

УДК 629.113

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРА ДЕМПФИРОВАНИЯ ПНЕВМОПОДВЕСКИ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Е.М. Мисько, аспирант,
Национальный транспортный университет, г. Киев

Аннотация. Определены характеристики демпфирования пневматической подвески колесного транспортного средства (КТС) на основе сопоставления результатов натурного эксперимента и результатами математического моделирования колебаний системы, отвечающих условиям эксперимента.

Ключевые слова: городской автобус, вертикальная динамика, инкремент затухания колебаний.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРА ДЕМПФІРУВАННЯ ПНЕВМОПІДВІСКИ МІСЬКОГО АВТОБУСА

Є.М. Місько, аспірант,
Національний транспортний університет, м. Київ

Анотація. Визначено характеристики демпфірування пневматичної підвіски колісного транспортного засобу (КТС) на основі зіставлення результатів натурного експерименту з результатами математичного моделювання коливань системи, що відповідають умовам експерименту.

Ключові слова: міський автобус, вертикальна динаміка, інкремент загасання коливань.

PARAMETER IDENTIFICATION OF CITY BUS PNEUMATIC SUSPENSION DAMPING

E. Misko, P. G., National Transport University, Kyiv

Abstract. The characteristics of the pneumatic suspension damping of the wheeled vehicle on the basis of comparison corresponding of the field experiment results and mathematical modeling of system vibrations to the experimental conditions are determined.

Key words: city bus, vertical dynamics, oscillations growth rate.

Введение

Возрастающая интенсивность движения современных транспортных средств выдвигает более жёсткие требования к характеристикам их подвески, от совершенства конструкции которой зависят многие технико-эксплуатационные качества автомобиля, такие как: безопасность движения, устойчивость, комфортабельность и др. Движение автомобиля по неровностям дорожного полотна сопровождается непрерывными коле-

баниями кузова, как в продольной, так и в поперечной плоскостях.

Современные методы разработки автомобиля уже на стадии проектирования позволяют исследовать и совершенствовать системы поддрессоривания, что дает возможность оценивать характеристики плавности хода и нагруженность несущей системы посредством математического моделирования его вертикальной динамики.

Анализ публикаций

Большое количество работ [3, 5–7] посвящено общим вопросам определения параметров, влияющих на вертикальную динамику транспортного средства. В публикациях [8, 9] уделяется достаточное внимание анализу современных подвесок с активным управлением демпфирующих и упругих элементов подвески и совершенствованию алгоритма их работы. Такие подвески обеспечивают более высокую комфортабельность и безопасность транспортного средства. В то же время применение на современных автомобилях подвесок с пневматическими упругими элементами сопровождается снижением их вертикальной и угловой жёсткости, а также уменьшением периода колебаний [4, 7], что благоприятно влияет на уровень комфорта пассажира.

Цель и постановка задачи

Задача заключается в идентификации демпфирующих характеристик подвески, необходимых для построения математической модели и последующего анализа вертикальной динамики транспортного средства. Для задачи идентификации параметров демпфирования пневмоподвески предлагается комбинированный подход: используются результаты экспериментально полученных характеристик процесса затухания колебаний в стойке подвески, а также возможности численного моделирования на основе как полной математической модели, так и её упрощений. Для выполнения поставленной цели решена следующая задача: идентифицированы параметры демпфирования пневмоподвески пассажирского автобуса особо большого класса на основе сопоставления результатов натурного эксперимента с результатами математического моделирования связанных линейных колебаний галопирования (по углу тангажа) и подпрыгивания (вертикального перемещения центра масс автобуса).

Идентификация диссипаций на основе математической модели

При движении транспортного средства по дорожному полотну возникают колебания кузова, воспринимаемые от неровностей дорожного полотна. Рассмотрим частные случаи возникновения подобных колебаний.

Случай 1. Колесо одной стороны подвески наезжает на дорожную неровность (рис. 1, а); при этом упругий и демпфирующий элементы поглощают часть энергии, а оставшаяся часть передается на кузов, пока колебание не угаснет под действием демпфирующего элемента. Колебания кузова происходят относительно продольной оси x .

Случай 2. Оба колеса одной оси наезжают на дорожную неровность (рис. 1, б); при этом упругий и демпфирующий элементы поглощают часть энергии, а оставшаяся часть передается на кузов, пока колебание не угаснет под действием демпфирующего элемента. Колебания кузова происходят относительно поперечной оси y . Описанные колебания имеют одну степень свободы. Однако реальная картина плоских колебаний должна учитывать перемещение центра масс m системы в вертикальной плоскости. Это приводит к необходимости учитывать две степени свободы.

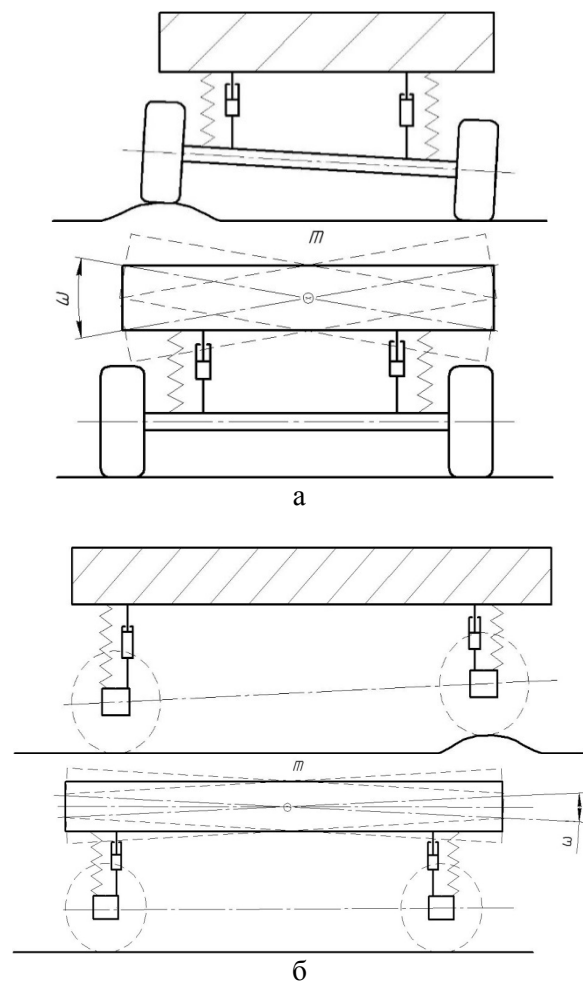


Рис. 1. Наезд на неровности (препятствия) дорожного полотна

В обоих случаях кузов транспортного средства будет выполнять сложные вращательно-поступательные движения, которые можно рассматривать как суперпозицию двух главных мод колебательной системы, каждая из которых имеет свою круговую частоту и характеристику демпфирования.

Рассмотрим простейшую модель прямолинейных колебаний одномассовой системы. Далее укажем возможность идентификации параметра демпфирования в этом простейшем случае. Цель рассмотрения – определение параметров демпфирования транспортного средства (задача идентификации).

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0. \quad (1)$$

Приведем уравнение к каноническому виду

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}\dot{x} + \frac{c}{m}x = 0, \quad (2)$$

где $\frac{k}{m} = a$ соответствует параметру приведенного демпфирования; $\frac{c}{m} = b$ соответствует параметру приведенной жесткости.

Дифференциальному уравнению (2) соответствует следующее характеристическое уравнение:

$$\lambda^2 + 2a\lambda + b = 0. \quad (3)$$

Корни характеристического уравнения (3) определяют вид решения

$$\lambda_{1,2} = -a \pm \sqrt{a^2 - b}, \quad (4)$$

$$\lambda(t) = Ae^{-at} \sin(\omega t + \varphi). \quad (5)$$

Если для простейшей одностепенной системы характеристика скорости затухания колебаний определяется лишь одним приведенным коэффициентом демпфирования, то для системы с двумя степенями свободы (5) получить явное аналитическое выражение для скорости затухания колебаний не представляется возможным, что приводит к необходимости использования приближенных численных методов, включающих задачи численного интегрирования и аппроксимации огибающей экспоненты, показатель ко-

торой будет определять искомую скорость затухания колебаний.

$$\begin{cases} m(\ddot{z}(t) + k_1(z(t) - a\varphi(t)) + k_2(z(t) + b\varphi(t)) + \\ + k_{d1}(\dot{z}(t) - a\dot{\varphi}(t)) + k_{d2}(\dot{z}(t) - b\dot{\varphi}(t))) = 0 \\ J(\ddot{\varphi}(t) - k_1a(z(t) - a\varphi(t)) + k_2b(z(t) + b\varphi(t)) - \\ - k_{d1}a(\dot{z}(t) - a\dot{\varphi}(t)) - k_{d2}b(\dot{z}(t) - b\dot{\varphi}(t))) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Дальнейший анализ основан на экспериментально полученных данных процесса затухания колебаний в стойке шасси автобуса. Опыт проходил следующим образом: на автобусе была выбрана контрольная точка, в которой производились замеры. Точка находилась над центром передней оси автобуса, где установлен измерительный прибор, работающий на основе ультразвукового дальномера, измеряющего текущую аппликату точки.

Автобус для удобства установили на смотровую канаву и подняли на 50 мм (величину первоначального возмущения) относительно её положения статического равновесия; положение аналогичной точки на задней оси фиксировалось в положении своего статического равновесия. Освобождая переднюю точку от связи, фиксировались вертикальные колебания контрольной точки. Результаты эксперимента были обработаны с помощью математического пакета Maple и аппроксимированы в виде сплайна (рис. 2, синяя линия).

Считаем, что все параметры системы, кроме коэффициентов демпфирования, заданы. Приведем численные значения используемых параметров: $J = 20000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $a = 1,8 \text{ м}$, $b = 4,2 \text{ м}$, $m = 12000 \text{ кг}$, $k_1 = 403 \text{ кН/м}$, $k_2 = 806 \text{ кН/м}$.

В широком диапазоне значений, пока неизвестных, коэффициентов демпфирования анализ характера интегральных кривых указывает на быстрое затухание колебаний по угловой координате (по галопированию), и в дальнейшем колебания происходят как в системе с одной степенью свободы (по вертикальному перемещению). Это позволяет нам определить соответствующий коэффициент демпфирования, подбирая значение показателя экспоненты так, чтобы экспоненциальная зависимость удовлетворяла свойству огибающей затухающих колебаний (рис. 2).

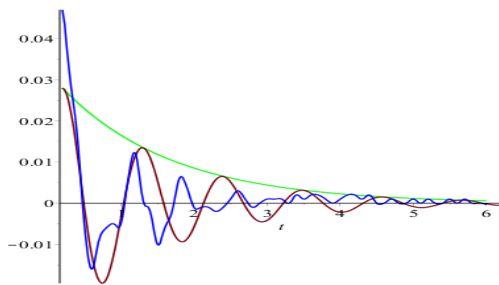


Рис. 2. Определение характеристик огибающей затухающих колебаний, полученной в эксперименте

На рис. 2 представлена полученная огибающая: e^{-at} , где численное значение параметра $a = 0,66$. Исходя из принятых упрощений в уравнении (2), находим численное значение коэффициента демпфирования

$$k_{d1} = 2ma = 2 \cdot 12000 \cdot 0,66 = 15800.$$

Коэффициент демпфирования задней подвески k_{d2} , учитывая конструктивные особенности, соответствует $k_{d2} = 2k_{d1} = 31600$.

Представим результаты математического моделирования системы (5) при найденных значениях коэффициентов демпфирования для сравнения с результатами эксперимента; начальные условия отвечают углу продольного наклона кузова $\varphi_0 = 0,47^\circ$, аппликате центра масс $z_0 = 0,016$ м (рис. 3).

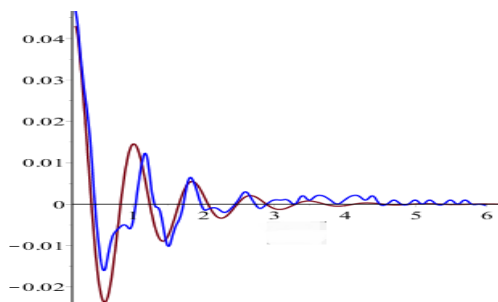


Рис. 3. Результаты математического моделирования и экспериментальной части

Графики диссипации на рис. 3 имеют хорошую совместимость. Незначительные расхождения между ними обусловлены цифровыми шумами в измерительном оборудовании.

Выводы

Проведена идентификация параметров демпфирования подвески городского автобуса на основе результатов математического моделирования колебаний кузова с двумя степенями свободы и экспериментально получен-

ной характеристики затухания колебаний передней подвески. Показано, что данную задачу возможно свести к более простой – с одной степенью свободы.

Литература

1. Брех Е.Т. Измерения механических колебаний и ударов / Е.Т. Брех. – Рига: Наука и техника, 1973. – 308 с.
2. Ведемейер Е.А. Колебание автомобиля и двигателя / Е.А. Ведемейер. – М.: Авто-трансиздат, 1959. – 14 с.
3. Галашин В.А. Амплитудно-частотные характеристики подвески малолитражных автомобилей / В.А. Галашин // Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана: Вопросы автомобилестроения. – 1974. – № 204. – С. 115–120.
4. Сахно В.П. Исследование жесткостных характеристик подвески городского автобуса МАЗ-105 / В.П. Сахно, Е.М. Мисько // Вестник ДААТ. – 2015. – № 2–3. – С. 134–139.
5. Семенов М.В. Методика расчета параметров подвески автомобиля с учетом поперечно-угловых колебаний кузова: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / М.В. Семенов. – Санкт-Петербург, 2011. – 173 с.
6. Дмитриев С.Н. Уточненная формула для вычисления коэффициентов передаточной матрицы в задачах статистической динамики / С.Н. Дмитриев, Р.К. Хамидуллин // Наука и образование. – 2013. – №3. – С. 329–346.
7. Шифрин Б.М. Линейная модель колебаний подвески шасси пневмоколенной машины / Б.М. Шифрин // Констрування, експлуатація та виробництво сільськогосподарських машин. – 2011. – Вип. 41. – С. 207–215.
8. Жилейкин М. М. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач // Наука и образование. – 2012. – №3. – С. 287–291.
9. Климов А.В. Динамика рычажной релаксационной подвески с прерывистым демпфированием: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / А.В. Климов. – Орел, 2001. – 115 с.

Рецензент: В.И. Клименко, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 16 мая 2016 г.