\text{д}})$ и $M_{\text{н}} = f(n_{\text{н}})$, учитывая, что $n_{\text{н}} = n_{\text{д}}$.

4.5 Параметры совместной работы ДВС и ГДТ

Для определения параметров совместной работы ДВС и ГДТ необходимо составить две системы уравнений для определения искомым неизвестных $M_{\text{н}}$ и $n_{\text{н}}$: при работе двигателя на внешней скоростной и регуляторной характеристиках.

Принимая $M_{\text{д}} = M_{\text{н}}$ и $n_{\text{д}} = n_{\text{н}}$, на основе уравнения (4.5) и уравнения ВСХ (1.1), приведенного в лабораторной работе № 1, получаем систему нелинейных алгебраических уравнений

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{н}} - \frac{bM_{\text{р}}(1 - k_{\text{в.о}})}{n_{\text{р}}} n_{\text{н}} - \frac{cM_{\text{р}}(1 - k_{\text{в.о}})}{n_{\text{р}}^2} n_{\text{н}}^2 &= aM_{\text{р}}(1 - k_{\text{в.о}}); \\ M_{\text{н}} - \rho\lambda_{\text{н}}D_{\text{а}}^5 \left(\frac{\pi n_{\text{н}}}{30} \right)^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.8)$$

Решение системы нелинейных алгебраических уравнений (4.8) осуществляется для значений $\lambda_{\text{н}}$ в пределах $\lambda_{\text{н}} \leq \lambda_{\text{н}}^*$, приведенных в таблице 4.1 для выбранного ГДТ.

Вторая система уравнений составляется на основе выражений (4.5) и (4.7), принимая $M_{\text{д.р}} = M_{\text{н}}$ и $n_{\text{д.р}} = n_{\text{н}}$:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{н}} + k_{\text{р}}n_{\text{н}} &= M_{\text{р}}(1 - k_{\text{в.о}}) + k_{\text{р}}n_{\text{р}}; \\ M_{\text{н}} - \rho\lambda_{\text{н}}D_{\text{а}}^5 \left(\frac{\pi n_{\text{н}}}{30} \right)^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

При решении системы нелинейных алгебраических уравнений (4.9) варьируют табличными значениями $\lambda_H > \lambda_H^*$.

В результате решения систем уравнений (4.8) и (4.9) получают двумерный массив переменных M_H и ω_H . Количество элементов этого массива равно количеству дискретных табличных значений λ_H . Результаты вычислений используют для построения характеристики совместной работы ДВС и ГДТ.

4.6 Выходные характеристики системы «ДВС – ГДТ»

На основе массива переменных M_H и ω_H вычисляют значения параметров выходных характеристик системы «ДВС – ГДТ» по формулам

$$n_T = n_H i_{T.H}; \quad (4.10)$$

$$M_T = M_H K_{T.H}; \quad (4.11)$$

$$P_T = M_T \omega_T = M_T \pi n_T / 30; \quad (4.12)$$

$$\eta_{T.H} = K_{T.H} i_{T.H}, \quad (4.13)$$

где n_H, n_T – частоты вращения насосного колеса и турбины ГДТ;

$i_{T.H}$ – передаточное отношение ГДТ;

M_T, P_T – момент и мощность на турбине.

Значения $i_{T.H}$ и $K_{T.H}$ принимают из таблицы 4.1. Они соответствуют использованным значениям λ_H .

По результатам вычислений необходимо построить выходные характеристики системы «ДВС – ГДТ» $M_T = f(n_T)$; $P_T = f(n_T)$; $\eta_{T.H} = f(n_T)$ и график кинематической характеристики $n_H = f(n_T)$.

Контрольные вопросы

- 1 Основные элементы гидротрансформатора и их функции.
- 2 Типы гидротрансформаторов и их основные свойства.
- 3 Безразмерные характеристики гидротрансформатора и их определение.
- 4 Определение вращающих моментов насосного и турбинного колёс.
- 5 Характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Методика их построения.
- 6 Выходные характеристики системы «ДВС – ГДТ». Методика определения выходных характеристик.
- 7 Определение активного диаметра гидротрансформатора для обеспечения эффективной совместной его работы с данным двигателем автомобиля.

5 Лабораторная работа № 5. Тормозные свойства автомобиля

Цель работы: освоение методики определения показателей тормозных свойств автомобиля, оценки эффективности рабочей и запасной тормозных систем, определения характеристик и параметров регулятора тормозных моментов.

5.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: полная m_a и снаряженная m_0 массы автомобиля; распределение масс между колесами переднего и заднего мостов груженого m_{a1}, m_{a2} и снаряженного m_{01}, m_{02} автомобиля; база автомобиля L ; радиус качения колеса r_{k0} .

При выполнении лабораторной работы № 5 можно использовать компьютерную программу *LAB_RABOTA_TDA_N5_Tormoznie_svoistva*.

5.2 Определение координат центра масс автомобиля

Координаты центра масс автомобиля с полной нагрузкой

$$l_1 = m_{a2}L/m_a ; l_2 = m_{a1}L/m_a ; h_c = (0,30 - 0,35)L . \quad (5.1)$$

Координаты центра масс снаряженного автомобиля

$$l_1^* = m_{02}L/m_0 ; l_2^* = m_{01}L/m_0 ; h_c^* = (0,2 - 0,3)L . \quad (5.2)$$

5.3 Определение параметров рабочей тормозной системы

Максимальный момент тормозных механизмов передних колес по сцеплению с дорогой

$$M_{T\phi 1 \max} = r_{k0} m_a g \phi_{\max} (l_2 + h_c \phi_{\max}) / L , \quad (5.3)$$

где ϕ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Принять $\phi_{\max} = 0,8$ – для автомобиля без усилителя тормозных моментов и $\phi_{\max} = 0,9$ – с усилителем.

Коэффициент распределения тормозных моментов

$$\beta_T = (l_2 + h_c \phi_0) / L . \quad (5.4)$$

Принять для легкового автомобиля $\phi_0 = 0,8$, а для грузового $\phi_0 = 0,4$.

Коэффициенты пропорциональности привода тормозных механизмов

$$k_1 = M_{T\phi 1 \max} / p_{\max} ; \quad (5.5)$$

$$k_2 = k_1 (1 - \beta_T) / \beta_T , \quad (5.6)$$

где p_{\max} – максимальное давление в системе привода.

Для тормозной системы с гидроприводом принять $p_{\max} = 10$ МПа, а с пневмоприводом $p_{\max} = 1,0$ МПа.

5.4 Оценка эффективности рабочей тормозной системы

Максимально возможное замедление автомобиля в заданных дорожных условиях

$$|a_{T \max}| = \varphi_x g, \quad (5.7)$$

где φ_x – коэффициент продольного сцепления колеса с дорогой.

При вычислениях замедления значение коэффициента сцепления φ_x варьируется в пределах $0,1 \dots 1,0$ с шагом $\Delta\varphi_x = 0,05$.

Замедление автомобиля с полной нагрузкой без регулирования тормозных моментов:

– при $\varphi_x < \varphi_0$

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{l_2}{l_2 + h_c(\varphi_0 - \varphi_x)}; \quad (5.8)$$

– при $\varphi_x > \varphi_0$

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{l_1}{l_1 - h_c(\varphi_0 - \varphi_x)}; \quad (5.9)$$

– при $\varphi_x = \varphi_0$

$$|a_T| = \varphi_0 g. \quad (5.10)$$

Замедление снаряженного автомобиля $|a_T^*|$ без регулирования тормозных моментов определяют по формулам (5.8)–(5.10), подставляя в них координаты центра масс снаряженного автомобиля l_1^*, l_2^*, h_c^* , а вместо φ_0 – значение коэффициента сцепления φ_0^* , при котором колеса обоих мостов снаряженного автомобиля одновременно достигают предела блокировки:

$$\varphi_0^* = \frac{\beta_T L - l_2^*}{h_c^*}. \quad (5.11)$$

Тормозной путь автомобиля с полной нагрузкой s_T и снаряженного автомобиля s_T^* вычисляют по формуле

$$s_T = v_0(t_3 + 0,5t_H) + 0,5v_0^2 / |a_T|, \quad (5.12)$$

где v_0 – начальная скорость торможения, м/с;

t_3 – время запаздывания тормозного привода, с;

t_H – время нарастания замедления, с.

Для автомобилей всех типов принять $t_3 = 0,2$ с; $t_H = 0,4$ с.

Значения v_0 для различных типов автомобилей нормированы стандартом и приведены в [6, таблица 7.1].

Проверка выполнения нормативных требований. Полученные значения замедления $|a_T|$, $|a_T^*|$ и тормозного пути s_T , s_T^* при $\varphi_x = 0,7$ сравнивают с нормативными значениями $a_{T.уст}$ и $s_{T.н}$ для данного типа автомобиля. Должны выполняться условия

$$|a_T| \geq a_{T.уст}; \quad |a_T^*| \geq a_{T.уст}; \quad (5.13)$$

$$s_T \leq s_{T.н}; \quad s_T^* \leq s_{T.н}, \quad (5.14)$$

где $a_{T.уст}$ – установившееся замедление при регламентированном значении усилия на тормозной педали;

$s_{T.н}$ – нормативное значение тормозного пути.

Значения $a_{T.уст}$ и $s_{T.н}$ приведены в [1, таблица 7.1]. Они соответствуют испытаниям типа «ноль». Если условия (5.13) и (5.14) не выполняются, необходимо изменить значение φ_0 . Минимальным требованием к рабочей тормозной системе является обеспечение нормативных показателей эффективности торможения автомобиля с полной нагрузкой.

Коэффициент оптимального распределения тормозных моментов

$$\beta_{T\varphi} = \frac{l_2 + h_c \varphi_x}{L}. \quad (5.15)$$

Значения $\beta_{T\varphi}$ вычисляют для автомобиля с полной нагрузкой и для снаряженного автомобиля, используя соответствующие значения координат центра масс и варьируя величину φ_x в пределах $0,1 \dots 1,0$.

По результатам вычислений построить графики функций $|a_T| = f(\varphi_x)$, $|a_{T \max}| = f(\varphi_x)$, $s_T = f(\varphi_x)$, $\beta_{T\varphi} = f(\varphi_x)$ для автомобиля с полной нагрузкой и снаряженного автомобиля.

5.5 Оценка эффективности запасной тормозной системы

Замедление автомобиля при использовании в качестве запасной тормозной системы контура передних тормозных механизмов

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{l_2}{L - h_c \varphi_x}. \quad (5.16)$$

Замедление автомобиля при использовании в качестве запасной тормозной системы контура задних тормозных механизмов

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{l_1}{L + h_c \varphi_x}. \quad (5.17)$$

Вычисления по формулам (5.16) и (5.17) выполнить для груженого и снаряженного автомобиля и построить графики зависимостей $|a_T| = f(\varphi_x)$.

Проверка выполнения нормативных требований. Значения $|a_T|$ определяют для автомобиля с полной нагрузкой и снаряженного автомобиля при $\varphi_x = 0,7$. Полученные значения $|a_T|$ сравнивают с нормативными для данного типа автомобиля [1, таблица 7.2] и принимают решение о выборе расположения тормозных механизмов запасной тормозной системы.

5.6 Определение характеристик и параметров регулятора тормозных моментов

Моменты тормозных механизмов передних и задних колес по сцеплению с дорогой

$$M_{T\varphi 1} = r_{k0} m_a g \varphi_x (l_2 + h_c \varphi_x) / L; \quad (5.18)$$

$$M_{T\varphi 2} = r_{k0} m_a g \varphi_x (l_1 - h_c \varphi_x) / L. \quad (5.19)$$

Значения $M_{T\varphi 1}$ и $M_{T\varphi 2}$ вычисляют для груженого и снаряженного автомобиля при варьировании φ_x в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,05. При вычислениях $M_{T\varphi 1}$ и $M_{T\varphi 2}$ для снаряженного автомобиля в формулах (5.18) и (5.19) подставляют соответствующие этому состоянию значения массы и координат центра масс автомобиля.

Давления в контурах привода тормозных механизмов передних и задних колес

$$p_1 = M_{T\varphi 1} / k_1; \quad p_2 = M_{T\varphi 2} / k_2. \quad (5.20)$$

По результатам вычислений построить графики характеристик $p_2 = f(p_1)$, определяющих оптимальное соотношение между давлениями в контурах привода передних и задних тормозных механизмов для автомобиля с полной нагрузкой и снаряженного автомобиля. При этих условиях обеспечивается полное использование сцепных свойств всех колес и достигается максимальная эффективность тормозной системы. На графике изображается также безрегуляторная характеристика $p_2 = f(p_1)$.

Выбор типа регулятора тормозных моментов и построение его рабочей характеристики. На основании идеальных характеристик $p_2 = f(p_1)$ выбирают тип регулятора тормозных моментов, осуществляют построение рабочей характеристики и определяют его параметры: давление включения регулятора p_0 и коэффициент передачи α , вычисляемый по формуле

$$\alpha = \Delta p_2 / \Delta p_1, \quad (5.21)$$

где Δp_1 , Δp_2 – приращения давлений p_1 и p_2 на регуляторной ветви рабочей характеристики регулятора тормозных моментов, отсчитываемые от ее начала при p_0 .

Контрольные вопросы

- 1 Основные предписания правил № 13 ЕЭК ООН.
- 2 Тормозные системы автомобиля и их назначение.
- 3 Оценочные показатели эффективности рабочей тормозной системы. Методика их определения. Нормативные значения показателей.
- 4 Оценочные показатели запасной тормозной системы. Нормативные значения показателей.
- 5 Показатели эффективности стояночной тормозной системы для различных типов автомобилей.
- 6 Показатели эффективности вспомогательной тормозной системы. Методика их определения. Нормативные значения показателей.
- 7 Максимально возможное замедление автомобиля и условия его достижения.
- 8 Причины снижения эффективности торможения при различных коэффициентах сцепления (объяснить на примере характеристики замедления автомобиля).
- 9 Характеристики регулятора тормозных моментов. Порядок их построения.

6 Лабораторная работа № 6. Плавность хода автомобиля

Цель работы: освоение методики определения показателей плавности хода автомобиля, вибрационной нагрузки водителя и пассажиров, определения параметров упругих и диссипативных элементов подвески автомобиля.

6.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: полная m_a и снаряженная m_0 массы автомобиля; распределение массы грузового и снаряженного автомобиля между мостами $m_{a1}, m_{a2}, m_{01}, m_{02}$; параметры шин: наружный диаметр $D_{ш}$; номинальная нагрузка на шину F_H ; статическая деформация шины $\Delta_{ш.ст}$; база автомобиля L ; координаты центра масс грузового автомобиля l_1, l_2 ; продольная координата расположения водителя относительно центра масс грузового автомобиля $l_ч$; параметры микропрофиля автомобильной дороги.

При выполнении лабораторной работы № 6 можно использовать компьютерную программу *LAB_RABOTA_TDA_N6_Vibrozaschita_Avto_Voditel*.

6.2 Показатели оценки плавности хода автомобиля, вибрационной нагрузки водителя и пассажиров

Для получения полной объективной оценки используется следующий комплекс показателей:

- собственная частота колебаний поддрессоренных масс автомобиля;
- максимальные значения ускорений в различных точках автомобиля и на сиденьях водителя и пассажиров;
- максимальные средние квадратические значения ускорений в тех же точках и на сиденьях;
- средние квадратические значения ускорений на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот;
- скорректированные по частоте средние квадратические значения ускорений на сиденьях водителя и пассажиров.

6.3 Определение параметров колебательной системы автомобиля

Поддрессоренные и неподдрессоренные массы двухосного автомобиля

$$m_{\Pi i}^{\Gamma} = A_{mi} m_{ai} / (1 + A_{mi}); \quad (6.1)$$

$$m_{\text{Hi}} = m_{ai} - m_{\Pi i}^{\Gamma}; \quad (6.2)$$

$$m_{\Pi i}^{\text{C}} = m_{0i} - m_{\text{Hi}}; \quad i = 1, 2, \quad (6.3)$$

где $m_{\Pi i}^{\Gamma}$ – поддрессоренная масса груженого автомобиля;

$m_{\Pi i}^{\text{C}}$ – поддрессоренная масса снаряженного автомобиля;

m_{Hi} – неподдрессоренная масса i -го моста;

A_{mi} – коэффициент распределения масс, равный отношению поддрессоренной массы к неподдрессоренной для автомобиля с полной нагрузкой.

В таблице 6.1 приведены статистические данные по коэффициенту A_{mi} для двухосных автомобилей с полной нагрузкой и в снаряженном состоянии. В скобках указаны данные для легковых автомобилей с зависимой подвеской мостов.

Таблица 6.1 – Распределение поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобилей

Наименование	Значение коэффициента A_m	
	для автомобиля с полной нагрузкой	для снаряженного автомобиля
Передние колеса:		
легковых	8...12 (4,5...7,0)	7...10 (4...6)
грузовых	3,0...5,0	2,5...5,0
Задние колеса:		
легковых	5,5...10,0	3,5...6,0
грузовых	4,5...6,5	1,2...3,0

Коэффициенты жесткости упругих элементов подвески

$$c_{pi} = m_{\Pi i}^{\Gamma} \omega_{\Pi i}^2 = m_{\Pi i}^{\Gamma} (2\pi f_i)^2, \quad (6.4)$$

где $\omega_{\Pi i}$ – собственная парциальная частота, рад/с;

f_i – рекомендуемое значение частоты собственных колебаний подрессоренной массы кузова автомобиля, Гц.

Значения f_i должны находиться в следующих пределах: для легковых автомобилей $f = 0,8 \dots 1,3$ Гц; для грузовых $f = 1,2 \dots 1,8$ Гц. Для передней части кузова собственная частота должна быть меньше, чем для задней, в 1,05–1,15 раза.

Коэффициент жесткости шины

$$c_{\text{ш}} = F_{\text{н}} / (r_{\text{с}} - r_{\text{ст}}) = F_{\text{н}} / \Delta_{\text{ш.ст}}, \quad (6.5)$$

где $r_{\text{с}}$ – свободный радиус колеса, $r_{\text{с}} = 0,5D_{\text{ш}}$;

$r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса, м.

Коэффициенты жесткости колес автомобиля

$$c_{\text{ш}i} = c_{\text{ш}} n_{\text{ш}i}, \quad (6.6)$$

где $n_{\text{ш}i}$ – количество шин i -го моста.

Коэффициенты сопротивления амортизаторов подвески $\mu_{\text{р}}$ и шин $\mu_{\text{ш}}$

$$\mu_{\text{р}} = 2\gamma_{\text{р}} m_{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}; \quad (6.7)$$

$$\mu_{\text{ш}} = 2\gamma_{\text{ш}} m_{\text{н}} \omega_{\text{пш}}; \quad (6.8)$$

где $m_{\text{пр}} = m_{\text{п}} m_{\text{н}} / (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})$; $\omega_{\text{пр}} = \sqrt{c_{\text{р}} / m_{\text{пр}}}$; $\omega_{\text{пш}} = \sqrt{c_{\text{ш}} / m_{\text{н}}}$.

Относительный коэффициент затухания колебаний подрессоренной массы у легковых автомобилей $\gamma_{\text{р}} = 0,20 \dots 0,35$, у грузовых $\gamma_{\text{р}} = 0,15 \dots 0,25$. Для шин $\gamma_{\text{ш}} = 0,03 \dots 0,05$.

Параметры сиденья водителя: коэффициент жесткости у легковых автомобилей – 7,8...11,8 кН/м, у грузовых – 14,7...19,6 кН/м; коэффициент относительного затухания при отсутствии специального амортизатора – 0,06...0,18; масса человека и подрессоренной части сиденья – 80 кг.

Статические деформации упругих элементов подвески

$$\Delta_{\text{ст}i} = g / \omega_{\Pi i}^2 = g / (2\pi f_i)^2; \quad i = 1, 2. \quad (6.9)$$

Ходы сжатия упругих элементов подвески $\Delta_{\text{сж}i}$ выбираются в зависимости от назначения автомобиля. Для полноприводных автомобилей принимают $\Delta_{\text{сж}i} = \Delta_{\text{ст}i}$, а для прочих автомобилей $\Delta_{\text{сж}i} < \Delta_{\text{ст}i}$. Чем благоприятнее дорожные условия и выше комфортность автомобиля, тем меньше отношение $\Delta_{\text{сж}i} / \Delta_{\text{ст}i}$.

В отчёте приводятся парциальные системы, на основе которых определяются параметры подвески и шин. Значения определяемых параметров c_{pi} , $c_{шиi}$, μ_{pi} , $\mu_{шиi}$, $\Delta_{стi}$, $\Delta_{сжi}$ сводятся в таблицу. Составляется также таблица подрессоренных и неподрессоренных масс $m_{\Pi i}^{\Gamma}$, $m_{\Pi i}^{\text{с}}$, $m_{\text{н}i}$, $i = 1, 2$.

6.4 Определение собственных частот колебаний

Парциальные частоты подрессоренных масс груженого и снаряженного автомобиля

$$\omega_{\Pi i}^{\Gamma} = \sqrt{c_{pi} / m_{\Pi i}^{\Gamma}}; \quad (6.10)$$

$$\omega_{\Pi i}^{\text{с}} = \sqrt{c_{pi} / m_{\Pi i}^{\text{с}}}. \quad (6.11)$$

Парциальные частоты неподрессоренных масс

$$\omega_{\text{н}i} = \sqrt{(c_{pi} + c_{шиi}) / m_{\text{н}i}}. \quad (6.12)$$

Коэффициенты связи колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс

$$\eta_{\Pi i} = c_{pi} / m_{\text{н}i}; \quad (6.13)$$

$$\eta_{\text{н}i}^{\Gamma} = c_{pi} / m_{\Pi i}^{\Gamma}; \quad \eta_{\text{н}i}^{\text{с}} = c_{pi} / m_{\Pi i}^{\text{с}}. \quad (6.14)$$

Собственные частоты двухмассовых систем передней и задней частей автомобиля в груженом и снаряженном состояниях вычисляются по формулам

$$\Omega_{\text{н}} = \sqrt{0,5 \left[(\omega_{\Pi}^2 + \omega_{\text{н}}^2) - \sqrt{(\omega_{\text{н}}^2 - \omega_{\Pi}^2)^2 + 4\eta_{\Pi}\eta_{\text{н}}} \right]}; \quad (6.15)$$

$$\Omega_{\text{в}} = \sqrt{0,5 \left[(\omega_{\Pi}^2 + \omega_{\text{н}}^2) + \sqrt{(\omega_{\text{н}}^2 - \omega_{\Pi}^2)^2 + 4\eta_{\Pi}\eta_{\text{н}}} \right]}, \quad (6.16)$$

где $\Omega_{\text{н}}$ – низкая собственная частота, рад/с;

$\Omega_{\text{в}}$ – высокая собственная частота, рад/с.

В формулах (6.15) и (6.16) верхние индексы «Г» для груженого автомобиля и «с» для снаряженного, а также нижние индексы «i» при параметрах опущены с целью упрощения вида формул.

Вычисленные значения парциальных $\omega_{\Pi i}^{\Gamma}$, $\omega_{\Pi i}^{\text{с}}$, $\omega_{\text{н}i}$, $i = 1, 2$ и собственных $\Omega_{\text{н}i}$, $\Omega_{\text{в}i}$, $i = 1, 2$ частот сводятся в таблицу и приводятся в отчёте в герцах.

6.5 Математическая модель колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля

При моделировании принимается предположение о выполнении условия

$$\rho_y^2 = l_1 l_2, \quad (6.17)$$

где ρ_y – радиус инерции кузова автомобиля относительно поперечной оси.

В этом случае колебательная система автомобиля распадается на две самостоятельные подсистемы [1, рисунок 8.18 на с. 281].

В отчёте по лабораторной работе необходимо привести динамическую модель и составить систему дифференциальных уравнений математической модели колебаний автомобиля.

Уравнения этой модели линейные, поэтому к ним можно применить преобразование Лапласа и получить систему алгебраических уравнений с комплексными переменными. Они позволяют проводить исследования колебаний в частотной области, в которой аргументом частотных характеристик является частота воздействия внешней среды ν , рад/с, а переменные функции (перемещения масс, их скорости и ускорения) представляют собой частотные характеристики этих функций [1, с. 300–302].

6.6 Определение частотных характеристик системы виброзащиты автомобиля

Частотные характеристики динамической системы определяют исходя из условия, что внешнее воздействие на неё представляет гармоническую функцию времени. Для автомобиля таким воздействием являются неровности опорной поверхности дороги

$$q = q_0 \sin \nu t, \quad (6.18)$$

где q_0 – амплитуда гармонической неровности, м;

ν – частота, рад/с.

При наезде автомобиля на гармоническую неровность возникают колебания поддресоренных и неподдресоренных масс. После затухания переходной составляющей в системе подвески автомобиля устанавливаются вынужденные гармонические колебания всех масс с частотой ν и различными амплитудами. Отношения амплитуд этих колебаний к амплитуде неровности q_0 называются амплитудно-частотными характеристиками (АЧХ). Например, АЧХ вертикальных перемещений поддресоренной массы кузова z_{Π} определяется по формуле

$$A_{z_{\Pi}}^q(\nu) = \frac{z_{\Pi}(\nu)}{q_0}, \quad (6.19)$$

где $z_{\Pi}(\nu)$ – амплитуда перемещения кузова при частоте ν внешнего воздействия.

Из выражения (6.19) следует, что АЧХ перемещения – величина безразмерная, показывающая, во сколько раз амплитуда $z_{\Pi}(v)$ больше амплитуды q_0 .

Методика определения АЧХ изложена в [1, с. 300–304]. По АЧХ можно получить значения первых двух показателей оценки системы виброзащиты. Максимальное значение АЧХ соответствует резонансной частоте колебаний исследуемой массы v_{pi} и обозначается $\left[A_{zi}^q(v_{pi})\right]_{\max}$. Резонансная частота колебаний i -й массы v_{pi} отличается от собственной частоты этой массы ω_{ci} незначительно (не более 2 %...4 %), поэтому можно принимать $\omega_{ci} \approx v_{pi}$. Максимальное ускорение i -й массы $\ddot{z}_{\Pi i}$ определяется из выражения

$$\ddot{z}_{\Pi i} = q_0 \left[A_{z_{\Pi i}}^q(v_{pi})\right]_{\max} v_{pi}^2. \quad (6.20)$$

Отметим, что произведение $\left[A_{z_{\Pi i}}^q(v)\right] v^2$ представляет собой АЧХ ускорения i -й массы: $\left[A_{\ddot{z}_{\Pi i}}^q(v)\right] = \left[A_{z_{\Pi i}}^q(v)\right] v^2$.

В отчёте необходимо привести графики АЧХ подрессоренных $A_{z_{\Pi i}}^q(v)$ и неподдресоренных масс $A_{z_{\Pi i}}^q(v)$, $i=1,2$, и АЧХ вертикальных колебаний водителя на сиденье $A_{z_{\text{В}}}^q(v)$. Используя эти графики, определить максимальные ускорения подрессоренных и неподдресоренных масс и водителя. Их значения для подрессоренных масс не должны превышать g , а для водителя – $0,4g$.

Определить также амплитуды гармонических неровностей $q_{0\max}$, при которых наступают пробои передней и задней подвесок на резонансных режимах для автомобиля с полной нагрузкой и снаряженного автомобиля, по формуле

$$q_{0\max} = \frac{\Delta_{\text{сжг}}}{\Delta_{\text{ст}}(2\pi v_p)^2 \left[A_{z_{\Pi}}^q(v_p)\right]}. \quad (6.21)$$

6.7 Оценка вибрационной нагрузки на водителя и пассажиров

Вибрационная нагрузка на человека оценивается средними квадратическими значениями ускорений (СКЗУ) в первых пяти октавных полосах частот σ_{zi} , $i=1,5$, и скорректированным по частоте средним квадратическим значением ускорения σ_k [1, таблицы 8.1 и 8.4].

Движение автомобиля при определении СКЗУ осуществляется по дороге со случайным микропрофилем. Параметры корреляционных функций микропрофилей автомобильных дорог приведены в таблице 6.2. Скорость легкового автомобиля принять равной 90 км/ч, а остальных типов автомобилей – 60 км/ч [6, таблица 8.3]. Дорожные условия выбрать в соответствии с назначением автомобиля.

Таблица 6.2 – Параметры корреляционных функций микропрофилей дорог

Дорожные условия	Коэффициент					
	$\sigma_q, \text{ м}$	A_1	A_2	$\alpha_1, \text{ м}^{-1}$	$\alpha_2, \text{ м}^{-1}$	$\beta, \text{ м}^{-1}$
Шоссе:						
цементобетонное	0,005...0,012	–	–	0,15	–	–
асфальтированное	0,008...0,012	0,85	0,15	0,20	0,05	0,60
ровное булыжное	0,013...0,022	–	–	0,45	–	–
разбитое булыжное	0,025...0,033	–	–	0,10	–	0,238
изношенное бетонное	0,013...0,025	0,85	0,15	0,50	0,20	2,0
крупнобулыжное	0,030...0,045	0,67	0,33	1,10	10,6	19,71
Разбитая грунтовая дорога	0,100...0,140	0,55	0,45	0,085	0,08	0,235

По результатам моделирования с использованием программы *LAB_RABOTA_TDA_N6_Vibrozaschita_Avto_Voditel* необходимо распечатать графики спектральных плотностей воздействия ординат микропрофиля дороги $G_q(f)$, ускорений подрессоренных масс автомобиля полной массы и снаряжённого $G_{\ddot{z}_{\Pi}}(f)$, ускорений водителя на груженом и снаряженном автомобиле $G_{\ddot{z}_{\text{В}}}(f)$ и графики вибронагруженности водителя (СКЗУ) в октавных полосах $\sigma_{\ddot{z}_{\text{В}i}}, i = \overline{1,5}$. Распечатать также результаты вычислений СКЗУ подрессоренных масс автомобиля $\sigma_{\ddot{z}_{\Pi i}}, i = \overline{1,5}$ и водителя $\sigma_{\ddot{z}_{\text{В}i}}, i = \overline{1,5}$, в октавных полосах и скорректированные СКЗУ $\sigma_{\text{КП}}$ и $\sigma_{\text{КВ}}$.

Значения $\sigma_{\ddot{z}_{\Pi i}}$ и $\sigma_{\ddot{z}_{\text{В}i}}$ вычисляются по формуле

$$\sigma_{\ddot{z}_i} = \sqrt{D_{\ddot{z}_i}} = \sqrt{\int_{v_{\text{Н}i}}^{v_{\text{В}i}} G_{\ddot{z}}(v) dv}, \quad (6.22)$$

где $D_{\ddot{z}_i}$ – дисперсия ускорения подрессоренной массы или водителя в i -й октавной полосе частот;

$G_{\ddot{z}}(v)$ – функция спектральной плотности ускорения;

v – частота – аргумент функции $G_{\ddot{z}}(v)$, рад/с;

$v_{\text{Н}i}, v_{\text{В}i}$ – нижняя и верхняя границы i -й октавной полосы частот.

Корректированные СКЗУ $\sigma_{\text{КП}}$ и $\sigma_{\text{КВ}}$ определяются по формуле

$$\sigma_{\text{К}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_i)^2}, \quad (6.23)$$

где σ_i – СКЗУ в i -й октавной полосе частот;

k_i – весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в i -й октавной полосе частот [1, таблица 8.1];

n – количество учитываемых октавных полос, $n = 5$.

Полученные скорректированные СКЗУ $\sigma_{\text{К}}$ необходимо сравнить с предельными допускаемыми значениями для водителя и подрессоренных масс

[1, таблица 8.4].

Тщательно проанализировать графики СКЗУ вибронагруженности водителя в октавных полосах. При невыполнении нормативных требований на СКЗУ необходимо, варьируя параметры подвески мостов автомобиля и сиденья водителя, снизить значения СКЗУ до приемлемого уровня. В третьей и четвертой октавных полосах частот требования на СКЗУ должны выполняться непременно.

Контрольные вопросы

- 1 Показатели плавности хода автомобиля и вибрационной нагрузки водителя и пассажира.
- 2 Влияние вибраций на организм человека.
- 3 Способы определения показателей плавности хода и вибрационной нагрузки.
- 4 Определение параметров основных элементов системы подвески автомобиля.
- 5 Амплитудно-частотные характеристики поддресоренной массы автомобиля и водителя на сиденье. Использование АЧХ для определения показателей плавности хода.
- 6 Предельно допустимые значения максимальных ускорений человека и поддресоренной массы автомобиля.
- 7 Графики спектральной плотности ускорений поддресоренных масс автомобиля и водителя.
- 8 Определение средних квадратических значений ускорений (СКЗУ) в октавных полосах частот.
- 9 Определение скорректированных значений СКЗУ.
- 10 Предельно допустимые значения скорректированных СКЗУ для водителя и поддресоренной массы различных типов автомобилей.

7 Лабораторная работа № 7. Управляемость и устойчивость автомобиля

Цель работы: освоение методики определения показателей управляемости и устойчивости автомобиля, определение параметров кинематики поворота автомобиля.

7.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: полная масса автомобиля m_a ; распределение массы между колесами переднего и заднего мостов груженого автомобиля m_{a1}, m_{a2} ; координаты центра масс груженого автомобиля l_1, l_2, h_c ; база автомобиля L ; колея передних колес B_1 ; расстояние между осями шкворней l_0 (при отсутствии данных принять

$l_0 = 0,7B_1$); коэффициент сопротивления уводу шины k_{yB} ; передаточное число рулевого привода u_p ; коэффициенты жесткости передней и задней рессор c_{p1} и c_{p2} ; рессорная колея B_p ; подрессоренная масса m_{Π} ; плечо крена h_{λ} .

Для шин легковых автомобилей $k_{yB} = 15 \dots 40$ кН/рад; для шин грузовых автомобилей $k_{yB} = 60 \dots 120$ кН/рад. При определении значений k_{yB1} и k_{yB2} колес переднего и заднего мостов необходимо учесть зависимость k_{yB} от давления воздуха в шинах и количество шин данного моста $n_{\Pi i}$:

$$k_{yBi} = k_{yB} n_{\Pi i}. \quad (7.1)$$

При выполнении лабораторной работы № 7 можно использовать компьютерную программу *LAB_RABOTA_TDA_N7_USTOICHIVOST*.

7.2 Кинематика поворота автомобиля без учета увода колес

Зависимость между углами поворота управляемых колес

$$\theta_{\Pi} = \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{(l_0/L) + (\cos \theta_B / \sin \theta_B)} \right), \quad (7.2)$$

где θ_{Π} , θ_B – углы поворота наружного и внутреннего колес, рад.

Варьируя значение угла поворота внутреннего колеса θ_B в пределах от 5° до 45° через $1^\circ \dots 2^\circ$, найти значения угла поворота внешнего колеса θ_{Π} и построить график зависимости $\theta_{\Pi} = f(\theta_B)$. На графике значения θ_B и θ_{Π} принять в градусах, используя соотношения $\theta_B^\circ = 180 \theta_B / \pi$ и $\theta_{\Pi}^\circ = 180 \theta_{\Pi} / \pi$.

Радиус поворота автомобиля без учета увода колес. Вычисления производятся по формулам

$$R_{\Pi} = L(\operatorname{ctg} \theta_{\Pi} + \operatorname{ctg} \theta_B) / 2 = L(\cos \theta_{\Pi} / \sin \theta_{\Pi} + \cos \theta_B / \sin \theta_B) / 2; \quad (7.3)$$

$$R'_{\Pi} = L / \operatorname{tg} \theta = L / \operatorname{tg} [(\theta_{\Pi} + \theta_B) / 2]. \quad (7.4)$$

Формула (7.4) дает приближенное значение R_{Π} , а формула (7.3) соответствует зависимости между θ_{Π} и θ_B , устанавливаемой формулой (7.2), при которой обеспечивается качение колес без бокового скольжения.

Построить на одном рисунке графики зависимостей R_{Π} и R'_{Π} от θ_B° .

7.3 Поворачиваемость автомобиля с учетом увода колес

Радиус поворота в зависимости от угла поворота колес θ и скорости автомобиля v_x

$$R_{\Pi}^* = \frac{L}{\theta} \left[1 + \left(\frac{m_{a1}}{k_{yB1}} - \frac{m_{a2}}{k_{yB2}} \right) \frac{v_x^2}{L} \right]. \quad (7.5)$$

Определить R_{Π}^* для трех значений θ (2, 4 и 6 градусов), варьируя значения скорости v_x от 0 до 30 м/с через 2 м/с. Значения θ подставляют в формулу (7.5) в радианах. Построить на одном рисунке графики зависимостей R_{Π}^* от v_x при принятых значениях θ .

Углы увода колес переднего и заднего мостов

$$\delta_{yB1} = m_{a1} v_x^2 / (R_{\Pi}^* k_{yB1}); \quad (7.6)$$

$$\delta_{yB2} = m_{a2} v_x^2 / (R_{\Pi}^* k_{yB2}). \quad (7.7)$$

Построить на одном рисунке графики зависимостей δ_{yB1} и δ_{yB2} от v_x при принятых значениях θ .

Коэффициент статической поворачиваемости

$$\eta_{\text{пов}} = \frac{m_{a2}/k_{yB2}}{m_{a1}/k_{yB1}}. \quad (7.8)$$

По полученной величине $\eta_{\text{пов}}$ оценить свойство поворачиваемости автомобиля. Для автомобиля с избыточной поворачиваемостью найти критическую скорость по курсовой устойчивости:

$$v_{\text{кр}\omega} = L \sqrt{\frac{k_{yB1} k_{yB2}}{m_a (l_1 k_{yB1} - l_2 k_{yB2})}}. \quad (7.9)$$

Значение $v_{\text{кр}\omega}$ сравнивается с v_{max} . Для курсовой устойчивости движения автомобиля необходимо, чтобы $v_{\text{кр}\omega} > v_{\text{max}}$.

7.4 Траекторная управляемость автомобиля

Характеристика траекторной управляемости автомобиля представляет собой зависимость кривизны траектории $K = 1/R_{\Pi}^*$ от угла поворота рулевого колеса α_p , определяемую с учетом увода колес:

$$K = \frac{1}{L} \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_p}{u_p} \right) + \frac{m_a v_x^2 (l_1 k_{yB1} - l_2 k_{yB2})}{R_{\Pi}^* L^2 k_{yB1} k_{yB2}}, \quad (7.10)$$

где u_p – передаточное число рулевого привода.

Единица измерения кривизны – м^{-1} . Для легковых автомобилей принимают $u_p = 15 \dots 25$, а для других типов автомобилей $u_p = 25 \dots 35$.

Характеристику $K = f(\alpha_p)$ определяют при заданной скорости автомобиля v_x , варьируя величину α_p в пределах от 10° до 120° через 2° . Для автомобилей категорий M_1, M_2, N_1 принимают скорость $v_x = 80$ км/ч, а для категорий M_3, N_2, N_3 скорость $v_x = 60$ км/ч.

В формуле (7.10) скорость v_x – в метрах в секунду, а угол α_p – в радианах. Значение R_{Π}^* для формулы (7.10) вычисляют по формуле (7.5), учитывая, что $\theta = \alpha_p / u_p$. Одновременно с вычислением R_{Π}^* и K определяют боковое ускорение автомобиля a_y по формуле

$$a_y = \frac{v_x^2}{R_{\Pi}^*}. \quad (7.11)$$

По результатам вычислений необходимо построить графики функций $K = f(\alpha_p)$, $R_{\Pi}^* = f(\alpha_p)$, $a_y = f(\alpha_p)$. На графиках α_p принимают в градусах. По графику $K = f(\alpha_p)$ оценивают поворачиваемость автомобиля. Для этого график, полученный на основе формулы (7.10), сравнивают с аналогичным графиком, соответствующим нейтральной поворачиваемости автомобиля. При нейтральной поворачиваемости автомобиля функцию $K = f(\alpha_p)$ определяют с использованием только первого слагаемого правой части формулы (7.10). По графику $K = f(\alpha_p)$ определяют также величину кривизны траектории при заданном значении α_p .

Оценку траекторной управляемости автомобилей категорий M_1, M_2, N_1 проводят при боковом ускорении $a_y^* = 4$ м/с², а категорий M_3, N_2, N_3 – при $a_y^* = 2$ м/с². По графику $a_y = f(\alpha_p)$ находят значение угла поворота рулевого колеса α_p^* , соответствующее регламентированному значению бокового ускорения a_y^* . Траекторная управляемость автомобиля удовлетворяет нормативным требованиям при выполнении условия

$$\alpha_{p \min} \leq \alpha_p^* \leq \alpha_{p \max}, \quad (7.12)$$

где $\alpha_{p \min}$, $\alpha_{p \max}$ – минимальное и максимальное регламентированные значения угла поворота рулевого колеса, вычисляемые по формулам:

– для автомобилей категорий M_1, M_2, N_1

$$\alpha_{p \min} = (0,84L + 0,48)u_p \cdot 10^{-2}; \quad (7.13)$$

$$\alpha_{p \max} = (0,84L + 5,0)u_p \cdot 10^{-2}; \quad (7.14)$$

– для автомобилей категорий M_3, N_2, N_3

$$\alpha_{p \min} = (0,72L + 0,20)u_p \cdot 10^{-2}; \quad (7.15)$$

$$\alpha_{p \max} = (0,72L + 2,60)u_p \cdot 10^{-2}. \quad (7.16)$$

В формулах (7.13)–(7.16) $\alpha_{p \min}$ и $\alpha_{p \max}$ – в радианах. На графике $a_y = f(\alpha_p)$ отобразить значения $\alpha_{p \min}$, $\alpha_{p \max}$ и дать оценку траекторной управляемости автомобиля.

Выполнения условия (7.12) для конкретного автомобиля добиваются выбором следующих параметров: u_p ; l_1 ; l_2 ; k_{yB1} ; k_{yB2} .

7.5 Поперечная устойчивость автомобиля

Критическая скорость по боковому опрокидыванию

$$v_{кр.оп} = \sqrt{BLg / (2h_c \theta)}. \quad (7.17)$$

Принять $B = B_1$. Варьируя θ в пределах от 1 до 10 через 1° , выполнить вычисления и построить график зависимости $v_{кр.оп}$ от θ . Значения θ в формуле (7.17) и далее – в радианах, а на графиках – в градусах.

Критическая скорость по боковому скольжению

$$v_{кр\phi} = \sqrt{\phi_y Lg / \theta}. \quad (7.18)$$

Варьируя θ в пределах, указанных ранее, выполнить вычисления для $\phi_y = 0,2$; $0,4$; $0,6$; $0,8$ и построить графики зависимостей $v_{кр\phi}$ от θ при различных ϕ_y .

Коэффициент поперечной устойчивости

$$\eta_{п.у} = 0,5B / h_c. \quad (7.19)$$

Критический угол косогора по боковому опрокидыванию

$$\beta_{кр.оп} = \arctg \eta_{п.у}. \quad (7.20)$$

Критический угол косогора по боковому скольжению

$$\beta_{кр\phi} = \arctg \phi_y. \quad (7.21)$$

Вычисления $\beta_{\text{кр}\phi}$ произвести, варьируя ϕ_y в пределах $0,1\dots 1,0$ с шагом $0,05$, и построить график зависимости $\beta_{\text{кр}\phi}$ от ϕ_y . Значения $\beta_{\text{кр.оп}}$ и $\beta_{\text{кр}\phi}$ вычислить в градусах.

Угол крена кузова $\lambda_{\text{кр}}$ (в радианах)

$$\lambda_{\text{кр}} = \frac{h_{\lambda} m_{\text{п}} a_y}{c_{\lambda} - h_{\lambda} m_{\text{п}} g}, \quad (7.22)$$

где h_{λ} – плечо крена, м;

$m_{\text{п}}$ – подрессоренная масса автомобиля с полной нагрузкой, кг;

c_{λ} – коэффициент угловой жесткости подвески, Н·м/рад.

$$c_{\lambda} = 0,5c_p \eta_p B_p^2, \quad (7.23)$$

где c_p – коэффициент суммарной жесткости упругих элементов подвески при вертикальной деформации, Н/м;

η_p – коэффициент увеличения жесткости при скручивании упругого элемента;

B_p – расстояние между упругими элементами в поперечной плоскости, м.

При $a_y = 4$ м/с² угол крена не должен превышать 7° .

В отчете по лабораторной работе необходимо привести схему определения плеча крена подрессоренной массы h_{λ} , принимая во внимание типы подвесок переднего и заднего мостов автомобиля.

7.6 Устойчивость автомобиля против заноса заднего моста при движении на повороте

При выполнении задания раздела 7.6 лабораторной работы № 7 можно использовать компьютерную программу *Ustoichivost_protiv_zanosa_mosta*.

Предположим, что автомобиль движется с постоянной скоростью $v_x = \text{const}$ на вираже с постоянным радиусом кривизны траектории $\rho = \text{const}$. Тогда в горизонтальной плоскости на автомобиль будут действовать: центробежная сила инерции \vec{F}_j , суммарные поперечные $\vec{R}_{y1}, \vec{R}_{y2}$ и продольные $\vec{R}_{x1}, \vec{R}_{x2}$ реакции дороги на колеса (рисунок 7.1, а).

Скольжение колес и занос заднего моста будут отсутствовать при выполнении неравенства

$$\sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} \leq \phi R_{z2}, \quad (7.24)$$

где R_{z2} – суммарная нормальная реакция дороги на колеса заднего моста.

Коэффициент сцепления ϕ – величина переменная и в зависимости от погодных условий может изменяться в широких пределах, в том числе на корот-

ких участках пути. Если в процессе движения произойдет снижение φ и нарушится условие (7.24), то возникнет боковое скольжение и начнется занос заднего моста (см. рисунок 7.1, а). Вектор скорости \vec{v}_2 будет поворачиваться в положение \vec{v}_2^* . МЦС при этом перемещается из точки O в точку O^* , радиус кривизны траектории ρ^* уменьшается ($\rho^* < \rho$), а сила инерции возрастает ($F_j^* > F_j$). Так как этот процесс происходит непрерывно, то явление заноса прогрессирует.

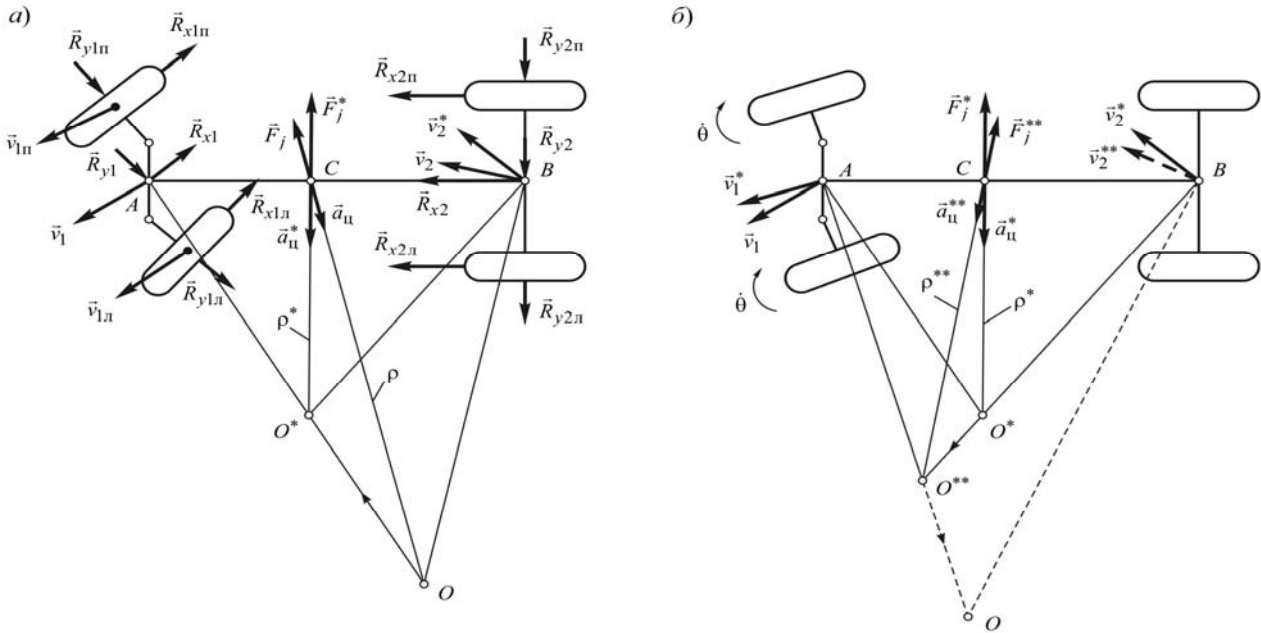


Рисунок 7.1 – Схема заноса заднего моста автомобиля при движении на повороте

Для прекращения заноса необходимо повернуть управляемые колеса в сторону заноса (рисунок 7.1, б). Тогда вектор скорости v_1 точки A повернется в сторону вектора v_1^* , что приведет к уменьшению силы инерции F_j^{**} , а вектор скорости v_2 повернется в сторону вектора v_2^{**} и занос заднего моста прекратится.

Возможность возникновения заноса в данных условиях движения можно оценить коэффициентом запаса устойчивости против заноса заднего моста $K_{уст}$:

$$K_{уст} = \frac{\varphi R_{z2}}{\sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2}}. \quad (7.25)$$

Движение устойчиво, если $K_{уст} > 1$.

Значение R_{z2} определим без учета перераспределения нормальных реакций, поскольку при $v_x = \text{const}$ оно незначительно:

$$R_{z2} = m_a g l_1 / L. \quad (7.26)$$

Реакция R_{x2} зависит от режима работы задних колес и дорожных условий.

Для переднеприводного автомобиля задние колеса ведомые, поэтому

$$R_{x2} = M_{f2}/r_k = f R_{z2}, \quad (7.27)$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

Для заднеприводного автомобиля

$$R_{x2} = M_{к.в2}/r_k = M_{f2}/r_k + F_w = f R_{z2} + k_w A_{\Pi} v_x^2. \quad (7.28)$$

Реакция R_{y2} определяется по формуле

$$R_{y2} = F_{jy} l_1 / L, \quad (7.29)$$

где F_{jy} – поперечная составляющая силы инерции, Н;

$$F_{jy} = m_a v_x^2 / R_{\Pi}^*. \quad (7.30)$$

Радиус поворота автомобиля R_{Π}^* , с учетом углов увода передних $\delta_{ув1}$ и задних $\delta_{ув2}$ колес,

$$R_{\Pi}^* = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_{ув1}) + \operatorname{tg} \delta_{ув2}}. \quad (7.31)$$

Увод задних колес при возникновении заноса определяется не только их упругими свойствами, но и боковым скольжением. С учетом этого получаем

$$\delta_{ув2} = \frac{m_a v_x^2 l_1}{L R_{\Pi} k_{ув2}} k_{\varphi}, \quad (7.32)$$

где R_{Π} – радиус поворота автомобиля без учета увода колес, $R_{\Pi} = L/\operatorname{tg} \theta$;

k_{φ} – коэффициент, учитывающий влияние бокового скольжения задних колес на угол их увода.

Значение k_{φ} зависит от величины коэффициента сцепления φ . Эту зависимость можно определить по эмпирической формуле

$$k_{\varphi} = b_0 + b_1 \varphi + b_2 \varphi^2 + b_3 \varphi^3 + b_4 \varphi^4 + b_5 \varphi^5 + b_6 \varphi^6, \quad (7.33)$$

где b_j – коэффициенты регрессии: $b_0 = 2,8419$; $b_1 = -11,404$; $b_2 = 35,621$; $b_3 = -65,809$; $b_4 = 70,447$; $b_5 = -39,861$; $b_6 = 9,1634$.

Угол увода передних колес $\delta_{ув1}$ определим без учета их бокового скольжения:

$$\delta_{ув1} = \frac{m_a v_x^2 l_2}{L R_{\Pi} k_{ув1}}. \quad (7.34)$$

Принять скорость автомобиля $v_x = 80$ км/ч; $f = 0,025$. Определить зави-

симости $k_{\varphi} = f(\varphi)$; $\delta_{\text{ув}2} = f(\varphi)$; $R_{\text{п}}^* = f(\varphi)$; $F_{jy} = f(\varphi)$; $K_{\text{уст}} = f(\varphi)$ при двух значениях угла поворота управляемых колес $\theta = 2^\circ$ и $\theta = 4^\circ$, варьируя значение φ в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,01, и построить графики этих зависимостей. Определить условия, при которых начнётся занос заднего моста автомобиля. Дать описание действий водителя, необходимых для прекращения начавшегося заноса, используя схемы на рисунке 7,1, а, б.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое увод колеса и по какой причине он происходит? Характеристика угла увода колеса.
- 2 Формулы для определения радиуса поворота автомобиля с учётом и без учёта увода колёс.
- 3 В чём заключается свойство поворачиваемости автомобиля? Классификация автомобилей в соответствии с этим свойством.
- 4 Коэффициент статической поворачиваемости автомобиля.
- 5 Методика оценки траекторной управляемости автомобиля.
- 6 Показатели поперечной устойчивости автомобиля. Способы их определения.
- 7 Условие отсутствия скольжения колёс и заноса заднего моста автомобиля при криволинейном движении.
- 8 Причина возникновения заноса заднего моста автомобиля.
- 9 Сравнение склонностей к заносу переднеприводных и заднеприводных автомобилей. Объяснение причины их различий.
- 10 Способы прекращения начавшегося заноса автомобиля. Объяснения достигаемого эффекта стабилизации устойчивого движения.

8 Лабораторная работа № 8. Проходимость автомобиля

Цель работы: освоение методики определения показателей проходимости автомобиля и оценки влияния дифференциалов на проходимость двухосного автомобиля.

8.1 Подготовка исходных данных

Для выполнения лабораторной работы необходимы следующие данные: полная масса автомобиля m_a ; масса, приходящаяся на ведущие мосты, m_{φ} ; ширина профиля шины $B_{\text{ш}}$; коэффициент насыщенности протектора $k_{\text{пр}}$; свободный радиус колеса r_c ; статический радиус колеса $r_{\text{ст}}$.

При выполнении лабораторной работы № 8 можно использовать компьютерную программу **LAB_RABOTA_TDA_N8_PROHODIMOST**.

8.2 Определение параметров, характеризующих воздействие колес автомобиля на опорную поверхность дороги

Нормальная нагрузка на наиболее нагруженную шину:

– нагрузка на шину ведомого колеса

$$F_{zH} = \frac{(m_a - m_\varphi)g}{n_{\text{ШН}}}; \quad (8.1)$$

– нагрузка на шину ведущего колеса

$$F_{zB} = \frac{m_\varphi g}{n_{\text{ШВ}}}, \quad (8.2)$$

где $n_{\text{ШН}}$ – количество шин ведомого моста;

$n_{\text{ШВ}}$ – количество шин ведущего моста.

Сравнивая F_{zH} и F_{zB} , выбирают большее и обозначают его F_z . Принимают значение нормальной реакции дороги на колесо $R_z = F_z$.

Длина контактной поверхности шины с дорогой

$$l_k = 2\sqrt{r_c^2 - r_{\text{СТ}}^2}. \quad (8.3)$$

Контурная площадь контакта

$$A_k = B_{\text{Ш}} l_k. \quad (8.4)$$

8.3 Определение показателей опорно-сцепной проходимости

Коэффициент сцепной массы

$$k_\varphi = m_\varphi / m_a. \quad (8.5)$$

Нагрузки на мосты автомобиля:

– ведомый мост

$$F_{\text{Н.М}} = (m_a - m_\varphi)g; \quad (8.6)$$

– ведущий мост

$$F_{\text{В.М}} = m_\varphi g. \quad (8.7)$$

Значения $F_{\text{Н.М}}$ и $F_{\text{В.М}}$ необходимо сравнить с допускаемыми нормативными значениями, приведенными в [1, параграф 6.4].

Средняя величина давления колес на опорную поверхность:

– на поверхности контакта

$$p_k = R_z / A_k; \quad (8.8)$$

– по выступам рисунка протектора

$$p_{\text{пр}} = p_{\text{к}}/k_{\text{пр}} \cdot \quad (8.9)$$

Значение $k_{\text{пр}}$ зависит от типа рисунка протектора: для дорожного рисунка – 0,6...0,8; для универсального – 0,5...0,7; для вездеходного – 0,5...0,6.

Сравнить полученные значения $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{пр}}$ с допускаемым давлением на дорогу с усовершенствованным покрытием [1, параграф 12.2].

Для двухосного полноприводного автомобиля параметры F_z , $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{пр}}$ определяются для более нагруженного моста.

Коэффициент проходимости по несущей способности опорной поверхности:

$$\Pi_p = 1 - p_{\text{к}}/p_s, \quad (8.10)$$

где p_s – несущая способность грунта, Па.

Используя графики зависимости p_s от относительной влажности W различных грунтов [1, рисунок 12.10], необходимо определить, на каком виде грунта и при каких значениях относительной влажности W возможно движение автомобиля. Для этого необходимо построить графики $p_s = f(W)$ и нанести горизонтальную линию $p_{\text{к}}$. Значения W , при которых $p_{\text{к}} < p_s$, обеспечивают выполнение условий проходимости автомобиля на данном виде грунта.

Динамический фактор по сцеплению ведущих колес с дорогой:

– неполноприводного автомобиля

$$D_{\varphi} = \frac{\varphi_x R_{zB}}{m_a g}; \quad (8.11)$$

– полноприводного автомобиля

$$D_{\varphi} = \varphi_x, \quad (8.12)$$

где φ_x – коэффициент сцепления.

Максимальный преодолеваемый уклон по условиям сцепления

$$h_{\varphi} = D_{\varphi} - f, \quad (8.13)$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

Варьируя φ_x в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,05, вычислить значения D_{φ} и h_{φ} для следующих значений f : 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1 и построить графики зависимостей $h_{\varphi} = f(\varphi_x)$. Оценить возможность движения автомобиля в заданных условиях. Для полноприводного автомобиля построить графики $h_{\varphi} = f(\varphi_x)$ при полном приводе и при отключённом одном из мостов и оценить эффективность полного привода.

8.4 Определение высоты преодолеваемого порогового препятствия

Для ведомых колес используются формулы

$$F_x = R_{zH} \sqrt{2r_c H_{\text{пр}} - H_{\text{пр}}^2} / (r_c - H_{\text{пр}}); \quad (8.14)$$

$$F_{\text{тф}} = \varphi_x R_{zB}, \quad (8.15)$$

где F_x – необходимое толкающее усилие ведомых колес, Н;

$F_{\text{тф}}$ – сила тяги ведущих колес по сцеплению с дорогой, Н;

R_{zH} , R_{zB} – нормальные реакции дороги на ведомые и ведущие колеса соответственно, Н;

$H_{\text{пр}}$ – высота порогового препятствия, м.

Совместным решением уравнений (8.14) и (8.15) необходимо получить зависимость $H_{\text{пр}} = f(\varphi_x)$ и построить график этой зависимости. Значение φ_x варьировать в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,05. При решении уравнений (8.14) и (8.15) принять $F_{\text{тф}} = F_x$. По уравнению (8.14) построить график зависимости $F_x = f(H_{\text{пр}})$, варьируя значение $H_{\text{пр}}$ в пределах $(0,025 \dots 0,5)r_c$.

Для ведущих колес неполноприводного автомобиля необходимо использовать и решить совместно следующие формулы, полагая $\text{tg}\alpha = \text{tg}\alpha_\varphi$:

$$\text{tg}\alpha = (r_c - H_{\text{пр}}) / \sqrt{2r_c H_{\text{пр}} - H_{\text{пр}}^2}; \quad (8.16)$$

$$\text{tg}\alpha_\varphi = (F_x \varphi_x + F_z) / (F_z \varphi_x - F_x), \quad (8.17)$$

где α – угол наклона к горизонту нормальной составляющей реакции порогового препятствия.

Величина преодолеваемого порогового препятствия двухосным автомобилем при использовании полного привода определяется совместным решением уравнения (8.16) и выражения

$$\text{tg}\alpha_\varphi = \frac{m_a \varphi_x f + m_{a1} - m_{a2} \varphi_x^2}{m_a (\varphi_x - f)}. \quad (8.18)$$

8.5 Влияние дифференциалов на проходимость автомобиля

Дифференциалы ухудшают проходимость автомобиля, поэтому необходимо проанализировать их влияние на динамический фактор по сцеплению D_φ и суммарный момент на ведущих колесах M_φ .

Межколесный дифференциал двухосного неполноприводного автомобиля. Применяемые на двухосных неполноприводных автомобилях межколесные

дифференциалы различаются величиной внутреннего трения. Для простого симметричного конического дифференциала внутренним трением можно пренебречь. Тогда моменты на правом и левом колёсах будут одинаковы, т. е. $M_{\text{П}} = M_{\text{Л}}$. Поэтому если колёса окажутся на опорных поверхностях с различающимися коэффициентами сцепления (у одного из них $\varphi_x = \varphi_{\text{min}}$, а у второго $\varphi_x = \varphi_{\text{max}}$), тогда при неблокированном межколесном дифференциале M_{φ} вычисляется по формуле

$$M_{\varphi} = 2(M_{\varphi i})_{\text{min}} = \varphi_{\text{min}} R_{zB} r_{k0}, \quad (8.19)$$

где R_{zB} – нормальная реакция дороги на колеса ведущего моста.

При блокированном межколесном дифференциале оба колеса реализуют полностью свои сцепные свойства, а момент вычисляется по формуле

$$M_{\varphi} = 0,5(\varphi_{\text{min}} + \varphi_{\text{max}}) R_{zB} r_{k0}. \quad (8.20)$$

Для межколесного дифференциала повышенного трения

$$M_{\varphi} = 2(M_{\varphi i})_{\text{min}} / (1 - k_{\zeta}), \quad (8.21)$$

где k_{ζ} – коэффициент блокировки дифференциала.

Динамический фактор автомобиля по сцеплению определяется по формуле

$$D_{\varphi} = M_{\varphi} / (m_a g r_{k0}), \quad (8.22)$$

Варьируя φ_{min} в пределах от 0 до 1 через 0,1, вычислить M_{φ} и D_{φ} и построить графики $M_{\varphi} = f(\varphi_x)$ и $D_{\varphi} = f(\varphi_x)$ для следующих значений k_{ζ} : 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; а также график для блокированного дифференциала, полагая $\varphi_{\text{max}} = 1,0$. Анализируя полученные графики, оценить эффективность дифференциала повышенного трения и определить пределы возможного и целесообразного изменения значений k_{ζ} в зависимости от φ_x .

Двухосный полноприводный автомобиль. Предположим, что межосевой дифференциал симметричный с низким внутренним трением. В этом случае суммарный момент по сцеплению M_{φ} будет определяться условиями сцепления колеса с $\varphi_x = \varphi_{\text{min}}$:

$$M_{\varphi} = 4\varphi_{\text{min}} R_{zi} r_{k0}, \quad (8.23)$$

где R_{zi} – нормальная реакция дороги на колесо, у которого $\varphi_x = \varphi_{\text{min}}$.

Для построения графиков $M_{\varphi} = f(\varphi_x)$ и $D_{\varphi} = f(\varphi_x)$ выбрать колесо, у которого $R_{zi} = \text{min}$.

При блокировке всех дифференциалов (межколёсных и межосевого) суммарный момент по сцеплению

$$M_{\varphi} = (\varphi_{\text{min}} R_{zi} + \varphi_{\text{max}} (m_a g - R_{zi})) r_{k0}. \quad (8.24)$$

Контрольные вопросы

- 1 Допускаемые значения давления колёс автомобиля на дорогу.
- 2 Определение возможностей движения автомобиля в различных грунтовых условиях.
- 3 Основные свойства межколёсных и межосевых дифференциалов автомобиля. Формулы оценки свойств дифференциалов.
- 4 Виды дифференциалов, повышающих проходимость автомобиля. Обоснование физических свойств этих дифференциалов.
- 5 Определение суммарного момента на ведущих колёсах, находящихся в различных условиях по сцеплению левых и правых колёс автомобиля с межколёсным дифференциалом низкого внутреннего трения.
- 6 Определение суммарного момента на ведущих колёсах при использовании межколёсного дифференциала повышенного трения.
- 7 Определение суммарного момента на ведущих колёсах при заблокированном межколёсном дифференциале.
- 8 Определение реализуемого суммарного момента ведущих колёс двухосного полноприводного автомобиля с симметричными межколёсным и межосевым дифференциалами с низким внутренним трением.
- 9 Физические основы обеспечения повышения проходимости автомобиля с противобуксовочной системой управления.

Список литературы

- 1 **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
- 2 **Тарасик, В. П.** Теория автомобилей и двигателей: учебное пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2013. – 448 с.
- 3 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2016. – 592 с.
- 4 Автомобили. Основы проектирования : учебное пособие для вузов / М. С. Высоцкий [и др.]; под ред. М. С. Высоцкого. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 152 с.
- 5 **Кравец, В. Н.** Проектирование автомобиля : учебное пособие / В. Н. Кравец. – Нижний Новгород : Нижегород. политехн. ин-т, 1992. – 230 с.
- 6 Краткий автомобильный справочник НИИАТ. – Москва : Транспорт, 1983. – 220 с. : ил.
- 7 Теория автомобиля. Методические рекомендации к курсовому проектированию для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / Сост. В. П. Тарасик. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. – 48 с.