

УДК 629.113

Д.В. Соловьев, К.Я. Лелиовский, А.В. Герасин, А.А. Штурмин

**РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ
ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

В статье представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований колебаний силового агрегата с двигателем Cummins ISF2.8s4129P грузового автомобиля семейства Газель Next.

Ключевые слова: двигатель, силовой агрегат, колебания, вибрация, модальный анализ, NVH анализ.

При современном уровне технического развития вибрация и шум являются одними из основных показателей, характеризующих качество, надежность и конкурентоспособность продукции автомобилестроения. Вибрация оказывает вредное воздействие на здоровье людей, ведет к нарушению работы узлов и систем автомобиля, снижению их надежности и долговечности, в связи с этим разработка эффективных средств снижения виброн нагруженности транспортных средств является актуальной задачей, направленной на повышение их технического уровня.

Целью данных исследований, проводимых в НГТУ совместно со специалистами «Группы ГАЗ», является разработка методики комплексной оценки и анализа виброакустических параметров системы «силовой агрегат-рама-кузов» на примере семейства грузовых автомобилей Газель Next с двигателем Cummins ISF2.8s4129P для разработки конструктивных решений, направленных на уменьшение вибраций элементов конструкции и снижение уровня шума.

Силовой агрегат, установленный на упругих элементах подвески, является частью довольно сложной колебательной системы, характеризуемой большим числом параметров и взаимодействий. Задачу анализа такой системы целесообразно решать в несколько этапов, включающих как теоретические, так и экспериментальные исследования. Для создания конечно-элементной модели силового агрегата, которая будет соответствовать реальной работе физического объекта, необходимо правильно учесть основные характеристики опор двигателя и коробки передач, к которым относятся жесткости (линейные и угловые) и коэффициенты демпфирования.

На начальном этапе необходимо разработать динамическую модель, позволяющую оценить колебания силового агрегата на резинометаллических опорах, установленных на жестком основании. Для этой цели, кроме массовых и габаритных параметров самого силового агрегата, необходимо иметь характеристики упругости его опор.

Характеристики опор были получены на стенде по трем поступательным степеням свободы в декартовой системе координат (относительно кузова автомобиля) путем действия на образец статической силой, создаваемой гидравлическим цилиндром. Фрагмент испытательного стенда показан на рис. 1. При этом статическая сила, приложенная к образцу, измерялась тензометрическим датчиком, который монтировался на штоке силового цилиндра, а перемещения штока цилиндра фиксировались оптическим датчиком, принцип работы которого основан на триангуляционном методе измерения. В качестве аналого-цифрового преобразователя служило динамическое записывающее устройство - DC-204R, к которому подключались датчики силы и перемещения. Регистрируемые данные можно было просматривать в реальном времени в виде цифровых значений при помощи ПК, который был соединен через USB порт с DC-204R.

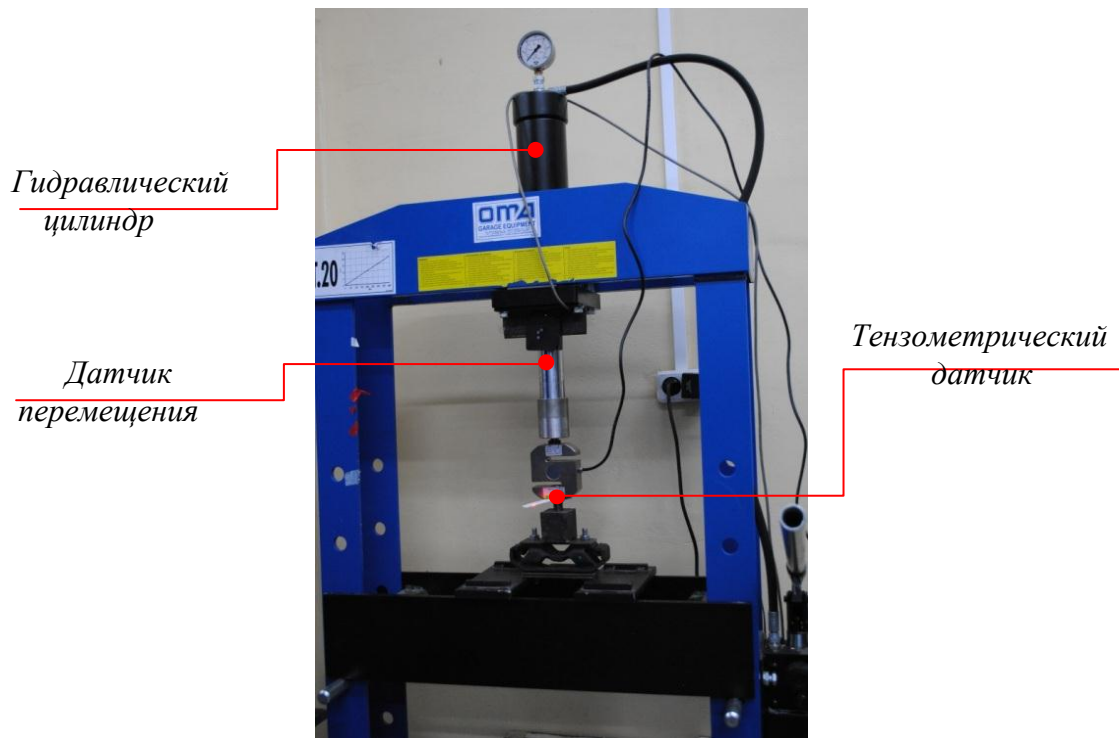


Рис. 1. Фрагмент испытательного стенда по определению статической жесткости опоры КПП в вертикальном направлении (ось Z)

На рис. 2 приведены результаты измерений в виде графика упругой характеристики опоры двигателя в направлении оси X. Измерения проводились при нагружении и разгрузке опоры. На графике экспериментальные данные режима нагружки обозначены черными точками, а данные режима – разгрузки красной звездочкой. Аналогичные характеристики были получены при нагружении опор в направлениях координатных осей Y и Z.

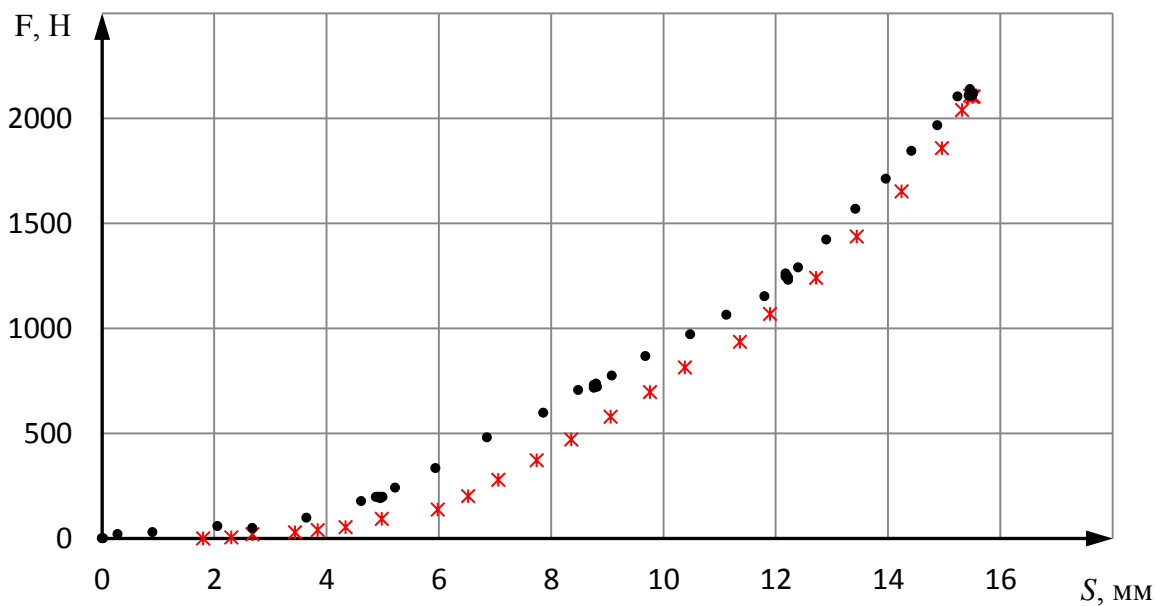


Рис. 2. Упругая характеристика опоры двигателя в направлении оси X

Для определения частот и форм собственных колебаний силового агрегата на резино-металлических опорах была разработана конечно-элементная модель, в которой при помощи

объемных НЕХ элементов представлены двигатель в сборе со сцеплением и коробкой передач. Размеры прямоугольных параллелепипедов геометрической модели были получены в результате измерения соответствующих агрегатов автомобиля Газель Next. Зная приближенные массы агрегатов и их геометрические объемы, вычислялись плотности для учета весовых характеристик динамической модели. Полученные ранее экспериментально упругие характеристики опор двигателя и коробки передач были использованы в данной динамической модели для задания жесткостей упругих элементов, имитирующих условия закрепления силового агрегата.

При анализе динамических систем одной из важных задач является определение действительных собственных значений частот и форм колебаний. Данный вид анализа не требует больших затрат машинного времени, так как решаются системы дифференциальных уравнений с нулевой правой частью, в которых не учитываются матрицы демпфирования. Результаты данного расчета позволяют оценить отклики системы на динамическое воздействие уже на начальном этапе исследования, а также являются входными данными для других видов динамического анализа.

В рамках данной работы был произведен расчет собственных значений частот и форм колебаний силового агрегата на резинометаллических опорах с использованием разработанной динамической конечно-элементной модели силового агрегата. При расчете имитировалось крепление опор двигателя к жесткому основанию, путем ограничения перемещений по шести степеням свободы упругих элементов. При расчете были получены шесть форм с частотами до 10 Гц. Данные формы и частоты представлены на рис. 3. Остальные собственные частоты находятся за пределами 1,9 кГц, т.е. уже в звуковом диапазоне и в данном анализе не рассматриваются.

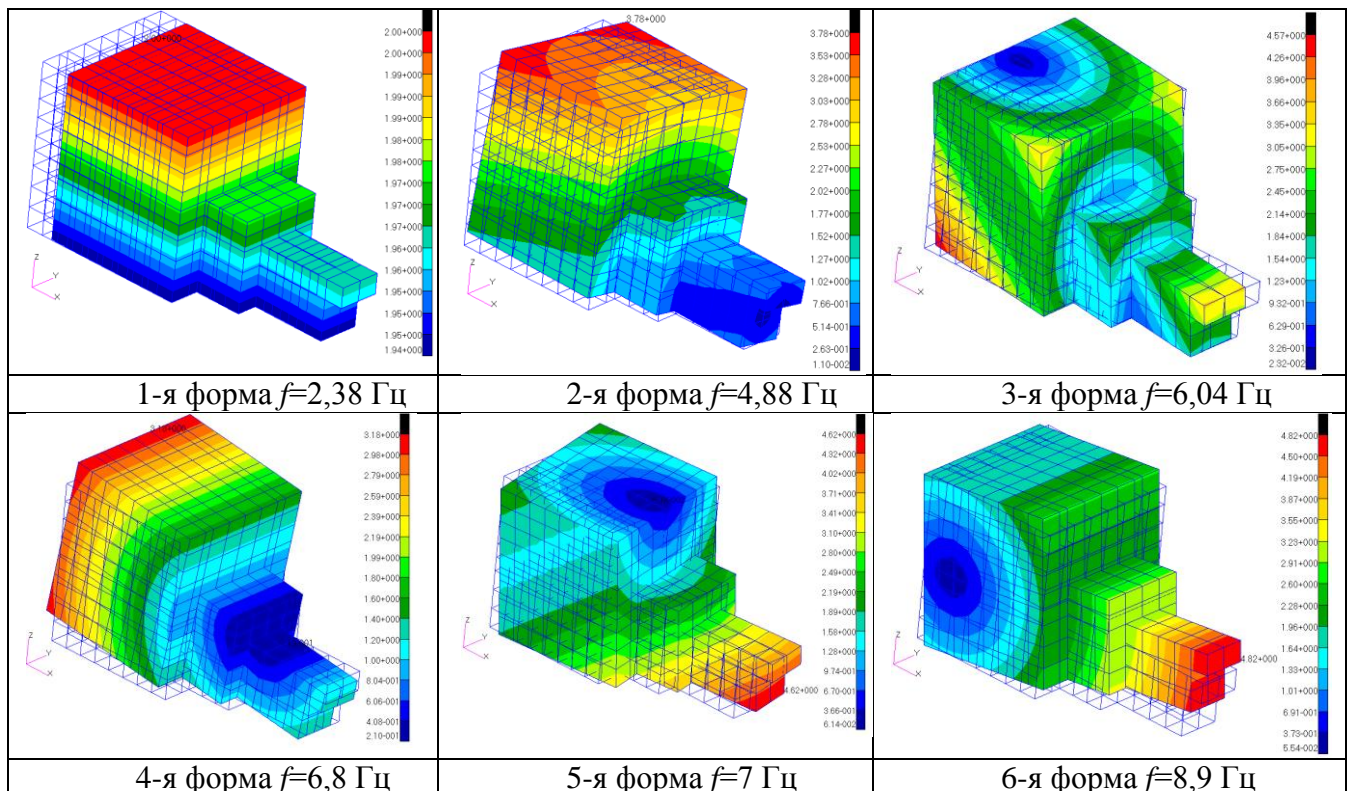


Рис. 3. Собственные частоты и формы колебаний силового агрегата

На первом этапе исследований будем рассматривать только вынужденные колебания от действия опрокидывающего момента M_{opr} , при работе двигателя на холостом ходу с минимальной частотой вращения коленчатого вала, поскольку на данном режиме наблюдаются,

как правило, колебания с достаточно большой амплитудой. Частота изменения опрокидывающего момента, как уже было указано, в два раза выше частоты вращения коленчатого вала. Для двигателя Cummins ISF2.8s4129P минимальная частота вращения коленчатого вала на холостом ходу - 750 об/мин, что составляет - 12,5 Гц, следовательно, частота основной гармонике опрокидывающего момента - 25 Гц.

Анализируя полученные результаты модального анализа, можно отметить, что формы 2, 3, 5 соответствуют направлению действия опрокидывающего момента. Максимальная частота из них соответствует форме 5 и составляет 7 Гц.

Далее был проведен гармонический анализ колебаний расчетной модели, в центре масс которой прикладывался единичный опрокидывающий момент с частотами от 0 до 30 Гц, при этом определялись перемещения узлов в зоне опоры коробки передач, в месте крепления рычага переключения передач и в точке правой передней опоры двигателя. Перемещения этих узлов показаны на графиках АЧХ рис. 4 и изображены линиями зеленого, синего и красного цветов соответственно.

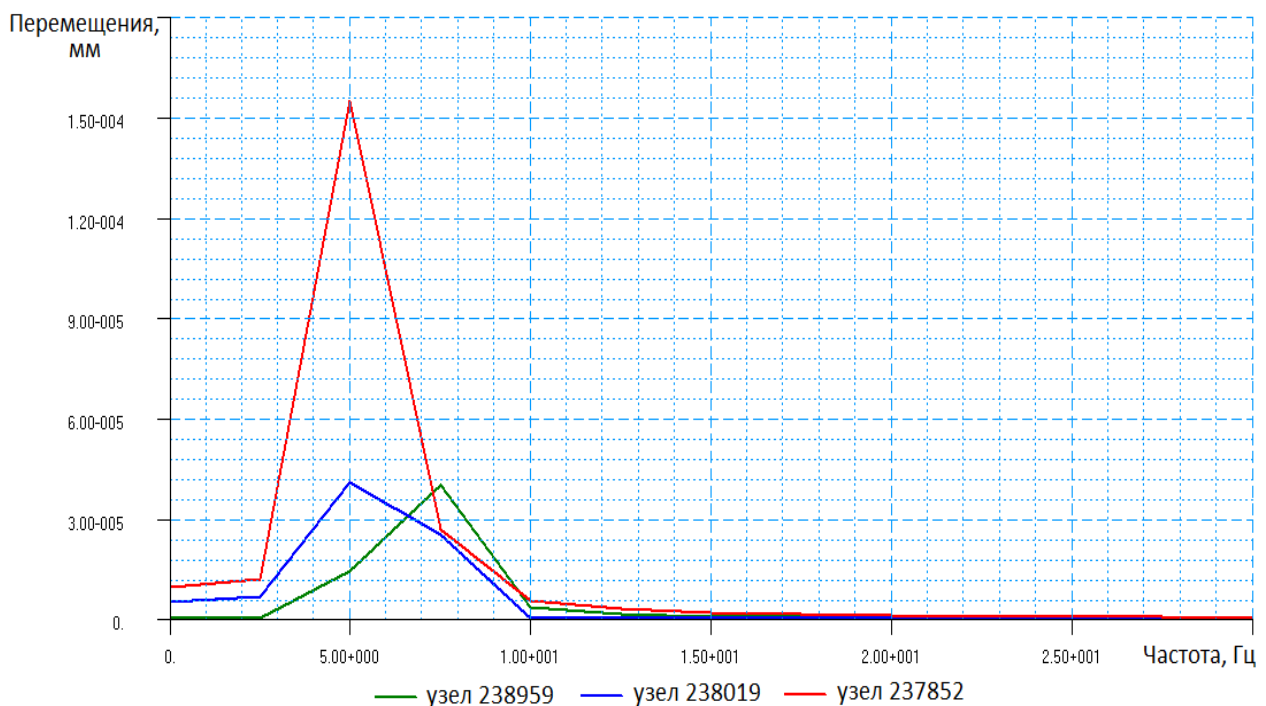


Рис. 4. АЧХ расчетной модели

Анализ построенной АЧХ показывает, что максимальные амплитуды перемещений узлов находятся в пределах от 5 до 7,5 Гц, что соответствует частотам, полученным в результате модального анализа.

Для оценки адекватности разработанной динамической модели, имитирующей колебания силового агрегата на резинометаллических опорах, необходимо экспериментально определить параметры свободных колебаний реального силового агрегата. С этой целью был поставлен эксперимент, задачей которого является определение частоты собственных колебаний силового агрегата вокруг продольной оси. Для проведения эксперимента было использовано следующее оборудование: оптический датчик перемещений, специализированный ноутбук с соответствующим программным обеспечением, блок АЦП, стойка для установки датчика, комплект соединительных кабелей и разъемов. Общий вид экспериментальной установки показан на рис. 5.

В эксперименте измерялись поперечные перемещения проушины расположенной в верхней части двигателя. Перемещения регистрировались с частотой дискретизации 20 мс при запуске, кратковременной работе в режиме холостого хода и последующей остановки

двигателя. Для оценки сходимости результатов было проведено несколько циклов измерений, при которых были получены сопоставимые результаты. Измерения проводились при прокрутке коленчатого вала двигателя стартером, запуске двигателя и его остановке. Фрагмент графика, соответствующий остановке двигателя показан на рис. 6. На графике приведены значения поперечных перемещений S_y проушины в зависимости от времени.



Рис. 5. Общий вид экспериментальной установки

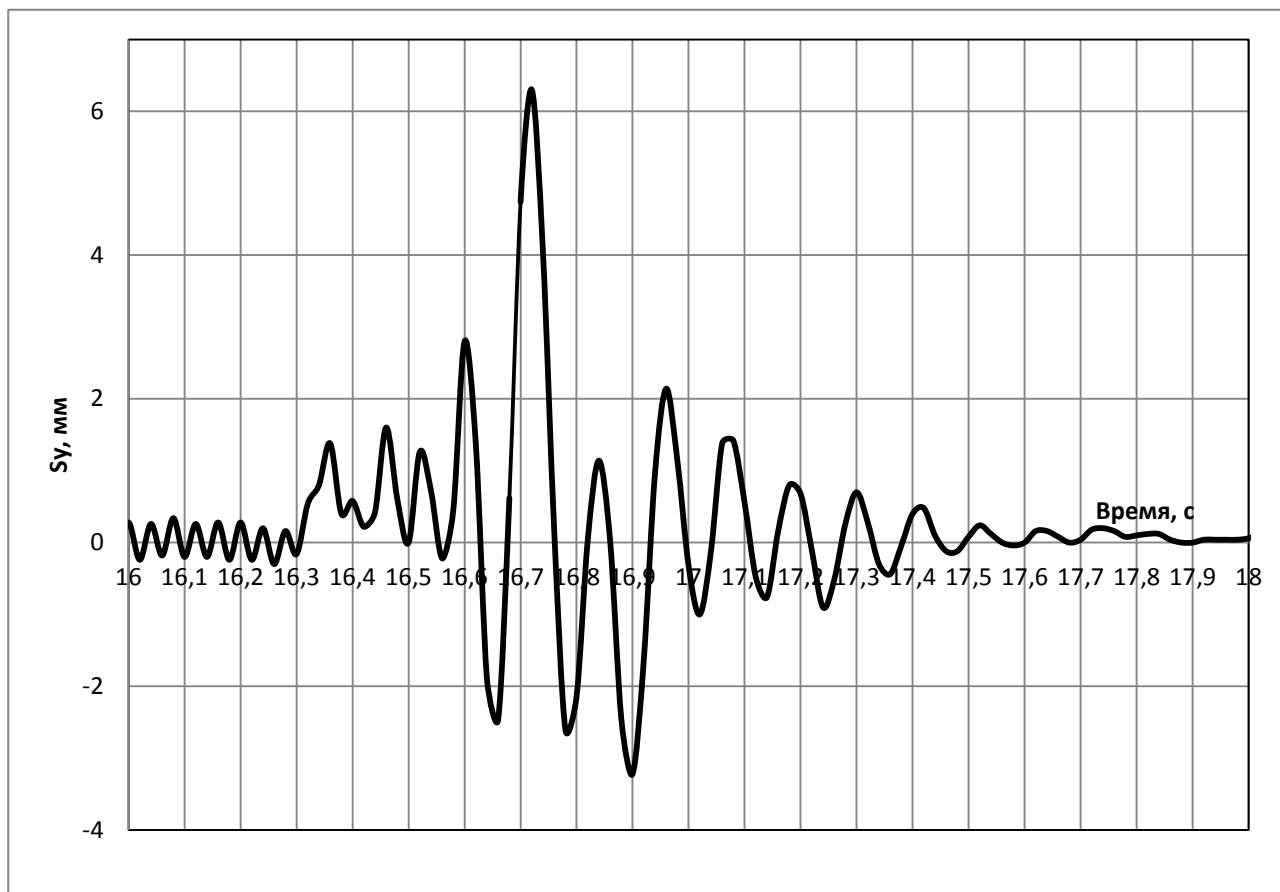


Рис. 6. Колебания силового агрегата при остановке двигателя

В ходе эксперимента было установлено, что амплитуда колебаний силового агрегата на переходных режимах значительно возрастает. Наибольшая измеренная амплитуда перемещения контролируемой точки двигателя при его запуске достигает 13 мм, на режимах прокрутки коленчатого вала стартером и остановки двигателя максимальная амплитуда колебаний составляет порядка 10 мм. Раскачка силового агрегата на этих режимах происходит в течении порядка 2 с.

По результатам эксперимента было необходимо получить частоту свободных колебаний силового агрегата на опорах вокруг продольной оси. Свободные колебания можно зарегистрировать после остановки коленчатого вала двигателя, когда колебания затухают при отсутствии силового воздействия. На графике (рис. 6) этому соответствует временной интервал после 17 с. По графику на этом участке происходят колебания силового агрегата с частотой в пределах 8 Гц, что соответствует резонансным частотам на графике АЧХ представленной на рис. 4. По результатам модального анализа были получены сходные формы колебаний с частотами 5-7 Гц.

Сопоставимость результатов расчета и полученных экспериментальных данных по частотам свободных колебаний подтверждает адекватность разработанной расчетной модели, что позволяет использовать данную модель силового агрегата с опорами в составе более сложных колебательных систем, учитывающих влияние рамы и кузова.

Исследования выполнены в НГТУ при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г.

Библиографический список

1. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976.
2. **Тольский, В.Е.** Виброакустика автомобиля / В.Е. Тольский. – М.: Машиностроение, 1988.
3. Колебания автомобиля / Я.М. Певзнер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979.
4. Вибрации в технике: справочник / под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин [и др.]. – М.: Высш. шк., 1995.
5. **Ляпунов, В.Т.** Резиновые виброизоляторы / В.Т. Ляпунов, Э.Э. Лавендел, С.А. Шляпочников. – Д.: Судостроение, 1988.
6. **Аббакумов, Е.И.** Повышение эффективности виброзащиты транспортных средств на основе гидравлических виброопор: дисс. ... канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 2001.

*Дата поступления
в редакцию 04.02.2014*

D.V. Solovyov¹, K.Y. Leliovsky¹, A.V. Gerasin¹, A.A. Sturmin¹

ESTIMATED AND EXPERIMENTAL VIBRATION RESEARCH OF AUTOMOBILE ENGINE ON SMOOTH IDLING RATE

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

Purpose: Estimating of power unit vibration on the basis of computer modal analysis results and its comparison with experimental data.

Design/methodology/approach: The simulation study based on modal analysis method using MSC.NASTRAN software and experimental measurements of power unit vibration parameters.

Findings: The possibility of precise engine vibration computer modeling that shows high convergence with experimental data.

Research limitations/ implications: The present study provides a starting-point for further research in the field of NVH vehicle analysis.

Originality/value: The main peculiarity of the study is original approach of NVH analysis that could have a wide practical application.

Key words: engine, power unit, hesitation, vibration, modal analysis, NVH analysis.