



4853003

На правах рукописи

Семенов

СЕМЕНОВ Никита Владимирович

**МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ
С УЧЁТОМ ПОПЕРЕЧНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВА**

Специальность 05.05.03 – колёсные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

1 5 СЕН 2011

Санкт-Петербург – 2011

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук
Шеломов Владимир Борисович

Официальные оппоненты: доктор технических наук
Рождественский Сергей Владимирович

кандидат технических наук,
доцент

Панов Николай Александрович

Ведущая организация: ЗАО «ПКБ «Автоматика» – дочернее общество
ОАО «Кировский завод»

Защита состоится «18» октября 2011 г. в 16⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.24 при ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корпус № 1, ауд. 41.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан «22» августа 2011 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета,
к.т.н., доцент



Бортыков Д.Е.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. В современном автомобилестроении постоянно ужесточаются требования к безопасности, в том числе к устойчивости, управляемости и вибрационной защите водителя, пассажиров и перевозимых грузов. Для выполнения этих требований разработчикам необходимо учитывать перемещения и колебания кузова в различных направлениях. Значительную роль в оценке устойчивости автомобиля и его плавности хода играют углы наклона и колебания кузова в поперечной плоскости.

В настоящий момент расчёт параметров подвески осуществляется исходя из обеспечения требуемой плавности хода при вертикальных колебаниях кузова автомобиля. При этом параметры подвески, обеспечивающие требуемую устойчивость, рассчитываются отдельно от плавности хода. Несмотря на то, что параметры элементов подвески, обеспечивающих устойчивость автомобиля (угловая жёсткость стабилизатора поперечной устойчивости, угловая жёсткость упругого элемента) в малой степени влияют на вертикальные колебания кузова автомобиля, они в значительной степени оказывают влияние на поперечно-угловые колебания. При этом мероприятия, направленные на улучшение устойчивости автомобиля, приводят к росту поперечно-угловых ускорений и, как следствие, снижению плавности хода.

Исследованием поперечно-угловых колебаний при воздействии неровностей дороги на колёса автомобиля занимались: Гришкевич А.И., Жуков А.В., Пархиловский И.Г., Полунгян А.А., Силаев А.А., Смирнов Г.А., Хачатуров А.А. и др. В трудах Иларионова В.А., Ищенко В.Н., Hales F.D. рассмотрены методики расчёта поперечно-угловых колебаний при воздействии боковой силы (сила ветра, центробежная сила при движении по криволинейной траектории). Методы лабораторных и дорожных экспериментальных исследований колебаний автомобиля и подвески достаточно подробно обобщены в работе Певзнера Я.М.

Предложенные методики позволяют оценивать плавность хода и устойчивость автомобиля, однако не позволяют делать это одновременно. Также не да-

ют ответа на вопрос: какие параметры должна иметь система поддрессирования, чтобы одновременно удовлетворялись требования по плавности хода и устойчивости.

Таким образом, совершенствование методики расчёта параметров подвески легкового автомобиля, одновременно учитывающей заданные требования по плавности хода и устойчивости автомобиля, представляет актуальную задачу. Её решение позволит обоснованно подбирать параметры подвески при проектно-расчётном расчёте, что приведёт к снижению затрат на проведение полигонных испытаний и доводку подвески.

Цель работы – совершенствование методики расчёта параметров подвески автомобиля учётом поперечно-угловых колебаний кузова, обеспечивающей как устойчивость, так и плавность хода.

Задачи исследования:

1. Проанализировать существующие методики расчёта поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля. Обосновать необходимость их совершенствования.
2. Разработать математическую модель системы поддрессирования, позволяющую оценить поперечно-угловые колебания кузова автомобиля при силовом и кинематическом воздействии.
3. Разработать методику экспериментального исследования поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля. Провести стендовые и дорожные испытания для проверки адекватности разработанной математической модели.
4. Исследовать влияние параметров системы поддрессирования на поперечно-угловые колебания кузова автомобиля при его движении по дорожным неровностям.
5. Уточнить методику проектно-расчётного расчёта жёсткости стабилизатора и упругого элемента подвески учётом поперечно-угловых ускорений кузова автомобиля при его движении по дорожным неровностям.

Методы исследований. Теоретические методы исследования основываются на теории движения и эксплуатационных свойствах транспортных машин,

теории автоматического управления, дифференциальных уравнений и операционного метода вычислений. Экспериментальные исследования выполнены с помощью специализированной стендовой и измерительной аппаратуры в соответствии с разработанной методикой.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. В математической модели системы поддрессирования произведён одновременный учёт как силового, так и кинематического воздействия на поперечно-угловые колебания кузова автомобиля.

2. Исследовано влияние жёсткости стабилизатора на параметры поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля.

3. Методика выбора жёсткости стабилизатора и подвески автомобиля при проектировочном расчёте была уточнена учётом поперечно-угловых ускорений кузова автомобиля при его движении по дорожным неровностям.

Практическая ценность диссертационной работы состоит в том, что её результаты позволяют оценивать угловые перемещения и ускорения кузова в поперечной плоскости в различных режимах движения автомобиля, а также обоснованно выбирать параметры подвески, в том числе жёсткость стабилизатора, на стадии проектирования подвески автомобиля.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на XXXVI, XXXVIII и XXXIX Неделе науки СПбГПУ в 2008, 2009 и 2010 гг.

Публикации. Основной материал диссертации опубликован в шести печатных работах, среди которых три статьи в журналах, входящих в «Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендуемых для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание учёной степени кандидата наук», три тезиса доклада.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и восьми приложений. Она изложена на 124 страницах машинописного текста, включает 61 рисунок, 21 таблицу и список литературы из 81 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, формулируется цель, приводится постановка задач и краткое содержание работы по разделам, дана оценка новизны и практической ценности полученных результатов, сформулированы защищаемые положения.

В первой главе проведён обзор работ в области исследования плавности хода и устойчивости транспортных средств, сделан вывод о необходимости учёта поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля при анализе и проектировании его подвески.

Плавность хода изучалась Ведемейером Е.А., Певзнером Я.М., Ротенбергом Р.В., Силаевым А.А., Цимбалиным В.Б., Хачатуровым А.А., Чудаковым Е.А., Яценко Н.Н. и изложена в учебниках Зимелёва Г.В., Фалькевича Б.С. и др.

Несмотря на многочисленность методов расчёта плавности хода, выбор параметров подвески осуществляется исходя из соблюдения установленных норм для вертикальных колебаний кузова автомобиля. Однако документы, регламентирующие нормы плавности хода, предусматривают также учёт горизонтальных продольных и поперечных колебаний. Данные требования отражены в ИСО 2631-74, ГОСТ 12.1.012 – 90, ОСТ 37.001.275 – 84. Проверка соответствия горизонтальных продольных и поперечных ускорений установленным нормам осуществляется, как правило, при проведении полигонных испытаний. Также отмечено, что при выборе параметров стабилизатора, исходя из обеспечения требуемой устойчивости, не учитывается их влияние на плавность хода. Однако известно, что при увеличении жёсткости стабилизатора растёт и угловая жёсткость подвески в целом, что в свою очередь приводит к повышению ускорений при поперечно-угловых колебаниях и, как следствие, к ухудшению плавности хода.

На основании анализа выполненных исследований была сформулирована цель настоящей работы и поставлены задачи исследования.

Вторая глава посвящена совершенствованию математической модели системы поддресоривания автомобиля для расчёта поперечно-угловых колебаний кузова. Математическая модель предназначена для исследования поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля при различных внешних воздействиях и представляет собой совокупность дифференциальных уравнений упругих и демпфирующих сил, а также уравнение моментов, действующих на поддресоренную массу автомобиля. Решение системы этих уравнений осуществляется с помощью операционного метода, целесообразность использования которого обоснована в первой главе.

При разработке математической модели были сделаны следующие допущения:

- рассматривается двухосный автомобиль с независимой подвеской передних и задних колёс;
- рассматриваются малые колебания вблизи статического положения, при этом характеристики упругих и демпфирующих элементов подвески, а также высота центра крена практически не изменяются при перемещении колёс.

Для определения параметров поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля использовалась расчётная схема системы поддресоривания, представленная на рис. 1.

Для данной схемы дифференциальные уравнения упругих, демпфирующих сил и моментов, действующих на поддресоренную массу, имеют следующий вид:

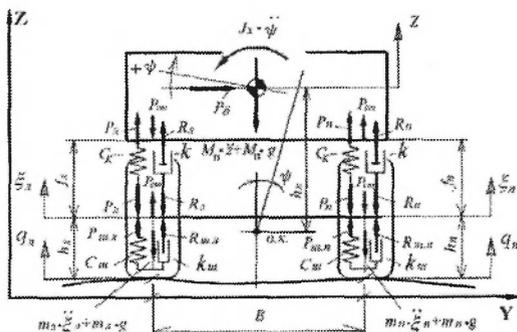


Рис. 1. Расчётная схема для определения параметров поперечно-угловых колебаний

$$M_n \ddot{z} - \sum_{i=1}^n (P_{л,i} + P_{н,i}) - \sum_{i=1}^n (R_{л,i} + R_{н,i}) = 0,$$

$$m_{л,i} \ddot{\xi}_{л,i} + P_{л,i} + R_{л,i} - F_{ш,л,i} - F_{ш,л,i} - P_{ст,i} = 0,$$

$$m_{n,i} \ddot{\xi}_{n,i} + P_{n,i} + R_{n,i} - P_{ш,n,i} - R_{ш,n,i} + P_{ст,i} = 0,$$

$$J_x \ddot{\psi} - \sum_{i=1}^n \left((P_{л,i} - P_{п,i}) \frac{B_i}{2} \right) - \sum_{i=1}^n \left((R_{л,i} - R_{п,i}) \frac{B_i}{2} \right) + \sum_{i=1}^n (P_{ст,i} B_i) - P_6 h_k - M_n g h_k \sin \psi = 0,$$

где M_n – подрессоренная масса автомобиля; J_x – момент инерции подрессоренной массы автомобиля относительно оси крена; $m_{л,i}$ и $m_{п,i}$ – неподдресоренные массы левой и правой стороны подвески; $P_{л,i}$ и $P_{п,i}$ – силы, действующие на кузов со стороны упругих элементов подвески; $R_{л,i}$ и $R_{п,i}$ – силы, действующие на кузов со стороны демпфирующих элементов подвески; $P_{ш,л,i}$ и $P_{ш,п,i}$ – упругие силы шин; $R_{ш,л,i}$ и $R_{ш,п,i}$ – демпфирующие силы шин; $P_{ст,i}$ – усилие, передаваемое на кузов со стороны стабилизатора; B_i – колея; P_6 – боковая сила, действующая на кузов автомобиля; h_k – плечо крена; g – ускорение свободного падения; n – число осей; i – номер оси.

Для решения этих уравнений определена передаточная функция системы подрессоривания. Учитывая метод суперпозиций, передаточная функция для поперечно-угловых колебаний была составлена для двух случаев: при воздействии на кузов автомобиля боковой силы (центробежная сила при выполнении маневра «обгон») и неровностей дороги.

Передаточная функция системы подрессоривания при воздействии на кузов автомобиля боковой силы $P_6(p)$ имеет следующий вид:

$$W_r(p) = \frac{\psi(p)}{P_6(p)} = \frac{h_k}{J_x \left[(p^2 + a_1 p + a_2) - 2b \sum_{i=1}^n \left[(k_i p + C_{к,i}) \frac{(g_{л,i} p + g_{2i})}{(p^2 + d_{л,i} p + d_{2i})} \right] \right]},$$

$$\text{где } a_1 = \frac{B^2}{2J_x} \sum_{i=1}^n k_i, \quad a_2 = \frac{B^2 \sum_{i=1}^n C_{к,i} + 4 \sum_{i=1}^n C_{ст,i} - M_n g h_k}{2J_x}, \quad b = \frac{B}{2J_x}, \quad d_{л,i} = \frac{k_i + k_{ш}}{m_i},$$

$$d_{2i} = \frac{C_{к,i} + C_{ш}}{m_i}, \quad g_{л,i} = \frac{B k_i}{2 m_i}, \quad g_{2i} = \frac{B^2 C_{к,i} + 4 C_{ст,i}}{2 B m_i}; \quad C_{к,i}, C_{ст,i} - \text{жёсткость упругого}$$

элемента и стабилизатора, приведённая к колесу; $C_{ш}$ – жёсткость шин; m_i – неподдресоренная масса; k_i – коэффициент демпфирования амортизатора, приве-

дённый к колесу; $k_{ш}$ – коэффициент демпфирования шин; B – средняя колея автомобиля; p – оператор дифференцирования.

Если на кузов автомобиля действует боковая гармоническая сила, то амплитуда поперечно-угловых перемещений кузова равна

$$\psi_r(\omega) = P_6 |W_r(j\omega)|,$$

где P_6 – амплитуда боковой гармонической силы; $W_r(j\omega) = W_r(p)_{p=j\omega}$ – амплитудно-фазовая частотная характеристика поперечно-угловых перемещений кузова при силовом воздействии; ω – частота воздействия; $j = \sqrt{-1}$.

Передаточная функция системы поддрессирования при воздействии дорожных неровностей $\Delta q(p)$ имеет следующий вид

$$W_q(p) = \frac{\psi(p)}{\Delta q(p)} = \frac{b \sum_{i=1}^n \left[(k_i p + C_{\kappa i}) \frac{(n_{1i} p + n_{2i})}{(p^2 + d_{1i} p + d_{2i})} \right]}{(p^2 + a_1 p + a_2) - 2b \sum_{i=1}^n \left[(k_i p + C_{\kappa i}) \frac{(g_{1i} p + g_{2i})}{(p^2 + d_{1i} p + d_{2i})} \right]},$$

где $n_{1i} = \frac{k_{ш}}{m_i}$, $n_{2i} = \frac{C_{ш}}{m_i}$.

Таким образом, при движении автомобиля по дороге с гармоническим микропрофилем, амплитуда поперечно-угловых ускорений кузова равна

$$\ddot{\psi}_q(\omega) = \Delta q \omega^2 |W_q(j\omega)|,$$

где Δq – разность высот неровностей между левым и правым колесом;

$W_q(j\omega) = W_q(p)_{p=j\omega}$ – амплитудно-частотная характеристика поперечно-угловых перемещений кузова при кинематическом воздействии.

Во второй главе также приведён пример расчёта поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля ВАЗ-2115 для последующего сравнения с экспериментальными данными.

В третьей главе представлена методика и результаты экспериментальных исследований поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля. Целью экспе-

риментальных исследований является проверка адекватности разработанной математической модели.

В рамках экспериментального исследования были проведены стендовые и дорожные испытания. Стендовые испытания проводились на платформенном стенде *МАНА SA 2 Euro* (рис. 2). Дорожные испытания проводились на дороге общего пользования с асфальтобетонным покрытием. В качестве объекта экспериментальных исследований использовался автомобиль ВАЗ-2115.

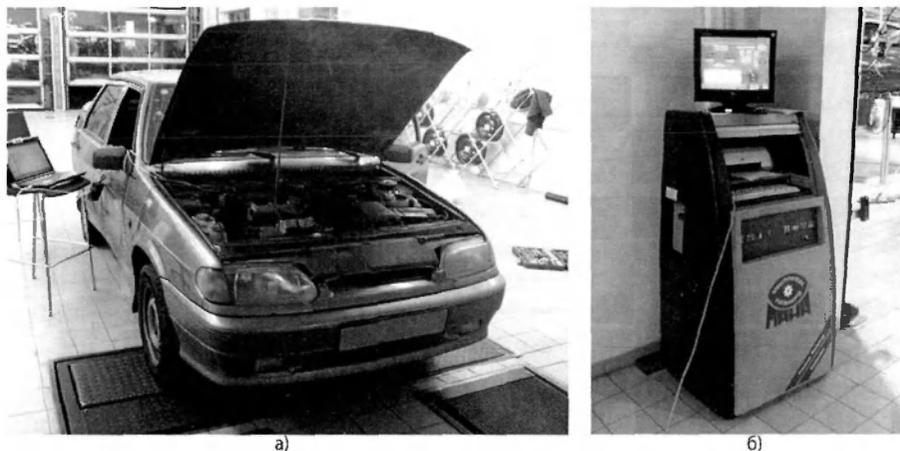


Рис. 2. Проведение стендовых испытаний:

а – размещение автомобиля на стенде; б – пульт управления вибрационным стендом

Стендовые испытания проводились при частичной загрузке (2 человека на передних сиденьях). Задачей стендовых испытаний было получение амплитудно-частотной характеристики поперечно-угловых ускорений кузова при гармоническом воздействии на колесо с заданной амплитудой. Амплитудно-частотная характеристика определялась при фиксированных значениях частоты воздействия. АЧХ была получена в диапазоне $0 \dots 50$ Гц. В ходе стендовых испытаний фиксировались вертикальные ускорения кузова над колёсами передней и задней оси (расположение датчиков в автомобиле представлено на рис. 3).



Рис. 3. Расположение датчиков: а – в моторном отсеке; б – в багажном отделении

Для измерения ускорений использовались акселерометры фирмы *Analog Devices ADXL204*. Полученный сигнал обрабатывался с помощью контроллера на базе процессорного модуля фирмы *Motorola DSP MC56F8323*.

Полученные данные записывались и обрабатывались на ЭВМ. По полученным данным были построены АЧХ поперечно-угловых ускорений кузова автомобиля при последовательном воздействии на каждое из четырёх колёс. На рис. 4 представлена АЧХ поперечно-угловых ускорений кузова над передней осью автомобиля.

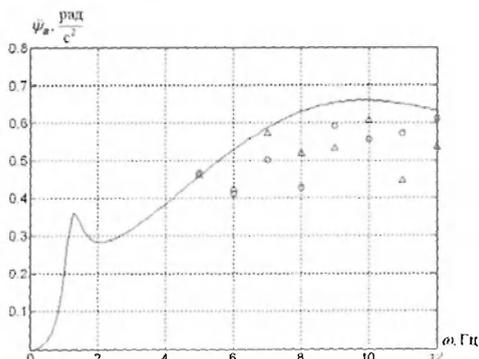


Рис. 4. АЧХ поперечно-угловых ускорений над передней осью автомобиля: ○ – при воздействии на переднее правое колесо; △ – при воздействии на переднее левое колесо; — — теоретические значения

Задачей дорожных испытаний было получение зависимости угла крена автомобиля от скорости его движения во время маневра «обгон». Во время дорожных испытаний для различных скоростей движения фиксировались значения бокового ускорения кузова автомобиля. Далее, при известном значении угловой жёсткости передней и задней подвесок, а также подрессоренной массы

автомобиля расчётным путём определялся угол крена ψ . Результаты дорожных испытаний представлены на рис. 5.

Сравнение величин поперечно-угловых ускорений и перемещений кузова

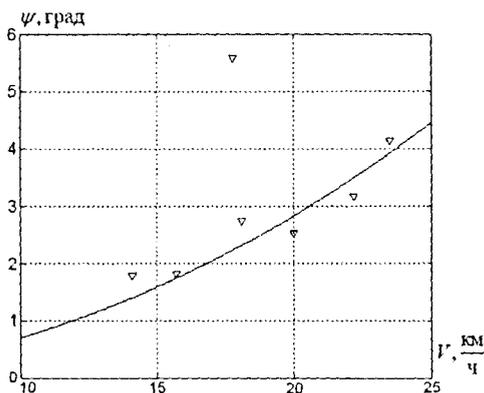


Рис. 5. Угол крена кузова автомобиля при выполнении маневра «обгон»: Δ – экспериментальные значения; _____ – теоретические значения

автомобиля, полученных при воздействии на колёса, а также при выполнении маневра «обгон», с расчётными показывает хорошую сходимость результатов.

В четвёртой главе проведено исследование влияния параметров подвески (жёсткость упругого элемента и стабилизатора, коэффициент демпфирования амортизатора) на поперечно-угловые перемещения и ускорения кузова автомобиля.

В качестве внешних воздействий рассматривались:

- неровности дороги;
- центробежная сила, действующая на кузов автомобиля при выполнении маневра «обгон»;
- резкое приложение боковой силы (маневр «рывок»).

Для сравнения использовались зависимости поперечно-угловых перемещений и ускорений кузова от относительного изменения жёсткости стабилизатора, упругого элемента, шин и коэффициента демпфирования амортизаторов, приведённых к колесу. АЧХ рассчитывались для автомобиля с частичной загрузкой. Масса передней оси – 656 кг; задней оси – 516 кг. Угол крена кузова при выполнении маневра «обгон» определялся для дороги с радиусом кривизны 20 м. Скорость выполнения маневра – 0...40 км/ч. Угол крена при выполнении маневра «рывок» определялся при действии боковой силы, действующей на кузов, равной 40 % от подрессоренной массы автомобиля. Расчёт АЧХ попереч-

но-угловых ускорений и перемещений кузова автомобиля осуществлялся при движении по дороге с высотой неровностей 20 мм.

Результаты расчёта поперечно-угловых колебаний кузова при изменении жёсткости упругого элемента C , приведённой к колесу, относительно её номинального значения C_n , показаны на рис. 6. Как видно из полученных результатов, изменение жёсткости упругого элемента не повлияло на угол крена при движении по дорожным неровностям (за оценочные показатели взяты амплитуды при резонансной частоте), как при наличии стабилизатора, так и при его отсутствии. При номинальной жёсткости упругого элемента включение стабилизатора привело к увеличению поперечно-угловых ускорений в два раза при движении по дорожным неровностям и, как следствие, к ухудшению плавности

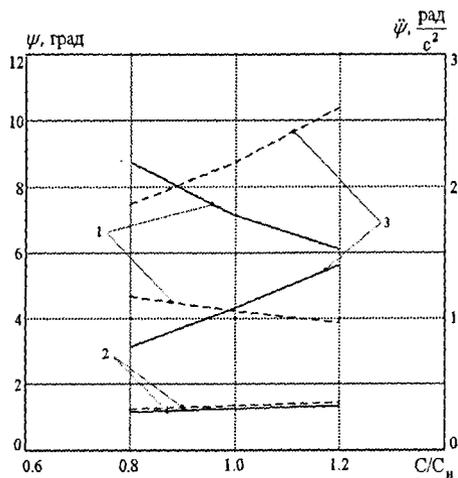


Рис. 6. Влияние жёсткости упругого элемента, приведённой к колесу, на поперечно-угловые перемещения и ускорения кузова автомобиля: 1 – угол крена в режиме «обгон»; 2 – угол крена при движении по дорожным неровностям; 3 – угловые ускорения при движении по дорожным неровностям; _____ – при наличии стабилизатора; _____ – без стабилизатора

хода автомобиля. Также, на поперечно-угловые ускорения значительно влияет жёсткость упругого элемента. Так, например, при наличии стабилизатора увеличение жёсткости упругого элемента на 20 % привело к росту поперечно-угловых ускорений на 19 %, а при отсутствии стабилизатора – на 31 %.

Результаты расчёта колебаний кузова в поперечной плоскости при изменении жёсткости стабилизатора $C_{ст.}$, приведённой к колесу, относительно её номинального значения $C_{ст.н}$ показаны на рис. 7. В режиме «обгон» и «рывок», увеличение жёсткости стабилизатора привело к уменьшению угла крена. Увеличение жёсткости стабилизатора на 50 % привело к уменьшению угла крена на 17 % для режима «обгон» и на 14 % при выполнении маневра «рывок». В тоже

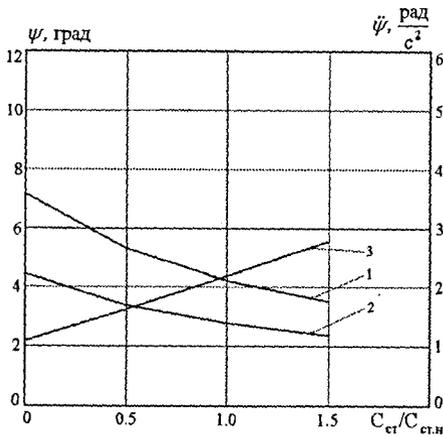


Рис. 7. Влияние жёсткости стабилизатора, приведённой к колесу, на поперечно-угловые перемещения и ускорения кузова автомобиля: 1 – угол крена в режиме «обгон»; 2 – угол крена при выполнении маневра «рывок»; 3 – угловые ускорения при движении по дорожным неровностям

время расчёты показали, что изменение жёсткости стабилизатора практически не повлияло на угол крена при движении автомобиля по дорожным неровностям.

В режиме «обгон» как при наличии стабилизатора, так и при его отсутствии. В режиме «рывок» увеличение сопротивления амортизаторов привело к снижению угла крена в переходном режиме и заметному снижению длительности колебательного процесса.

Аналогично было проведено исследование влияния жёсткости шин и коэффициента демпфирования амортизаторов на АЧХ перемещений и ускорений кузова. Исследование показало, что жёсткость шин практически не влияет ни на поперечно-угловые перемещения, ни на ускорения кузова.

Результаты расчёта при изменении коэффициента демпфирования амортизаторов k , приведённого к колесу, относительно его номинального значения k_n , показаны на рис. 8. По результатам расчёта было установлено, что изменение коэффициента демпфирования k не привело к заметному изменению угла крена при дви-

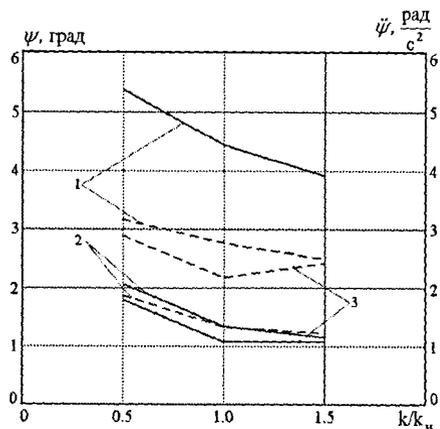


Рис. 8. Влияние коэффициента демпфирования амортизаторов, приведённого к колесу, на поперечно-угловые перемещения и ускорения кузова автомобиля: 1 – угол крена в режиме «рывок»; 2 – угол крена при движении по дорожным неровностям; 3 – угловые ускорения при движении по дорожным неровностям; — при наличии стабилизатора; - - - без стабилизатора

На основании проведённого исследования был сделан вывод о том, что для достижения требуемой устойчивости и плавности хода автомобиля необходимо изменять жёсткость как стабилизатора, так и упругого элемента.

В пятой главе представлена методика и пример проектировочного расчёта подвески легкового автомобиля массой 2400 кг с учётом поперечно-угловых колебаний кузова, по результатам которого установлено, что угловая жёсткость стабилизатора, определённая по уточненной методике, отличается от общепринятой схемы расчёта на 42 %, что подтвердило необходимость учёта ускорений кузова в поперечной плоскости.

Расчёт жёсткости стабилизатора и упругого элемента осуществляется из обеспечения следующих условий:

- поперечно-угловые ускорения кузова, при движении автомобиля по дорожным неровностям, не должны превышать предельно допустимый уровень;
- угол крена кузова автомобиля, при установленном стандартом боковом ускорении (4 м/с^2), не должен превышать предельно допустимое значение.

Для обеспечения заданных условий сначала определяется требуемая угловая жёсткость подвески со стабилизатором в зависимости от допустимого угла крена

$$C_{y,\tau} = \frac{0,4 h_k M_n g}{[\psi]} + M_n g h_k,$$

где $[\psi]$ – допустимый угол крена.

Номинальная угловая жёсткость стабилизатора $C_{ст.о}$ определяется как разность между требуемой угловой жёсткостью подвески со стабилизатором $C_{y,\tau}$ и номинальной угловой жёсткостью подвески без стабилизатора $C_{y,о}$, определённой при ее проектировочном расчёте:

$$C_{ст.о} = C_{y,\tau} - C_{y,о}.$$

Далее, по методике, изложенной в главе 2, определяются поперечно-угловые перемещения и ускорения кузова при различных видах воздействия: силовое воздействие на кузов и кинематическое воздействие на колёса. В каче-

стве силового воздействия используется центробежная сила. Кинематическое воздействие задано разностью высот неровностей дороги между левой и правой стороной автомобиля. Расчёты проводятся для различных значений жёсткости стабилизатора $C_{ст}$. По результатам расчёта строится характеристика поперечно-угловых перемещений и ускорений кузова в зависимости от относительной жёсткости стабилизатора $C_{ст}/C_{ст.0}$ (рис. 9).

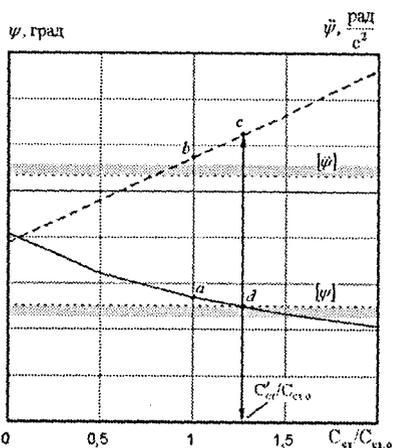


Рис. 9. Схема выбора жёсткости стабилизатора: _____ – поперечно-угловые перемещения; - - - - - поперечно-угловые ускорения

При этом на график наносятся уровни предельно допустимых ускорений $[\ddot{\psi}]$ и перемещений $[\psi]$ кузова. В диссертационной работе рассмотрены 5 схем выбора жёсткости стабилизатора и упругого элемента в зависимости от того, превышают ли поперечно-угловые ускорения и перемещения кузова допустимые значения или нет. Один из возможных вариантов представлен на рис. 9, ко-

гда угловые перемещения и ускорения кузова в поперечной плоскости превышают заданные уровни (точки a и b , рис. 9). В этом случае необходимо корректировать угловую жёсткость стабилизатора и упругого элемента. Сначала необходимо уменьшить угол крена за счёт увеличения угловой жёсткости стабилизатора до значения $C'_{ст}$. При этом возрастут ускорения до значения в точке c (рис. 9). Для уменьшения ускорений кузова необходимо снизить угловую

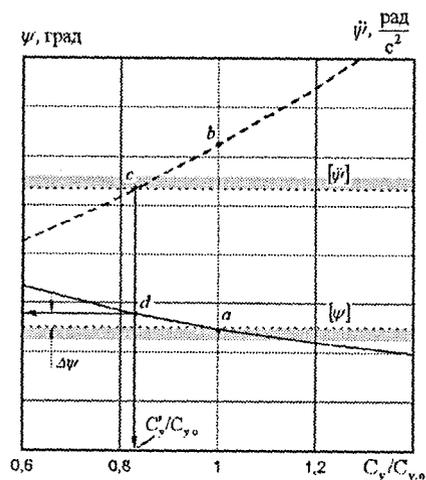


Рис. 10. Схема выбора жёсткости подвески: _____ – поперечно-угловые перемещения; - - - - - поперечно-угловые ускорения

жёсткость подвески. Для выбора угловой жёсткости подвески проводятся расчёты для различных значений C_y с учётом скорректированной жёсткости стабилизатора $C'_{ст}$. По результатам расчёта строится характеристика поперечно-угловых перемещений и ускорений кузова в зависимости от относительной угловой жёсткости подвески C_y/C_{y_0} (рис. 10). При скорректированной жёсткости стабилизатора $C'_{ст}$ угол крена будет равен предельно допустимому значению $[\psi]$ (точка a , рис. 10). Для уменьшения поперечно-угловых ускорений кузова до уровня $[\ddot{\psi}]$ (точка c , рис. 10) необходимо снизить угловую жёсткость подвески до значения C'_y . При этом, возрастет угол крена на величину $\Delta\psi$. Если $\Delta\psi$ будет превышать заданное значение, то необходимо повторить расчёт с учётом скорректированного значения угловой жёсткости подвески C'_y , увеличить угловую жёсткость стабилизатора до значения, при котором угол крена не будет превышать допустимого значения. Расчёты проводятся до тех пор, пока $\Delta\psi$ не будет превышать заданного значения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Усовершенствована методика проектировочного расчёта параметров подвески автомобиля учётом поперечно-угловых колебаний его кузова, позволяющая одновременно удовлетворить требования по устойчивости и плавности хода.
2. Разработана математическая модель системы поддрессоривания автомобиля, позволяющая с достаточной точностью описывать колебания кузова автомобиля в поперечной плоскости при различных видах силового и кинематического воздействия (резкое и постоянное приложение боковой силы, неровности дороги).
3. Проведены стендовые и дорожные испытания автомобиля, подтвердившие адекватность разработанной модели.
4. Проведено исследование, в результате которого определена степень влияния параметров системы поддрессоривания на поперечно-угловые колебания при различных видах воздействия.

5. Применение уточнённой методики позволило снизить поперечно-угловые ускорения (до 36 %), что позволяет снизить затраты на доводку параметров подвески во время полигонных испытаний.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Семенов Н.В. Выбор жёсткости стабилизатора поперечной устойчивости / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле // XXXIX Неделя науки СПбГПУ: Материалы международной научно-практической конференции, 6-11 декабря 2010 г. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – Ч. 3. – С. 48-50.

2. Семенов Н.В. Исследование поперечных колебаний автомобиля / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 7. – С. 31-33.

3. Семенов Н.В. Параметры стабилизатора и амортизатора и поперечные колебания кузова автомобиля / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 12. – С. 20-22.

4. Семенов Н.В. Разработка динамической модели для определения угла поперечного крена автомобиля / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов // XXXVI Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов, 26 ноября – 1 декабря 2007 г. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – Ч. 2. – С. 103-105.

5. Семенов Н.В. Расчёт параметров подвески автомобиля с учётом поперечно-угловых колебаний кузова / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – № 2 (123). – С. 156-161.

6. Семенов Н.В. Экспериментальное определение поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле // XXXVIII Неделя науки СПбГПУ: Материалы международной научно-практической конференции, 30 ноября – 5 декабря 2009 г. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – Ч. 3. – С. 57-58.

Подписано в печать 30.06.2011. Формат 60x84/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100. Заказ 7823б.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,
в типографии Издательства Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 550-40-14
Тел./факс: (812) 297-57-76