

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

# ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

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



Могилев 2021

УДК 629.33  
ББК 39.33  
Т33

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»  
«30» марта 2021 г., протокол № 8

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

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. С. Мельников

Изложена методика определения основных параметров автомобиля в процессе функционального проектирования и оценки показателей его эксплуатационных свойств.

Учебно-методическое 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 56 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, 2021

## Содержание

Введение .....	4
1 Цель и задачи курсовой работы .....	6
2 Организация курсового проектирования .....	6
3 Содержание курсовой работы.....	6
4 Оформление курсовой работы.....	7
5 Методические указания .....	8
Список литературы .....	47

## Введение

При создании нового автомобиля ставятся задачи достижения высокого технического уровня и конкурентоспособности. *Технический уровень автомобиля* – относительная характеристика его качества, основанная на сопоставлении значений показателей, характеризующих его техническое совершенство, с базовыми значениями соответствующих показателей. Базовые значения показателей качества устанавливаются на основе анализа и обобщения информации о лучших образцах в мировой практике автомобилестроения.

*Качество автомобиля* – это совокупность свойств, обуславливающих его пригодность удовлетворять потребности пользователей в соответствии с назначением автомобиля.

Различают функциональные и потребительские свойства. Их совокупность называют *эксплуатационными свойствами автомобиля*.

*Функциональные свойства* определяются назначением автомобиля и характеризуют его возможности выполнять предписанные функции. Они проявляются в движении автомобиля и характеризуют его предельные эксплуатационные возможности. К функциональным относятся тягово-скоростные и тормозные свойства, свойства устойчивости, управляемости, маневренности, плавности хода и проходимости. К потребительским относятся свойства, характеризующие топливную экономичность, надежность, эргономичность, экологичность, эстетичность автомобиля.

Оценка свойств автомобиля осуществляется посредством измерителей и показателей.

*Измеритель* – это единица измерения свойства, характеризующая его качественную сторону.

*Показатель* – это число, указывающее величину измерителя, его количественное значение.

Эксплуатационные свойства обеспечиваются на самых ранних этапах проектирования и составляют основную задачу функционального проектирования автомобиля. Потенциальные эксплуатационные свойства автомобиля зависят от параметров его механизмов и систем и в полной мере могут быть реализованы только в определенных условиях эксплуатации.

*Параметр* – это величина, характеризующая свойство или режим работы объекта. Под объектом понимается автомобиль или его отдельный механизм (система). Важнейшими параметрами автомобиля являются *показатели качества и эффективности*: удельная грузоподъемность, удельная мощность, максимальная и средняя скорости, минимальная устойчивая скорость, время разгона на заданном пути и до заданной скорости, максимальные преодолеваемые подъемы, контрольный расход топлива, установившееся замедление, минимальный тормозной путь, собственные частоты колебаний, средние квадратические значения виброускорений поддрессоренных масс и др. Эти параметры относятся к *выходным параметрам автомобиля*. Параметры механизмов и систем представляют собой *внутренние параметры автомобиля*. От них зависят выходные параметры, поэтому в процессе проектирования они подлежат опре-

делению и оптимизации. Предельные значения выходных параметров устанавливаются техническим заданием на проектирование. В этом случае они становятся *критериями оптимальности* при определении внутренних параметров автомобиля. Предельные значения выходных параметров назначаются на основе нормативных документов [9–15] и с учетом состояния и перспектив развития мирового автомобилестроения [1–5].

Выходной параметр автомобиля, наиболее полно выражающий или регламентирующий его технические и эксплуатационные свойства и остающийся постоянным при последующих технических усовершенствованиях, называют *главным параметром автомобиля*.

Для грузовых автомобилей в качестве главного параметра принята полная масса, для легковых и автобусов – габаритная длина.

*Основные параметры автомобиля* зависят от главного параметра и могут в процессе технических усовершенствований изменяться. Они характеризуют или регламентируют отдельные наиболее важные технические и эксплуатационные свойства автомобиля.

## **1 Цель и задачи курсовой работы**

Цель курсовой работы заключается в приобретении студентами навыков и опыта функционального проектирования автомобиля. Курсовая работа по дисциплине «Теория автомобиля» охватывает вопросы функционального проектирования, в процессе которого определяются основные параметры автомобиля и оцениваются показатели эксплуатационных свойств.

Задачи курсовой работы:

- освоение методов теоретического описания процессов движения автомобиля;
- освоение методологии постановки и решения задач функционального проектирования автомобиля;
- применение методов математического моделирования для выполнения анализа процессов функционирования автомобиля в различных условиях эксплуатации и методов оптимизации параметров его механизмов и систем;
- приобретение навыков обоснования и выбора технических решений, выполнения анализа, оценки результатов, формулирования выводов, оформления проектных работ.

## **2 Организация курсового проектирования**

В соответствии с учебным планом курсовая работа по дисциплине «Теория автомобиля» выполняется в седьмом семестре. Ее выполнение базируется на математическом моделировании процессов движения и использовании компьютерных технологий для решения задач анализа и оптимизации параметров.

Темы курсовых работ охватывают функциональное проектирование автомобилей различных типов, классов и назначений.

## **3 Содержание курсовой работы**

Курсовая работа содержит пояснительную записку, структура которой приведена в таблице 1.

Пояснительная записка должна содержать последовательное изложение всех этапов выполнения проектной работы с использованием существующей научно-технической терминологии и стандартов. Исходные положения и принимаемые технические решения должны быть обоснованы и логически взаимосвязаны. Результаты моделирования, анализа, оптимизации и других видов работ необходимо иллюстрировать, сопровождая их таблицами, графиками, схемами и т. п.

Таблица 1 – Структура пояснительной записки

Наименование раздела	Рекомендуемый объем, с.
Титульный лист	1
Задание на курсовую работу	1
Содержание	1
Введение	1
1 Постановка задач проекта	2–3
2 Определение основных параметров автомобиля, двигателя и трансмиссии	7–9
3 Оптимизация основных параметров автомобиля	3–4
4 Характеристики тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля	3–4
5 Определение параметров тормозной системы автомобиля	5–7
6 Определение параметров подвески автомобиля	7–9
7 Оценка управляемости и устойчивости автомобиля	3–5
8 Оценка проходимости автомобиля	3–5
Заключение	1
Список литературы	1

## 4 Оформление курсовой работы

Пояснительная записка оформляется в соответствии с ГОСТ 2.105–95 *Общие требования к текстовым документам*.

Текст пояснительной записки должен быть набран на компьютере в редакторе *Word* и напечатан на листах белой писчей бумаги формата А4. Все листы пояснительной записки, включая графики, схемы, таблицы, должны содержать стандартную рамку и быть пронумерованы. Номер листа проставляется арабскими цифрами. Титульный лист не нумеруется, но при подсчете количества страниц он считается первым.

При использовании исходных данных, формул, определений, научно-технических положений, стандартов и других данных необходимо делать ссылку на источник, указывая его номер в списке литературы. Номер источника заключается в квадратные скобки (пример ссылки на седьмой источник: [7]). Список литературы составляется либо по алфавиту, либо по мере появления ссылок в тексте пояснительной записки и оформляется в соответствии с ГОСТ 7.1–2003.

Формулы, иллюстрации и таблицы нумеруются в пределах раздела. Например, пятая формула второго раздела нумеруется так: (2.5). Аналогично нумеруются иллюстрации (рисунки) и таблицы.

Латинские буквы в формулах наклонные (курсив), греческие и русские – прямые. Каждая формула выполняет роль члена предложения, поэтому после неё ставится соответствующий знак препинания (запятая, точка с запятой или точка). Обозначения переменных и параметров, принятых в формулах, должны быть расшифрованы сразу же, непосредственно после написания формулы.

Расшифровка каждого обозначения осуществляется с новой строки. При этом указываются единицы измерения переменных и параметров.

Рисунки, графики и таблицы сопровождаются наименованиями, отображающими их содержание (например: Рисунок 6.1 – Динамическая модель подвески автомобиля).

Если на одном рисунке изображено несколько графиков различных процессов, то каждый график должен иметь отдельное обозначение, которое необходимо расшифровать в поясняющих данных к рисунку. Поясняющие данные помещают под рисунком перед его наименованием. Пример оформления наименования рисунка и поясняющих данных к нему в рассматриваемом случае.

$A_{zп}$  (или 1) – перемещение подрессоренной массы;  $A_{zп}$  (или 2) – ускорение подрессоренной массы;  $A_{zн}$  (или 3) – перемещение неподрессоренной массы

Рисунок 6.3 – Графики амплитудных частотных характеристик

Рисунки, графики, чертежи и схемы можно помещать либо на листах, содержащих текст пояснительной записки, если они незначительны по размеру, либо на отдельных листах, которые располагаются сразу после первой ссылки на них в тексте.

Содержащиеся в тексте перечисления требований, указаний, положений и т. п. обозначают строчными буквами со скобкой, например: а); б); в) и т. д., записывают с абзаца, но с малой буквы и разделяют между собой точкой с запятой.

Оформление графических материалов должно отвечать требованиям существующих стандартов.

## 5 Методические указания

Методические рекомендации раскрывают содержание разделов пояснительной записки (ПЗ) курсовой работы.

### Введение.

Во введении необходимо дать общую характеристику процесса функционального проектирования автомобиля, отразить роль и место в этом процессе теории автомобиля и математического моделирования.

### 1 Постановка задач проекта.

Сформулировать в вербальной (словесной) форме цель и задачи разрабатываемого проекта, дать обоснование необходимости и целесообразности создания данного автомобиля. Сформулировать технические требования к объекту проектирования исходя из назначения и условий эксплуатации, используя при этом исходные данные, указанные в задании на курсовую работу, существующие стандарты и нормативные материалы.



Выбрать структуру и основные технические решения компоновки автомобиля (тип двигателя, трансмиссии, колесной формулы, шин, подвески, тормозной системы, системы рулевого управления) и обосновать их.

Разработать техническое задание на функциональное проектирование автомобиля, в котором, кроме требований к конструкции, необходимо привести параметры характеристик дорожных условий и режимов движения: коэффициент сопротивления качению  $f_0$ ; коэффициент сцепления  $\varphi_x$ ; максимальный преодолеваемый уклон  $h_{\max}$ ; максимальная кинематическая скорость  $v_{\max}$ ; минимальная устойчивая скорость  $v_{\min}$ ; установившееся замедление при экстренном торможении  $a_{\text{т.уст}}$ ; тормозной путь  $s_{\text{т}}$ .

## 2 Определение основных параметров автомобиля, двигателя и трансмиссии.

### 2.1 Определение параметров автомобиля.

Методика определения основных параметров автомобиля изложена в [5]. Определению подлежат следующие параметры автомобиля:

- снаряженная масса  $m_0$  и грузоподъемность  $m_{\Gamma}$ ;
- полная масса  $m_a$  – для пассажирских автомобилей (легковых и автобусов);
- количество мостов и колесная формула;
- распределение полной массы автомобиля между мостами;
- координаты центра масс (горизонтальные  $l_1, l_2$  и вертикальная  $h_c$ );
- параметры шин (свободный радиус  $r_c$ , статический радиус  $r_{\text{ст}}$ , ширина профиля  $B_{\text{ш}}$ , коэффициент радиальной жесткости шины  $c_{\text{ш}}$ );
- габаритные размеры автомобиля (ширина  $B_{\Gamma}$  и высота  $H_{\Gamma}$ ).

База автомобиля  $L$ , колея передних и задних колес  $B_1$  и  $B_2$  выбираются по аналогам. Вертикальную координату центра масс гружёного  $h_c^{\Gamma}$  и снаряженного  $h_c^0$  автомобиля можно приближенно определить из соотношений

$$h_c^{\Gamma} = (0,30 \dots 0,35)L; \quad h_c^0 = (0,20 \dots 0,30)L.$$

Полученные значения параметров автомобиля сводятся в таблицу 2.

В подразделе 2.1 следует привести схему общего вида автомобиля и структурную схему трансмиссии.

### 2.2 Определение мощности двигателя.

Мощность двигателя определяется из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля в заданных дорожных условиях [5]. Необходимая мощность двигателя вычисляется по формуле

$$P_{ev} = \frac{m_a g \psi_v + F_{w\max}}{(1 - k_{\text{в.о}}) \eta_{\text{тр.в}}} v_{\max}, \quad (1)$$

где  $P_{ev}$  – мощность двигателя, Вт;

- $v_{\max}$  – максимальная заданная скорость автомобиля, м/с;  
 $\psi_v$  – коэффициент суммарного дорожного сопротивления при  $v_{\max}$ ;  
 $F_{w\max}$  – сила сопротивления воздуха при  $v_{\max}$ , Н;  
 $k_{в.о}$  – коэффициент отбора мощности;  
 $\eta_{тр.в}$  – КПД трансмиссии на высшей ступени коробки передач.

Таблица 2 – Параметры проектируемого автомобиля

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
1 Снаряженная масса	$m_0$	кг	
2 Полная масса	$m_a$	кг	
3 Распределение полной массы:			
на передний мост	$m_{a1}$	кг	
на задний мост (или тележку)	$m_{a2}$	кг	
4 Координаты центра масс:			
горизонтальные	$l_1, l_2$	м	
вертикальная	$h_c$	м	
5 Количество мостов	$n_m$	–	
6 Колесная формула		–	
7 Тип шин		–	
8 Параметры шин:			
свободный радиус	$r_c$	м	
статический радиус	$r_{ст}$	м	
ширина профиля	$B_{ш}$	м	
коэффициент радиальной жесткости	$c_{ш}$	кг/м	
9 Габаритные размеры автомобиля:			
ширина	$B_r$	м	
высота	$H_r$	м	
10 База автомобиля	$L$	м	
11 Колея передних и задних колес	$B_1, B_2$	м	

Для грузовых автомобилей значение  $v_{\max}$  установлено Правилами ЕЭК ООН № 68 и ГОСТ 22576–90 в зависимости от типа и назначения автомобиля [5, 9]. Для легковых автомобилей  $v_{\max}$  зависит от класса и выбирается по аналогам.

При вычислении  $P_{ev}$  учитывают, что значение  $v_{\max}$  достигается на горизонтальном участке дороги при продольном уклоне  $h = 0$ , поэтому принимается  $\psi_v = f_v$ :

$$f_v = f_0 \left[ 1 + (0,0216v_{\max})^2 \right], \quad (2)$$

где  $f_v$  – коэффициент сопротивления качению при скорости  $v_{\max}$ ;

$f_0$  – его значение при малой скорости.

Значения  $F_{w\max}$ ,  $k_{в.о}$  и  $\eta_{тр.в}$  определяются в соответствии с рекомендациями, изложенными в [5].

Предполагая, что  $v_{\max}$  достигается при максимальной мощности двигателя  $P_{e\max}$ , принимают  $P_{e\max} = P_{ev}$ . Значение частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_P$ , соответствующее мощности  $P_{e\max}$ , выбирают по аналогу и затем определяют вращающий момент двигателя  $M_P$  при максимальной мощности:

$$M_P = \frac{30P_{e\max}}{\pi n_P}, \quad (3)$$

где  $M_P$  – вращающий момент при  $P_{e\max}$ , Н·м;

$P_{e\max}$  – максимальная мощность, Вт;

$n_P$  – частота вращения коленчатого вала при  $P_{e\max}$ , об/мин.

Затем определяются максимальный вращающий момент двигателя  $M_{e\max}$  и соответствующая ему частота вращения коленчатого вала  $n_M$ :

$$M_{e\max} = M_P k_M; \quad (4)$$

$$n_M = n_P / k_\omega, \quad (5)$$

где  $k_M$ ,  $k_\omega$  – коэффициенты приспособляемости двигателя соответственно по вращающему моменту и по частоте вращения (или угловой скорости) коленчатого вала [5, с. 65].

Значения  $k_M$  и  $k_\omega$  принимают по выбранному аналогу двигателя. Принимается также удельный расход топлива двигателя при максимальной мощности  $g_{eP}$  или минимальный удельный расход топлива  $g_{d\min}$ . Используя их значения, вычисляются параметры характеристики удельного расхода топлива на внешней скоростной характеристике двигателя  $g_e = f(n_d)$ . Методика определения характеристики  $g_e = f(n_d)$  изложена в [7, с. 75; 8, с. 13–14].

Полученные расчетные значения параметров двигателя сводятся в таблицу 3. Используя данные таблицы 3, осуществляется расчет и построение графиков внешних скоростных характеристик двигателя  $P_e = f(n_d)$ ,  $M_e = f(n_d)$ ,  $G_T = f(n_d)$ ,  $g_e = f(n_d)$ .

### 2.3 Определение передаточного числа главной передачи.

Передаточное число главной передачи  $u_0$  определяется из условия обеспечения максимальной кинематической скорости автомобиля  $v_{\text{кmax}}$  [5]. Эта скорость соответствует максимальной частоте вращения вала двигателя  $n_{d\max}$  при его работе на внешней скоростной характеристике и при движении автомобиля на высшей ступени коробки передач. Для современных автомобильных двига-

телей характерно равенство  $n_{д\max} = n_P$ . В этом случае можно принять  $v_{к\max} = v_{\max}$ .

Таблица 3 – Расчетные параметры двигателя

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
1 Максимальная мощность	$P_{e\max}$	кВт	
2 Вращающий момент при $P_{e\max}$	$M_P$	Н·м	
3 Частота вращения коленчатого вала при $P_{e\max}$	$n_P$	об/мин	
4 Максимальный вращающий момент	$M_{e\max}$	Н·м	
5 Частота вращения коленчатого вала при $M_{e\max}$	$n_M$	об/мин	
6 Коэффициенты приспособляемости двигателя: по вращающему моменту по частоте вращения	$k_M$ $k_\omega$	– –	
7 Минимальный удельный расход топлива	$g_{д\min}$	г/(кВт·ч)	
8 Коэффициент отбора мощности	$k_{в.о}$	–	

Значение  $u_0$  определяют по формуле

$$u_0 = \frac{3,6\pi n_P r_K}{30 u_{к.п.в} v_{к\max}}, \quad (6)$$

где  $r_K$  – радиус качения ведущего колеса, м;

$u_{к.п.в}$  – передаточное число высшей ступени коробки передач;

$v_{к\max}$  – максимальная кинематическая скорость автомобиля, км/ч.

На начальном этапе проектирования в первом приближении принимают  $r_K = r_{ст}$ . Выбор  $u_{к.п.в}$  зависит от кинематической схемы трансмиссии, определяемой компоновкой автомобиля. При применении трехвальной коробки передач принимают  $u_{к.п.в} = 1$ . В этом случае КПД коробки передач на высшей ступени  $\eta_{к.п.в} = 1$ . На переднеприводных легковых автомобилях применяют двухвальную схему коробки передач. В этом случае прямая передача отсутствует, а значение  $u_{к.п.в}$  принимают в пределах 0,65...0,80.

#### 2.4 Определение передаточного числа низшей ступени коробки передач.

Передаточное число низшей ступени коробки передач  $u_{к.п.н}$  определяют исходя из обеспечения трех условий:

1) преодоление максимального дорожного сопротивления, определяемого коэффициентом суммарного дорожного сопротивления  $\psi_{\max}$ ;

2) предотвращение скольжения ведущих колес при заданном значении коэффициента сцепления  $\phi_x$ ;

3) возможность движения с заданной минимальной устойчивой скоростью  $v_{\min}$  (для маневрирования в стесненных условиях).

Для легковых автомобилей второе условие не используется. Значения параметров  $\psi_{\max}$ ,  $\varphi_x$  и  $v_{\min}$  регламентированы и зависят от типа автомобиля [5]. Для легковых автомобилей принимают  $\psi_{\max} = 0,45 \dots 0,55$ , для грузовых  $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,45$ , для городских автобусов  $\psi_{\max} = 0,30 \dots 0,35$ , для полноприводных автомобилей  $\psi_{\max} = 0,7 \dots 0,8$ , для магистральных автопоездов  $\psi_{\max} \geq 0,2$ , для карьерных самосвалов  $\psi_{\max} = 0,3 \dots 0,4$ . Для неполноприводных автомобилей  $\varphi_x = 0,8 \dots 0,9$ , для полноприводных  $\varphi_x = 0,9 \dots 1,0$ .

Выполнение первого условия обеспечивается, если максимальный динамический фактор на низшей передаче  $D_{\text{нmax}} \geq \psi_{\max}$ . Передаточное число низшей ступени коробки передач  $u_{\text{к.п.}\psi}$ , при котором автомобиль преодолевает максимальное дорожное сопротивление, определяется по формуле

$$u_{\text{к.п.}\psi} \geq \frac{m_a g \psi_{\max} r_k}{(1 - k_{\text{в.о}}) M_{\text{еmax}} u_0 \eta_{\text{тр.н}}}, \quad (7)$$

где  $\eta_{\text{тр.н}}$  – КПД трансмиссии на низшей передаче.

Условие отсутствия скольжения ведущих колес соответствует неравенству

$$D_{\text{нmax}} \leq D_{\varphi} = \frac{\varphi_x R_{z\text{в}}}{m_a g}, \quad (8)$$

где  $D_{\varphi}$  – динамический фактор автомобиля по сцеплению;

$R_{z\text{в}}$  – суммарная нормальная реакция опорной поверхности на ведущие колеса, Н.

Передаточное число низшей ступени коробки передач при выполнении условия (8) определяется по формуле

$$u_{\text{к.п.}\varphi} \leq \frac{\varphi_x R_{z\text{в}} r_k}{(1 - k_{\text{в.о}}) M_{\text{еmax}} u_0 \eta_{\text{тр.н}}}. \quad (9)$$

Значение  $R_{z\text{в}}$  определяется по следующим формулам:

– для полноприводного автомобиля

$$R_{z\text{в}} = m_a g; \quad (10)$$

– для переднеприводного автомобиля

$$R_{z\text{в}} = \frac{m_a g l_2}{L + h_c \varphi_x}; \quad (11)$$

– для заднеприводного автомобиля

$$R_{z\text{в}} = \frac{m_a g l_1}{L - h_c \varphi_x}. \quad (12)$$

Скольжение ведущих колес будет исключено при условии  $u_{к.п.ψ} \leq u_{к.п.φ}$ . В этом случае принимают  $u_{к.п.н} = u_{к.п.ψ}$ . Если для неполноприводного автомобиля окажется  $u_{к.п.ψ} > u_{к.п.φ}$ , то необходимо проверить возможность увеличения  $R_{зв}$  путем варьирования координат центра масс  $l_1, l_2, h_c$ . При этом должны учитываться ограничения на осевые нагрузки и допускаемые нагрузки на шины. Если не удастся добиться условия отсутствия скольжения, тогда следует принять  $u_{к.п.н} = u_{к.п.φ}$ .

Для полноприводного автомобиля обычно принимают  $ψ_{max} \leq φ_x$ , в результате  $u_{к.п.ψ} \leq u_{к.п.φ}$ , поэтому  $u_{к.п.н} = u_{к.п.ψ}$ .

Передачное число ступени коробки передач, необходимой для маневрирования с устойчивой скоростью движения, находят из выражения

$$u_{к.п.м} = \frac{3,6\pi n_{дmin} r_k}{30u_0 v_{min}}, \quad (13)$$

где  $n_{дmin}$  – минимальная устойчивая частота вращения двигателя, об/мин;

$v_{min}$  – минимальная устойчивая скорость автомобиля, км/ч.

При определении  $u_{к.п.м}$  можно принимать  $n_{дmin} = 1,25n_{х.хmin}$ , где  $n_{х.хmin}$  – минимальная частота холостого хода двигателя, об/мин.

Если  $u_{к.п.м} > u_{к.п.н}$ , то коробка передач должна располагать дополнительной ступенью для маневрирования. Обычно необходимость такой ступени возникает для автопоездов, автомобилей-фургонов, автомобилей высокой проходимости.

Для гидромеханической передачи  $u_{к.п.н}$  определяется из условия преодоления  $ψ_{max}$  при минимально допустимом эксплуатационном значении КПД гидротрансформатора  $η_{т.н.э}$  на основе выражения

$$u_{к.п.н} \geq \frac{m_a g ψ_{max} r_k}{K_{т.н.э} M_P u_0 η_{тр.н}}, \quad (14)$$

где  $K_{т.н.э}$  – коэффициент трансформации при  $η_{т.н.э}$ ;

$M_P$  – вращающий момент двигателя при  $P_{e_{max}}$ , Н·м;

$η_{тр.н}$  – КПД механической части трансмиссии на низшей ступени коробки передач гидромеханической передачи.

Рекомендуется принимать  $η_{т.н.э} = 0,8$ . При этом  $K_{т.н.э}$  у гидротрансформаторов грузовых автомобилей и автобусов находится в пределах 1,8...2,0, а легковых автомобилей – 1,5...1,7.

## 2.5 Определение количества ступеней коробки передач и передаточных чисел промежуточных ступеней.

Количество ступеней коробки передач  $n_{к.п}$  выбирается из условия оптимального использования мощности двигателя с целью обеспечения высоких показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля. Количество ступеней  $n_{к.п}$  зависит от диапазона передаточных чисел коробки передач  $D_{к.п}$  и показателя средней плотности ряда передаточных чисел  $q_{ср}$ .

Значение  $D_{к.п}$  вычисляется по формуле

$$D_{к.п} = u_{к.п.н} / u_{к.п.в}. \quad (15)$$

На современных грузовых автомобилях и автопоездах большой грузоподъемности применяют коробки передач с количеством ступеней 12...20. Коробки передач легковых автомобилей и автобусов выполняют с количеством ступеней 6...8.

Для большегрузных автомобилей и автопоездов рекомендуется принимать  $q_{ср} = 1,15...1,25$ , а для остальных типов автомобилей  $q_{ср} = 1,3...1,4$ . При большом количестве ступеней (8 и более) применяют коробки передач с делителем. Тогда соотношение передаточных чисел делителя принимают  $q_{дел} = 1,15...1,25$ , а базовой коробки передач  $q_{б.к.п} = q_{дел}^2$ .

Снижение значения  $q_{ср}$  позволяет полнее использовать мощность двигателя, однако при этом усложняется конструкция коробки передач, поскольку увеличивается количество ступеней.

Количество ступеней простой коробки передач вычисляется по формуле

$$n_{к.п} = 1 + \frac{\ln u_{к.п.н} - \ln u_{к.п.в}}{\ln q_{ср}}, \quad (16)$$

а базовой коробки передач (при наличии делителя) – по формуле

$$n_{б.к.п} = 1 + \frac{\ln u_{к.п.н} - \ln u_{к.п.в}}{\ln q_{б.к.п}}. \quad (17)$$

Полученное значение  $n_{к.п}$  (или  $n_{б.к.п}$ ) округляют до целого в сторону увеличения и затем уточняют значение  $q_{ср}$  или  $q_{б.к.п}$  и  $q_{дел}$  по соответствующей формуле:

$$q_{ср} = n_{к.п}^{-1} \sqrt{\frac{u_{к.п.н}}{u_{к.п.в}}}; \quad q_{б.к.п} = n_{б.к.п}^{-1} \sqrt{\frac{u_{к.п.н}}{u_{к.п.в}}}; \quad q_{дел} = \sqrt{q_{б.к.п}}. \quad (18)$$

Передаточные числа простой коробки передач вычисляются по формуле

$$u_{к.п.i} = u_{к.п.i-1} / q_{ср}; \quad i = 2, 3, \dots, n_{к.п} - 1, \quad (19)$$

а базовой коробки передач – по формуле

$$u_{\text{б.к.п}i} = u_{\text{б.к.п}i-1} / q_{\text{б.к.п}}; \quad i = 2, 3, \dots, n_{\text{б.к.п}} - 1. \quad (20)$$

Делитель может иметь прямую и понижающую передачи либо прямую и повышающую. Передаточное число понижающей передачи делителя  $u_{\text{дел.н}} = q_{\text{дел}}$ , а повышающей  $u_{\text{дел.п}} = 1/q_{\text{дел}}$ . Следовательно, при использовании коробки передач с делителем получается два ряда передаточных чисел – на низшей ступени делителя и на высшей.

Для повышения топливной экономичности автомобиля с коробкой передач простой структуры в нее дополнительно может вводиться повышающая передача, передаточное число которой меньше передаточного числа  $u_{\text{к.п.в}}$  примерно в 1,2 раза, т. е.  $q_{\text{п.п}} = 1,2$ . Передаточное число повышающей передачи

$$u_{\text{п.п}} = u_{\text{к.п.в}} / q_{\text{п.п}}. \quad (21)$$

Эта передача используется при движении автомобиля с установившейся скоростью, которая существенно меньше  $v_{\text{кmax}}$ , а частота вращения вала двигателя меньше  $n_P$  и близка к  $n_M$ , при которой удельный расход топлива двигателя минимальный. Аналогичные функции может выполнять делитель с повышающей передачей при движении на высшей ступени в базовой коробке передач.

Необходимо также иметь в виду, что при введении в коробку передач повышающей передачи возрастает значение максимальной кинематической скорости автомобиля  $v_{\text{кmax}}$ , при этом  $v_{\text{кmax}} > v_{\text{max}}$  примерно в  $q_{\text{п.п}}$  раз. Однако при полной нагрузке автомобиля скорость  $v_{\text{кmax}}$  не может быть реализована, т. к. на повышающей передаче динамический фактор автомобиля меньше коэффициента сопротивления качению по двум причинам: из-за снижения тягового момента ведущих колес, поскольку  $u_{\text{п.п}} < u_{\text{к.п.в}}$ , и увеличения силы сопротивления воздуха, т. к.  $v_{\text{кmax}} > v_{\text{max}}$ .

В заключение раздела 2 ПЗ приводится кинематическая схема коробки передач с отображением на ней механизмов переключения передач и указанием их принадлежности соответствующим номерам ступеней. Приводится также таблица полученных значений передаточных чисел коробки передач. Для коробки передач с делителем приводятся отдельно оба ряда передаточных чисел, получаемые на каждой ступени делителя.

Для иллюстрации эффективности использования мощности двигателя необходимо привести лучевую диаграмму [5, рисунок 6.7]. Если коробка передач с делителем, то производится построение лучевой диаграммы только на прямой передаче делителя.

### 3 Оптимизация основных параметров автомобиля.

Определение основных параметров автомобиля в предыдущем разделе осуществлялось на основе предельных значений отдельных показателей функциональных свойств автомобиля и параметров внешней среды. Так, например, мощность двигателя определена при максимальной скорости автомобиля  $v_{\text{max}}$  (предельное значение одного из показателей тягово-скоростных свойств) и ко-



эффиценте суммарного дорожного сопротивления  $\psi_v$  (предельное значение параметра внешней среды), соответствующем скорости  $v_{\max}$ . Предельные значения параметров  $v_{\max}$  и  $\psi_v$  регламентированы стандартами и нормативными документами. Но основные параметры автомобиля оказывают существенное влияние на многие другие показатели функциональных свойств автомобиля, что не учитывалось при их определении, поскольку значение каждого параметра получено исходя из обеспечения требований к отдельным выходным параметрам автомобиля. Поэтому полученные таким образом значения основных параметров автомобиля не могут обеспечить желаемого сочетания всего комплекса показателей качества и эффективности автомобиля. Эти значения следует рассматривать как предварительные, т. е. как начальные значения при их последующей оптимизации.

*Постановка задачи оптимизации* включает следующие этапы: выбор критериев оптимальности, формирование целевой функции (зависит от стратегии оптимизации), выбор управляемых (оптимизируемых) параметров, назначение ограничений, нормирование управляемых и выходных параметров [6].

В качестве управляемых параметров используются внутренние параметры автомобиля, предварительные значения которых получены в разделе 2. Критериями оптимальности при оптимизации основных параметров автомобилей принимают показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности.

Обозначим вектор оптимизируемых параметров  $\vec{X} = (X_1, X_2, \dots, X_n)$ , где  $X_i$  –  $i$ -й параметр автомобиля, а вектор критериев  $\vec{Y} = (y_1, y_2, \dots, y_m)$ , где  $y_j$  –  $j$ -й критерий. Задача оптимизации оказывается многопараметрической и многокритериальной, причем размерности  $n$  и  $m$  векторов  $\vec{X}$  и  $\vec{Y}$  довольно значительны, что существенно затрудняет поиск оптимального решения. Поэтому целесообразно осуществить декомпозицию задачи, расчленив ее на части. Оптимизации в первую очередь подлежат основные параметры автомобиля, оказывающие наибольшее влияние на показатели эффективности, которые также целесообразно ранжировать по степени значимости.

Выберем в качестве оптимизируемых следующие параметры автомобиля: максимальную мощность двигателя  $P_{\max}$ , количество ступеней  $n_{\text{к.п}}$  и передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач  $u_{\text{к.п}i}$ . Вначале необходимо осуществить оптимизацию  $P_{\max}$  и  $n_{\text{к.п}}$ , а затем, приняв решение о выборе значений  $P_{\max}$  и  $n_{\text{к.п}}$ , выполнить оптимизацию  $u_{\text{к.п}i}$ . Для коробки передач с делителем оптимизируют значения  $n_{\text{б.к.п}}$  и  $u_{\text{б.к.п}i}$ .

Зависимости критериев  $y$  от оптимизируемых параметров  $x_i$  рекомендуется получить в виде регрессии второго порядка [6]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{k=i+1}^n b_{ik} x_i x_k + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2, \quad (22)$$

где  $b_0, b_i, b_{ik}, b_{ii}$  – коэффициенты регрессии.

Напомним, что в уравнениях регрессии компоненты вектора  $\vec{X}$  называют факторами, а компоненты вектора  $\vec{Y}$  – функциями отклика. При этом факторы нормируют, а функции отклика оставляют натуральными. Нормирование факторов осуществляют по формулам

$$x_i = (X_i - X_i^0) / \Delta X_i; \quad i = \overline{1, n}; \quad (23)$$

$$\Delta X_i = (X_{i\max} - X_{i\min}) / 2, \quad (24)$$

где  $X_i, x_i$  – натуральное и нормированное значения  $i$ -го фактора;

$X_i^0$  – значения  $i$ -го фактора в центре плана;

$X_{i\max}, X_{i\min}$  – максимальное и минимальное значения  $i$ -го фактора;

$\Delta X_i$  – интервал варьирования  $i$ -го фактора.

Для получения регрессии проводятся вычислительные эксперименты, в которых осуществляется имитация процесса разгона автомобиля полной массой на прямолинейном горизонтальном участке дороги длиной 2000 м с цементобетонным или асфальтобетонным покрытием. Разгон осуществляется начиная с передачи, предназначенной для трогания с места, и заканчивая передачей, обеспечивающей максимальную скорость (исключая повышающую передачу, предназначенную для экономии топлива). Интегрирование дифференциальных уравнений движения автомобиля дает возможность определить изменения скорости  $v$  и перемещения  $s$  во времени и по соответствующим зависимостям вычислить значения искомых показателей.

В процессе получения регрессионной модели (22) выполняются следующие этапы:

- построение матрицы спектра плана эксперимента;
- составление таблицы натуральных значений уровней факторов;
- проведение эксперимента и получение значений функций отклика (критериев) в каждом опыте;
- регрессионный анализ результатов эксперимента и получение коэффициентов регрессии для каждого критерия.

Результаты эксперимента сводятся в таблицы. В пояснительной записке приводятся следующие таблицы: матрица спектра плана; значения факторов на всех уровнях варьирования; результаты эксперимента (значения критериев); коэффициенты уравнений регрессий. Приводятся также графики зависимостей критериев от нормированных факторов.

Оптимизацию целесообразно осуществлять на основе минимаксной стратегии [6], позволяющей в наибольшей мере компенсировать противоречия критериев. Для формирования целевой функции используются полученные в процессе проведения планируемого эксперимента уравнения регрессий (22). Целевая функция формируется в следующем виде:

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left( \frac{y_j(\vec{X}) - y_{j\text{extr}}}{y_{j\max} - y_{j\min}} \right)^2, \quad (25)$$

где  $y_j(\vec{X})$  – текущее значение  $j$ -го критерия в процессе поиска экстремума целевой функции;

$y_{j\min}, y_{j\max}$  – минимальное и максимальное значения  $j$ -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов  $\vec{X}$  в процессе эксперимента (определяются по графикам, построенным на основе уравнений регрессий  $y_j(\vec{X})$ );

$y_{j\text{extr}}$  – экстремальное значение  $j$ -го критерия (при максимизации критерия  $y_j(\vec{X})$  принимаются  $y_{j\text{extr}} = y_{j\max}$ , а при минимизации  $y_{j\text{extr}} = y_{j\min}$ );

$c_j$  – весовой коэффициент, характеризующий значимость  $j$ -го критерия.

Весовые коэффициенты выбираются из условия

$$\sum_{j=1}^m c_j = 1; c_j > 0. \quad (26)$$

Целевая функция  $F(\vec{X})$  подлежит минимизации. Для проведения оптимизации параметров используется оператор *fmincon* программного обеспечения *MatLab*.

### 3.1 Оптимизация мощности двигателя и количества ступеней коробки передач.

В качестве критериев оптимальности примем следующие показатели эффективности [5]:

- время разгона на участке пути 400 м  $t_{400}$ ;
- время разгона на участке пути 1000 м  $t_{1000}$ ;
- время разгона до заданной скорости  $t_v$ ;
- контрольные расходы топлива  $Q_{sk1}$  и  $Q_{sk2}$ .

Обозначим компоненты вектора  $\vec{X}$  управляемых параметров:  $X_1 = P_{e\max}$ ,  $X_2 = n_{к.п}$ ; компоненты вектора критериев:  $y_1 = t_{400}$ ,  $y_2 = t_{1000}$ ,  $y_3 = t_v$ ,  $y_4 = Q_{sk1}$ ,  $y_5 = Q_{sk2}$ .

При проведении вычислительных экспериментов следует иметь в виду, что в уравнениях регрессий  $y_j(\vec{X})$  факторы  $x_i$  нормированы, а их значения на трех уровнях варьирования соответствуют  $-1$ ;  $0$ ;  $+1$ . Но в дифференциальные уравнения движения автомобиля должны подставляться натуральные значения факторов  $X_i$ . Поэтому необходимо установить их уровни варьирования. Для мощности можно принять интервал варьирования 20 %, тогда  $\Delta X_1 = 0,2P_{e\max}$ . В результате на нижнем уровне  $X_{1\min} = 0,8P_{e\max}$ , в центре плана  $X_1^0 = P_{e\max}$ , на верхнем уровне  $X_{1\max} = 1,2P_{e\max}$ .

Интервал варьирования фактора  $X_2$  в процессе эксперимента принимают  $\Delta X_2 = 1$ , в результате  $X_{2\min} = n_{к.п} - 1$ ,  $X_2^0 = n_{к.п}$ ,  $X_{2\max} = n_{к.п} + 1$ . При выбо-

ре значения  $n_{к.п}$  необходимо принимать во внимание структуру коробки передач и структуру ее передаточных чисел. Для коробки передач простой структуры (без делителя и умножителя) значение  $n_{к.п}$  принимается без учета передачи для маневрирования и повышающей передачи, предназначенной для экономии топлива. При наличии делителя учитывается лишь количество ступеней базовой коробки передач, т. е. в центре плана значение фактора  $X_2^0 = n_{б.к.п}$ . Разгон автомобиля, на котором применена коробка передач с делителем, выполняется только при включенной прямой передаче в делителе, т. е. на ступенях только одного ряда передаточных чисел.

При варьировании значения  $n_{к.п}$  в процессе эксперимента необходимо соответственно изменять передаточные числа ступеней коробки передач, сохраняя неизменным диапазон передаточных чисел  $D_{к.п}$ . При этом передаточные числа ступени, предназначенной для преодоления  $\psi_{max}$ , и ступени, обеспечивающей  $v_{max}$ , остаются неизменными, а изменяются лишь передаточные числа промежуточных ступеней.

**Пример** – Предположим, что в базовой коробке передач пять основных ступеней и, кроме того, она располагает передачей для маневрирования и повышающей передачей. Тогда в качестве исходного варианта при оптимизации учитываются лишь пять основных ступеней.

Пусть  $u_{к.п.н} = 5,063$ , а  $u_{к.п.в} = 1$ . Согласно формуле (18) получим  $q_{ср} = 1,5$ .

Примем в центре плана  $n_{к.п}^0 = 5$ , интервал варьирования  $\Delta n_{к.п} = 1$ , тогда  $n_{к.п min} = 4$ ,  $n_{к.п max} = 6$ . По формуле (18) вычислим значения  $q_{ср}$  для трех вариантов передаточных чисел, а значения передаточных чисел найдем, используя формулу (19). Полученные варианты передаточных чисел приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Передаточные числа варьируемых вариантов

Номер ступени КП	Передаточное число варианта КП		
1	5,063	5,063	5,063
2	2,948	3,375	3,658
3	1,717	2,250	2,645
4	1	1,500	1,913
5	–	1	1,383
6	–	–	1
Показатель $q_{ср}$	1,717	1,500	1,383

После проведения оптимизации принимается окончательное решение о выборе  $P_{e max}$  и  $n_{к.п}$ . Так как в результате оптимизации получены нормированные значения оптимизируемых параметров  $x_i$ , то необходимо вычислить их натуральные значения по формуле

$$X_i = X_i^0 + x_i \Delta X_i; \quad i = \overline{1, n}. \quad (27)$$

При этом значение  $n_{к.п}$  (или  $n_{б.к.п}$ ) округляют до целого и подбирают подходящий двигатель на основе каталогов, проспектов, интернета и других источников. При выполнении последующих проектных работ используются значение  $P_{e\max}$  выбранного двигателя, принятое значение  $n_{к.п}$  и соответствующий ему вариант передаточных чисел коробки передач.

### 3.2 Оптимизация передаточных чисел коробки передач.

Оптимизации подлежат передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач, ближайших к высшей ступени. Обычно оптимизируют передаточные числа не более трех промежуточных ступеней.

Приведем примеры выбора факторов при различных количествах ступеней коробки передач  $n_{к.п}$ :

- при  $n_{к.п} = 4$   $X_1 = u_{к.п2}$ ,  $X_2 = u_{к.п3}$ ;
- при  $n_{к.п} = 5$   $X_1 = u_{к.п2}$ ,  $X_2 = u_{к.п3}$ ,  $X_3 = u_{к.п4}$ ;
- при  $n_{к.п} = 6$   $X_1 = u_{к.п3}$ ,  $X_2 = u_{к.п4}$ ,  $X_3 = u_{к.п5}$ .

Интервал варьирования значений передаточных чисел выбирают исходя из условия, чтобы верхний уровень передаточного числа  $u_{к.пi}$  был меньше нижнего уровня передаточного числа  $u_{к.пi-1}$ , т. е. передаточные числа смежных ступеней не должны перекрываться. Значения передаточных чисел на верхнем уровне варьирования должны быть больше, чем на нижнем. В связи с тем, что исходные значения передаточных чисел коробки передач образуют ряд геометрической прогрессии, уровни варьирования их значений будут различными. Чем больше передаточное число, тем выше уровень варьирования  $\Delta X_i = \Delta u_{к.пi}$ .

После выбора интервалов варьирования составляется таблица значений передаточных чисел на всех уровнях варьирования  $u_{к.пimax}$ ,  $u_{к.пi}^0$ ,  $u_{к.пimin}$  и проводятся эксперименты для получения регрессий. В качестве критериев принимают  $t_{400}$ ,  $t_{1000}$ ,  $t_v$ .

По результатам оптимизации  $P_{e\max}$ ,  $n_{к.п}$  и  $u_{к.пi}$  составляются таблицы, в которых приводятся их значения до и после оптимизации, а также значения показателей эффективности с оценкой уровня их улучшения. Коэффициенты улучшения показателей  $W$ , %, вычисляются по формуле

$$W = \frac{y_{исх} - y_{опт}}{y_{исх}} 100, \quad (28)$$

где  $y_{исх}$ ,  $y_{опт}$  – значения показателя до и после оптимизации параметров автомобиля.

#### 4 Характеристики тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля.

В разделе осуществляется определение характеристик и показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности проектируемого автомобиля и аналога. При этом приводятся характеристики двигателей  $P_e = f(n_d)$ ,  $M_e = f(n_d)$ , динамические характеристики  $D = f(v)$  и характеристики разгона  $v = f(t)$ ,  $s = f(t)$  этих автомобилей. Вычисление характеристик и оценочных показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности осуществляется на основе [8]. По результатам оценки показателей составляется таблица, в которой приводятся их значения для проектируемого автомобиля и аналога и по формуле (28) оценивается достигнутый в процессе проектирования уровень их улучшения. На графиках  $D = f(v)$ ,  $v = f(t)$  и  $s = f(t)$  для проектируемого автомобиля отображается процесс определения показателей [5, рисунки 3.1 и 3.6].

#### 5 Определение параметров тормозной системы автомобиля.

##### 5.1 Определение параметров рабочей тормозной системы.

Выходными параметрами тормозных механизмов являются тормозные моменты. Тормозные механизмы рабочей тормозной системы при номинальном давлении в их приводе должны развивать достаточные моменты для полной реализации сцепных возможностей колес с дорогой [5]. Так как при торможении происходит перераспределение нормальных реакций дороги на колеса в зависимости от величины замедления  $a_T$  (нагрузка на колеса переднего моста возрастает, а на колеса заднего уменьшается), то в основу выбора параметров тормозных механизмов кладут определение максимального момента тормозных механизмов по условиям сцепления передних колес на дороге с максимальным коэффициентом сцепления  $\varphi_{\max}$ :

$$M_{T\varphi1\max} = r_k m_a g \varphi_{\max} (l_2 + h_c \varphi_{\max}) / L. \quad (29)$$

Принимают  $\varphi_{\max} = 0,75 \dots 0,85$  без усилителя и  $\varphi_{\max} = 0,85 \dots 1,0$  при наличии усилителя.

Вычисленное по этой формуле значение момента принимается равным суммарному максимальному моменту тормозных механизмов передних колес  $M_{T.M1\max}$  при давлении в приводе  $p_{\max}$ . Для гидравлического привода принимают  $p_{\max} = 10$  МПа, а для пневматического  $p_{\max} = 1$  МПа. Значение суммарного максимального момента тормозных механизмов задних колес  $M_{T.M2\max}$  двухосного автомобиля определяется по формуле

$$M_{T.M2\max} = M_{T.M1\max} (1 - \beta_T) / \beta_T, \quad (30)$$

где  $\beta_T$  – коэффициент распределения тормозных моментов,

$$\beta_T = \frac{M_{T.M1}}{M_{T.M1} + M_{T.M2}}. \quad (31)$$

Согласно предписаниям Правил № 13 ЕЭК ООН при экстренном торможении первыми должны достигать предела блокировки колеса переднего моста при следующих интервалах изменения  $\varphi_x$ : для легковых автомобилей  $\varphi_x = 0,15 \dots 0,8$ , для грузовых  $\varphi_x = 0,15 \dots 0,3$ . В связи с этим при определении  $\beta_T$  рекомендуется принимать для легковых автомобилей  $\varphi_0 = 0,8$ , а для грузовых  $\varphi_0$  – обычно из интервала  $0,35 \dots 0,45$ . Значение  $\beta_T$  вычисляют по формуле

$$\beta_T = (l_2 + h_c \varphi_0) / L. \quad (32)$$

После определения  $M_{T.M1max}$  и  $M_{T.M2max}$  находят коэффициенты пропорциональности между этими моментами и давлением в приводе  $p_{max}$ :

$$k_1 = M_{T.M1max} / p_{max}; \quad (33)$$

$$k_2 = M_{T.M2max} / p_{max}. \quad (34)$$

Коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  характеризуют преобразующие свойства привода тормозных механизмов и позволяют определить конструктивные параметры его элементов, что осуществляется на этапе конструкторского проектирования.

## 5.2 Определение параметров стояночной тормозной системы.

Стояночные тормоза должны надежно удерживать автомобиль в неподвижном состоянии на уклоне  $h_{Tmax}$ . Значение  $h_{Tmax}$  регламентировано и зависит от типа автомобиля [5]. Для пассажирских автомобилей  $h_{Tmax} = 0,25$ , для грузовых –  $0,20$ , для автопоездов –  $0,18$ .

В общем случае суммарный момент тормозных механизмов стояночной тормозной системы должен соответствовать неравенству

$$M_{ст} > r_k m_a g h_{Tmax} \eta_{тр.ст} / u_{тр.ст}, \quad (35)$$

где  $u_{тр.ст}$ ,  $\eta_{тр.ст}$  – передаточное число и КПД участка трансмиссии от стояночного тормоза до колес.

При использовании в качестве стояночных тормозов тормозных механизмов рабочей тормозной системы параметры  $u_{тр.ст}$  и  $\eta_{тр.ст}$  в формуле (35) исключаются.

## 5.3 Оценка эффективности рабочей тормозной системы.

Для оценки эффективности рабочей тормозной системы автомобиля используют следующие показатели [5, 12]:

- установившееся замедление  $a_{T,уст}$  при постоянном регламентированном усилии на тормозной педали;
- тормозной путь  $s_T$ ;
- время срабатывания тормозного привода  $t_{ср}$ .

Значения  $a_{T,уст}$  и  $s_T$  определяют при испытаниях типа «ноль» (при «холодных» тормозах). Торможение осуществляется на горизонтальном участке дороги с сухим твердым покрытием (асфальт, асфальтобетон). Коэффициент сцепления колес с дорогой в этом случае  $\varphi_x = 0,7 \dots 0,8$ . Для всех типов автомобилей стандартом установлены соответствующие значения начальной скорости торможения  $v_0$  и усилия на тормозной педали. Полученные при испытаниях значения  $a_{T,уст}$  и  $s_T$  сравнивают с нормативными значениями замедления  $a_{T,уст,н}$  и тормозного пути  $s_{T,н}$  [5, 12]. При этом должны выполняться условия  $|a_{T,уст}| \geq a_{T,уст,н}$ ,  $s_T \leq s_{T,н}$ .

Максимально возможное замедление автомобиля  $a_{T,max}$  в заданных дорожных условиях, характеризуемых величиной коэффициента сцепления  $\varphi_x$ , достигается при условии, что все колеса автомобиля при торможении одновременно находятся на пределе блокировки, т. е. обеспечивается полное использование их сцепных свойств. Значение  $|a_{T,max}|$  определяется по формуле

$$|a_{T,max}| = \varphi_x g. \quad (36)$$

Такое состояние тормозящих колес получается, если тормозные моменты передних и задних колес двухосного автомобиля будут изменяться в процессе торможения пропорционально нормальным реакциям дороги на эти колеса  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$ :

$$\frac{M_{T,м1}}{M_{T,м2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}. \quad (37)$$

Значения  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  зависят от замедления  $a_T$ . Увеличение  $|a_T|$  приводит к возрастанию  $R_{z1}$  и одновременному равнозначному снижению  $R_{z2}$ , т. е. происходит перераспределение нормальных реакций дороги на колеса переднего и заднего мостов.

Если  $\beta_T = \text{const}$ , то соотношение моментов  $M_{T,м1}$  и  $M_{T,м2}$  остается постоянным, поэтому при изменении  $\varphi_x$  (а следовательно, и  $a_T$ ) одни из колес (передние или задние) достигают предела блокировки прежде других, что приводит к недоиспользованию сцепных возможностей последних, и интенсивность торможения снижается. Следовательно, при  $\beta_T = \text{const}$  получаем  $|a_T| < |a_{T,max}|$ . В этом случае замедление автомобиля с полной нагрузкой определяют по формулам:

– при  $\varphi_x < \varphi_0$

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{l_2}{l_2 + h_c(\varphi_0 - \varphi_x)}; \quad (38)$$



– при  $\varphi_x > \varphi_0$

$$|a_T| = \varphi_x g \frac{l_1}{l_1 - h_c(\varphi_0 - \varphi_x)}; \quad (39)$$

– при  $\varphi_x = \varphi_0$

$$|a_T| = \varphi_0 g. \quad (40)$$

Замедление снаряженного автомобиля  $|a_T^*|$  при  $\beta_T = \text{const}$  определяют по формулам (38)–(40), подставляя в них координаты центра масс снаряженного автомобиля  $l_1^*, l_2^*, h_c^*$ , а вместо  $\varphi_0$  – значение коэффициента сцепления  $\varphi_0^*$ , при котором колеса обоих мостов снаряженного автомобиля одновременно достигают предела блокировки:

$$\varphi_0^* = \frac{\beta_T L - l_2^*}{h_c^*}. \quad (41)$$

Тормозной путь автомобиля с полной нагрузкой вычисляют по формуле

$$s_T = v_0(t_3 + 0,5t_H) + \frac{v_0^2}{2|a_T|}, \quad (42)$$

где  $s_T$  – тормозной путь, м;

$v_0$  – начальная скорость торможения, м/с;

$t_3$  – время запаздывания тормозного привода, с;

$t_H$  – время нарастания замедления, с;

$a_T$  – замедление, м/с<sup>2</sup>.

Для автомобилей всех типов принять  $t_3 = 0,2$  с,  $t_H = 0,4$  с. При этом следует иметь в виду, что  $t_{\text{ср}} = t_3 + t_H$ .

Для определения тормозного пути снаряженного автомобиля  $s_T^*$  в формулу (42) подставляют значение  $a_T^*$ . При полном использовании сцепных свойств всех колес автомобиля тормозной путь будет минимален. Для определения  $s_{T\text{min}}$  в формулу (42) необходимо подставить  $a_{T\text{max}}$ , вычисляемое по формуле (36).

По результатам вычислений следует построить графики замедлений автомобиля  $|a_{T\text{max}}| = f(\varphi_x)$ ,  $|a_T| = f(\varphi_x)$ ,  $|a_T^*| = f(\varphi_x)$  и тормозного пути  $s_{T\text{min}} = f(\varphi_x)$ ,  $s_T = f(\varphi_x)$ ,  $s_T^* = f(\varphi_x)$ .

Используя полученные графики, проверяют выполнение нормативных требований к рабочей тормозной системе. Значения замедлений  $|a_T|$ ,  $|a_T^*|$  и тормозного пути  $s_T$ ,  $s_T^*$ , достигаемые при  $\varphi_x = 0,7$ , сравнивают с норматив-

ными значениями  $a_{Т.уст.н}$  и  $s_{Т.н}$  для данного типа автомобиля [5, таблица 7.1]. Должны выполняться условия

$$|a_{Т}| \geq a_{Т.уст.н}; \quad |a_{Т}^*| \geq a_{Т.уст.н}; \quad (43)$$

$$s_{Т} \leq s_{Т.н}; \quad s_{Т}^* \leq s_{Т.н}. \quad (44)$$

Если условия (43) и (44) не выполняются, необходимо изменить значение  $\varphi_0$ . Минимальным требованием к рабочей тормозной системе является обеспечение нормативных показателей эффективности торможения автомобиля с полной нагрузкой.

Для полного использования сцепных свойств тормозящих колес в любых дорожных условиях коэффициент распределения тормозных моментов должен быть переменным. При полной нагрузке его необходимо изменять согласно выражению

$$\beta_{ТФ} = \frac{l_2 + h_c \varphi_x}{L}. \quad (45)$$

Для снаряженного автомобиля при определении  $\beta_{ТФ}^*$  используются координаты  $l_2^*$  и  $h_c^*$ . Очевидно, что регулировать тормозные моменты следует в зависимости от изменения  $\varphi_x$  и координат центра масс автомобиля  $l_2$  и  $h_c$ . По результатам вычислений необходимо построить графики зависимостей  $\beta_{ТФ} = f(\varphi_x)$  и  $\beta_{ТФ}^* = f(\varphi_x)$ .

#### 5.4 Оценка эффективности запасной тормозной системы.

Методики оценки эффективности рабочей и запасной тормозных систем аналогичны. Отличие состоит лишь в нормативных значениях замедлений.

При использовании в качестве запасной тормозной системы контура передних тормозных механизмов замедление определяется по формуле

$$|a_{Т}| = \varphi_x g \frac{l_2}{L - h_c \varphi_x}, \quad (46)$$

а при использовании задних тормозных механизмов – по формуле

$$|a_{Т}| = \varphi_x g \frac{l_1}{L + h_c \varphi_x}. \quad (47)$$

Вычисление по формулам (46) и (47) выполняют для груженого и снаряженного автомобиля и строят графики зависимостей  $|a_{Т}| = f(\varphi_x)$  и  $|a_{Т}^*| = f(\varphi_x)$ , которые используют для проверки выполнения нормативных требований. Значения  $|a_{Т}|$  и  $|a_{Т}^*|$  определяют при  $\varphi_x = 0,7$  и сравнивают с нормативными для данного типа автомобиля [5, таблица 7.2]. В результате при-

нимают решение о выборе места расположения тормозных механизмов запасной тормозной системы.

### 5.5 Определение характеристик и параметров регулятора тормозных моментов.

Для построения рабочей характеристики регулятора тормозных моментов необходимо определить моменты тормозных механизмов передних и задних колес  $M_{тф1}$ ,  $M_{тф2}$  по сцеплению с дорогой при значениях  $\varphi_x = 0,1 \dots 1,0$  через 0,05. Затем, используя  $M_{тф1}$  и  $M_{тф2}$  и значения коэффициентов пропорциональности  $k_1$  и  $k_2$  между моментами и давлениями  $p_1$  и  $p_2$  в контурах привода тормозных механизмов передних и задних колес, определить значения  $p_1$  и  $p_2$ . Вычисления производятся для автомобиля с полной нагрузкой и снаряженного с использованием формул

$$M_{тф1} = r_k mg \varphi_x (l_2 + h_c \varphi_x) / L; \quad (48)$$

$$M_{тф2} = r_k mg \varphi_x (l_1 - h_c \varphi_x) / L; \quad (49)$$

$$p_1 = M_{тф1} / k_1; \quad (50)$$

$$p_2 = M_{тф2} / k_2. \quad (51)$$

Результаты вычислений  $M_{тф1}$ ,  $M_{тф2}$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  для груженого и снаряженного автомобиля сводятся в таблицу и осуществляется построение графиков характеристик  $p_2 = f(p_1)$  и  $p_2^* = f(p_1)$ , 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  $p_2 = p_1$ .

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

$$\alpha = \Delta p_2 / \Delta p_1, \quad (52)$$

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

## 6 Определение параметров подвески автомобиля.

### 6.1 Определение параметров упругих и диссипативных элементов подвески.

При функциональном проектировании автомобиля определению подлежат следующие параметры упругих элементов подвески: коэффициенты жесткости  $c_{pi}$ ; статические деформации  $\Delta_{cti}$ ; ходы сжатия  $\Delta_{cti}$ . Значения этих параметров оказывают непосредственное влияние на показатели плавности хода автомобиля. Для оценки плавности хода автомобиля используют следующий комплекс показателей [5, 13]:

- собственные частоты колебаний подрессоренных масс автомобиля;
- максимальные и средние квадратические значения виброускорений в различных точках автомобиля;
- средние квадратические значения виброускорений на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот;
- скорректированные значения виброускорений на сиденьях.

Эти показатели являются выходными параметрами автомобиля, а параметры подвески – его внутренними параметрами.

Предполагается, что колебания передней и задней частей автомобиля независимые, что соответствует условию  $\rho_y^2 \approx l_1 l_2$  [5]. Тогда колебательная система двухосного автомобиля распадается на две независимые двухмассовые системы. Каждая из этих систем включает часть подрессоренной массы кузова и неподрессоренную массу моста и имеет две собственные частоты колебаний: низкую и высокую. Следует также иметь в виду, что упругий элемент подрессоренной массы такой модели отображает суммарные упругие свойства левой и правой рессор данного моста автомобиля, а коэффициент жесткости упругого элемента шины  $c_{ш}$  учитывает количество шин данного моста.

Значения подрессоренных и неподрессоренных масс двухосного автомобиля определяют по эмпирическим формулам

$$m_{\Pi i}^{\Gamma} = A_{mi} m_{ai} / (1 + A_{mi}); \quad (53)$$

$$m_{\Pi i}^{\Gamma} = m_{ai} - m_{\Pi i}^{\Gamma}; \quad (54)$$

$$m_{\Pi i}^{\Gamma} = m_{0i} - m_{\Pi i}^{\Gamma}; \quad i = 1, 2, \quad (55)$$

где  $m_{\Pi i}^{\Gamma}$  – подрессоренная масса автомобиля с полной нагрузкой;

$m_{\Pi i}^{\Gamma}$  – подрессоренная масса снаряженного автомобиля;

$m_{\Pi i}$  – неподрессоренная масса  $i$ -го моста;

$A_{mi}$  – коэффициент распределения масс, равный отношению подрессоренной массы к неподрессоренной для автомобиля с полной нагрузкой.

В таблице 5 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.

Коэффициенты жесткости упругих элементов подвески  $c_{pi}$  определяются из условия обеспечения регламентированных требований на собственные частоты колебаний подрессоренных масс  $f_i$ . 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 частота  $f_1$  должна быть меньше, чем для задней, в 1,05–1,15 раза.

Таблица 5 – Распределение подрессоренных и непрорессоренных 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

Для определения  $c_{pi}$  используется одномассовая парциальная система, состоящая из двух элементов – подрессоренной массы автомобиля с полной нагрузкой  $m_{\Pi i}^{\Gamma}$  и упругого элемента с параметром  $c_{pi}$  [5, рисунок 8.8, а, с. 260]. Значение  $c_{pi}$  находят по формуле

$$c_{pi} = m_{\Pi i}^{\Gamma} \omega_{\Pi i}^2; \quad i = 1, 2, \quad (56)$$

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

Значение  $\omega_{\Pi i}$  вычисляется из соотношения

$$\omega_{\Pi i} = 2\pi f_i. \quad (57)$$

У грузовых автомобилей подрессоренная масса кузова, нагружающая задний мост, изменяется в очень широком диапазоне: значение  $m_{\Pi 2}^{\Gamma}$  может превышать  $m_{\Pi 2}^{\text{с}}$  в 4–6 раз и более. Поэтому упругий элемент задней подвески обычно состоит из основной рессоры с коэффициентом жесткости  $c_{o.p2}$  и дополнительной рессоры, коэффициент жесткости которой  $c_{д.p2}$ . Суммарный коэффициент жесткости упругого элемента  $c_{p2} = c_{o.p2} + c_{д.p2}$ . Подрессоренная масса снаряженного автомобиля взаимодействует только с основной рессорой, что позволяет снизить парциальную частоту колебаний массы  $m_{\Pi 2}^{\text{с}}$  до 2,5...3,0 Гц. С учетом этого по формуле (56) можно приближенно определить значение  $c_{o.p2}$ .

Статические деформации упругих элементов подвески

$$\Delta_{\text{CT}i} = g / \omega_{\text{П}i}^2 = g / (2\pi f_i)^2; \quad i = 1, 2. \quad (58)$$

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

Коэффициент жесткости упругого элемента шин вычисляется с учетом количества шин  $n_{\text{Ш}i}$   $i$ -го моста:

$$c_{\text{Ш}i} = c_{\text{Ш}} n_{\text{Ш}i}. \quad (59)$$

Параметрами диссипативных элементов подвески являются коэффициенты сопротивлений амортизаторов  $\mu_{\text{р}}$  и шин  $\mu_{\text{Ш}}$ . Их значения находят на основе двухмассовых парциальных моделей с одним упругим элементом по формулам

$$\mu_{\text{р}} = 2\gamma_{\text{р}} m_{\text{пр}} \omega_{\text{пр}}; \quad (60)$$

$$\mu_{\text{Ш}} = 2\gamma_{\text{Ш}} m_{\text{н}} \omega_{\text{пш}}, \quad (61)$$

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 легковых автомобилей  $\gamma_{\text{р}} = 0,20 \dots 0,35$ , грузовых  $\gamma_{\text{р}} = 0,15 \dots 0,25$ . Для шин  $\gamma_{\text{Ш}} = 0,03 \dots 0,05$ .

Значения параметров подвески и шин  $c_{\text{р}i}, c_{\text{Ш}i}, \mu_{\text{р}i}, \mu_{\text{Ш}i}, \Delta_{\text{CT}i}, \Delta_{\text{СЖ}i}$  сводятся в таблицу. Составляется также таблица подрессоренных и непрессоренных масс  $m_{\text{П}i}^{\text{Г}}, m_{\text{П}i}^{\text{С}}, m_{\text{Н}i}, i = 1, 2$ . Приводятся динамические модели парциальных систем, использованных при определении  $c_{\text{р}i}, \mu_{\text{р}i}, \mu_{\text{Ш}i}$ .

Полученные в данном подразделе значения параметров подвески следует считать предварительными. Они не всегда обеспечивают выполнение требований к виброзащите человека, поэтому в дальнейшем подлежат оптимизации.

## 6.2 Определение собственных частот колебаний.

Вначале необходимо определить парциальные частоты подрессоренных и непрессоренных масс и коэффициенты связи их колебаний.

Парциальные частоты подрессоренных масс груженого и снаряженного автомобиля вычисляются по формулам

$$\omega_{\text{П}i}^{\text{Г}} = \sqrt{c_{\text{р}i} / m_{\text{П}i}^{\text{Г}}}; \quad (62)$$

$$\omega_{\Pi i}^c = \sqrt{c_{pi} / m_{\Pi i}^c}. \quad (63)$$

Парциальные частоты неподрессоренных масс

$$\omega_{Hi} = \sqrt{(c_{pi} + c_{\Pi i}) / m_{Hi}}. \quad (64)$$

Коэффициенты связи колебаний поддрессоренных и неподрессоренных масс

$$\eta_{\Pi i} = c_{pi} / m_{Hi}; \quad (65)$$

$$\eta_{Hi}^{\Gamma} = c_{pi} / m_{\Pi i}^{\Gamma}; \quad \eta_{Hi}^c = c_{pi} / m_{\Pi i}^c. \quad (66)$$

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

$$\Omega_H = \sqrt{0,5 \left[ (\omega_{\Pi}^2 + \omega_H^2) - \sqrt{(\omega_H^2 - \omega_{\Pi}^2)^2 + 4\eta_{\Pi}\eta_H} \right]}; \quad (67)$$

$$\Omega_B = \sqrt{0,5 \left[ (\omega_{\Pi}^2 + \omega_H^2) + \sqrt{(\omega_H^2 - \omega_{\Pi}^2)^2 + 4\eta_{\Pi}\eta_H} \right]}, \quad (68)$$

где  $\Omega_H$  – низкая собственная частота, рад/с;

$\Omega_B$  – высокая собственная частота, рад/с.

В формулах (67) и (68) 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  $\omega_{\Pi i}^{\Gamma}$ ,  $\omega_{\Pi i}^c$ ,  $\omega_{Hi}$ ,  $i = 1, 2$  и собственных  $\Omega_{Hi}$ ,  $\Omega_{Bi}$ ,  $i = 1, 2$  частот сводятся в таблицу и приводятся в герцах.

### 6.3 Определение частотных характеристик автомобиля.

Для определения амплитудных частотных характеристик (АЧХ) используется программное обеспечение, разработанное на кафедре «Транспортные и технологические машины». Необходимо получить и распечатать АЧХ перемещений и ускорений поддрессоренных и неподрессоренных масс груженого и снаряженного автомобиля, АЧХ перемещений и ускорений водителя.

### 6.4 Оценка вибронагруженности водителя.

Оценку вибронагруженности водителя осуществляют по средним квадратическим значениям ускорений (СКЗУ) в первых пяти октавных полосах частот и по скорректированному значению виброускорения на сиденье, определяемому с учетом весовых коэффициентов чувствительности человека к вибрациям [5, таблицы 8.1 и 8.4].

Движение автомобиля при определении СКЗУ осуществляется по дороге со случайным микропрофилем. Параметры корреляционных функций микро-

профилей автомобильных дорог приведены в таблице 6. Скорость легкового автомобиля принять равной 90 км/ч, а остальных типов автомобилей – 50 км/ч [5, таблица 8.3]. Масса человека и подрессоренной части сиденья – 80 кг. Параметры сиденья: 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. Для снижения вибронегруженности водителей большегрузных автомобилей и автопоездов в системе подрессоривания сиденья применяют гидравлический амортизатор с параметром  $\gamma_c = 0,2...0,3$ .

Таблица 6 – 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

Значение СКЗУ  $\sigma_{\ddot{z}i}$ ,  $\text{ м/с}^2$ , в  $i$ -й октавной полосе частот вычисляется по формуле

$$\sigma_{\ddot{z}i} = \sqrt{D_{\ddot{z}i}} = \sqrt{\int_{v_{ni}}^{v_{ki}} G_{\ddot{z}}(v) dv}, \quad (69)$$

где  $D_{\ddot{z}i}$  – дисперсия виброускорений водителя в  $i$ -й полосе,  $\text{ м}^2/\text{с}^4$ ;

$G_{\ddot{z}}(v)$  – спектральная плотность ускорений,  $\text{ м}^2/(\text{с}^3 \cdot \text{ рад})$ ;

$v_{ni}$ ,  $v_{ki}$  – начальная и конечная частоты  $i$ -й октавной полосы,  $\text{ рад/с}$ .

Корректированное значение виброускорения на сиденье определяется по формуле

$$\sigma_{\ddot{z}k} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \sigma_{\ddot{z}i})^2}, \quad (70)$$

где  $k_i$  – весовой коэффициент чувствительности человека к вибрациям в  $i$ -й октавной полосе частот;

$n$  – количество учитываемых октавных полос.

Допускаемое значение СКЗУ в октавных полосах и весовые коэффициенты чувствительности человека к вибрациям приведены в [5, таблица 8.1].

По результатам моделирования необходимо составить таблицы СКЗУ, распечатать графики спектральных плотностей ускорений водителя на груженом и снаряженном автомобиле и графики вибронегруженности водителя.



При невыполнении нормативных требований к СКЗУ необходимо, варьируя параметры подвески мостов автомобиля и сиденья водителя, снизить значения СКЗУ до приемлемого уровня. В третьей и четвертой октавных полосах частот требования к СКЗУ должны выполняться обязательно.

### 6.5 Оценка максимальных ускорений и ограничений скорости автомобиля по условиям виброзащиты.

Определение всех параметров производится для груженого автомобиля.

Амплитуда гармонической неровности, при которой наступает пробой подвески на резонансном режиме,

$$q_{0\max} = \frac{\Delta_{\text{сж}} g}{\Delta_{\text{ст}} (2\pi f_p)^2 \left| A_{z_{\text{п}}}^q \right|_p}, \quad (71)$$

где  $f_p$  – резонансная частота поддресоренной массы, Гц;

$\left| A_{z_{\text{п}}}^q \right|_p$  – значение АЧХ перемещения поддресоренной массы на резонансной частоте.

Ускорения поддресоренной массы  $\ddot{z}_{\text{п.р}}$  и водителя  $\ddot{z}_{\text{ч.р}}$  на резонансном режиме

$$\ddot{z}_{\text{п.р}} = q_0 (2\pi f_p)^2 \left| A_{z_{\text{п}}}^q \right|_p; \quad (72)$$

$$\ddot{z}_{\text{ч.р}} = q_0 (2\pi f_p)^2 \left| A_{z_{\text{ч}}}^q \right|_p, \quad (73)$$

где  $q_0$  – амплитуда гармонической неровности дороги, м;

$\left| A_{z_{\text{ч}}}^q \right|_p$  – значение АЧХ перемещения водителя на резонансной частоте.

Максимальное ускорение поддресоренной массы не должно превышать  $g$ , а человека –  $0,4g$ .

Варьируя значение  $q_0$  в пределах от 0 до 0,025 через 0,005 м, выполнить вычисления и построить графики  $\ddot{z}_{\text{п.р}} = f(q_0)$  и  $\ddot{z}_{\text{ч.р}} = f(q_0)$ , представленные на рисунке 1, а, б. Графики  $\ddot{z}_{\text{п.р}} = f(q_0)$  построить при двух резонансных частотах  $f_{p1}$  и  $f_{p2}$ . По графикам определить максимальные значения  $q_{0\max}$ , при которых достигаются предельно допустимые ускорения поддресоренной массы и водителя.

Резонансная скорость автомобиля  $v_p$ , км/ч, находится из выражения

$$v_p = 3,6 l_{\text{Г.н}} f_p, \quad (74)$$

где  $l_{\text{Г.н}}$  – длина волны гармонической неровности, м.

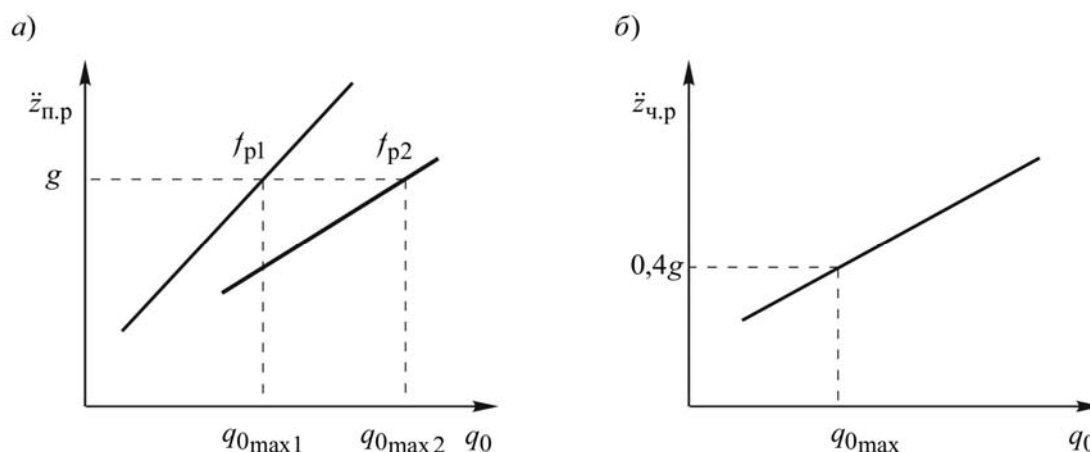


Рисунок 1 – Зависимости ускорений подрессоренной массы (а) и водителя (б) от амплитуды гармонической неровности дороги

Принять  $l_{Г.Н} = 10$  м. Значения  $v_p$  вычислить для передней и задней подвесок.

Определить амплитуды колебаний подрессоренной массы  $z_{\Pi}$  и водителя  $z_{\text{ч}}$  в зависимости от скорости автомобиля  $v$ , используя формулы

$$v = 3,6 l_{Г.Н} f ; \quad (75)$$

$$z_{\Pi} = q_0 A_{z_{\Pi}}^q ; \quad (76)$$

$$z_{\text{ч}} = q_0 A_{z_{\text{ч}}}^q . \quad (77)$$

Варьируя частоту воздействия гармонического микропрофиля  $f$  в пределах  $0,5f_p \leq f \leq f_p$  через  $\Delta f \approx 0,05f_p$ , определить соответствующие им значения АЧХ  $A_{z_{\Pi}}^q$  и  $A_{z_{\text{ч}}}^q$ . Значения  $A_{z_{\Pi}}^q$  и  $A_{z_{\text{ч}}}^q$  считывают из графиков АЧХ, построенных для диапазона частот  $0 \leq f \leq f_p$  (рисунок 2). Затем выполнить вычисления по формулам (75)–(77) и построить графики  $z_{\Pi} = f(v)$  и  $z_{\text{ч}} = f(v)$ . Принять  $l_{Г.Н} = 10$  м,  $q_0 = 0,01$  м.

Ограничения скорости автомобиля по предельным ускорениям колебаний

$$\ddot{z}_{\Pi} = z_{\Pi} (2\pi f)^2 ; \quad (78)$$

$$\ddot{z}_{\text{ч}} = z_{\text{ч}} (2\pi f)^2 . \quad (79)$$

Вычисления  $\ddot{z}_{\Pi}$  и  $\ddot{z}_{\text{ч}}$  провести при вышеотмеченных условиях и построить графики  $\ddot{z}_{\Pi} = f(v)$  и  $\ddot{z}_{\text{ч}} = f(v)$ . По этим графикам определить предельные значения скоростей  $v_{\Pi \max}$  и  $v_{\text{ч} \max}$ , ограничиваемые допускаемыми ускорениями колебаний подрессоренной массы и водителя.

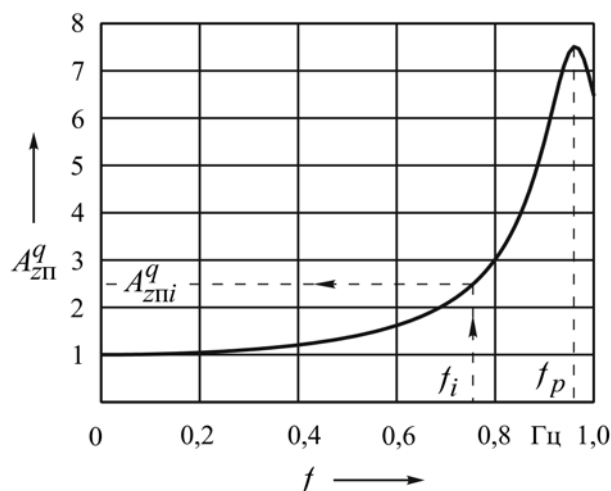


Рисунок 2 – Фрагмент графика АЧХ поддрессоренной массы автомобиля

Амплитуды гармонических неровностей дороги, при которых наступает пробой подвески,

$$q_0(v) = \frac{\Delta_{сж} g}{\Delta_{ст} (2\pi f)^2 A_{z\Pi}^q}. \quad (80)$$

По результатам вычислений построить график  $q_0 = f(v)$ .

## 7 Оценка управляемости и устойчивости автомобиля.

### 7.1 Кинематика поворота автомобиля без учета увода колес.

Зависимость между углами поворота управляемых колес определяется выражением

$$\theta_{\text{H}} = \text{arctg} \left( \frac{1}{(l_0/L) + (\cos \theta_{\text{B}} / \sin \theta_{\text{B}})} \right), \quad (81)$$

где  $\theta_{\text{H}}$ ,  $\theta_{\text{B}}$  – углы поворота наружного и внутреннего колес, рад;

$l_0$  – расстояние между осями шкворней, м.

При отсутствии данных принять  $l_0 = 0,7B_1$ , где  $B_1$  – колея передних колес.

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

Радиус поворота автомобиля без учета увода колес вычисляется по двум формулам:

$$R_{\text{H}} = L(\text{ctg} \theta_{\text{H}} + \text{ctg} \theta_{\text{B}}) / 2 = L(\cos \theta_{\text{H}} / \sin \theta_{\text{H}} + \cos \theta_{\text{B}} / \sin \theta_{\text{B}}) / 2; \quad (82)$$

$$R'_{\text{H}} = L / \text{tg} \theta = L / \text{tg} [(\theta_{\text{H}} + \theta_{\text{B}}) / 2]. \quad (83)$$

Формула (83) дает приближенное значение  $R_{\Pi}$ , а формула (82) соответствует зависимости между  $\theta_{\text{H}}$  и  $\theta_{\text{B}}$ , устанавливаемой формулой (81), при которой обеспечивается качение колес без бокового скольжения.

Построить на одном рисунке графики зависимостей  $R_{\Pi}$  и  $R'_{\Pi}$  от  $\theta_{\text{B}}^{\circ}$ .

## 7.2 Поворачиваемость автомобиля с учетом увода колес.

Свойство автомобиля изменять кривизну траектории при изменении скорости называется статической поворачиваемостью [5]. Для ее количественной оценки используют коэффициент статической поворачиваемости, вычисляемый из соотношения

$$\eta_{\text{пов}} = \frac{m_{a2}/k_{\text{ув}2}}{m_{a1}/k_{\text{ув}1}} = \frac{l_1 k_{\text{ув}1}}{l_2 k_{\text{ув}2}}, \quad (84)$$

где  $k_{\text{ув}1}$ ,  $k_{\text{ув}2}$  – коэффициенты сопротивления уводу колес переднего и заднего мостов, Н/рад.

Для шин легковых автомобилей  $k_{\text{ув}} = 15 \dots 40$  кН/рад, для шин грузовых автомобилей  $k_{\text{ув}} = 60 \dots 120$  кН/рад. При определении значений  $k_{\text{ув}1}$  и  $k_{\text{ув}2}$  необходимо учесть зависимость  $k_{\text{ув}}$  от давления воздуха в шинах и количество шин данного моста  $n_{\text{ш}i}$ :

$$k_{\text{ув}i} = k_{\text{ув}} n_{\text{ш}i}. \quad (85)$$

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

$$v_{\text{кр}\omega} = L \sqrt{\frac{k_{\text{ув}1} k_{\text{ув}2}}{m_a (l_1 k_{\text{ув}1} - l_2 k_{\text{ув}2})}}. \quad (86)$$

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

При  $\eta_{\text{пов}} < 1$  или  $\eta_{\text{пов}} > 1$  радиус поворота автомобиля  $R_{\Pi}^*$  зависит не только от угла поворота управляемых колес  $\theta$ , но и от скорости движения автомобиля  $v_x$ :

$$R_{\Pi}^* = \frac{L}{\theta} \left[ 1 + \left( \frac{m_{a1}}{k_{\text{ув}1}} - \frac{m_{a2}}{k_{\text{ув}2}} \right) \frac{v_x^2}{L} \right]. \quad (87)$$

Определить  $R_{\Pi}^*$  для трех значений  $\theta$  (2, 4 и 6 градусов), варьируя значения скорости  $v_x$  от 0 до 30 м/с через 2 м/с. Значения  $\theta$  подставляют в формулу (87)

в радианах. Построить на одном рисунке графики зависимостей  $R_{\Pi}^*$  от  $v_x$  при принятых значениях  $\theta$ .

Углы увода колес переднего и заднего мостов

$$\delta_{yB1} = m_{a1} v_x^2 / (R_{\Pi}^* k_{yB1}); \quad (88)$$

$$\delta_{yB2} = m_{a2} v_x^2 / (R_{\Pi}^* k_{yB2}). \quad (89)$$

Построить на одном рисунке графики зависимостей  $\delta_{yB1}$  и  $\delta_{yB2}$  от  $v_x$  при принятых значениях  $\theta$ .

### 7.3 Траекторная управляемость автомобиля.

Характеристика траекторной управляемости автомобиля представляет собой зависимость кривизны траектории  $K = 1/R_{\Pi}^*$  от угла поворота рулевого колеса  $\alpha_p$ , определяемую с учетом увода колес [5]:

$$K = \frac{1}{L} \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha_p}{u_p} \right) + \frac{m_a v_x^2 (l_1 k_{yB1} - l_2 k_{yB2})}{R_{\Pi}^* L^2 k_{yB1} k_{yB2}}, \quad (90)$$

где  $u_p$  – передаточное число рулевого привода.

Единица измерения кривизны 1/м. 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  $\alpha_p$  в пределах от  $10^\circ$  до  $120^\circ$  через  $5^\circ$ . Для автомобилей категорий  $M_1, M_2, N_1$  принимают скорость  $v_x = 80$  км/ч, а для категорий  $M_3, N_2, N_3$   $v_x = 60$  км/ч.

В формуле (90) скорость  $v_x$  – в метрах в секунду, а угол  $\alpha_p$  – в радианах. Значение  $R_{\Pi}^*$  для формулы (90) вычисляют по формуле (87), учитывая, что  $\theta = \alpha_p / u_p$ . Одновременно с вычислением  $R_{\Pi}^*$  и  $K$  определяют боковое ускорение автомобиля  $a_y$  по формуле

$$a_y = \frac{v_x^2}{R_{\Pi}^*}. \quad (91)$$

По результатам вычислений необходимо построить графики функций  $K = f(\alpha_p)$ ,  $R_{\Pi}^* = f(\alpha_p)$ ,  $a_y = f(\alpha_p)$ . На графиках  $\alpha_p$  принимают в градусах. По графику  $K = f(\alpha_p)$  оценивают поворачиваемость автомобиля. Для этого график, полученный на основе формулы (90), 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 (90). По графику  $K = f(\alpha_p)$  определяют также величину кривизны траектории при заданном значении  $\alpha_p$ .

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

$$\alpha_{p \min} \leq \alpha_p^* \leq \alpha_{p \max}, \quad (92)$$

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

– для автомобилей категорий  $M_1, M_2, N_1$

$$\alpha_{p \min} = (0,84L + 0,48)u_p \cdot 10^{-2}; \quad (93)$$

$$\alpha_{p \max} = (0,84L + 5,0)u_p \cdot 10^{-2}; \quad (94)$$

– для автомобилей категорий  $M_3, N_2, N_3$

$$\alpha_{p \min} = (0,72L + 0,20)u_p \cdot 10^{-2}; \quad (95)$$

$$\alpha_{p \max} = (0,72L + 2,60)u_p \cdot 10^{-2}. \quad (96)$$

В формулах (93)–(96)  $\alpha_{p \min}$  и  $\alpha_{p \max}$  – в радианах.

Выполнения условия (92) для конкретного автомобиля добиваются выбором следующих параметров:  $u_p$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $k_{ув1}$ ,  $k_{ув2}$ .

#### 7.4 Устойчивость автомобиля.

В ПЗ вначале излагают, по каким показателям оценивается устойчивость автомобиля. Затем выполняют их определение.

Критическая скорость по боковому опрокидыванию

$$v_{кр.оп} = \sqrt{BLg/(2h_c\theta)}. \quad (97)$$

При вычислении  $v_{кр.оп}$  принять значение колеи передних колес  $B = B_1$ .

Варьируя  $\theta$  в пределах от  $2^\circ$  до  $10^\circ$  через  $1^\circ$ , выполнить вычисления и постро-

ить график зависимости  $v_{кр.оп}$  от  $\theta$ . Значения  $\theta$  в формуле (97) и далее – в радианах, а на графиках – в градусах.

Критическая скорость по боковому скольжению

$$v_{кр\phi} = \sqrt{\varphi_y L g / \theta}. \quad (98)$$

Варьируя  $\theta$  в тех же пределах, выполнить вычисления для  $\varphi_y = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$  и построить графики зависимостей  $v_{кр\phi}$  от  $\theta$  при различных  $\varphi_y$ .

Коэффициент поперечной устойчивости

$$\eta_{п.у} = 0,5B/h_c. \quad (99)$$

Критический угол косогора по боковому опрокидыванию

$$\beta_{кр.оп} = \arctg \eta_{п.у}. \quad (100)$$

Критический угол косогора по боковому скольжению

$$\beta_{кр\phi} = \arctg \varphi_y. \quad (101)$$

Вычисления  $\beta_{кр\phi}$  произвести для вышеуказанных  $\varphi_y$  и построить график зависимости  $\beta_{кр\phi}$  от  $\varphi_y$ . Значения  $\beta_{кр.оп}$  и  $\beta_{кр\phi}$  вычислить в градусах.

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

$$\lambda_{кр} = \frac{h_\lambda m_{п} a_y}{c_\lambda - h_\lambda m_{п} g}, \quad (102)$$

где  $h_\lambda$  – плечо крена, м;

$m_{п}$  – поддресоренная масса автомобиля с полной нагрузкой, кг;

$c_\lambda$  – коэффициент угловой жесткости подвески, Н·м/рад,

$$c_\lambda = 0,5c_p \eta_p B_p^2; \quad (103)$$

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

$\eta_p$  – коэффициент увеличения жесткости при скручивании упругого элемента;

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

При  $a_y = 4 \text{ м/с}^2$  угол крена не должен превышать  $7^\circ$ .

В ПЗ необходимо привести схему определения плеча крена поддресоренной массы  $h_\lambda$ , принимая во внимание типы подвесок переднего и заднего мостов автомобиля.

### 7.5 Оценка устойчивости против заноса заднего моста автомобиля при движении на повороте.

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 3, а).

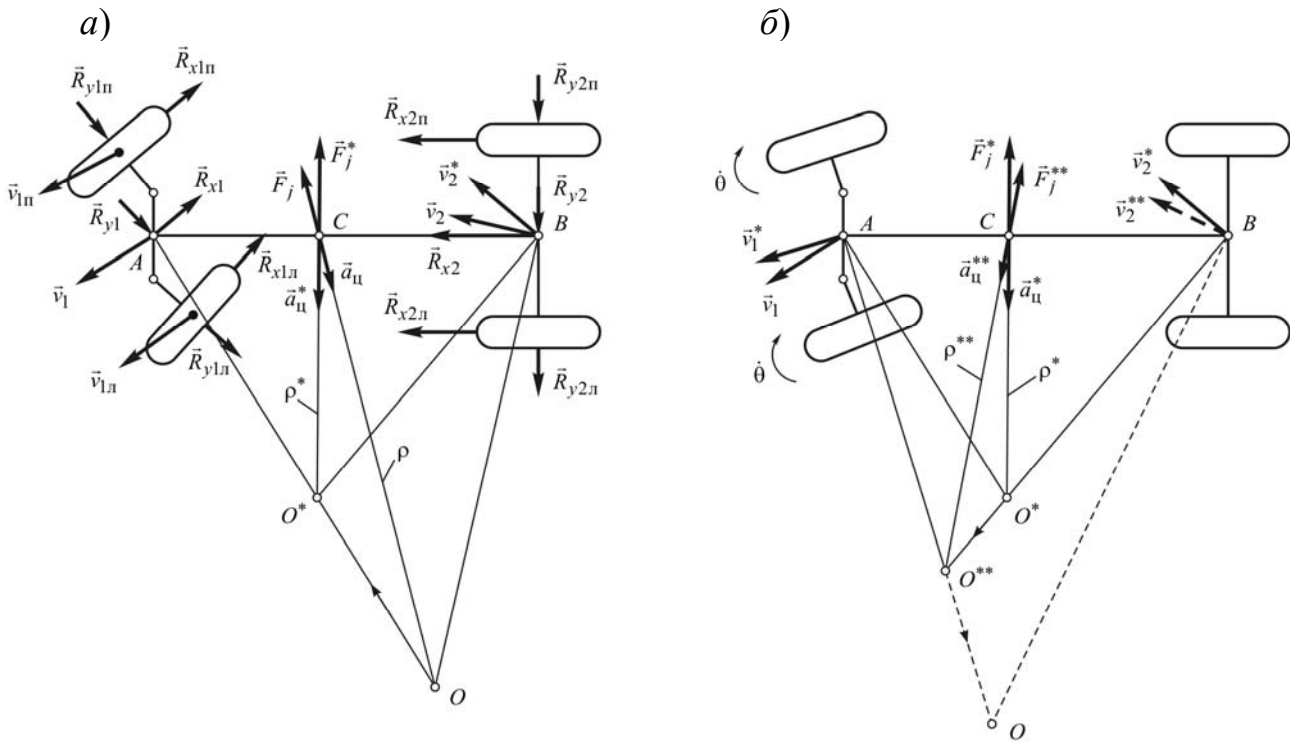


Рисунок 3 – Схема заноса заднего моста автомобиля при движении на повороте

Рассмотрим условия, при которых может возникнуть занос заднего моста, т. е. боковое скольжение его колес. Скольжение колес заднего моста будет отсутствовать при выполнении неравенства

$$\sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} \leq \phi R_{z2}, \quad (104)$$

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

Коэффициент сцепления  $\phi$  – величина переменная и в зависимости от погодных условий может изменяться в широких пределах, в том числе на коротких участках пути. Если в процессе движения произойдет снижение  $\phi$  и нарушится условие (104), то возникнет боковое скольжение и начнется занос заднего моста. 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  $\rho^*$



уменьшается ( $\rho^* < \rho$ ), а сила инерции возрастает  $F_j^* > F_j$ . Так как этот процесс происходит непрерывно, то явление заноса прогрессирует.

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

$$K_{уст} = \frac{\varphi R_{z2}}{\sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2}}. \quad (105)$$

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

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

$$R_{z2} = m_a g l_1 / L. \quad (106)$$

Реакция  $R_{x2}$  зависит от режима работы задних колес и дорожных условий. Для переднеприводного автомобиля задние колеса ведомые, поэтому

$$R_{x2} = f_a R_{z2}, \quad (107)$$

где  $f_a$  – коэффициент сопротивления качению.

Для заднеприводного автомобиля

$$R_{x2} = M_{к.в2} / r_k = M_f / r_k + F_w = f_a m_a g + k_w A_{л} v_x^2. \quad (108)$$

Реакция  $R_{y2}$  определяется по формуле

$$R_{y2} = F_{jy} l_1 / L, \quad (109)$$

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

$$F_{jy} = m_a v_x^2 / R_{\Pi}^*. \quad (110)$$

Радиус поворота автомобиля с учетом углов увода передних  $\delta_{ув1}$  и задних  $\delta_{ув2}$  колес

$$R_{\Pi}^* = \frac{L}{\text{tg}(\theta - \delta_{ув1}) + \text{tg} \delta_{ув2}}. \quad (111)$$

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

$$\delta_{ув2} = \frac{m_a v_x^2 l_1}{L R_{\Pi} k_{ув2}} k_{\varphi}, \quad (112)$$

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

$k_\varphi$  – коэффициент, учитывающий влияние бокового скольжения задних колес на угол их увода.

Значение  $k_\varphi$  зависит от величины коэффициента сцепления  $\varphi$ . Эту зависимость можно определить по эмпирической формуле

$$k_\varphi = b_0 + b_1\varphi + b_2\varphi^2 + b_3\varphi^3 + b_4\varphi^4 + b_5\varphi^5 + b_6\varphi^6, \quad (113)$$

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  $\delta_{ув1}$  можно приближенно определять без учета их бокового скольжения:

$$\delta_{ув1} = \frac{m_a v_x^2 l_2}{LR_\Pi k_{ув1}}. \quad (114)$$

При выполнении курсовой работы принять скорость автомобиля  $v_x = 80$  км/ч;  $f_a = 0,025$ . Определить зависимости  $k_\varphi = f(\varphi)$ ,  $\delta_{ув2} = f(\varphi)$ ,  $R_\Pi^* = f(\varphi)$ ,  $F_{jy} = f(\varphi)$ ,  $K_{уст} = f(\varphi)$  при двух значениях угла поворота управляемых колес  $\theta = 2^\circ$  и  $\theta = 4^\circ$ , варьируя значение  $\varphi$  в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,05, и построить графики этих зависимостей. Определить условия, при которых начнется занос заднего моста автомобиля. Дать описание действий, необходимых для прекращения начавшегося заноса, используя схемы на рисунке 3, а, б.

В заключение раздела 7 дать оценку свойств управляемости и устойчивости проектируемого автомобиля.

## 8 Оценка проходимости автомобиля.

### 8.1 Определение параметров, характеризующих воздействие колес автомобиля на опорную поверхность дороги.

Нормальная нагрузка на наиболее нагруженную шину:

– нагрузка на шину ведомого колеса

$$F_{zH} = \frac{(m_a - m_\varphi)g}{n_{\text{ШН}}}; \quad (115)$$

– нагрузка на шину ведущего колеса

$$F_{zB} = \frac{m_\varphi g}{n_{\text{ШВ}}}, \quad (116)$$

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

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

$m_\varphi$  – сцепная масса.

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

$$l_k = 2\sqrt{r_c^2 - r_{ст}^2}. \quad (117)$$

Контурная площадь контакта

$$A_k = B_{ш} l_k. \quad (118)$$

## 8.2 Определение показателей опорно-цепной проходимости.

Коэффициент цепной массы

$$k_{\phi} = m_{\phi} / m_a. \quad (119)$$

Нагрузки на мосты автомобиля:

– ведомый мост

$$F_{H.M} = (m_a - m_{\phi})g; \quad (120)$$

– ведущий мост

$$F_{B.M} = m_{\phi}g / n_{B.M}, \quad (121)$$

где  $n_{B.M}$  – количество ведущих мостов многоприводного автомобиля.

Значения  $F_{H.M}$  и  $F_{B.M}$  необходимо сравнить с допускаемыми нормативными значениями, приведенными в [5, параграф 6.4].

Средняя величина давления колес на опорную поверхность:

– на поверхности контакта

$$p_k = R_z / A_k; \quad (122)$$

– по выступам рисунка протектора

$$p_{пр} = p_k / k_{пр}. \quad (123)$$

Значение  $k_{пр}$  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  $p_k$  и  $p_{пр}$  с допускаемым давлением на дорогу с усовершенствованным покрытием [5, параграф 12.2].

Коэффициент проходимости по несущей способности опорной поверхности дороги

$$\Pi_p = 1 - p_k / p_s, \quad (124)$$

где  $p_s$  – несущая способность грунта, Па.

Используя графики зависимости  $p_s$  от относительной влажности  $W$  различных грунтов [5, рисунок 12.10], определить, на каком виде грунта и при каких значениях относительной влажности  $W$  возможно движение автомобиля.

Для этого построить графики  $p_s = f(W)$  и нанести горизонтальную линию  $p_k$ . Значения  $W$ , при которых  $p_k < p_s$ , обеспечивают выполнение условий проходимости автомобиля на данном виде грунта.

Динамический фактор по сцеплению ведущих колес с дорогой

$$D_\varphi = \frac{\varphi_x R_{zB}}{m_a g}, \quad (125)$$

где  $\varphi_x$  – коэффициент сцепления.

Максимальный преодолеваемый уклон по условиям сцепления

$$h_\varphi = D_\varphi - f_a, \quad (126)$$

где  $f_a$  – коэффициент сопротивления качению.

Варьируя  $\varphi_x$  в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,05, вычислить  $D_\varphi$  и  $h_\varphi$  для следующих значений  $f_a$ : 0,02; 0,04; 0,06; 0,1 и построить графики зависимостей  $h_\varphi = f(\varphi_x)$ . Оценить возможность движения автомобиля в заданных условиях.

### 8.3 Определение высоты преодолеваемого порогового препятствия.

Для ведомых колес используются формулы

$$F_x = R_{zH} \sqrt{2r_c H_{\text{пр}} - H_{\text{пр}}^2} / (r_c - H_{\text{пр}}); \quad (127)$$

$$F_{T\varphi} = \varphi_x R_{zB}, \quad (128)$$

где  $F_x$  – необходимое толкающее усилие ведомых колес, Н;

$F_{T\varphi}$  – 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 (127) и (128) необходимо получить зависимость  $H_{\text{пр}} = f(\varphi_x)$  и построить график этой зависимости. Значение  $\varphi_x$  варьировать в пределах 0,1...1,0 через 0,05. При решении уравнений (127) и (128) принять  $F_{T\varphi} = F_x$ . По уравнению (127) построить график зависимости  $F_x = f(H_{\text{пр}})$ , варьируя значение  $H_{\text{пр}}$  в пределах от нуля до  $0,5r_c$ .

Зависимость  $H_{\text{пр}} = f(\varphi_x)$  можно также получить графоаналитическим способом. Для этого на график  $F_x = f(H_{\text{пр}})$  необходимо нанести горизонтальные линии, соответствующие значениям  $F_{T\varphi}$ , вычисляемым по формуле (128) при различных  $\varphi_x$ . В точках пересечения графика  $F_x = f(H_{\text{пр}})$  с линиями  $F_{T\varphi}$  находятся искомые координаты  $H_{\text{пр}i}$  точек, соответствующих принятым значениям  $\varphi_{xi}$ , где  $i$  – номер точки.

Для ведущих колес используются формулы

$$\operatorname{tg}\alpha = (r_c - H_{\text{пр}}) / \sqrt{2r_c H_{\text{пр}} - H_{\text{пр}}^2}; \quad (129)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{\varphi} = 1/\varphi_x, \quad (130)$$

где  $\alpha$  – угол наклона к горизонту нормальной составляющей реакции порогового препятствия.

Совместное решение уравнений (129) и (130) позволяет получить зависимость  $H_{\text{пр}} = f(\varphi_x)$  и построить график этой зависимости, принимая  $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\alpha_{\varphi}$ .

Решение задачи также возможно графоаналитическим методом. При этом на график зависимости  $\operatorname{tg}\alpha = f(H_{\text{пр}})$  наносятся горизонтальные линии, соответствующие значениям  $\operatorname{tg}\alpha_{\varphi}$  при различных  $\varphi_x$ . В точках пересечения графиков  $\operatorname{tg}\alpha$  и  $\operatorname{tg}\alpha_{\varphi}$  находят искомые значения  $H_{\text{пр}}$  и строят график зависимости  $H_{\text{пр}} = f(\varphi_x)$ .

#### 8.4 Влияние дифференциалов на проходимость автомобиля.

Дифференциалы ухудшают проходимость автомобиля [5], поэтому необходимо проанализировать их влияние на динамический фактор по сцеплению  $D_{\varphi}$ , вычисляемый по формуле

$$D_{\varphi} = M_{\varphi} / (m_a g r_k), \quad (131)$$

где  $M_{\varphi}$  – суммарный момент на ведущих колесах по сцеплению, Н·м.

**Межосевой дифференциал двухосного полноприводного автомобиля.** При анализе проходимости двухосного полноприводного автомобиля с межосевым дифференциалом принять, что все дифференциалы данного автомобиля (межосевой и межколесные) симметричные. В этом случае суммарный момент по сцеплению всех ведущих колес автомобиля можно определить по формуле

$$M_{\varphi} = n_{\text{к.в}} (M_{\varphi i})_{\min}, \quad (132)$$

где  $n_{\text{к.в}}$  – количество ведущих колес (у двухосного автомобиля  $n_{\text{к.в}} = 4$ );

$(M_{\varphi i})_{\min}$  – наименьший момент среди всех ведущих колес.

Момент по сцеплению  $i$ -го ведущего колеса вычисляется по формуле

$$M_{\varphi i} = \varphi_{xi} R_{zi} r_k, \quad (133)$$

где  $\varphi_{xi}$  – коэффициент сцепления  $i$ -го колеса с дорогой;

$R_{zi}$  – нормальная реакция дороги на  $i$ -е колесо;

$r_k$  – радиус качения (принимается одинаковым для всех колес).

Если  $\varphi_{xi}$  одинаковые для всех колес, то, согласно формуле (133),  $(M_{\varphi i})_{\min}$  будет у колеса с наименьшей нормальной реакцией  $R_{zi}$ . Полагая

равномерное распределение нагрузки на левое и правое колеса, выбирают ведущий мост с наименьшей нагрузкой и вычисляют искомое значение  $R_{zi}$  по формуле

$$R_{zi} = 0,5m_{aj}g, \quad (134)$$

где  $m_{aj}$  – масса, приходящаяся на колеса наименее нагруженного ведущего моста.

Для одного из колес данного моста принимают минимальный коэффициент сцепления  $\varphi_{xi} = \varphi_{\min}$ , а для остальных колес  $\varphi_{xi} = \varphi_{\max}$ . Это соответствует наихудшим условиям проходимости автомобиля. Значение  $\varphi_{\min}$  необходимо варьировать в пределах от 0,1 до 0,8 через 0,05, а для остальных колес принять  $\varphi_{\max} = 0,8$  и вычислить получаемые при этом значения  $(M_{\varphi i})_{\min}$  по формуле

$$(M_{\varphi i})_{\min} = \varphi_{\min}R_{zi}r_k. \quad (135)$$

Затем вычислить значения  $M_{\varphi}$  по формуле (132) и  $D_{\varphi}$  по формуле (131).

Для оценки влияния симметричных дифференциалов двухосного полноприводного автомобиля на проходимость необходимо определить значения  $M_{\varphi}$  и  $D_{\varphi}$ , получаемые при полной блокировке всех дифференциалов. В этом случае  $M_{\varphi}$  находится по формуле

$$M_{\varphi} = \sum M_{\varphi i} = \sum \varphi_{xi}R_{zi}r_k. \quad (136)$$

При вычислениях по формуле (136) принимаются те же дорожные условия, что и при неблокированных дифференциалах.

По результатам вычислений построить графики  $D_{\varphi} = f(\varphi_x)$  при блокированных и неблокированных дифференциалах.

**Межколесный дифференциал двухосного неполноприводного автомобиля.** Применяемые на двухосных неполноприводных автомобилях межколесные дифференциалы различаются величиной внутреннего трения.

Для межколесного дифференциала с малым внутренним трением применимы формулы (131)–(136). В этом случае  $R_{zi}$  – это нормальная реакция дороги на правое или левое колесо. Обычно принимают  $R_{z1} = R_{z2} = R_{zB}/2$ , где  $R_{zB}$  – суммарная нормальная реакция дороги на колеса ведущего моста. Тогда при неблокированном межколесном дифференциале  $M_{\varphi}$  вычисляется по формуле

$$M_{\varphi} = 2(M_{\varphi i})_{\min} = \varphi_{\min}R_{zB}r_k, \quad (137)$$

а при блокированном межколесном дифференциале – по формуле

$$M_{\varphi} = 0,5(\varphi_{\min} + \varphi_{\max})R_{zB}r_k. \quad (138)$$

Для межколесного дифференциала повышенного трения

$$M_{\varphi} = 2(M_{\varphi i})_{\min} / (1 - k_{\zeta}), \quad (139)$$

где  $k_{\zeta}$  – коэффициент блокировки дифференциала.

Варьируя  $\varphi_{\min}$  в пределах от 0,1 до 1,0 через 0,05, вычислить  $D_{\varphi}$  и построить графики  $D_{\varphi} = f(\varphi_x)$  для значений  $k_{\zeta}$ : 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4, а также график для заблокированного дифференциала, полагая  $\varphi_{\max} = 1$ . Анализируя полученные графики, оценить эффективность дифференциала повышенного трения и определить пределы возможного и целесообразного изменения значений  $k_{\zeta}$  в зависимости от  $\varphi_x$ .

В ПЗ необходимо привести схему простого конического дифференциала, формулы и описание основных его физических свойств.

### **Заключение.**

В заключении подводятся итоги выполненной работы по функциональному проектированию автомобиля. Отмечается перечень выполненных работ. Дается оценка достигнутых результатов по выполнению технических требований к показателям эксплуатационных свойств проектируемого автомобиля и его конкурентоспособности в сравнении с лучшими образцами мирового автомобилестроения. Формулируются выводы о целесообразности организации производства данного типа автомобиля. Предлагаются рекомендации по возможному улучшению показателей качества и эффективности автомобиля.

## **Список литературы**

- 1 Автомобили. Основы проектирования : учебное пособие для вузов / М. С. Высоцкий [и др.]; под ред. М. С. Высоцкого. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 152 с.
- 2 **Кравец, В. Н.** Проектирование автомобиля : учебное пособие / В. Н. Кравец. – Н. Новгород : Нижегород. политехн. ин-т, 1992. – 230 с.
- 3 Краткий автомобильный справочник НИИАТ. – Москва : Транспорт, 1983. – 220 с.
- 4 Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / А. И. Гришкевич [и др.]; под общ. ред. А. И. Гришкевича. – Москва: Машиностроение, 1984. – 272 с.
- 5 **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
- 6 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2016. – 592 с.
- 7 **Тарасик, В. П.** Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2013. – 448 с.

8 Теория автомобиля: методические рекомендации к лабораторным работам для студентов 1-37 01 02 «Автомобилестроение» дневной формы обучения / Сост. В. П. Тарасик. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2018. – 44 с.

9 **ГОСТ 22576–90**. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – Москва : Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.

10 **ГОСТ 20306–90**. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Москва : Изд-во стандартов, 1991. – 32 с.

11 **ГОСТ 21398–89**. Автомобили грузовые. Общие технические требования. – Москва : Изд-во стандартов, 1990. – 14 с.

12 **ГОСТ 22895–77**. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Технические требования. – Москва : Изд-во стандартов, 1986. – 19 с.

13 **ГОСТ 12.1.012–90**. Вибрационная безопасность. Общие требования. – Москва : Изд-во стандартов, 1986. – 54 с.

14 **ГОСТ 4754–97**. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия. – Минск: Изд-во стандартов, 1998. – 24 с.

15 **ГОСТ 5513–97**. Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. Технические условия. – Минск: Изд-во стандартов, 1998. – 22 с.