

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВИБРОПОВЕДЕНИЯ КОРПУСА ПЕРСПЕКТИВНОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ МЕТОДА МОДАЛЬНОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

И.А. Трусевич, trilal@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6092-8762>

И.А. Тараторкин, ig_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>

А.И. Тараторкин, alexandr_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4173-3350>

В.Б. Держанский, dvb_47@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1043-8340>

*Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН,
Екатеринбург, Россия*

Аннотация. Данное исследование является одним из этапов научно-исследовательской работы по созданию валидированной математической модели перспективной автоматической коробки передач грузового автомобиля, которая должна адекватно описывать ее виброакустическое поведение в процессе эксплуатации.

В статье представлены результаты экспериментального исследования и моделирования виброповедения перспективной автоматической коробки передач. Приведены условия проведения экспериментального исследования и результаты обработки полученных данных для 1-й передачи, которые позволяют оценить изменение спектра характерных точек корпуса в зависимости от частоты вращения, динамику изменения виброускорений при разгоне и замедлении, определить порядки вибрации с наибольшими амплитудами, идентифицировать источники возмущения и обосновать необходимость рассмотрения вибрации в интервале частот, изучаемом в рамках научно-исследовательской работы, для аналогичных по своей сущности форм колебаний. В результате проведенной серии симуляционных расчетов получены формы колебаний корпуса и величины виброускорений в характерных точках, выполнена валидация и внесены обоснованные доработки в математическую модель, обеспечена удовлетворительная точность, позволяющая перейти к заключительному этапу исследования – моделированию акустического отклика.

По итогам этапа научно-исследовательской работы получены ценные научно-технические результаты – определены порядковые спектры с наибольшей амплитудой – 45-й и 90-й порядок для всех передач, за исключением 6-й, там доминирует 65-й порядок; идентифицированы источники возмущения – зацепление зубчатых колес входного вала и вала отбора мощности на масляный насос (45-й порядок и кратные ему, вплоть до 5-й гармоники), зацепления входного вала с промежуточными валами на 6-й передаче (65-й порядок), определена причина расхождения результатов, полученных экспериментальным и расчетным способом.

Ключевые слова: NVH, вибрация, коробка передач, симуляция, верификация, экспериментальное исследование, нелинейность, прогнозирование

Для цитирования: Прогнозирование виброповедения корпуса перспективной автоматической коробки передач грузового автомобиля на основе метода модального представления динамической системы / И.А. Трусевич, И.А. Тараторкин, А.И. Тараторкин, В.Б. Держанский // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 1. С. 70–81. DOI: 10.14529/engin240107

PREDICTION OF VIBRATION BEHAVIOR OF THE CASE OF A PROMISING AUTOMATIC TRANSMISSION OF A TRUCK BASED ON THE METHOD OF MODAL REPRESENTATION OF A DYNAMIC SYSTEM

I.A. Trusevich, trilal@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6092-8762>

I.A. Taratorkin, ig_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3836-6238>

A.I. Taratorkin, alexandr_tar@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4173-3350>

V.B. Derzhansky, dvb_47@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1043-8340>

Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia

Abstract. This study is one of the stages of research work to create a verified mathematical model of a promising automatic transmission of a truck, which should adequately describe its vibroacoustic behavior during operation.

The article presents the results of an experimental study and simulation of the vibration behavior of a promising automatic transmission. The conditions for conducting an experimental study and the results of processing experimental data for 1st gear are given, which make it possible to evaluate the change in the spectrum of characteristic points of the case depending on the rotational frequency, the dynamics of changes in vibration accelerations during acceleration and deceleration, determine the orders of vibration with the largest amplitudes, identify sources of disturbance and justify the need to consider vibrations in a wide range of frequencies for vibration forms of similar frequencies. Based on the simulation results, the vibration forms of the case and the magnitude of vibration accelerations at characteristic points were obtained, verification was carried out and reasonable modifications were made to the mathematical model, and satisfactory accuracy was ensured, allowing us to proceed to the final stage of the study – simulation the acoustic response.

Based on the results of the research stage, valuable scientific and technical results were obtained – the order spectra with the largest amplitude were determined – the 45th and 90th order for all gears, with the exception of 6th gear, where the 65th order dominates; sources of disturbance have been identified – engagement of the input shaft gear with the power take-off shaft gear of the oil pump (45th order and multiples of it, up to the 5th harmonic), engagement of the input shaft with the intermediate shaft in 6th gear (65th order), determined the reason for the discrepancy between the results obtained experimentally and by simulation.

Keywords: NVH, vibration, gearbox, simulation, verification, experimental research, nonlinear, prediction

For citation: Trusevich I.A., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Derzhansky V.B. Prediction of vibration behavior of the case of a promising automatic transmission of a truck based on the method of modal representation of a dynamic system. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024:24(1):70–81. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240107

Введение

На сегодняшний день виброакустические показатели принадлежат к ключевым техническим параметрам автомобилей [1] и являются одним из наиболее важных признаков для оценки их конкурентоспособности. Этим обусловлены строгие нормы по допустимым уровням вибрации и акустического давления, выполнение которых уже стало доминирующей тенденцией для разработчиков и производителей во всем мире [2, 3].

Уровень интенсивности звука, издаваемого автомобилем, характеризует технический уровень изделия в целом – от конструкции и применяемых технологий до культуры производства. Разработка новых образцов, удовлетворяющих требованиям к виброакустическим показателям, как и совершенствование существующих, является сложной комплексной технической задачей, включающей исследование формирования и распространения шума, аналитико-оптимиза-

ционный подход и определяемую на его основе совокупность приемов и решений для снижения уровня интенсивности излучаемого звука [4–7].

Помимо шума, возникающего непосредственно в зубчатых зацеплениях и масляных насосах трансмиссии, нелинейности в системах вызывают вибрации, распространяющиеся по конструкции и создающие структурный шум, помимо акустического излучения, ослабляющий крепежи и приводящий к усталостным поломкам деталей [8].

Данная работа является продолжением статей, в которых описан процесс разработки валидированной математической модели перспективной автоматической коробки передач (АКП), от которой требуется с достаточной достоверностью представлять ее виброакустическое поведение в ходе реального использования [9].

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

– экспериментальное определение уровня вибрации корпуса АКП на стенде с имитацией входных оборотов и моментов сопротивления [5, 10–12];

– выполнение оценочных расчетов и валидация математической модели перспективной АКП [5, 13–16].

Для решения поставленных задач коллектив авторов применяет современные программно-аппаратные комплексы, включающие средства для измерения и анализа параметров, характеризующих виброповедение объекта исследования, а также инструменты для его моделирования и валидации и подходы, базирующиеся на методе модального представления динамических систем.

Аналогичные задачи решают инженеры и ученые во многих отраслях машиностроения по всему миру. В частности, работы со сходным подходом посвящены снижению вибрационной нагрузки коробок передач и редукторов легковых [17], грузовых [15] и сельскохозяйственных [18] автомобилей, гусеничных машин [19], высокоскоростных поездов [20, 21], вертолетов [22], морских судов [23].

Однако, несмотря на актуальность данной темы и большое количество работ, применяемый авторами метод отличается глубокой формализацией процесса, учетом нелинейных свойств механических и гидравлических систем, периодически изменяемых параметров рассматриваемых систем и комплексным подходом, реализуемым в рамках расчетно-экспериментального исследования на всех этапах проектирования.

Условия проведения экспериментального исследования

Экспериментальное исследование проводилось в лабораторных условиях на стенде. В соответствии с разработанной программой и методикой испытаний по определению вибраций в процессе экспериментального исследования регистрировались виброускорения в 16 характерных точках корпуса АКП и соответствующие заданному режиму частоты вращения и крутящие моменты валов АКП. Для этого при проведении испытаний использовались комплект акселерометров, цифровые измерительные усилители Scadas Mobile SCM05 и Scadas XS, ноутбук с программным обеспечением Siemens Simcenter Testlab для управления регистрацией данных [24–26].

До проведения экспериментального исследования были выполнены необходимые настройки и проверки работы стенда, его вспомогательных систем и измерительной аппаратуры. Непосредственное управление стендом и АКП, а также системами регистрации данных осуществлялось операторами посредством системы управления стендовой установкой.

В процессе экспериментального исследования запись параметров проводилась на установившихся режимах работы при частотах вращения входного вала от 600 до 2200 об/мин с шагом 200 об/мин и соответствующих им моментах сопротивления на конкретной передаче. По сигналу оператора система управления стендовой установкой осуществляет переключение на выбранную передачу, после чего осуществляется выход на заданную частоту вращения входного вала и приложение соответствующего момента нагружения устройствами создания момента сопротивления. При выводе на установившийся режим работы выполнялась запись виброускорений, частот вращения и моментов нагружения валов в течение 10 с на всех рассматриваемых режимах.

Результаты экспериментального исследования

Результаты обработки данных по уровню вибрации корпуса АКП приводятся ниже.

Изменение спектров одной из характерных точек картера на 1-й передаче приведено на рис. 1.

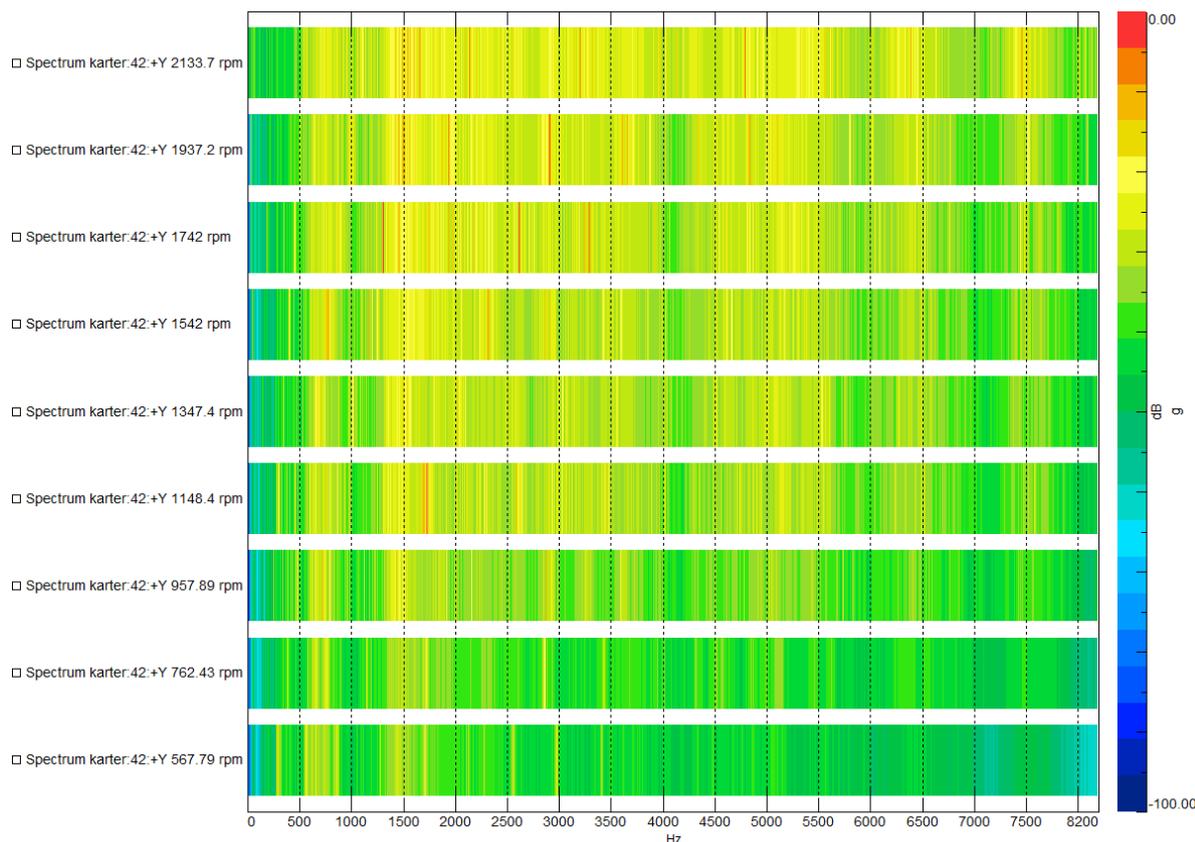


Рис. 1. Изменение спектра узла karter:42 в зависимости от частоты вращения
Fig. 1. Change in the spectrum of the karter:42 node depending on the rotational frequency

Рис. 1 представляет собой набор из нескольких цветowych карт, каждая из которых демонстрирует изменение амплитуды виброускорения характерной точки корпуса при определенной частоте вращения входного вала в децибелах на конкретных частотах. Также слева от каждой цветовой карты указан тип функции – Spectrum.

Визуализация изменения амплитуд виброускорений имеет градацию от синего, обозначающего минимальный уровень, к красному, соответствующему максимальному уровню, и обеспечивает наглядное отображение изменения рассматриваемого показателя.

Помимо общего представления о спектральном составе виброускорения характерной точки корпуса АКП при анализе рис. 1 отмечены отчетливо выделяющиеся пики (красные вертикальные полосы), частоты которых увеличиваются вместе с увеличением частоты вращения, что свидетельствует о наличии порядковых колебаний.

Но гораздо лучшее представление о порядковых колебаниях позволяют получить порядковые спектры на 1-й передаче, представленные на рис. 2, позволяющие оценить динамику изменения виброускорений в характерных точках корпуса АКП на режиме разгон – торможение.

На диаграммах, входящих в рис. 2, визуализирована полученная в указанных характерных точках корпуса АКП амплитуда вибрации для каждого соотношения частоты колебаний и частоты вращения входного вала АКП.

В результате анализа рис. 2 установлено, что наибольшая амплитуда вибрации соответствует 45-му и 90-му порядкам в зависимости от конкретной точки измерения, а 90-й порядок является второй гармоникой 45-го порядка.

Изменение амплитуд виброускорений на 45-м и 90-м порядках в характерных точках корпуса АКП в зависимости от частоты вращения входного вала приведены на графике в правом нижнем углу рис. 2. Существенный рост амплитуды вибрации начинается с ≈ 1650 об/мин.

Важно указать, что на всех диаграммах отчетливо просматриваются вертикальные полосы, соответствующие наиболее значимым собственным формам колебаний корпуса АКП. В области пересечения порядковых колебаний и собственных форм колебаний корпуса АКП наблюдается

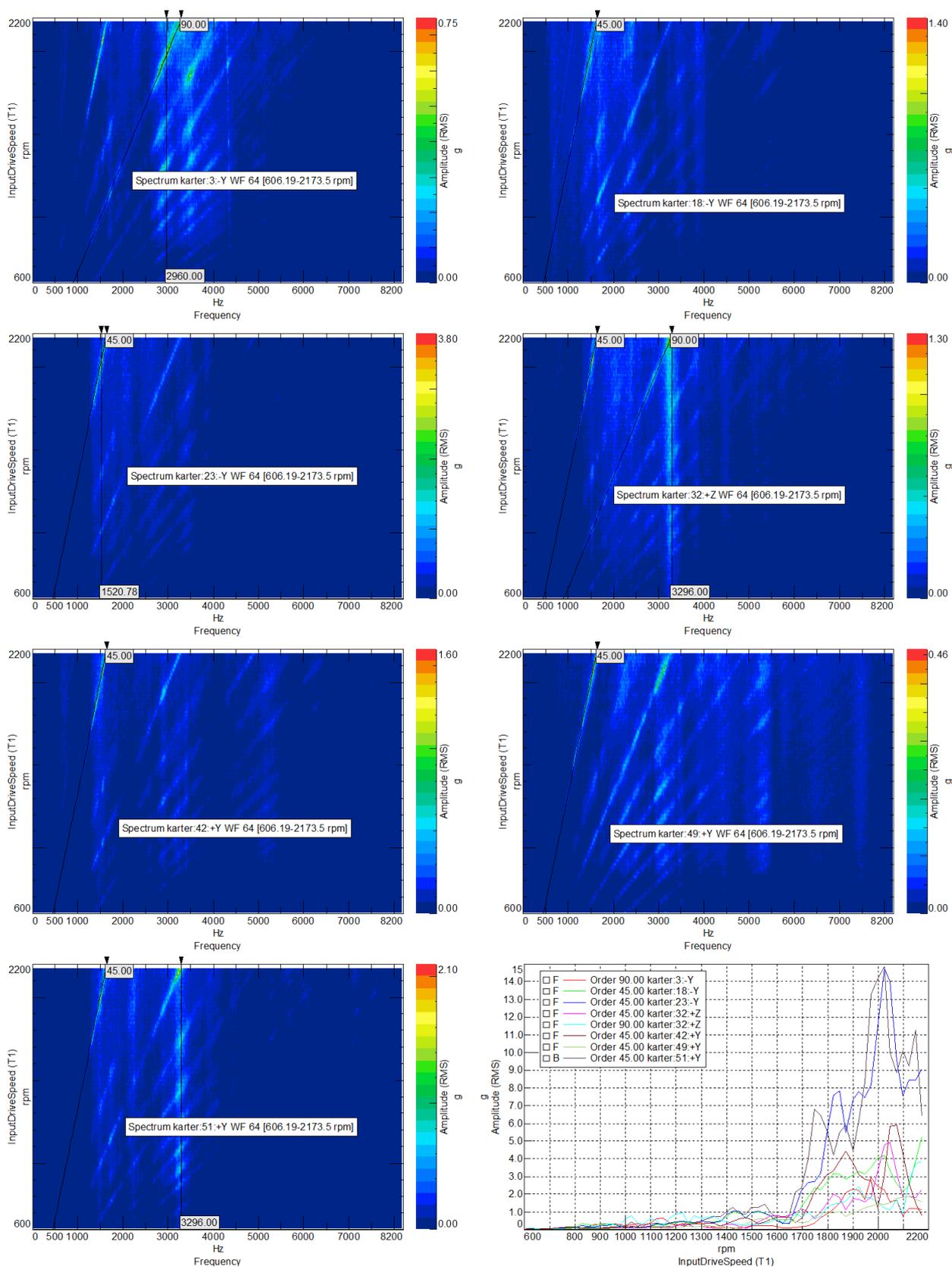


Рис. 2. Порядковые спектры на 1-й передаче
Fig. 2. Order spectra in 1st gear

увеличение амплитуды вибрации, что обусловлено возникновением резонанса. В частности, на рис. 2 наиболее наглядно это проявляется в точках измерения виброускорений karter:32 и karter:51 с 90-м порядком при частоте собственной формы колебаний 3296 Гц, karter:3 – с 90-м порядком при частоте собственной формы колебаний 2960 Гц, karter:23 – с 45-м порядком при частоте собственной формы колебаний 1520,78 Гц. При этом пиковое значение амплитуды виброускорения достигает 14,8 g в точке измерения karter:23 при частоте вращения 2024 об/мин.

Также в рамках научно-исследовательской работы установлена зависимость между максимальными амплитудами вибрации на всех передачах и характерными частотами зубчатых зацеплений АКП при максимальных частотах вращения входного вала, что обусловлено соответствием максимального уровня амплитуд виброускорений в характерных точках максимальной частоте вращения валов.

Характерные частоты АКП на 1-й передаче при максимальных оборотах представлены на рис. 3. На верхнем графике отображены только значения амплитуд спектров виброускорений в характерных точках корпуса АКП, а на нижнем графике это дополняется характерными частотами зубчатых зацеплений.

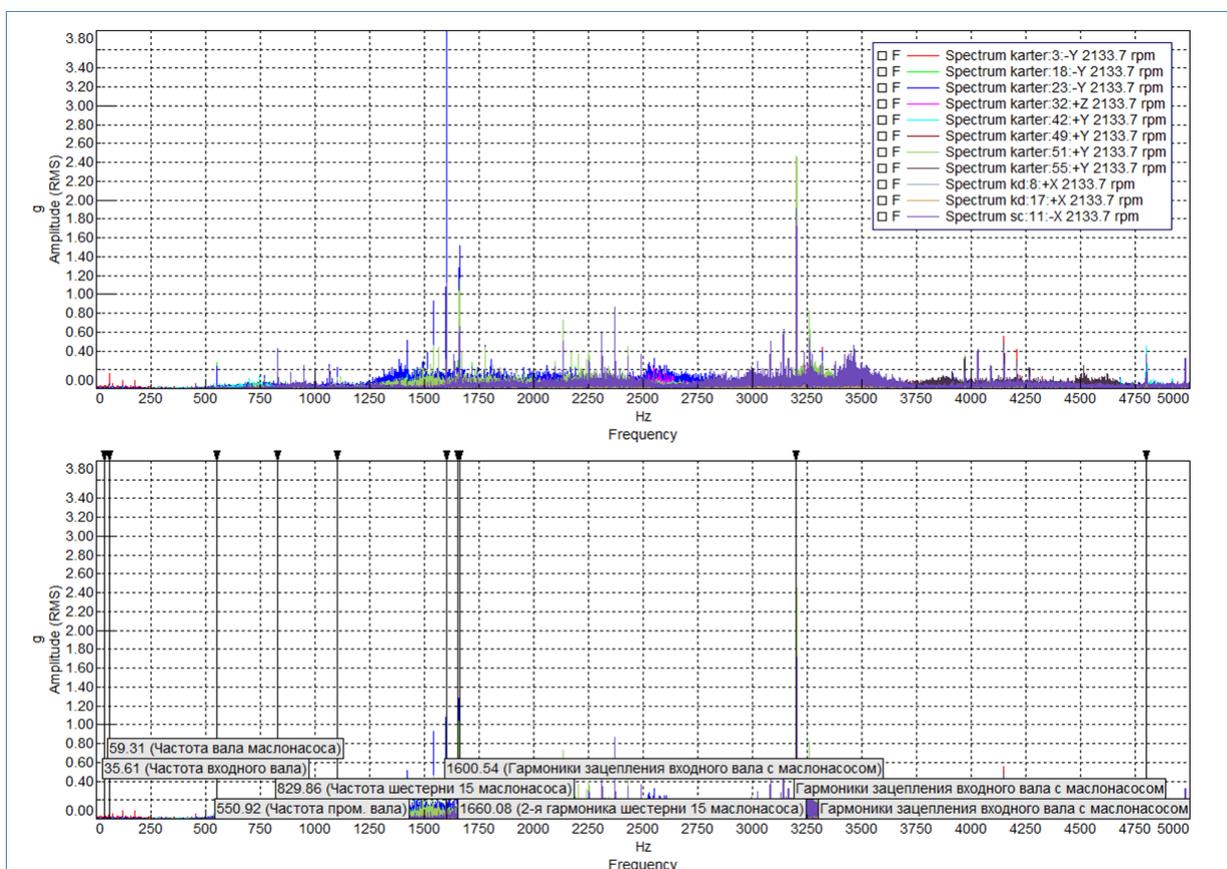


Рис. 3. Характерные частоты АКП на 1-й передаче при 2134 об/мин
Fig. 3. Character automatic transmission frequencies in 1st gear at 2134 rpm

В результате рассмотрения данных, представленных на рис. 3, установлено:

- зубчатое колесо, имеющее 45 зубьев и расположенное на входном валу АКП, находящееся в зацеплении с шестерней, расположенной на валу отбора мощности на масляный насос, является источником вибрации 45-го и 90-го порядков от частоты вращения входного вала АКП;
- максимальные амплитуды имеют 1-я и 2-я гармоники частоты зубчатого зацепления между входным валом и валом отбора мощности на масляный насос. Также на рис. 3 отмечена 3-я гармоника, но соответствующая амплитуда существенно ниже. Важно отметить, что каждая гармоника сопровождается группой близких частот, соответствующих оборотной частоте вала масляного насоса;

– другие значимые источники возмущения – шестерня и вал масляного насоса, промежуточные валы, зубчатое зацепление между шестернями входного и промежуточных валов;
 – большинство гармоник представляют совокупность из главной гармоники и ряда близких частот, разность между которыми соответствует частоте вращения определенного вала.

Таким же образом обрабатывались и анализировались порядковые спектры и характерные частоты для всех остальных передач и режимов рассматриваемой АКП, а обобщенные выводы приведены ниже.

С целью оценки влияния уровня вибрации в характерных точках корпуса АКП на акустическое давление и валидации модели была сформирована таблица, содержащая наибольшие полученные показатели амплитуды виброускорений во всех точках измерения и соответствующие им частоты на каждой передаче. Также в таблицу были добавлены частоты вращения входного вала АКП, на которых была зафиксирована максимальная амплитуда виброускорений.

Материалы по максимумам вибрации по узлам для 5-й передачи приведены в табл. 1.

Максимумы вибраций АКП при испытаниях
Maximum vibrations of the AT during testing

Таблица 1

Table 1

№ передачи АКП	Параметры	Наименование характерной точки корпуса АКП										
		karter: 3	karter: 18	karter: 23	karter: 32	karter: 42	karter: 49	karter: 51	karter: 55	kd: 8	kd: 17	sc: 11
	Частота, Гц	2893	1446	1446	3183	1446	1591	3183	4126	1446	2600	3183
5	Амплитуда, g	3,83	4,51	7	6,89	2,8	1,43	6,86	1,94	0,9	0,97	4,69
	Частота вращения, об/мин	1928	1928	1928	2122	1928	2122	2122	2122	1928	1733	2122

Аналитическое исследование

Исходными данными для определения уровня вибраций в характерных точках служат результаты более ранних этапов исследования – валидированная модальная модель АКП и нагрузка, формируемая зубчатыми зацеплениями и учитывающая проявление нелинейных эффектов в масляном насосе.

Непосредственное моделирование с целью определения виброускорений в характерных точках АКП осуществлялось совместно с определением уровня акустического отклика [27] в программном продукте для инженерного анализа Simcenter 3D с применением решателей SOL 108 Acoustic Transfer Vector и SOL 111 Modal Frequency Response. Данный выбор обусловлен большей эффективностью выбранного решателя по сравнению с прямым (SOL 108 Direct Frequency Response) при выполнении анализа крупных моделей с большим числом частот возбуждения за счет использования форм колебаний конструкции для уменьшения и разделения уравнений движения, когда учитывается демпфирование.

При таком подходе все обобщенные матрицы массы и жесткости являются диагональными. Следовательно, в этом случае модальные уравнения движения не связаны. В этой несвязанной форме уравнения движения записываются как набор несвязанных систем с одной степенью свободы:

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + K_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega). \tag{1}$$

При наличии матрицы [B] или комплексной матрицы жесткости модальный подход решает связанную задачу через модальные координаты, используя прямой подход. При использовании модального демпфирования каждая мода имеет демпфирование $b_i = 2m_i \omega_i \xi_i$. Тогда уравнения движения остаются несвязанными и имеют вид:

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + i\omega b_i \xi_i(\omega) + K_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega). \tag{2}$$

А отклик модели вычисляется по выражению:

$$\xi_i(\omega) = p_i(\omega) / (-\omega^2 m_i + i\omega b_i + K_i). \tag{3}$$

В результате анализа показателей экспериментального исследования и предварительных расчетов обоснована необходимость рассмотрения вибрации не на определенной частоте, а в широком интервале сходных форм колебаний. Это подтверждается широкими вертикальными полосами на рис. 2, демонстрирующими существование значительного числа сходных по природе форм колебаний и результатами предварительного моделирования. В качестве примера ниже приведены формы колебаний крышки демультипликатора (рис. 4) и боковой стенки картера (рис. 5) в широком интервале частот.

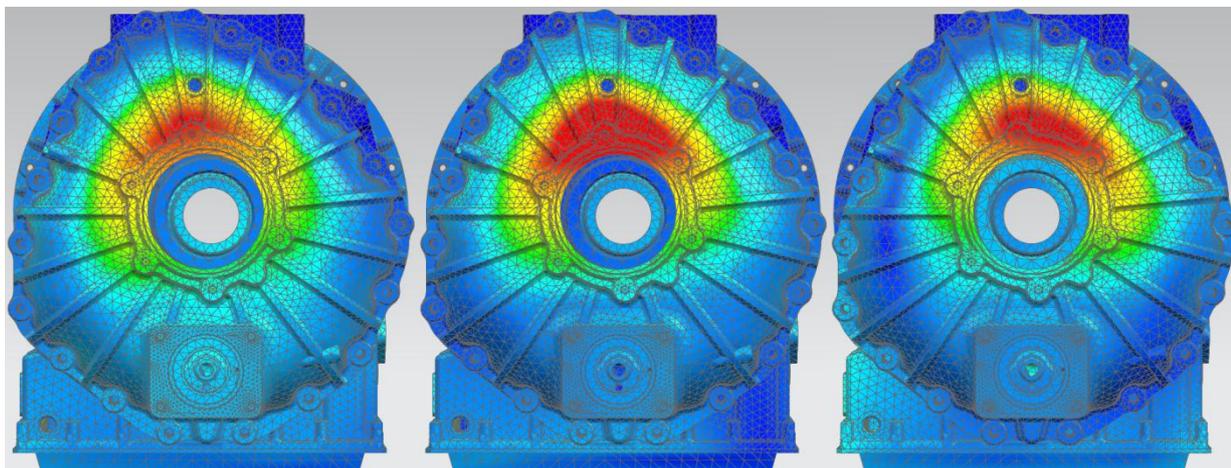


Рис. 4. Формы колебаний крышки демультипликатора на частоте 1300, 1400 и 1520 Гц
Fig. 4. Vibration forms of the demultiplier cover at frequencies 1300, 1400 and 1520 Hz

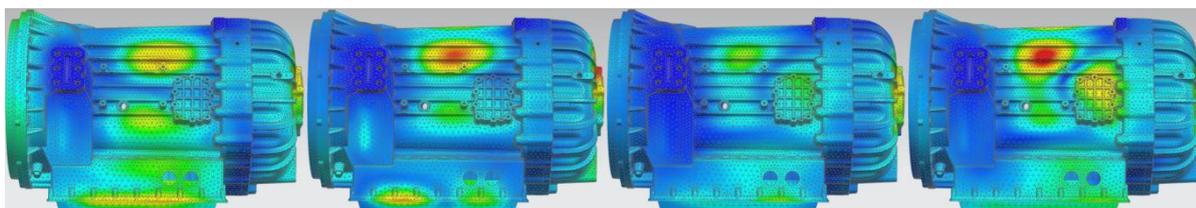


Рис. 5. Формы колебаний боковой стенки картера на частоте 1480, 1580, 1680 и 1780 Гц
Fig. 5. Vibration forms of the casing side wall at frequencies 1480, 1580, 1680 and 1780 Hz

Таким образом, учитывая сделанные выше выводы, в рамках проведения валидации по вибрационным характеристикам для сравнения амплитуд в характерных точках была сформирована таблица, повторяющая табл. 1, – табл. 2. Вместо рассмотрения и сопоставления амплитуд на определенных частотах, установленных после обработки измерений экспериментального исследования, анализировался широкий интервал сходных форм колебаний.

Валидация форм колебаний по амплитуде виброускорений

Таблица 2

Validation of vibration modes based on vibration acceleration amplitude

Table 2

№ передачи АКП	Параметры	Наименование характерной точки корпуса АКП										
		karter: 3	karter: 18	karter: 23	karter: 32	karter: 42	karter: 49	karter: 51	karter: 55	kd: 8	kd: 17	sc: 11
	Частота, Гц	2900	1500	1440	3220	1340	1500	3220	4020	1460	2540	3080
5	Амплитуда, g	3,95	4,22	8,28	5,47	2,89	0,99	6,99	0,95	1,49	0,93	3,89
	Частота вращения, об/мин	1928	1928	1928	2122	1928	2122	2122	2122	1928	1733	2122

Заключение и выводы

В основной части статьи был выполнен анализ графиков, характеризующих вибрацию только на 1-й передаче. В рамках исследования анализ выполнялся для всех передач.

На основании анализа порядковых спектров установлено, что:

– на 2–6-й передачах вибрации по характеру качественно совпадают с вибрацией на 1-й передаче. На этих передачах, как и на 1-й, наибольшая амплитуда вибрации наблюдается на 45-м и 90-м порядках, а существенный подъем амплитуды начинается после 1550 об/мин. Однако на 6-й передаче по сравнению с остальными в точках измерения виброускорений $k_d:8$ и $k_d:17$ обнаруживается 65-й порядок, амплитуды виброускорений которого превышают показатели, соответствующие значениям 45-го и 90-го порядков;

– на 3–6-й передачах в точках измерения виброускорений $k_{arter}:32$ и $k_{arter}:51$ наблюдаются широкие полосы, близкие по частотам и, скорее всего, являющиеся одной и той же собственной формой колебаний, с собственной формой колебаний корпуса АКП в сборе с частотой 3296 Гц;

– на 7–9-й передачах, где из-за особенностей стендовой установки частота вращения входного вала не превышала 1550 об/мин, амплитуды виброускорения имели низкие значения.

На основании анализа характерных частот установлено, что:

– максимальный уровень амплитуд виброускорений в частотной области на всех режимах и передачах, кроме 6-й, возбуждается зацеплением между зубчатыми колесами входного вала и вала отбора мощности на масляный насос. Порядок этого зацепления соответствует количеству зубьев на зубчатом колесе входного вала АКП, находящегося в зацеплении с шестерней, расположенной на вале отбора мощности на масляный насос – 45-й;

– частота данного зубчатого зацепления обладает, в зависимости от частоты вращения входного вала АКП и включенной передачи, целой совокупностью гармоник – до 5, каждой из которых присущ ряд боковых частот, разность между которыми равна оборотной частоте вала масляного насоса. В некоторых рассматриваемых случаях максимальное значение соответствует не 1-й гармонике этого зацепления, а 2-й или, значительно реже, 3-й, что подтверждает проявление максимальных амплитуд виброускорений на 45-м и 90-м порядках на режиме разгон – торможение на порядковых спектрах;

– исключением является 6-я передача, на которой максимальное значение амплитуды спектра виброускорений относится к частоте зацепления зубчатых колес входного вала и промежуточных валов;

– отчетливо прослеживаются гармоники частоты зацепления промежуточных валов, вала и шестерни масляного насоса.

По результатам валидации по вибрационным характеристикам обеспечена достаточная степень сходимости амплитуд виброускорений характерных точек на основных передачах, используемых в условиях реальной эксплуатации. На реже используемых режимах отмечается снижение сходимости, что обусловлено отсутствием информации по параметрам жесткости и демпфирования подшипников, установленных в АКП.

Доработанная математическая модель обеспечивает удовлетворительную точность прогнозирования виброповедения объекта исследования.

Список литературы

1. Crolla D. Encyclopedia of Automotive Engineering. John Wiley & Sons, 2015. 4101 p.
2. 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, Belgium. 2010. P. 4275–4291.
3. 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. DOI: 10.1121/1.3384011.
4. Plunt J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis // Sound and vibration. 2005. Vol. 39, iss. 11. P. 12–17.
5. Crocker M.J. Handbook of Noise and Vibration Control. John Wiley & Sons, Inc. 2007. 1594 p.
6. Inoue K., Townsend D.P., Coy J.J. Optimum Design of a Gearbox for Low Vibration // Journal of Mechanical Design. 1993. Vol. 115, iss. 4. P. 1002–1007. DOI: 10.1115/1.2919247.

7. 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. P. 1449–1453. DOI: 10.19026/rjaset.5.4886.
8. Ксеневи́ч И.П. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение. 1991. 544 с.
9. Вери́фикация модальной модели трансмиссии с целью прогнозирования NVH-параметров / И.А. Трусевич, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский и др. // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. 2021. Т. 21, № 3. С. 61–68. DOI: 10.14529/engin210306.
10. Singh R., Lim T.C. A review of gear housing dynamics and acoustics literature. The Ohio State University, Columbus, Ohio. 1989. 82 p.
11. Lauwagie T., Van Assche R., Van der Straeten J., Heylen W. A Comparison of Experimental, Operational, and Combined Experimental–Operational Parameter Estimation Techniques // *Proceedings of ISMA2006 – International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium*. 2006. P. 2997–3006.
12. Automotive industry standard, Driver-Perceived Noise Level of Agricultural Tractors – Method of Measurement, REGD. NO. D. L.-33004/99.
13. Bartosch T., Macher H., Kastreuz B., Kauermann K., Fankhauser C. Optimize the Acoustic Concept using SEA Vibro-Acoustic Potential Analysis // *4th Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, Austria*. 2006.
14. Bartosch T., Müller G. Generation and Validation of Acoustic 3D WBT Models of a SUV Driver Compartment from Sea Models // *14th International Congress on Sound & Vibration, Cairns, Australia*. 2007.
15. Kumar A., Patil P. Dynamic Vibration Analysis of Heavy Vehicle Truck Transmission Gearbox Housing Using FEA // *Journal of Engineering Science and Technology Review*. 2014. Vol. 7, iss. 4. P. 66–72. DOI: 10.25103/jestr.074.11.
16. Трусевич И.А. Прогнозирование и снижение виброакустической нагруженности трансмиссии колесной машины на основе совершенствования ее модальных свойств: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Челябинск, 2022. 22 с.
17. Mirmahdi E., Hashemi M. Pour Modeling and Acoustic Analysis of Noise Vibration in Automotive Gearbox by Non-destructive Testing // *Journal of Experimental & Applied Mechanics*. 2020. Vol. 11, No. 3. P. 54–63.
18. Son G.-W., Kim B.-S., Cho S.-J., Park Y.-J. Optimization of the Housing Shape Design for Radiated Noise Reduction of an Agricultural Electric Vehicle Gearbox // *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10, iss. 23. DOI: 10.3390/app10238414.
19. Xu Y.C., Cao F.L., Li G.Z., Zhou J.T. Analysis on Torsional Vibration Characteristics of Tracked Vehicle Gearbox // *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 401–403. P. 354–357. DOI: 10.4028/www.scientific.net/amm.401-403.354.
20. Zhu W., Lin H., Sun W., Wei J. Vibration Performance of Traction Gearbox of a High-Speed Train: Theoretical Analysis and Experiments // *Actuators*. 2023. Vol. 12, iss. 3. DOI: 10.3390/act12030103.
21. Wu H., Wu P., Xu K., Li J., Li F. Research on Vibration Characteristics and Stress Analysis of Gearbox Housing in High-Speed Trains // *IEEE Access*. 2019. Vol. 7. P. 102508–102518. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2931424.
22. Zhang J., Zhou J., Wang S., Wang H., Lu F. Research on dynamic characteristics and radiation noise of a helicopter main reducer based on finite element and boundary element method // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023. Vol. 37. P. 4489–4505. DOI: 10.1007/s12206-023-0807-9.
23. Yang L., Yuan B., Gong J., Qin M., Liu G. Dynamic modelling and vibration characteristics of a marine compound gear transmission system // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2023. Vol. 237, iss. 2. P. 261–278. DOI: 10.1177/14644193231169057.
24. Руководство пользователя «LMS Test.Lab Impact Testing» v.18.2.
25. Руководство пользователя для Scadas Mobile & Recorder v. 2.1.
26. Руководство пользователя для Scadas XS v. 2.1.

27. Трусевич И.А., Тараторкин А.И., Тараторкин И.А. Совершенствование акустического поведения корпуса автоматической коробки передач автомобиля категории N2 на основе метода модального представления динамической системы // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2023. № 4. С. 38–46. DOI: 10.46864/1995-0470-2023-4-65-38-46.

References

1. Crolla D. *Encyclopedia of Automotive Engineering*. 2015. 4101 p.
2. 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, Belgium. 2010. P. 4275–4291.
3. 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. DOI: 10.1121/1.3384011.
4. Plunt J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis. *Sound and vibration*. 2005. Vol. 39, iss. 11. P. 12–17.
5. Crocker M.J. *Handbook of Noise and Vibration Control*. John Wiley & Sons, Inc. 2007. 1594 p.
6. Inoue K., Townsend D.P., Coy J.J. Optimum Design of a Gearbox for Low Vibration. *Journal of Mechanical Design*. 1993. Vol. 115, iss. 4. P. 1002–1007. DOI: 10.1115/1.2919247.
7. 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. P. 1449–1453. DOI: 10.19026/rjaset.5.4886.
8. Ksenevich I.P. *Traktory. Proektirovanie, konstruirovaniye i raschet* [Tractors. Design, construction and calculation]. Moscow, 1991. 544 p.
9. Trusevich I.A., Abdulov S.V., Derzhansky V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Verification of a Modal Transmission Model to Predict NVH Parameters. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 61–68. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin210306
10. Singh R., Lim T.C. A review of gear housing dynamics and acoustics literature. The Ohio State University, Columbus, Ohio. 1989. 82 p.
11. Lauwagie T., Van Assche R., Van der Straeten J., Heylen W. A Comparison of Experimental, Operational, and Combined Experimental – Operational Parameter Estimation Techniques. *Proceedings of ISMA2006 – International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium*. 2006. P. 2997–3006.
12. Automotive industry standard, Driver-Perceived Noise Level of Agricultural Tractors – Method of Measurement, REGD. NO. D. L.-33004/99.
13. Bartosch T., Macher H., Kastreuz B., Kauermann K., Fankhauser C. Optimize the Acoustic Concept using SEA Vibro-Acoustic Potential Analysis. *4th Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, Austria*. 2006.
14. Bartosch T., Müller G. Generation and Validation of Acoustic 3D WBT Models of a SUV Driver Compartment from Sea Models. *14th International Congress on Sound & Vibration, Cairns, Australia*. 2007.
15. Kumar A., Patil P. Dynamic Vibration Analysis of Heavy Vehicle Truck Transmission Gearbox Housing Using FEA. *Journal of Engineering Science and Technology Review*. 2014. Vol. 7, iss. 4. P. 66–72. DOI: 10.25103/jestr.074.11.
16. Trusevich I.A. *Prognozirovanie i snizhenie vibroakusticheskoy nagruzhennosti transmissii kolesnoy mashiny na osnove sovershenstvovaniya ee modalnykh svoystv. avtoreferat Cand. Diss.* [Prediction and reducing the vibroacoustic load of a wheeled vehicle transmission based on improving its modal properties]. Chelyabinsk, 2022. 22 p.
17. Mirmahdi E., Hashemi M. Pour Modeling and Acoustic Analysis of Noise Vibration in Automotive Gearbox by Non-destructive Testing. *Journal of Experimental & Applied Mechanics*. 2020. Vol. 11, no. 3. P. 54–63.
18. Son G.-W., Kim B.-S., Cho S.-J., Park Y.-J. Optimization of the Housing Shape Design for Radiated Noise Reduction of an Agricultural Electric Vehicle Gearbox. *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10, iss. 23. DOI: 10.3390/app10238414.

19. Xu Y.C., Cao F.L., Li G.Z., Zhou J.T. Analysis on Torsional Vibration Characteristics of Tracked Vehicle Gearbox. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 401–403. P. 354–357. DOI: 10.4028/www.scientific.net/amm.401-403.354.

20. Zhu W., Lin H., Sun W., Wei J. Vibration Performance of Traction Gearbox of a High-Speed Train: Theoretical Analysis and Experiments. *Actuators*. 2023. Vol. 12, iss. 3. DOI: 10.3390/act12030103.

21. Wu H., Wu P., Xu K., Li J., Li F. Research on Vibration Characteristics and Stress Analysis of Gearbox Housing in High-Speed Trains. *IEEE Access*. 2019. Vol. 7. P. 102508–102518. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2931424.

22. Zhang J., Zhou J., Wang S., Wang H., Lu F. Research on dynamic characteristics and radiation noise of a helicopter main reducer based on finite element and boundary element method. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023. Vol. 37. P. 4489–4505. DOI: 10.1007/s12206-023-0807-9.

23. Yang L., Yuan B., Gong J., Qin M., Liu G. Dynamic modelling and vibration characteristics of a marine compound gear transmission system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2023. Vol. 237, iss. 2. P. 261–278. DOI: 10.1177/14644193231169057.

24. *User manual «LMS Test.Lab Impact Testing» v.18.2.*

25. *User manual for Scadas Mobile & Recorder v. 2.1.*

26. *User manual for Scadas XS v. 2.1.*

27. Trusevich I.A., Taratorkin A.I., Taratorkin I.A. [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]. *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2023. no. 4. P. 38–46 (In Russ.). DOI: 10.46864/1995-0470-2023-4-65-38-46.

Информация об авторах

Трусевич Илья Александрович, младший научный сотрудник, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; trilal@bk.ru

Тараторкин Игорь Александрович, главный научный сотрудник, заведующий отделом механики транспортных машин, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; ig_tar@mail.ru

Тараторкин Александр Игоревич, старший научный сотрудник, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; alexandr_tar@mail.ru

Держанский Виктор Борисович, ведущий научный сотрудник, Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН, Екатеринбург, Россия; dvb_47@mail.ru

Information about the authors

Ilya A. Trusevich, Researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; trilal@bk.ru

Igor A. Taratorkin, Chief Researcher, Head of the Department of Mechanics of Transport Vehicles, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; ig_tar@mail.ru

Alexander I. Taratorkin, Senior researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; alexander_tar@mail.ru

Viktor B. Derzhansky, Leading Researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russia; dvb_47@mail.ru

Статья поступила в редакцию 14.02.2024; принята к публикации 19.02.2024.

The article was submitted 14.02.2024; accepted for publication 19.02.2024.