

УДК 629.113

Д.В. Соловьев<sup>1</sup>, А.В. Герасин<sup>1</sup>, А.А. Штурмин<sup>1</sup>, В.И. Отмахов<sup>2</sup>

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИЛОВОГО АГРЕГАТА НА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЛЕГКОГО КОММЕРЧЕСКОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева<sup>1</sup>,  
ООО «Хекса»<sup>2</sup>

Представлены результаты расчетных и экспериментальных исследований виброакустических процессов, характерных для эксплуатации грузового автомобиля семейства Газель Next с двигателем Cummins ISF2.8s4129P. 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.

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

Одним из основных источников шума и вибраций, возникающих при эксплуатации грузового автомобиля, является его силовой агрегат, совершающий при своей работе довольно сложные колебания разнообразных форм и частот [1-3]. Как показывают результаты многочисленных испытаний, значительный уровень звукового давления в салоне автомобиля создают колебания силового агрегата, вызванные силами инерции второго порядка в кривошипно-шатунном механизме. У четырехцилиндрового рядного двигателя эти силы инерции являются неуравновешенными, и их воздействие передается на несущую систему автомобиля через упругие опоры силового агрегата, создавая так называемый структурный шум.

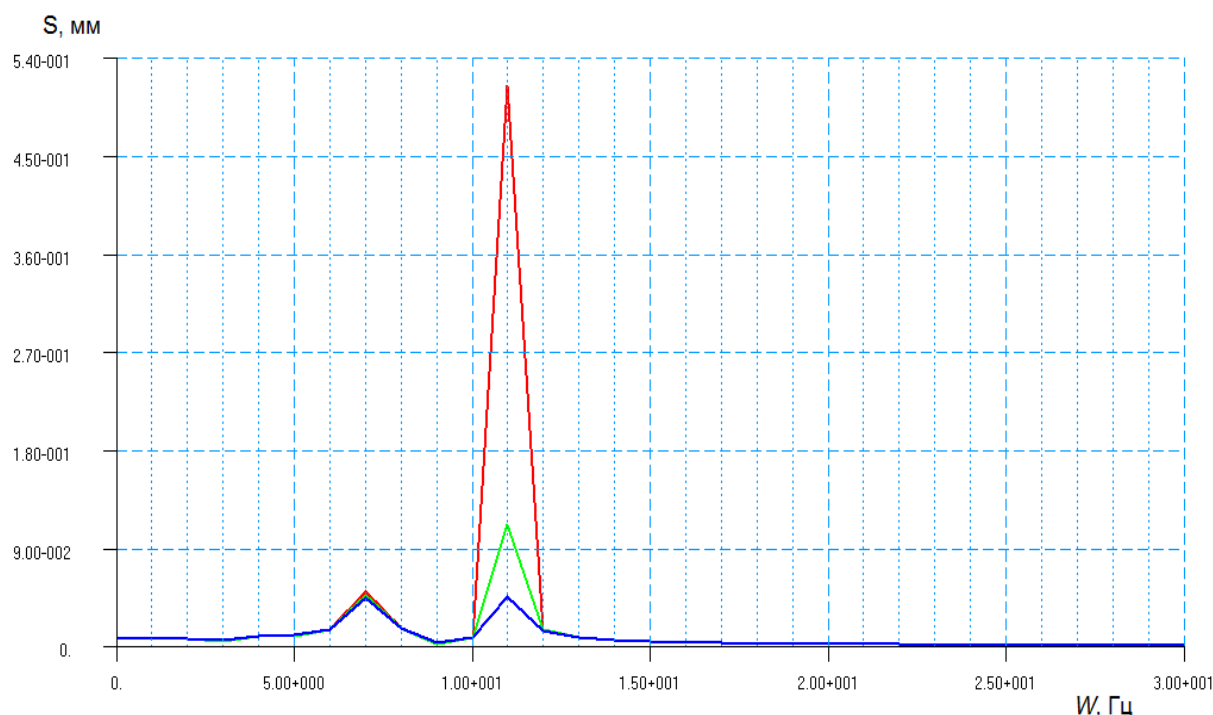
Представленные результаты исследований, проводимых в НГТУ совместно со специалистами «Группы ГАЗ», направлены на разработку конструктивных решений с целью уменьшения вибраций элементов конструкции и снижения уровня внутреннего шума грузовых автомобилей семейства Газель Next. На первом этапе исследований была разработана конечно-элементная модель несущей системы автомобиля с силовым агрегатом, установленным на раме посредством элементов, моделирующих упругие опоры двигателя и коробки передач. Упругие характеристики опор были получены при их испытании на нагрузочном стенде. Для корректной постановки задач совершенствования конструкции автомобиля с точки зрения виброакустики необходима предварительная оценка влияния отдельных элементов динамической системы на происходящие в ней колебательные процессы. Для такой оценки были проведены расчеты частотных спектров виброперемещений силового агрегата в составе конечно-элементных моделей разной степени сложности. В самой упрощенной модели присутствует только силовой агрегат, установленный на упругих опорах. Во втором варианте силовой агрегат установлен на раме автомобиля, которая в свою очередь связана с опорным основанием через элементы, моделирующие подвеску и шины. В наиболее подробной модели на раму установлен кузов. Во всех трех вариантах осуществлялось возбуждение силового агрегата единичной гармонической вертикальной силой, приложенной в задней части коробки передач. Для каждой модели был проведен расчет двух вариантов опор силового агрегата соответственно с исходной и увеличенной вертикальной жесткостью. Такой расчет позволил оценить влияние жесткости опор на характер колебаний силового агрегата, а также скорректировать параметры элементов опор в модели для лучшей сходимости результатов расчета и эксперимента.

Как показывает инженерная практика, при прочностных расчетах подробных конечно-элементных моделей несущих систем автомобилей важным этапом разработки КЭМ является моделирование элементов закрепления конструкции и мест приложения внешней нагрузки. Расчетные модели с высокой степенью детализации конструкции в ряде случаев

дают неверное представление напряженно-деформированного состояния системы из-за неправильного или слишком упрощенного задания граничных условий. Как правило, для достижения точных результатов расчета требуется не только подробное моделирование деталей конструкции, но и введение в модель дополнительных элементов, обеспечивающих правильное приложение нагрузки и реакций внешних опор. В моделях несущих систем автомобилей для этого должны присутствовать элементы подвески и мостов с соответствующими связями. Изложенное относится к расчетам, связанным с оценкой прочности, жесткости и безопасности несущих систем, а также может быть применимо при моделировании колебаний в конструкции. Но динамические процессы имеют свои особенности: многообразие форм колебаний, широкий диапазон частот, наличие резонансных режимов, зависимость амплитуд колебаний от степени демпфирования в особенности при резонансе и др. Довольно существенным может оказаться влияние на колебания конструктивных особенностей сопряжения деталей в некоторых соединениях. В связи с этим, при решении задач, связанных с совершенствованием конструкции автомобиля с точки зрения его виброакустических характеристик, необходимо исследовать конечно-элементные модели с различными способами задания граничных условий для того чтобы правильно учитывать особенности конструкции и специфику задачи при разработке расчетной модели [4-9].

В рамках данных исследований была проведена оценка влияния граничных условий на колебания силового агрегата. За основу была принята подробная конечно-элементная модель, в которой на раме установлен двигатель с коробкой передач и кузов. В данной модели присутствуют элементы подвесок моста и колес. Было рассмотрено два варианта граничных условий. В варианте 1, по трем степеням свободы были закреплены узловые точки, соответствующие упругим элементам, моделирующим колеса. Далее, для того чтобы оценить конструкции рамы и подвески автомобиля на колебания силового агрегата, расчетная модель во втором варианте закреплялась в точках рамы, соответствующих местам крепления элементов направляющего аппарата подвески. Результаты расчета спектров колебаний силового агрегата в составе данных моделей свидетельствуют о значительном влиянии подвески в целом на колебания конструкции, следовательно, при решении задач снижения вибронегативности силового агрегата и его влияние уровень звукового давления в салоне возникает необходимость более тщательного моделирования подвески автомобиля, а также обоснованного выбора ее упругих и демпфирующих характеристик. В связи с этим в качестве основной расчетной модели далее будет использована модель, включающая в себя элементы подвески. Но, как известно, подвески имеют некоторую нелинейность упругих характеристик даже при использовании в них упругих элементов с линейными характеристиками. Обусловлено это разными причинами. Помимо самого упругого элемента на характеристику подвески влияет способ его установки, а также конструкция направляющего аппарата. Кроме этого, подвески имеют некоторое сухое трение, которое также влияет на их упругие свойства особенно при малых деформациях. В значительной степени это относится к рессорным подвескам, в которых межлистовое трение может существенно увеличивать жесткость, поскольку рессора за счет трения при малых деформациях будет работать как монолитная балка. Исходя из этого, при расчетах, связанных с вибрацией агрегатов автомобиля, когда мы имеем дело с относительно небольшими виброперемещениями, жесткость подвески в расчетной модели целесообразно увеличить с учетом действующего в подвеске трения. Из результатов проведенных расчетов следует, что увеличение жесткости подвески автомобиля существенно снижает амплитуду колебаний силового агрегата при заданных условиях возбуждения. При этом значения резонансных частот остаются прежними. Полученные результаты характеризуют существенное влияние системы поддресоривания автомобиля на колебания силового агрегата.

Предварительные расчеты частотных спектров колебаний силового агрегата показали также значительное влияние демпфирующих свойств опор на величину виброперемещений в особенности в зоне резонансных частот.



**Рис. 1. Влияние демпфирования в опорах силового агрегата на его виброперемещения**

На графике рис. 1 показано изменение спектра виброперемещений контрольной точки силового агрегата при введении в расчетную модель демпфирующих свойств его опор. Верхняя линия показывает спектр для модели без учета демпфирования. Средняя – спектр при введении условного показателя демпфирования в направлении вертикальной оси величиной 5% от критического для опоры коробки передач. Нижний график показывает результаты расчета при учете того же показателя демпфирования во всех опорах силового агрегата. Из данного предварительного расчета следует вывод о существенном влиянии демпфирования на колебания исследуемого объекта. Как и следовало ожидать, наибольшее влияние на виброперемещения демпфирование оказывает в зоне резонансных частот. В нашем случае амплитуда колебаний наиболее значительно снижается на частоте 11 Гц. На частоте 7 Гц влияние демпфирования не столь заметно в связи с изменением формы колебаний и уменьшением доли вертикальных перемещений в опорах.

В связи с этим для уточнения характеристик демпфирования подвески силового агрегата был проведен анализ его свободных затухающих колебаний. В проведенном эксперименте, с использованием оборудования Центра коллективного пользования «Транспортные системы», к силовому агрегату, установленному на автомобиле, прикладывалась сила, чтобы вывести его из положения равновесия, далее после снятия внешнего воздействия регистрировалась амплитуда затухающих колебаний. Затем полученные экспериментальные данные использовались для задания показателей демпфирования элементов опор силового агрегата в расчетной конечно-элементной модели. На рис. 2 показан график вертикальных перемещений точки картера двигателя, полученный в результате данного эксперимента.

Далее путем обработки результатов эксперимента был получен спектр вертикальных перемещений контрольной точки картера двигателя. Анализ спектра показал, что основная частота колебаний при данных условиях возмущения составляет около 5 Гц, что соответствует первой частоте собственных колебаний силового агрегата. Таким образом, сравнение расчетных и экспериментальных данных подтверждает правильность задания упругих характеристик опор силового агрегата, а также его массовых и инерционных параметров в расчетной модели. Но для уточнения показателей демпфирования упругих опор необходимо провести специальный расчет, имитирующий условия проведенного эксперимента.

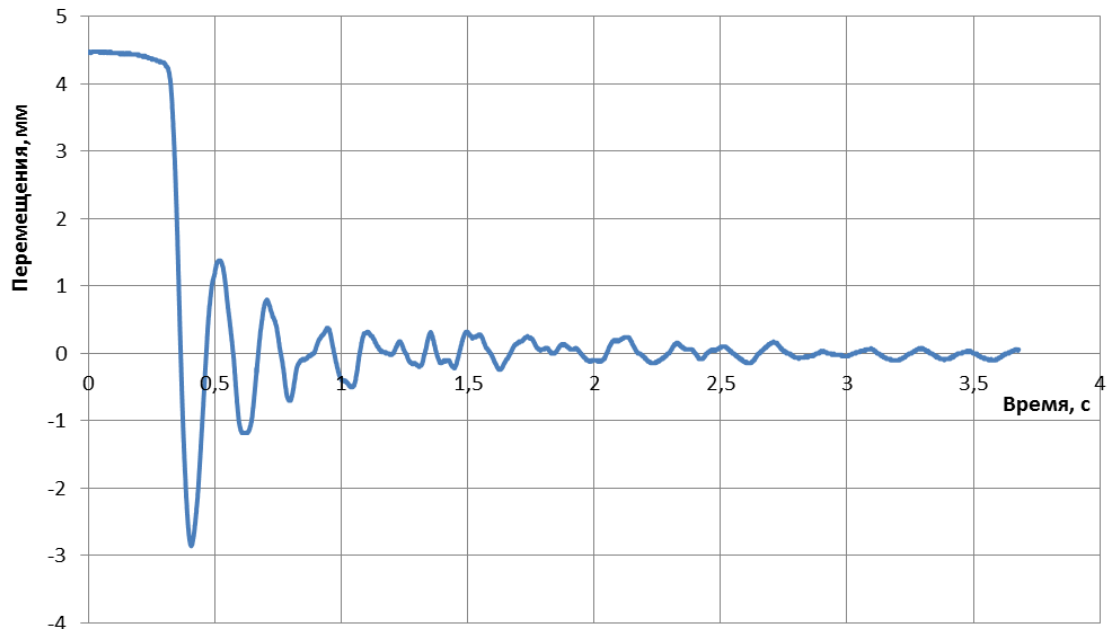


Рис. 2. Свободные затухающие колебания силового агрегата

В расчете возмущение колебаний модели проводилось заданием силы, приложенной в узловой точке, соответствующей точке приложения силы в эксперименте. Величину силы определяли по перемещению узла, соответствующего точке контроля перемещений в эксперименте. Подбирая в модели показатели демпфирования элементов опор двигателя и коробки передач, добивались декремента затухания, полученного в ходе эксперимента.

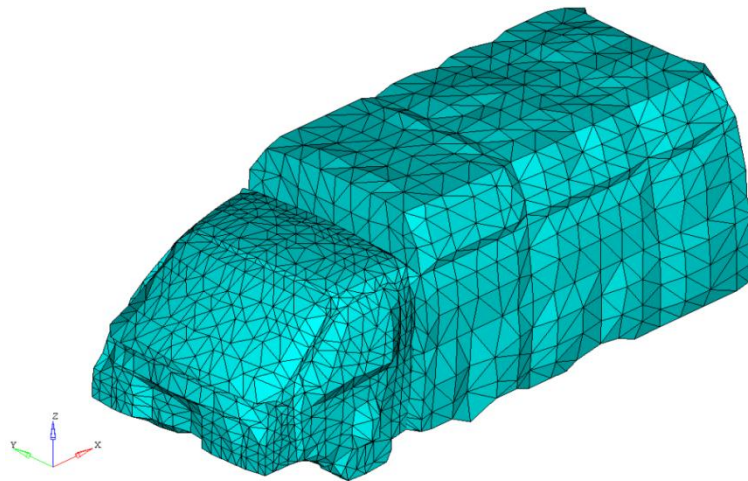


Рис. 3. Конечно-элементная модель акустического объема

Таким образом, последовательное проведение ряда экспериментов и решение соответствующих задач имитационного моделирования позволяет получить в результате исследования адекватную расчетную модель, адаптированную для расчетов, направленных на разработку технических решений по снижению вибронгруженности элементов конструкции автомобиля. Для проведения акустического анализа была разработана модель воздушной среды внутреннего пространства салона (акустического объема), показанная на рис. 3. Все узловые точки внешней поверхности модели акустического объема, прилегающие к элементам несущей структуры автомобиля, совпадают по координатам с соответствующими узлами модели несущей системы, таким образом, было задано взаимодействие акустического объема с элементами конструкции автомобиля.

В качестве начального этапа акустического анализа был проведен расчет уровня структурного шума в акустическом объеме при возбуждении колебаний неуравновешенными силами инерции второго порядка рядного четырехцилиндрового двигателя. Для контроля уровня шума выбрана точка модели, соответствующая положению правого уха водителя. В результате был получен частотный спектр звукового давления в контрольной точке в диапазоне частот до 140 Гц. Для анализа влияния уровня внутреннего шума на людей был проведен перерасчет звукового давления в эквивалентный уровень шума, измеряемый шумомером по шкале А, то есть с учетом чувствительности человека к уровню звукового давления при разных частотах. График спектра уровня шума в дБА показан на рис. 4.

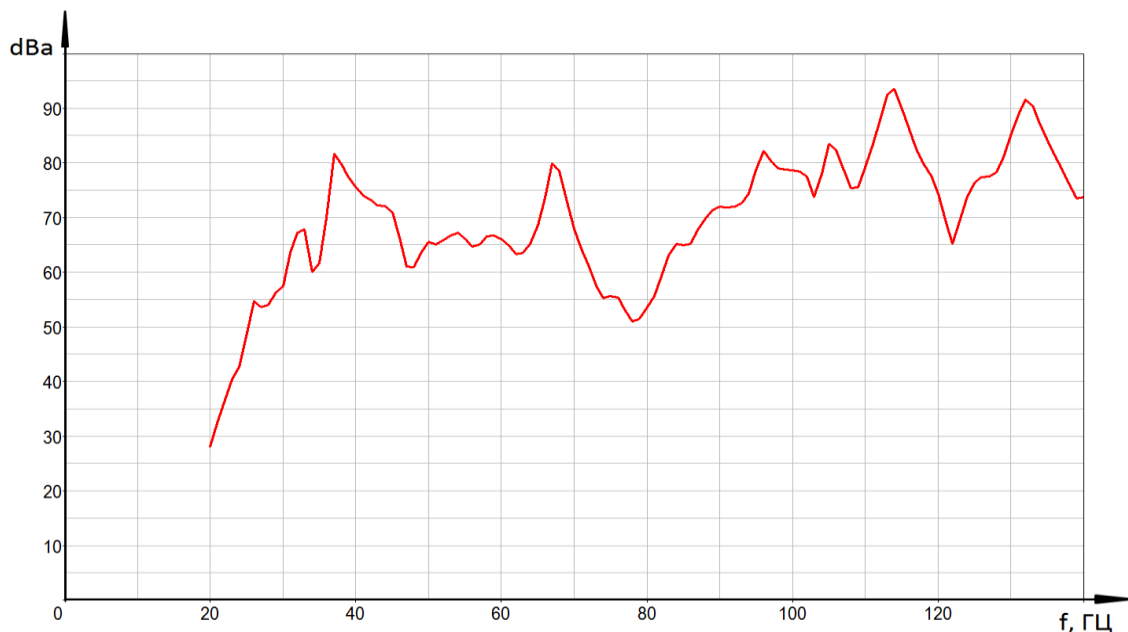


Рис. 4. Спектр уровня шума (дБА)

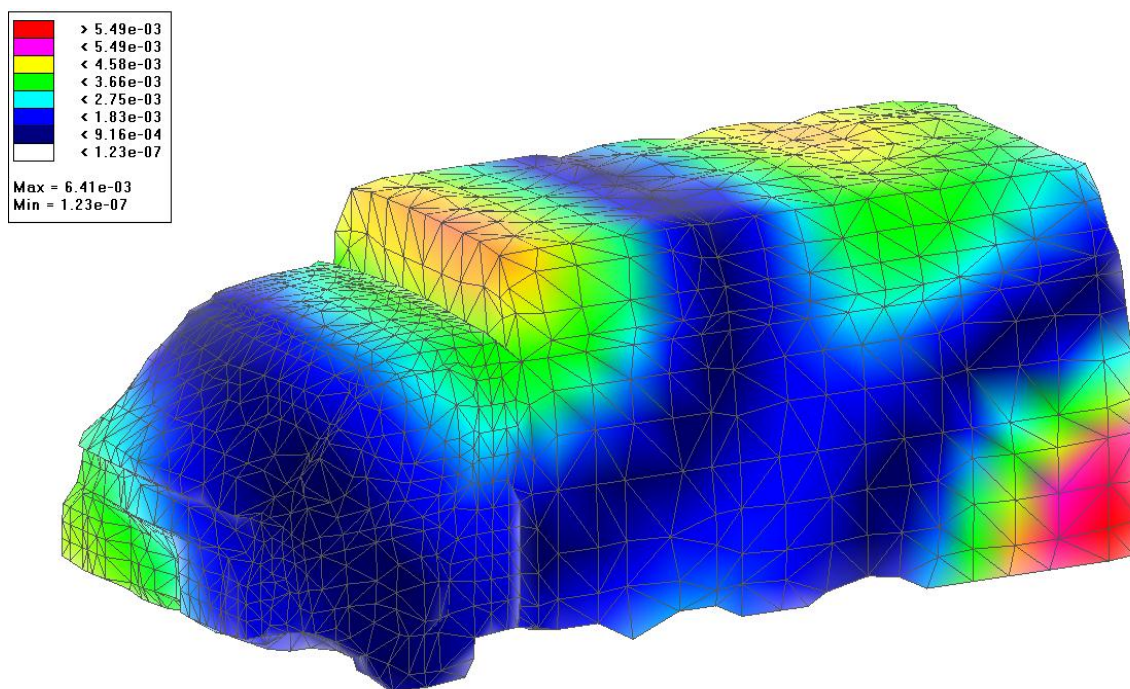


Рис. 5. Уровни звукового давления в акустическом объеме, МПа

На графике заметно возрастание эквивалентного уровня шума при увеличении частоты. На рис. 5 показан характер распределения звукового давления в пространстве салона автомобиля при одной из пиковых частот спектра - 113 Гц.

Полученные результаты расчета показывают, что в области внутреннего пространства кабины автомобиля уровни звукового давления от структурного шума относительно невысокие. Звуковое давление возрастает в зоне крыши фургона и в задней нижней части кузова, при этом эквивалентный уровень шума в кабине возрастает с увеличением частоты.

#### Библиографический список

1. **Соловьев, Д.В.** Расчетные и экспериментальные исследования колебаний двигателя автомобиля на режиме холостого хода / Д.В. Соловьев [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2014. №1. С. 150–155.
2. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976.
3. **Тольский, В.Е.** Виброакустика автомобиля / В.Е. Тольский. – М.: Машиностроение, 1988.
4. **Takahashi, T.** Sound transmission analysis using the hybrid finite element - wave based approach for coupled vibroacoustic problems / T. Takahashi [et al.] // Proceedings of ISMA including USD, 2010 P. 4697–4712.
5. **Lenzi, M. S.** New insights of an energy flow visualization into vehicle design / M. S. Lenzi [et al.] // Proceedings of ISMA including USD, 2010. P. 2025–2038.
6. **Huijssen, J.** Simulation of pass-by noise of automotive vehicles in the mid-frequency range using Fast Multipole BEM / J. Huijssen [et al.] // Proceedings of ISMA including USD, 2010. P. 4697–4712.
7. **Eisele, G.** Application of Vehicle Interior Noise Simulation (VINS) for NVH Analysis of a Passenger Car / G. Eisele [et al.] // SAE International, 2005.
8. **Sang-Hyun, Jee.** The Application of the Simulation Techniques to Reduce the Noise and Vibration in Vehicle Development / Jee Sang-Hyun, Yi Jong-Cheol // FISITA World Automotive Congress June 12-15, Korea, Seoul, 2000.
9. **Yuksel, E.** Vibro-Acoustic Design Optimization Study to Improve the Sound Pressure Level Inside the Passenger Cabin / E. Yuksel, G. Kamci, I. Basdogan // Journal of Vibration and Acoustics. 2012. V. 134.

*Дата поступления  
в редакцию 30.09.2014*

**D.V. Solovyov<sup>1</sup>, A.V. Gerasin<sup>1</sup>, A.A. Shturmin<sup>1</sup>, V.I. Otmahov<sup>2</sup>**

#### THE RESEARCH OF POWER UNIT INFLUENCE ON VIBROACOUSTIC PERFORMANCES OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLE

Nizhny Novgorod state technical university n. a. R.E. Alexeev<sup>1</sup>

**Purpose:** Estimating acoustic performances of commercial truck on the basis of computer analysis results and its comparison with experimental data.

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

**Findings:** The possibility of precise vibroacoustic processes 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, acoustics, NVH analysis.