



# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 629.3

**И.А. ТРУСЕВИЧ**, канд. техн. наук

младший научный сотрудник<sup>1</sup>

доцент кафедры гусеничных машин и прикладной механики<sup>2</sup>

инженер-конструктор 1-й категории<sup>3</sup>

E-mail: mrtrilal@gmail.com

**А.И. ТАРАТОРКИН**, д-р техн. наук

старший научный сотрудник<sup>1</sup>

E-mail: alexander\_tar@mail.ru

**И.А. ТАРАТОРКИН**, д-р техн. наук, проф.

главный научный сотрудник, заведующий отделом механики транспортных машин<sup>1</sup>

профессор кафедры гусеничных машин и прикладной механики<sup>2</sup>

E-mail: ig\_tar@mail.ru

<sup>1</sup>Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Российская Федерация

<sup>2</sup>Курганский государственный университет, г. Курган, Российская Федерация

<sup>3</sup>АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Российская Федерация

Поступила в редакцию 07.08.2023.

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОРПУСА АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ КАТЕГОРИИ N2 НА ОСНОВЕ МЕТОДА МОДАЛЬНОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

*В настоящее время общемировой тенденцией в области разработки транспортных машин является обеспечение высоких показателей безопасности, энергоэффективности и комфортабельности, характеризующейся, в первую очередь, эргономическими и виброакустическими показателями. Это вынуждает инженеров и ученых постоянно стремиться к снижению уровня шума, издаваемого как машиной в целом, так и отдельными агрегатами и системами. Данная работа является продолжением серии статей, посвященных разработке верифицированной математической модели перспективной автоматической коробки передач (АКП) для автомобиля категории N2, достоверно характеризующей ее виброакустическое поведение. Представлены результаты расчетно-экспериментального исследования виброакустического поведения АКП, включающие этапы испытаний, обработки и анализа их результатов, верификацию расчетной модели, созданной в программном продукте Simcenter 3D, определение основных источников акустического излучения и разработку предложений по его снижению. Получены виброакустические характеристики объекта исследования — частоты — и соответствующие им значения акустического давления, выполнена их локализация на корпусе АКП. Разработанная и верифицированная модель АКП позволяет с удовлетворительной точностью прогнозировать уровень вибрации и акустического излучения. На основании сравнительного оценочного моделирования различных вариантов изменения конструкции определены наилучшие, позволяющие получить минимальный уровень акустического давления в точках измерения и нейтрализовать наиболее значимые формы колебаний. Внесение в конструкцию разработанных научно-обоснованных технических решений позволило снизить интегральный уровень акустического давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.*

**Ключевые слова:** NVH, виброакустика, коробка передач, симуляция, верификация, экспериментальное исследование, цифровая копия, нелинейность, прогнозирование

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-4-65-38-46>

**Введение.** Для удовлетворения требования потребителей к шумовым характеристикам кабины (салона) транспортной машины необходимо постоянно стремиться к снижению уровня шума, излучаемого конструкцией. Но прежде важно определить части изделия, вносящие наибольший вклад в интегральный уровень шума. Основными из них являются двигатель внутреннего сгорания [1–3], включая системы впуска, выпуска и охлаждения [4–7], трансмиссия [8–11], ходовые системы [12–14] и отдельные элементы гидравлических систем [15–17].

Общие методы и подходы к снижению вибрационного и шумового излучения, производимого двигателем, давно известны и широко применяются [18–20]. Однако современные тренды на внедрение более компактных и экономичных двигателей совместно с новыми технологиями для снижения выбросов, такими как отключение цилиндров, использование двух видов топлива, обедненное сгорание, остановка запуска, гибридизация или рециркуляция выхлопных газов, негативно влияют на вибрации двигателя, поэтому создание более «тихих» трансмиссий стало приоритетным для современных транспортных средств [21–23].

На протяжении долгого времени многие ученые и инженеры, рассматривая виброакустическое поведение трансмиссий, уделяли свое внимание исключительно крутильным колебаниям и различным способам их снижения как методом фильтрации, путем установки сцепления, гидромуфты, гидротрансформатора, двухмассового маховика или центробежного маятникового поглотителя, так и за счет совершенствования параметров силовой установки. Так, в своей работе [24] вибрация трансмиссии автобуса рассматривается в качестве основной причины неудовлетворительного уровня шума в салоне, выполняет экспериментальное исследование и проводит анализ его результатов, что позволяет предложить подходы к снижению крутильных колебаний трансмиссии, а следовательно, и интегрального уровня шума.

В более поздних работах [25, 26] исследователи начинают применять современные программные пакеты для определения собственных частот и форм колебаний корпусов редукторов и коробок передач и снижать уровень шума и вибрации за счет внесения изменений в их конструкции.

В работе [21] рассматриваются методы и подходы, используемые для снижения уровня вибрации и шума коробок передач. В отличие от представленных выше исследований, в данной работе приоритетным направлением считается решение

проблемы за счет снижения уровня вибрации и шума в источнике вместо использования корпуса для уменьшения излучаемого шума. Снижение уровня вибрации и шума коробки передач достигается благодаря совершенствованию конструкции зубчатых колес, выполняется проверка влияния изменений на излучаемый шум и определяется вклад зубчатых колес в общий уровень шума транспортного средства.

В данной статье рассматривается совокупность факторов, формирующих виброакустическую активность коробки передач, определяемую модальными характеристиками корпуса, параметрами зубчатых колес и другими трудно формализуемыми процессами.

Все изложенное в данной статье является продолжением работ [27, 28], в которых показан процесс создания верифицированной математической модели перспективной АКП для автомобиля категории N2 на основе метода модального представления динамической системы [29], которая должна адекватно описывать ее виброакустическое поведение в процессе эксплуатации. На основании проделанных ранее работ, в данном исследовании использовались верифицированная модальная модель [27], учитывались нагрузки, формируемые зубчатыми зацеплениями [28] и возмущения, создаваемые масляным насосом [29].

Задачами этапа научно-исследовательской работы, описанного в этой статье, являются:

- экспериментальное определение уровней звукового давления и акустически активных зон во всем диапазоне передач без нагрузки и под нагрузкой;
- выполнение расчетов в составленной ранее математической модели и сопоставление экспериментальных характеристик и расчетных результатов;
- верификация математической модели на основе экспериментальных данных;
- предложение комплекса мер для снижения акустического давления, излучаемого АКП.

**Экспериментальное исследование.** Испытания проводились в лабораторных условиях на стенде, при этом измерялся уровень акустического давления и определялось расположение акустически активных зон АКП. При проведении экспериментальных исследований использовались акустическая решетка MicrodB с камерой LMS HD AcousticCamera, регистратор виброакустических сигналов LMS SCADAS SCR05, ноутбук с программным обеспечением для управления регистрацией данных Siemens Simcenter Testlab (Руководство пользователя LMS Test.Lab Impact Testing v.18.2; Руководство пользователя для Scadas

Mobile & Recorder v. 2.1; Руководство пользователя для Scadas XS v. 2.1).

При проведении подобных работ наличие связи между уровнями механических колебаний на частотах собственных форм колебаний и пиками на спектре акустического шума в специализированных программных продуктах описывается специальными функциями (ATV, MATV и др.). Тем не менее непосредственный совместный анализ спектров механических вибрационных колебаний и спектров акустических давлений, полученных по результатам измерений с помощью акустической решетки, также позволяет установить эту связь в первом приближении. Если область высокого давления акустического шума совпадает или находится рядом с узлами, имеющими пик вибрации на этой же частоте, то можно утверждать, что такая связь существует и эта собственная форма колебаний является значимой и акустически активной на поверхности корпуса АКП.

На рисунке 1 представлен общий вид экспериментальной установки. Сбор данных осуществлялся на всех рассматриваемых режимах работы АКП согласно методике испытаний, а переход к следующему режиму осуществлялся только после выполнения анализа достаточности и корректности измерений на текущем.

На рисунке 2 представлен спектр акустического давления на 1-й передаче с номинальными оборотами 2200 об/мин.

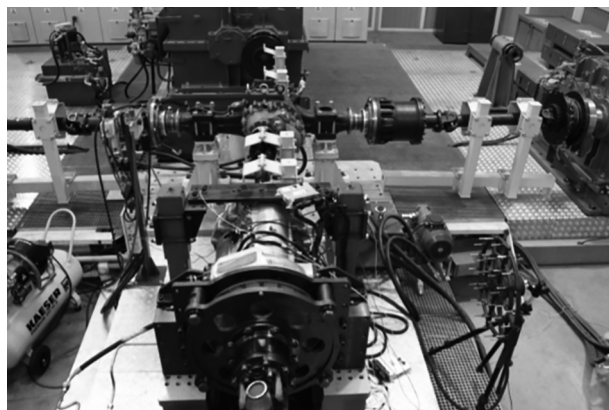


Рисунок 1 — Общий вид экспериментальной установки  
Figure 1 — General view of the experimental installation

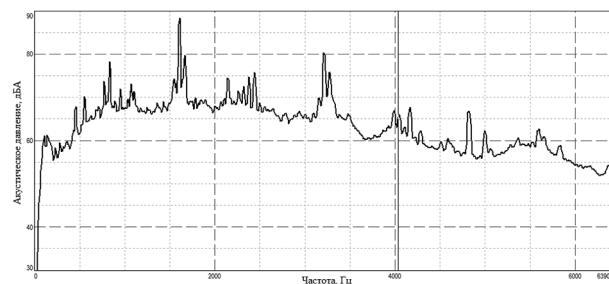


Рисунок 2 — Спектр акустического давления на 1-й передаче, 2200 об/мин  
Figure 2 — Acoustic pressure spectrum in 1st gear, 2,200 rpm

Здесь хорошо просматривается пик на частоте около 1610 Гц, что удовлетворительно совпадает с частотой максимального уровня вибрации — 1600 Гц и с частотой собственной формы колебаний АКП — 1596 Гц.

На этом же рисунке есть пик на частоте 3270 Гц, что близко к частоте собственной формы колебаний 3296 Гц. Логично предположить, что максимальные уровни акустического давления будут располагаться рядом с точками, где имеется максимум вибраций на частоте собственной формы колебаний. Согласно результатам экспериментального исследования вибраций при 1800 об/мин наблюдается пик с частотой 3290 Гц. На рисунке 3 показан график спектра акустического давления для этого уровня оборотов. Курсором отмечен пик в районе частоты 3270 Гц.

На рисунке 4 показано распределение акустического давления на 1-й передаче при частоте вращения 1800 об/мин для полосы частот 3200...3490 Гц.

Как видно из рисунка 4, область максимального давления находится в центральной части боковой поверхности картера в зоне установки вибродатчика. Еще одна область шума с амплитудой до 68,8 дБ находится в правой верхней части зоны оребрения. Аналогичным образом был выполнен анализ экспериментальных данных для остальных режимов.

**Аналитическое исследование.** В созданную на предыдущих этапах исследования модель [27, 28] для повышения эффективности расчета был добавлен метод ATV (Acoustic Transfer Vectors), позволяющий быстро находить значение акустического откли-

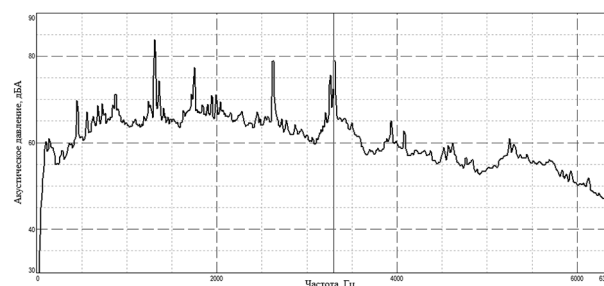


Рисунок 3 — Спектр акустического давления на 1-й передаче, 1800 об/мин

Figure 3 — Acoustic pressure spectrum in 1st gear, 1,800 rpm

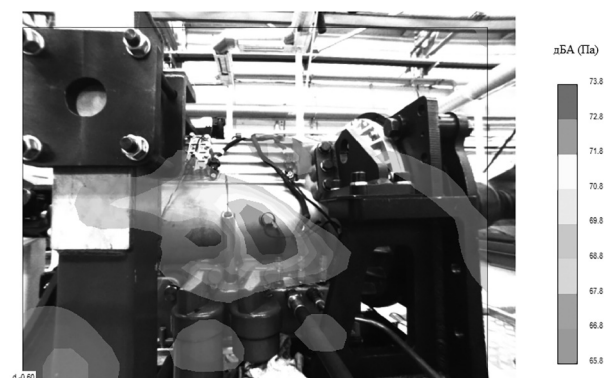


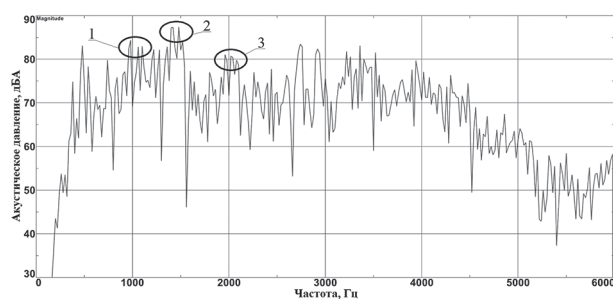
Рисунок 4 — Распределение акустического давления на 1-й передаче, 1800 об/мин, частота 3200...3490 Гц  
Figure 4 — Acoustic pressure distribution in 1st gear, 1,800 rpm, frequency 3,200...3,490 Hz

ка в искомой точке через передаточные функции, рассчитанные между всеми узлами модели-источника (корпус АКП) и узлами модели-приемника (микрофоны). Верификация по акустическим характеристикам проводилась путем сопоставления результатов теоретического и экспериментального исследования акустического излучения АКП (рисунки 5, 6).

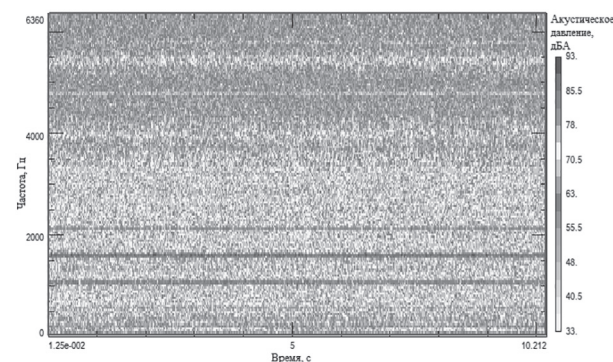
Рассмотрим процесс на примере 5-й передачи при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2122 об/мин. В диапазонах частот 1000–1200, 1500–1700 и 2100–2200 Гц в экспериментальных данных (см. рисунок 5 *b*) наблюдаются сразу три широкие горизонтальные линии с высоким уровнем акустического давления, что явно соответствует нескольким близким по частоте пикам (см. области 1, 2 и 3 на рисунке 5 *a*), полученным расчетным способом. Аналогичные выводы, но для значимых линий и пиков, можно сделать для всего интересующего нас диапазона частот от 500 до 3500 Гц. Важно отметить, что при верификации делался упор на совпадение областей пиковых значений, а не на их количественные показатели.

На рисунке 6 представлено сравнение локализованного акустического излучения и соответствующей расчетной формы колебаний корпуса АКП.

На основе сопоставления и анализа результатов теоретического и экспериментального исследования акустического излучения АКП было установлено, что основным источником акустического излучения являются боковые стенки картера.



*a*



*b*

**Рисунок 5 — Спектр акустического давления на 5-й передаче, 2122 об/мин: *a* — расчетное значение; *b* — экспериментальное значение**

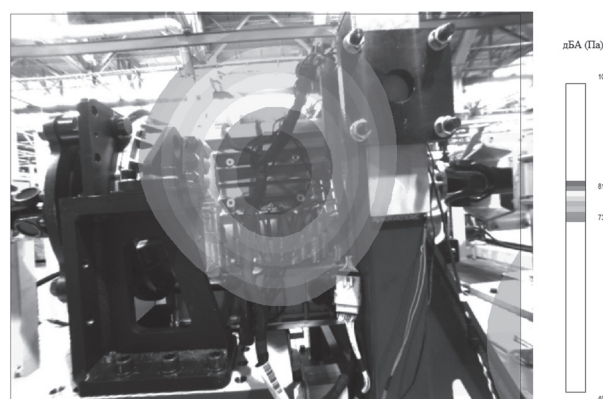
**Figure 5 — Acoustic pressure spectrum in 5th gear, 2,122 rpm: *a* — calculated value; *b* — experimental value**

Кроме того, расчетные исследования показали высокоамплитудные вынужденные колебания поддона на всех рассматриваемых режимах работы. Для снижения уровня акустического излучения предложено несколько вариантов оребрения картера (рисунок 7) и поддона (рисунок 8).

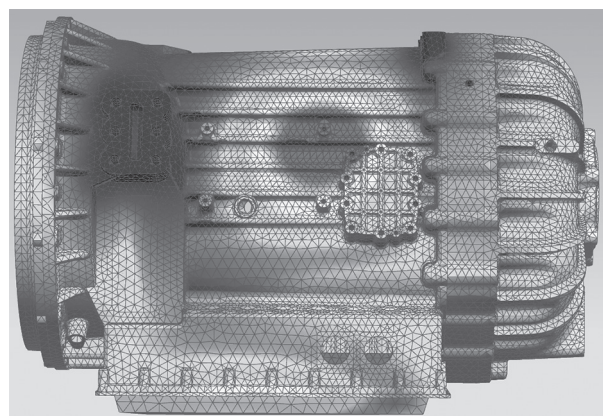
На основании оценочного моделирования, заключающегося в сравнении уровней акустического давления в точках измерения, различных вариантов изменения конструкции были подобраны рекомендуемые параметры оребрения картера и толщины поддона (это оказалось эффективнее, чем оребрение). Важно отметить, что рассматривались различные варианты оребрения (не только форм, но и толщины, высоты и шага ребер). При этом решалась задача не только достижения требуемых показателей акустического давления, но и уничтожения наиболее значимых форм колебаний.

Сравнительные результаты приведены на рисунке 9. Вынужденные формы колебаний корпуса АКП представлены на рисунках 10 и 11.

Как видно из рисунка 9, уровень акустического давления после внесения изменений в конструкцию не превышает 76 дБА на расстоянии 1 м от боковой стенки картера и лишь в некоторых



*a*



*b*

**Рисунок 6 — Частота 1100 Гц, 5-я передача, частота вращения коленчатого вала 2122 об/мин: *a* — локализация акустического излучения на поверхности картера; *b* — соответствующая форма колебаний на боковой поверхности картера**

**Figure 6 — Frequency 1,100 Hz, 5th gear, crankshaft rotation frequency 2,122 rpm: *a* — localization of acoustic radiation on the case surface; *b* — corresponding form of oscillations on the case side surface**

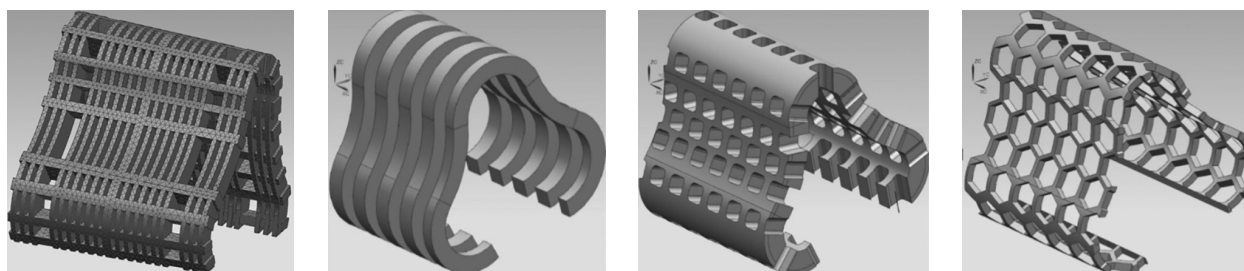


Рисунок 7 — Варианты оребрения картера АКП  
Figure 7 — AT case finning options

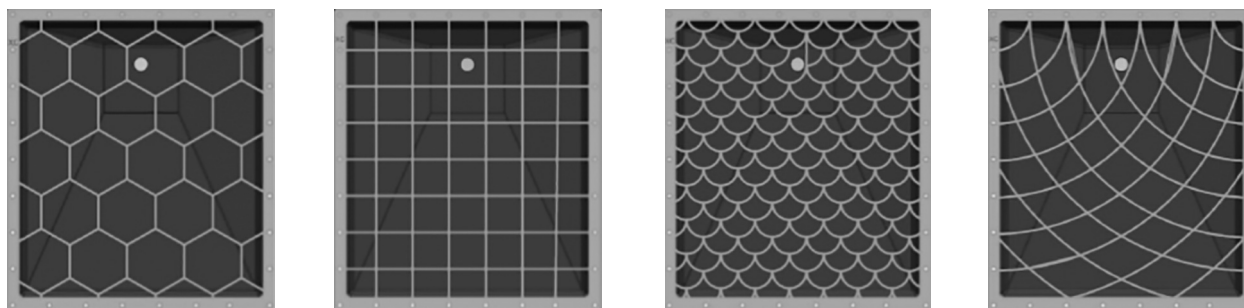


Рисунок 8 — Варианты оребрения поддона АКП  
Figure 8 — AT pallet finning options

диапазонах превысил изначальный. Таким образом, на основе расчетной оценки эффективности предложенных мероприятий можно сделать вывод о снижении интегрального уровня акустического давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.

**Выводы.** В результате выполненных экспериментальных работ получены виброакустические характеристики АКП на установившихся режимах в широком диапазоне частот вращения и нагрузки для всех передач. Получены частоты и соответствующие им значения акустического давления, выполнена их локализация на корпусе АКП.

На некоторых режимах по оборотам на 1-й, 2-й, 4-й, 5-й и 7-й передачах определена взаимо-

связь между собственными формами колебаний и пиками на спектре акустического давления. На остальных — пики являются вынужденными колебаниями.

Установлено, что акустическое излучение со значительными амплитудами (больше 60 дБА) соответствует диапазону частот от 200 до 4000 Гц. Доминирующими частотами излучения являются следующие: 1100, 1500, 2100, 2800 и 3540 Гц. При этом в диапазоне от 200 до 600 Гц идентифицировать принадлежность акустического излучения не удалось, что может быть связано с общей зашумленностью места проведения эксперимента. При этом очевидно, что во всем диапазоне частот наибольший вклад в акустическое излучение вносят вибрации боковых поверхностей картера и поддона АКП, что можно подтвердить, используя верифицированную расчетную модель, а также предположить существенный вклад в общий уровень акустического излучения крышки сцепления.

Разработана верифицированная модель АКП для оценки виброакустических параметров, позволяющая с удовлетворительной точностью прогнозировать уровень вибрации и акустического излучения.

Введение оребрения картера и увеличение толщины поддона АКП привело к смещению очагов вибрации на поверхности корпуса в зону юбки картера, крышки демультипликатора и крышки сцепления. На отдельных формах сохранились вибрации в области боковых стенок и крыши картера, но их амплитуды снизились по сравнению с существовавшими до введения изменений в конструкцию. Все это позволило снизить интегральный уровень акустического давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.

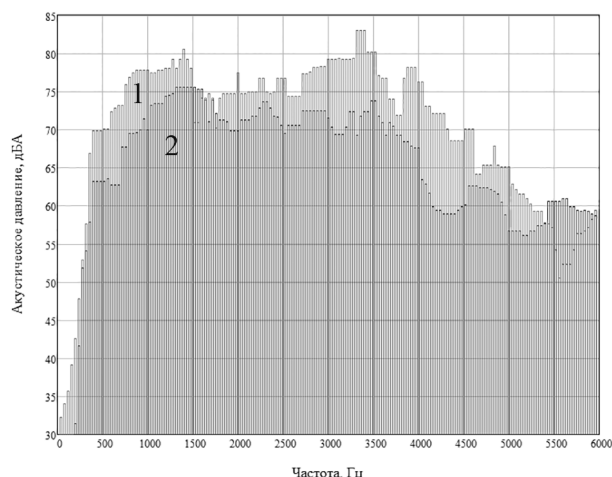
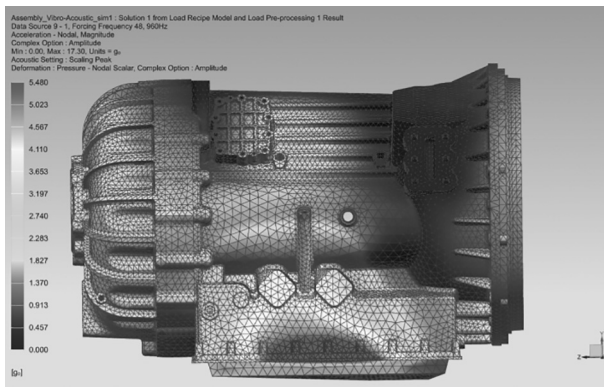


Рисунок 9 — Спектр акустического давления:

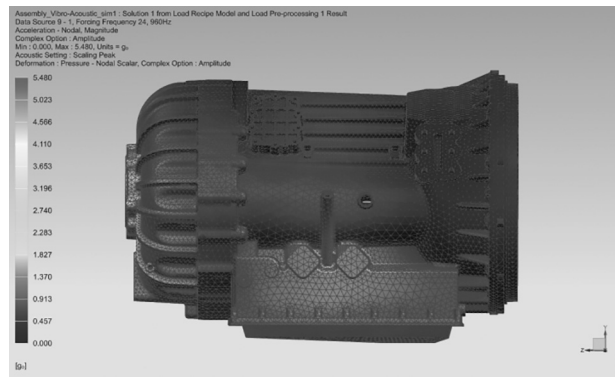
1 — уровень акустического давления до внесения изменений в конструкцию; 2 — после внесения изменений

Figure 9 — Acoustic pressure spectrum:

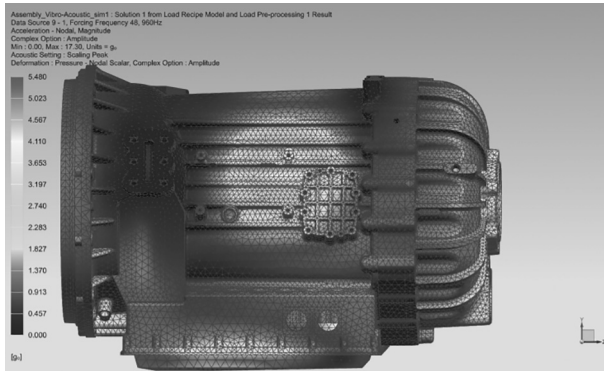
1 — acoustic pressure level before changes were made to the design;  
2 — after changes were made



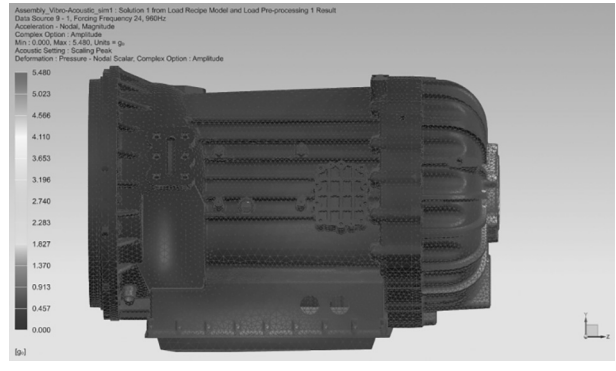
a



b

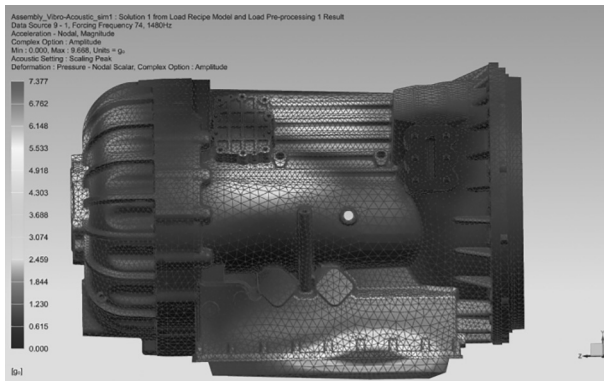


c

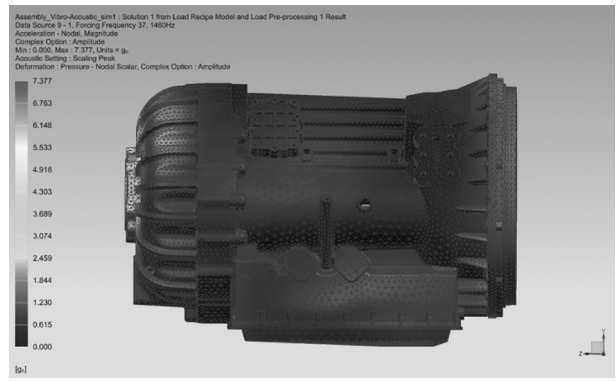


d

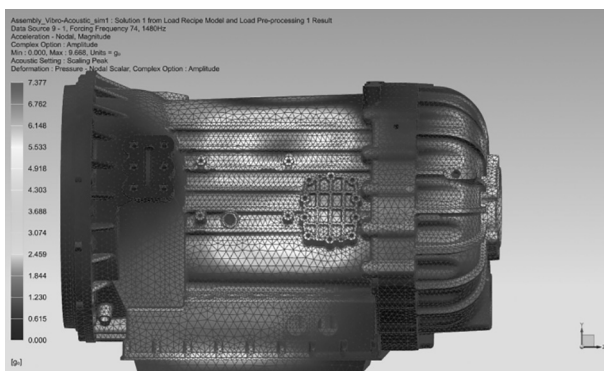
Рисунок 10 — Форма колебаний АКП на частоте 960 Гц: *a, c* — до внесения изменений в конструкцию; *b, d* — после внесения изменений  
Figure 10 — Shape of AT oscillations at the frequency of 960 Hz: *a, c* — before changes were made to the design; *b, d* — after changes were made



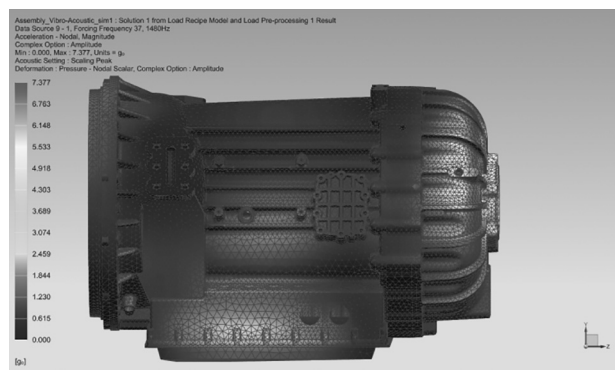
a



b



c



d

Рисунок 11 — Форма колебаний АКП на частоте 1480 Гц: *a, c* — до внесения изменений в конструкцию; *b, d* — после внесения изменений  
Figure 11 — Shape of AT oscillations at the frequency of 1,480 Hz: *a, c* — before changes were made to the design; *b, d* — after changes were made

## Список литературы

- Xu, Z. Experimental Research on Idle Combustion Noise of a Diesel Engine / Z. Xu // *Journal of Physics: Conference Series*. — 2022. — Vol. 2359. — DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2359/1/012003>.
- Modeling and NVH Analysis of a Full Engine Dynamic Model with Valve Train System / Z. Xu [et al.] // *Applied Sciences*. — 2020. — Vol. 10, iss. 15. — DOI: <https://doi.org/10.3390/app10155145>.
- Tan, Y. Sound Quality Evaluation Metrics on Diesel Engines / Y. Tan, B. Zhang, Z. Yuan // *SAE Technical Paper 2023-01-1128*. — 2023. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2023-01-1128>.
- Tan, Y. Sound Quality Enhancement with Exhaust Manifold and Hot-End Structure Optimization on H8 Engine Systems / Y. Tan // *SAE Technical Paper 2022-01-0621*. — 2022. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2022-01-0621>.
- Hou, H. Coupled Fluid-Structure Analysis for Exhaust System NVH / H. Hou // *SAE Technical Paper 2014-01-0020*. — 2014. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-0020>.
- Air Intake System NVH Performance Development for Commercial Vehicle / V. John Britto [et al.] // *SAE Technical Paper 2014-01-0019*. — 2014. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-0019>.
- Impact of engine cooling fan on vehicle interior NVH / Y.-L. Gao [et al.] // *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*. — 2015. — No. 1. — Pp. 53–56. — DOI: <https://doi.org/10.13949/j.cnki.nrjgc.2015.01.009>.
- Abe, T. Driving the next generation of Powertrain NVH Refinement through Virtual Design / T. Abe, M.J. Felice // *Proc. of ISMA 2010 – International Conference on Noise and Vibration Engineering, including USD 2010, Leuven, Belgium, 2010*. — Pp. 4275–4291.
- Pasch, G. NVH System Simulation of a Tractor with Hydrostatic-Mechanical Power Split Transmission / G. Pasch, G. Jacobs, J. Berroth // *Landtechnik*. — 2020 — Vol. 75, no. 4. — Pp. 301–315. — DOI: <https://doi.org/10.15150/lt.2020.3254>.
- Zhang, J. Launching Rattle Noise Test Analysis and Improvement for a SUV with 6AT Automatic Transmission / J. Zhang, Y. Bao // *Proc. of China SAE Congress 2022: Selected Papers*. — 2023. — Pp. 288–298. — DOI: [https://doi.org/10.1007/978-981-99-1365-7\\_21](https://doi.org/10.1007/978-981-99-1365-7_21).
- Tüma, J. Vehicle Gearbox Noise and Vibration: Measurement, Signal Analysis, Signal Processing and Noise Reduction Measures / J. Tüma. — John Wiley & Sons, Ltd, 2014. — 243 p. — DOI: <https://doi.org/10.1002/9781118797563>.
- Zhang, J. From Measured Road Profile to Tire Blocked Forces for Road Noise Prediction / J. Zhang, T. Geluk // *SAE Technical Paper 2023-01-1084*. — 2023. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2023-01-1084>.
- Vehicle road noise prediction using component-based transfer path analysis from tire test-rig measurements on a rolling tire / J. Ortega Almirón [et al.] // *Journal of Sound and Vibration*. — 2022. — Vol. 523. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116694>.
- Heckl, M. Tyre noise generation / M. Heckl // *Wear*. — 1986. — Vol. 113, iss. 1. — Pp. 157–170. — DOI: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(86\)90065-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(86)90065-7).
- Lukić, J. An Approach to an NVH Investigation of Vehicle Hydraulic Pumps / J. Lukić // *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*. — 2011. — Vol. 30, iss. 2. — Pp. 137–147. — DOI: <https://doi.org/10.1260/0263-0923.30.2.137>.
- Oh, J. A Computational and Experimental Investigation on the Effect of Bleed Slits for a Shim Stack Type Hydraulic Damper / J. Oh, S. Sankaran, J. Truitt // *SAE Technical Paper 2023-01-1059*. — 2023. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2023-01-1059>.
- Study on pressure fluctuation control of a regenerative pump for fuel system / L. Zhang [et al.] // *Chinese Journal of Engineering Design*. — 2017. — Vol. 24, iss. 4. — Pp. 395–402. — DOI: <https://doi.org/10.3785/j.issn.1006-754X.2017.04.005>.
- Beidl, C. Key Steps and Methods in the Design and Development of Low Noise Engines / C. Beidl, A. Rust, M. Rasser // *SAE Technical Paper 1999-01-1745*. — 1999. — DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1745>.
- Combining sensitivity and uncertainty analysis to efficiently quantify parametric uncertainties in NVH system simulation models / S. Wischmann [et al.] // *Forschung im Ingenieurwesen*. — 2023. — Vol. 87, iss. 1. — Pp. 453–467. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00644-z>.
- Prediction and Analysis of Diesel Engine Combustion Noise Using Transfer Function Method / Z. Wei [et al.] // *International Journal of Automotive Technology*. — 2021. — Vol. 22, iss. 3. — Pp. 665–676. — DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-021-00662-y>.
- Handbook of Noise and Vibration Control / M.J. Crocker [et al.]; ed. by M.J. Crocker. — John Wiley & Sons, Inc., 2007. — 1600 p. — DOI: <https://doi.org/10.1002/9780470209707>.
- Automotive Engineering Powertrain, Chassis System and Vehicle Body / ed by D. Crolla. — Butterworth-Heinemann, 2009. — 834 p.
- Plunt, J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis / J. Plunt // *Sound and vibration*. — 2005. — Vol. 39, iss. 11. — Pp. 12–17.
- Refinement of vehicle interior noise by reduction of driveline vibrations / O. Tandogan [et al.] // *The Journal of the Acoustical Society of America*. — 2010. — Vol. 127, iss. 3\_Supplement. — DOI: <https://doi.org/10.1121/1.3384011>.
- Dynamic Vibration Analysis of Gear Box Casing using ANSYS Software / B. Ganesha [et al.] // *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. — 2017. — Vol. 6, iss. 7. — Pp. 13354–13362. — DOI: <https://doi.org/10.15680/IJRSET.2017.0607128>.
- Analysis for the Dynamic Characteristic of the Automobile Transmission Gearbox / F. Yu [et al.] // *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. — 2013. — Vol. 5, iss. 4. — Pp. 1449–1453. — DOI: <https://doi.org/10.19026/rja-set.5.4886>.
- Верификация модальной модели трансмиссии с целью прогнозирования NVH параметров / И.А. Трусевич [и др.] // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. — 2021. — Т. 21, № 3. — С. 61–68.
- Алгоритм оптимизации вибрационных нагрузок, формируемых зубчатыми зацеплениями перспективной коробки передач грузового автомобиля / И.А. Трусевич [и др.] // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. — 2021. — Т. 21, № 4. — С. 5–14.
- Тараторкин, А.И. Научные методы снижения динамической и виброакустической нагруженности силовых передач колесных и гусеничных машин путем вариации модальных свойств: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / А.И. Тараторкин. — М., 2022. — 377 л.

TRUSEVICH Ilya A., Ph. D. in Eng.

Junior Researcher<sup>1</sup>

Associate Professor of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics<sup>2</sup>

First Category Design Engineer<sup>3</sup>

E-mail: mrtrilal@gmail.com

TARATORKIN Alexander I., D. Sc. in Eng.

Senior Researcher<sup>1</sup>

E-mail: alexander\_tar@mail.ru

TARATORKIN Igor A., D. Sc. in Eng., Prof.

Chief Researcher, Head of the Department of Mechanics of Transport Vehicles<sup>1</sup>

Professor of the Department of Tracked Vehicles and Applied Mechanics<sup>2</sup>

E-mail: ig\_tar@mail.ru

<sup>1</sup>Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russian Federation

<sup>2</sup>Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation

<sup>3</sup>JSC "Special Design Bureau of Mechanical Engineering", Kurgan, Russian Federation

Received 07 August 2023.

## IMPROVING THE ACOUSTIC BEHAVIOR OF THE HOUSING OF AUTOMATIC TRANSMISSION OF N2 CATEGORY VEHICLE BASED ON THE METHOD OF MODAL REPRESENTATION OF A DYNAMIC SYSTEM

*There is a global tendency nowadays in the development of transport vehicles to ensure high safety, energy efficiency and comfort, characterized primarily by ergonomic and vibroacoustic indicators. This forces engineers and scientists to constantly strive to reduce a noise level emitted by both the vehicle as a whole and individual units and systems. The paper is a continuation of a series of articles devoted to the development of a verified mathematical model of a promising automatic transmission (AT) for a N2 category vehicle, reliably characterizing its vibroacoustic behavior. The article represents the results of a computational and experimental study of the AT vibroacoustic behavior, including the stages of testing, processing and analysis of their results, verification of the computational model created in the Simcenter 3D software product, identification of the main sources of acoustic radiation and the development of proposals for its reduction. The vibroacoustic characteristics of the object of study are obtained, namely frequencies and corresponding acoustic pressure values, their localization on the AT housing is performed. The developed and verified AT model makes it possible to predict the level of vibration and acoustic radiation with satisfactory accuracy. Based on comparative evaluation modeling of various design modification options, the best ones are determined, which allow to obtain the minimum acoustic pressure level at the measurement points and neutralize the most significant forms of vibrations. The introduction of the developed scientifically-based technical solutions into the design made it possible to reduce the integral level of acoustic pressure in the entire range from 2 to 10 dBA.*

**Keywords:** NVH, vibroacoustics, transmission, simulation, verification, experimental research, digital copy, nonlinearity, prediction

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-4-65-38-46>

### References

- Xu Z. Experimental research on idle combustion noise of a diesel engine. *Journal of physics: conference series*, 2022, vol. 2359. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2359/1/012003>.
- Xu Z., Luo X., Qiu Y., Hao Z. Modeling and NVH analysis of a full engine dynamic model with valve train system. *Applied sciences*, 2020, vol. 10, iss. 15. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10155145>.
- Tan Y., Zhang B., Yuan Z. *Sound quality evaluation metrics on diesel engines*. SAE Technical Paper, no. 2023-01-1128, 2023. DOI: <https://doi.org/10.4271/2023-01-1128>.
- Tan Y. *Sound quality enhancement with exhaust manifold and hot-end structure optimization on H8 engine systems*. SAE Technical Paper, no. 2022-01-0621, 2022. DOI: <https://doi.org/10.4271/2022-01-0621>.
- Hou H. *Coupled fluid-structure analysis for exhaust system NVH*. SAE Technical Paper, no. 2014-01-0020, 2014. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-0020>.
- John Britto V.A., Sidram Hatti K., Sankaranarayana S., Sadasiyam S., Loganathan E. *Air intake system NVH performance development for commercial vehicle*. SAE Technical Paper, no. 2014-01-0019, 2014. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-0019>.
- Gao Y.-L., Xu J.-J., Cai X.-R., Sun Y.-H. Impact of engine cooling fan on vehicle interior NVH. *Chinese internal combustion engine engineering*, 2015, no. 1, pp. 53–56. DOI: <https://doi.org/10.13949/j.cnki.njgc.2015.01.009> (in Chinese).
- Abe T., Felice M.J. Driving the next generation of powertrain NVH refinement through virtual design. *Proceedings of ISMA*



- 2010 — *International conference on noise and vibration engineering, including USD 2010*. Leuven, 2010, pp. 4275–4291.
9. Pasch G., Jacobs G., Berroth J. NVH system simulation of a tractor with hydrostatic-mechanical power split transmission. *Landtechnik*, 2020, vol. 75, no. 4, pp. 301–315. DOI: <https://doi.org/10.15150/lt.2020.3254>.
  10. Zhang J., Bao Y. Launching rattle noise test analysis and improvement for a SUV with 6AT automatic transmission. *Proceedings of China SAE Congress 2022: Selected papers*, 2023, pp. 288–298. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-981-99-1365-7\\_21](https://doi.org/10.1007/978-981-99-1365-7_21).
  11. Tüma J. *Vehicle gearbox noise and vibration: Measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures*. John Wiley & Sons, Ltd, 2014. 243 p. DOI: <https://doi.org/10.1002/9781118797563>.
  12. Zhang J., Geluk T. *From measured road profile to tire blocked forces for road noise prediction*. SAE Technical Paper, no. 2023-01-1084, 2023. DOI: <https://doi.org/10.4271/2023-01-1084>.
  13. Ortega Almirón J., Bianciardi F., Corbeels P., Pieroni N., Kindt P., Desmet W. Vehicle road noise prediction using component-based transfer path analysis from tire test-rig measurements on a rolling tire. *Journal of sound and vibration*, 2022, vol. 523. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116694>.
  14. Heckl M. Tyre noise generation. *Wear*, 1986, vol. 113, iss. 1, pp. 157–170. DOI: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(86\)90065-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(86)90065-7).
  15. Lukić J. An approach to an NVH investigation of vehicle hydraulic pumps. *Journal of low frequency noise vibration and active control*, 2011, vol. 30, iss. 2, pp. 137–147. DOI: <https://doi.org/10.1260/0263-0923.30.2.137>.
  16. Oh J., Sankaran S., Truitt J. *A computational and experimental investigation on the effect of bleed slits for a shim stack type hydraulic damper*. SAE Technical Paper, no. 2023-01-1059, 2023. DOI: <https://doi.org/10.4271/2023-01-1059>.
  17. Zhang L., Wu P., Wu D.-Z., Hong W.-R. Study on pressure fluctuation control of a regenerative pump for fuel system. *Chinese journal of engineering design*, 2017, vol. 24, iss. 4, pp. 395–402. DOI: <https://doi.org/10.3785/j.issn.1006-754X.2017.04.005> (in Chinese).
  18. Beidl C.V., Rust A., Rasser M. *Key steps and methods in the design and development of low noise engines*. SAE Technical Paper, no. 1999-01-1745, 1999. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1745>.
  19. Wischmann S., Drichel P., Jacobs G., Berges J., Berroth J. Combining sensitivity and uncertainty analysis to efficiently quantify parametric uncertainties in NVH system simulation models. *Forschung im Ingenieurwesen*, 2023, vol. 87, iss. 1, pp. 453–467. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00644-z>.
  20. Wei Z., Zheng L., Huang L., Gao W., Li Y., Zhao X., Liu R. Prediction and analysis of diesel engine combustion noise using transfer function method. *International journal of automotive technology*, 2021, vol. 22, iss. 3, pp. 665–676. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-021-0062-y>.
  21. Crocker M.J., et al. *Handbook of noise and vibration control*. Hoboken, John Wiley & Sons, Inc., 2007. 1600 p. DOI: <https://doi.org/10.1002/9780470209707>.
  22. *Automotive engineering. Powertrain, chassis system and vehicle body*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2009. 834 p.
  23. Plunt J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis. *Sound and vibration*, 2005, vol. 39, iss. 11, pp. 12–17.
  24. Tandogan O., Yapici T., Doganli M., Sevginer C. Refinement of vehicle interior noise by reduction of driveline vibrations. *The journal of the Acoustical Society of America*, 2010, vol. 127, iss. 3 Supplement. DOI: <https://doi.org/10.1121/1.3384011>.
  25. Ganesha B., Umesh K.N., Setty G.R., Naik S. Dynamic vibration analysis of gear box casing using ANSYS software. *International journal of innovative research in science, engineering and technology*, 2017, vol. 6, iss. 7, pp. 13354–13362. DOI: <https://doi.org/10.15680/IJRSET.2017.0607128>.
  26. Yu F., Li Y., Sun D., Shen W., Xia W. Analysis for the dynamic characteristic of the automobile transmission gearbox. *Research journal of applied sciences, engineering and technology*, 2013, vol. 5, iss. 4, pp. 1449–1453. DOI: <https://doi.org/10.19026/rjaset.5.4886>.
  27. Trusevich I.A., et al. Verifikatsiya modalnoy modeli transmissii s tselyu prognozirovaniya NVH parametrov [Verification of a modal transmission model in order to predict NVH parameters]. *Bulletin of the South Ural State University. Series "Mechanical engineering industry"*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 61–68 (in Russ.).
  28. Trusevich I.A., et al. Algoritm optimizatsii vibratsionnykh nagruzok, formiruemykh zubchatymi zatseplenyami perspektivnoy korobki peredach gruzovogo avtomobilya [Algorithm of optimization of vibration loads formed by gears of a prospective transmission of a truck]. *Bulletin of the South Ural State University. Series "Mechanical engineering industry"*, 2021, vol. 21, no. 4, pp. 5–14 (in Russ.).
  29. Taratorkin A.I. *Nauchnye metody snizheniya dinamicheskoy i vibroakusticheskoy nagruzhenosti silovykh peredach kolesnykh i gusenichnykh mashin putem variatsii modalnykh svoystv*. Diss. d-ra tekhn. nauk [Scientific methods of reducing dynamic and vibroacoustic loading of power gears of wheeled and tracked vehicles by varying modal properties. D. Sc. Thesis]. Moscow, 2022. 377 p. (in Russ.).