

УДК 629.4.023.16

DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-61-70

*Е. В. Клементьев, В. В. Шеховцов, П. В. Потапов, Н. С. Соколов-Добрев
Е. С. Удиванов, А. В. Евсеева, А. А. Лавренюк*

**РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ И МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛЕЙ
МИКРОАВТОБУСА СКОРОЙ МЕДИЦИНСКОЙ ПОМОЩИ
ДЛЯ АНАЛИЗА ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ САЛОНА**

Волгоградский государственный технический университет

e-eevgenii@mail.ru, shehovtsov@vstu.ru, paulflinx@gmail.com, koluchiy-79@mail.ru,
evgen-iy@mail.ru, evseeva_apollinariya@mail.ru, gn090600@gmail.com

Автор, ответственный за переписку: Виктор Викторович Шеховцов, shehovtsov@vstu.ru

В статье поднимаются вопросы необходимости совершенствования системы виброизоляции салона микроавтобусов, используемых в качестве скорой медицинской помощи. Из-за того, что эти машины первоначально конструктивно предназначаются для использования в качестве маршрутных такси, система виброзащиты их салона не соответствует требованиям, касающимся машин для транспортировки больных. При этом в большом количестве случаев уровень вибраций и шума в салоне таких автомобилей при движении по городским и особенно сельским дорогам нередко оказывается недопустимо высоким. Это отрицательно сказывается на состоянии медицинского персонала и транспортируемых пациентов, а также снижает точность работы медицинских приборов, что в ряде случаев приводит к их выходу из строя или ошибочным показаниям. Поэтому актуальными являются разработки методов снижения вибронагруженности салона таких машин. Коллективом авторов разработана обобщенная модель специального микроавтобуса, выполнение расчетных исследований при помощи которой позволит получить необходимые рекомендации для внесения необходимых изменений в систему виброизолирующего крепления кузова автомобиля к раме и тем самым обеспечить требуемые условия транспортировки пациентов и работы медицинского персонала.

Ключевые слова: динамическая модель, математическая модель, микроавтобус скорой медицинской помощи, вибронагруженность салона

*E. V. Klementev, V. V. Shekhovtsov, P. V. Potapov, N. S. Sokolov-Dobrev
E. S. Udivanov, A. V. Evseeva, A. A. Lavrenyuk*

**DEVELOPMENT OF DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELS
OF AMBULANCE VAN FOR ANALYSIS OF CHARACTERISTICS
OF CABIN VIBRATION PROTECTION SYSTEM**

Volgograd State Technical University

This article is devoted to problem of necessary improvement of vibration protection system of cabin of vans used as Ambulance vehicles. Usually, base model for this vehicle is cargo van, thus cabin vibration protection system doesn't meet requirements for ambulance vehicles. Also, vibration and noise levels in cabins of these vehicles in motion on city and country roads in general cases are unacceptably high. It negatively affects the conditions of medical staff and transported patient and also reduces accuracy of medical equipment operation leading to damage of wrong readings of this equipment in some cases. Thus, development of methods for reducing of vibration levels in cabins of these vehicles is topical problem. Authors collective creates general model of ambulance van providing researches which result in necessary recommendations for improvement of cabin vibration protection system. Thus, better conditions of personnel work and patient transportation would be provided.

Keywords: dynamic model, mathematical model, ambulance van, cabin vibration

Введение

В последние годы качество медицинской помощи во многом зависит от условий транспортировки пациентов службой скорой медицинской помощи. В городских, пригородных и сельских районах в качестве автомобилей скорой помощи широко применяются микроавтобусы российского и зарубежного производ-

ства, среди которых особое место занимают модификации на базе автомобиля семейства «Газель». Как правило, эти автомобили изначально предназначались для использования в качестве маршрутных такси и переоборудуются для медицинских целей путем оснащения салона необходимым оборудованием для размещения больного, медперсонала и медицинс-

ких приборов. Однако конструкция кузова и подвески при этом остается практически без изменений, что не отвечает требованиям к шумо- и виброизоляции медицинского транспорта.

Ряд исследований [1; 2] свидетельствует о том, что уровень вибраций и шума в салоне таких автомобилей при движении по городским и особенно сельским дорогам нередко оказывается недопустимо высоким. Это может отрицательно сказываться на состоянии транспортируемых пациентов и медицинского персонала, а также снижать точность работы медицинских приборов, что в ряде случаев приводит к их выходу из строя или ошибочным показаниям. Несмотря на применение различных современных материалов и технологий для виброизоляции кузова, их эффективность остается недостаточной, что подчеркивает необходимость в разработке более совершенных технических решений.

В связи с этим актуальной задачей является разработка специализированной динамической колебательной модели микроавтобуса, учитывающей все аспекты, влияющие на вибронегруженность, плавность хода, безопасность и комфорт при транспортировке пациентов. Такая модель должна позволять анализировать поведение составляющих элементов динамической системы автомобиля в различных условиях эксплуатации, выявлять динамические воздействия, негативно влияющие на пассажиров и медицинское оборудование, и определять возможности их минимизации.

1. Требования к модели

Созданная авторами динамическая модель, предназначенная для комплексного изучения виброизоляции кузова специализированного транспортного средства, включает в себя в качестве сосредоточенных масс основные конструктивные элементы и узлы автомобиля: кузов, раму, колеса, двигатель и трансмиссию, соединенные между собой связями с упругими и диссипативными свойствами. Это позволяет моделировать динамические взаимодействия между несущими элементами автомобиля, выполнять исследования уровня вибронегруженности салона, анализировать влияние на эту нагруженность колебаний рамы и кузова, крутильных колебаний в трансмиссии и угловых колебаний двигателя. Модель позволяет исследовать влияние этих факторов в том числе на переходных режимах движения (ускорение,

торможение и маневрирование), поскольку именно на этих режимах вибрационные нагрузки наиболее значительны.

Разработанная модель позволяет также проводить анализ существующих конструкций и характеристик виброизоляторов для использования в устройстве крепления кузова автомобиля к раме, выявлять их достоинства и недостатки, а также тестировать и оптимизировать их динамические параметры. Подбор оптимальных характеристик упругого крепления кузова к раме позволяет не только улучшить виброзащитные свойства салона специализированного автомобиля, но и увеличить срок службы его узлов и агрегатов, снизив затраты на обслуживание и ремонт.

В итоге комплексный подход к изучению вибронегруженности и динамического взаимодействия конструктивных элементов и узлов специального микроавтобуса и выработка рекомендаций по совершенствованию его конструкции позволит улучшить условия транспортировки больных в стационарные медицинские учреждения.

2. Основные элементы динамической колебательной модели микроавтобуса

Обобщенная динамическая модель специального микроавтобуса объединяет в себе модель для исследования вертикальных, поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний кузова (рис. 1), состоящую из следующих элементов: рамы, кузова, остова двигателя и колес, и также крутильно-колебательную модель трансмиссии (рис. 2), включающую кривошипно-шатунный механизм (КШМ) двигателя, трансмиссию, задний мост, колеса и поступательно движущуюся массу автомобиля.

Первая из перечисленных динамическая модель (рис. 1) включает четыре колеса с массами m_1 , m_2 , m_3 и m_4 . Принято допущение, что каждое из колес совершает только вертикальные колебания. Колеса обеспечивают контакт с дорожным покрытием и в значительной степени определяют вибронегруженность транспортного средства в динамических режимах нагружения.

Важно отметить, что вертикальные колебания колес, возникающие из-за неровностей дорожного покрытия и динамических нагрузок в переходных режимах движения, приводят как к угловым, так и к линейным колебаниям остова автомобиля.

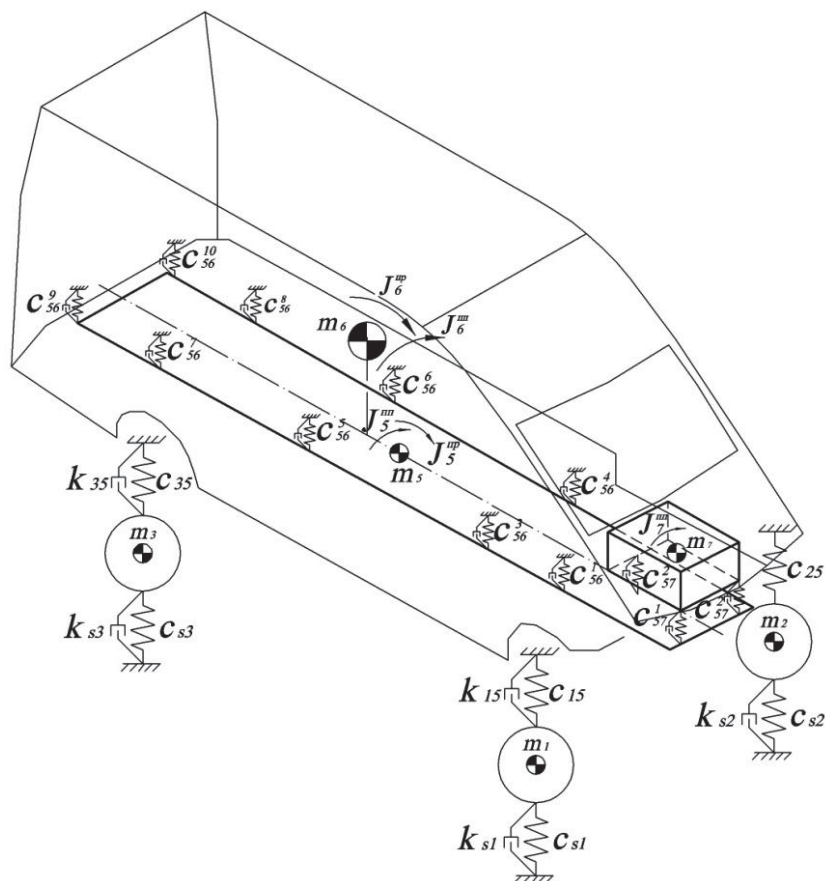


Рис. 1. Линейная колебательная модель остова.

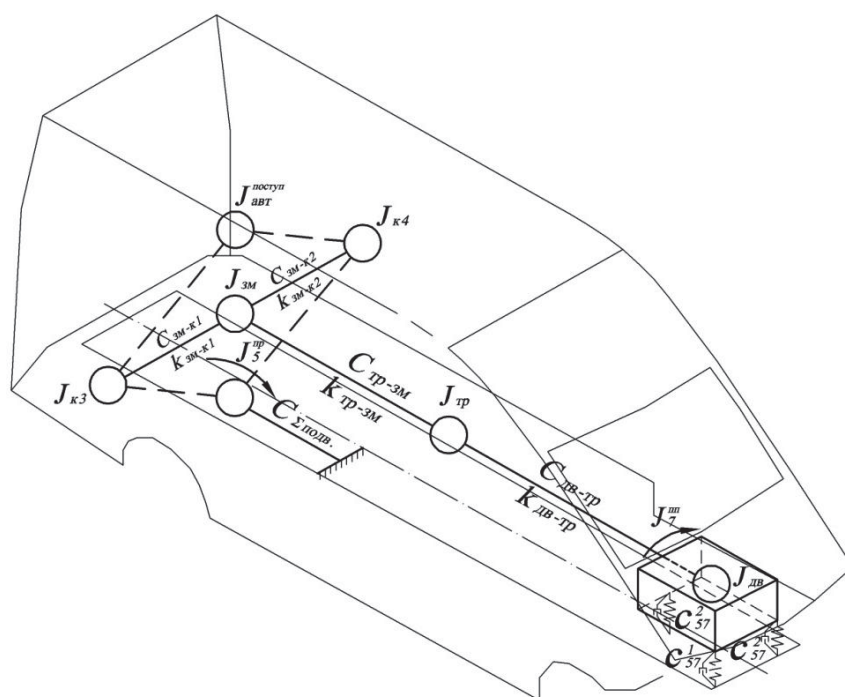


Рис. 2. Крутильно-колеблющаяся модель трансмиссии

функцией $f(t)$. Кинематические и динамические воздействия на колеса со стороны дороги осу-

ществляется через упругие связи, представленные радиальной жесткостью шин, которая в модели для каждой шины обозначается как $C_{s1}, C_{s2}, C_{s3}, C_{s4}$.

В модели рама микроавтобуса описывается ее массой m_5 при вертикальных колебаниях и моментами инерции при поперечных J_5^{np} и продольных $J_5^{пр}$ угловых колебаниях. На ра-

му воздействуют упругие силы: со стороны подвески – в восьми точках крепления рессор (рис. 3 и 4) и со стороны кузова – в 13 точках [3] крепления виброизоляторов кузова и двигателя (рис. 5 и 6).

Рессора в модели представлена однородной недеформируемой балкой. Жесткость рессоры приведена к центру балки.

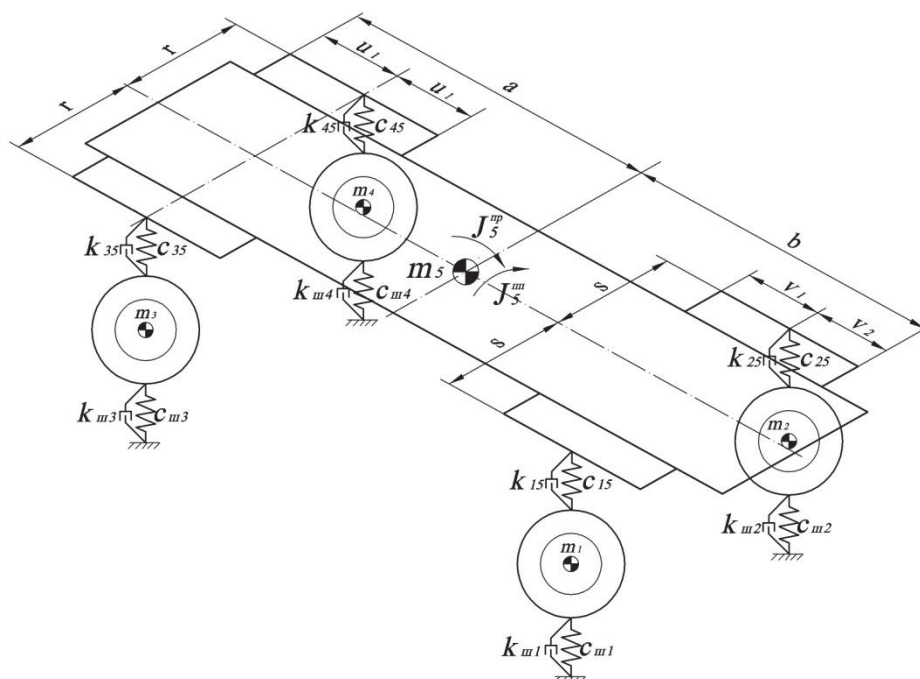


Рис. 3. Начальная динамическая модель ходовой части

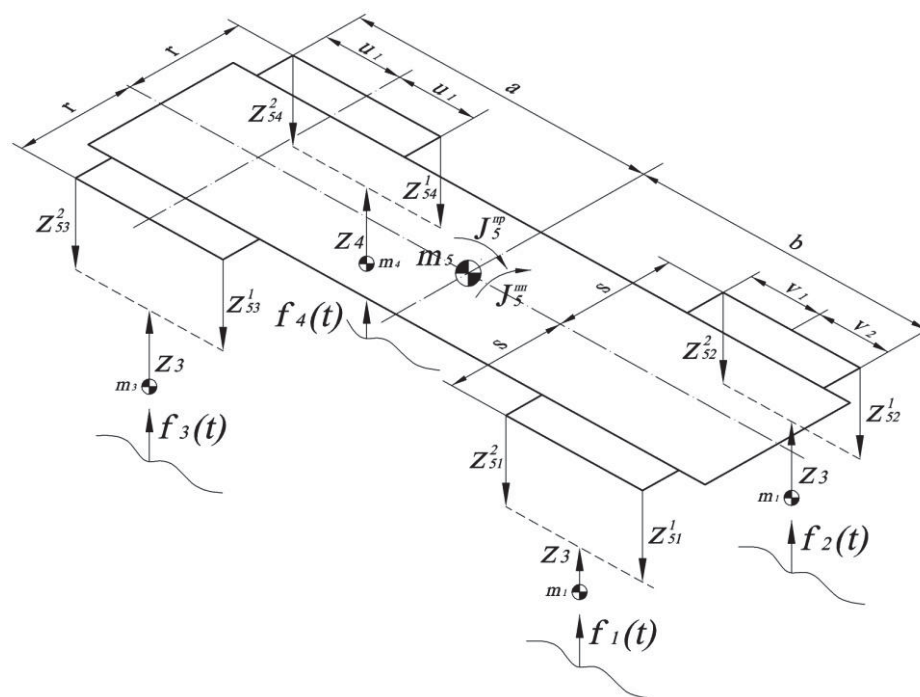


Рис. 4. Кинематическая схема ходовой части

Масса m_5 является одним из определяющих параметров процессов вертикальных колебаний рамы на подвеске.

Момент инерции рамы относительно поперечной оси J_5^{np} является одним из определяющих параметров при анализе процессов продольно-угловых колебаний рамы. Его величина определяет реакцию рамы на динамические на-

грузки, возникающие при разгоне, торможении и преодолении автомобилем неровностей. Кроме того, определяет реактивный момент со стороны ведущих колес, который при разгоне вызывает поворот остова автомобиля на некоторый угол в продольной вертикальной плоскости относительно поперечной оси, проходящей через центр масс.

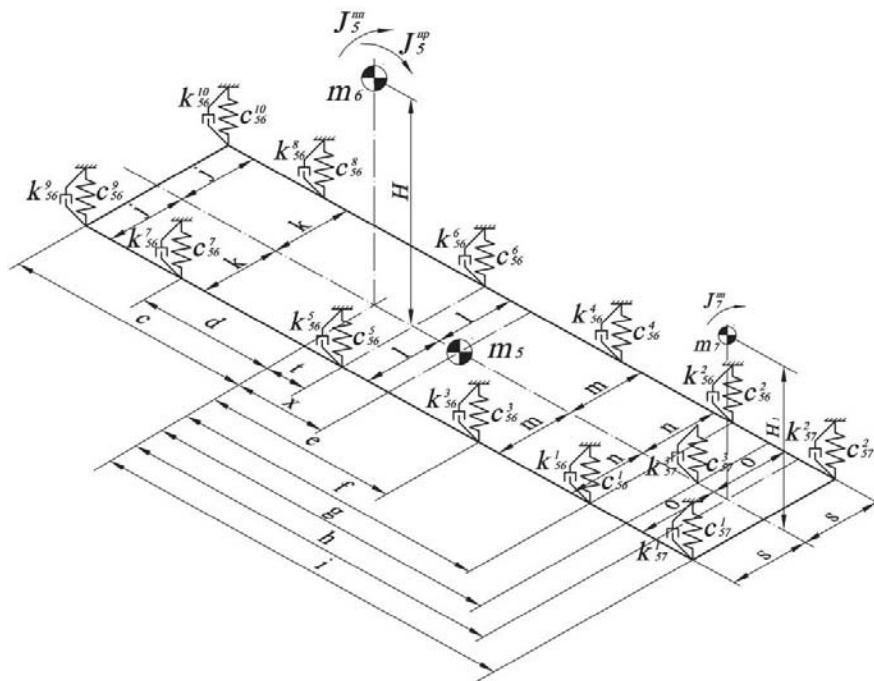


Рис. 5. Начальная динамическая подвески агрегатов

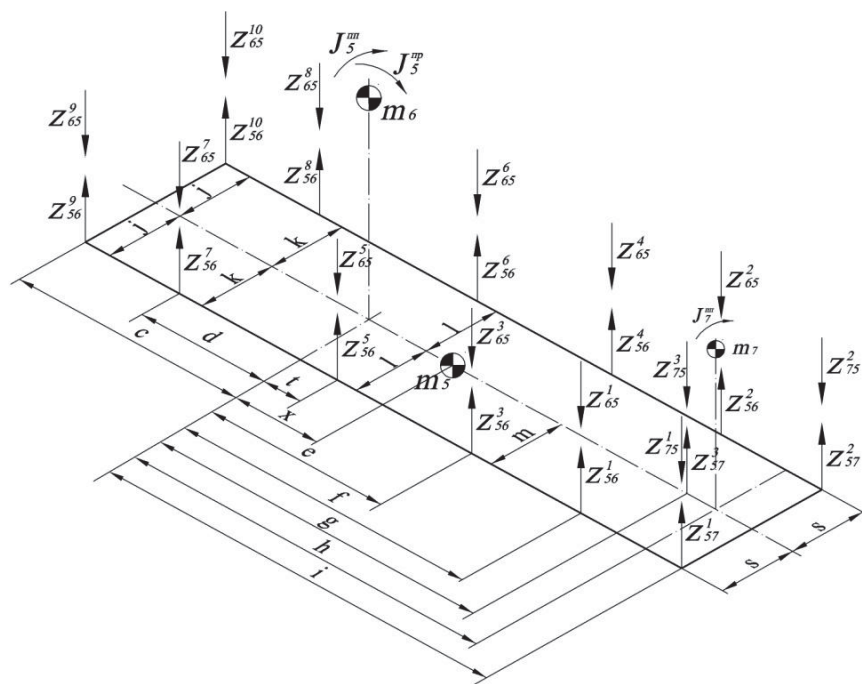


Рис. 6. Кинематическая схема подвески агрегатов

Момент инерции рамы относительно продольной оси $J_5^{\text{пр}}$ является определяющим параметром процессов поперечно-угловых колебаний рамы, возникающие при поворотах, асимметричных нагрузках на колеса со стороны дорожного покрытия, а также воздействий реактивного момента двигателя.

Кузов микроавтобуса в модели описан аналогично раме. Масса m_6 является определяющим параметром в процессах вертикальных колебаний кузова относительно рамы. От нее зависит эффективность работы системы виброизоляции салона [4], ее влияния на плавность хода автомобиля, комфорт пассажиров и надежность работы медицинского оборудования в салоне.

Момент инерции кузова относительно поперечной оси, $J_6^{\text{пр}}$, является определяющим параметром в процессах продольно-угловых колебаний кузова при воздействиях динамических нагрузок во время движения.

Момент инерции кузова относительно продольной оси, $J_6^{\text{пр}}$, является определяющим параметром в процессах поперечно-угловых колебаний кузова при изменении направления движения, кренах кузова или воздействиях боковых аэродинамических сил.

Масса m_7 двигателя является определяющим параметром в процессах его вертикальных колебаний, обусловленных действием инерционных и газовых сил. Ее величина оказывает влияние на уровень вибраций, генерируемых двигателем, на динамическую нагруженность кузова, а также на эффективность работы виброизоляторов (подушек) ДВС.

Момент инерции двигателя относительно продольной оси, $J_7^{\text{пр}}$, является определяющим параметром в процессах его поперечно-угловых колебаний вследствие действия реактивного крутящего момента. Эти колебания могут суммироваться с колебаниями от других динамических воздействий, влияя на динамическую нагруженность системы в целом.

В модели двигатель представлен только этими двумя массо-инерционными параметрами, поскольку его продольно-угловые колебания на раме, как показывает практика, имеют малую амплитуду и не оказывают существенного влияния на общую вибронагруженность автомобиля, а потому могут не учитываться.

Для исследования взаимного влияния крутильных колебаний в трансмиссии на колебания масс автомобиля в общую динамическую систему добавлена крутильно-колебательная модель силовой передачи (рис. 2).

Первая инерционная масса этой модели $J_{\text{дв}}$ характеризует величину приведенного момента инерции вращающихся элементов кривошипно-шатунного механизма и маховика двигателя. К этой массе приложен крутящий момент двигателя. Кривая крутящего момента, необходимая для построения математической модели, может быть получена экспериментально.

Вторая инерционная масса $J_{\text{тр}}$ характеризует величину приведенного момента инерции вращающихся элементов коробки передач и карданного вала.

Третья инерционная масса $J_{\text{зм}}$ характеризует величину приведенного момента инерции элементов заднего моста и дифференциала. Моделью предусмотрено разделение силового потока между бортами и передача крутящего момента двигателя на задние колеса по отдельности.

Учет работы дифференциала моделью не предусмотрен.

Четвертая и пятая инерционные массы $J_{\text{к1}}$ и $J_{\text{к2}}$ характеризуют величины моментов инерции ведущих колес. Эти массы связаны дифференциальной связью с поступательно движущейся инерционной массой автомобиля $J^{\text{авт}}_{\text{пост}}$, а также с моментом инерции рамы относительно поперечной оси $J_5^{\text{пр}}$. При разгоне и торможении автомобиля на раму действуют реактивные моменты, возбуждающие продольно-угловые колебания остова.

Дополнительно на массу $J_7^{\text{пр}}$ (момент инерции двигателя относительно продольной оси) со стороны кривошипно-шатунного механизма действует также реактивный момент, стремящийся повернуть корпус двигателя в поперечной плоскости. Этот момент возбуждает поперечно-угловые колебания двигателя относительно рамы.

В табл. 1 приведена информация о соответствии наименований, обозначений и описаний массо-инерционных элементов модели, в табл. 2 – информация о соответствии наименований, обозначений и описаний упругих и диссипативных элементов модели.

Таблица 1

Обозначение и описание массо-инерционных элементов модели

Наименование узла	Обозначение	Наименование элемента
Колесо 1	m_1	Масса переднего правого колеса
Колесо 2	m_2	Масса переднего левого колеса
Колесо 3	m_3	Масса заднего правого колеса
	$J_{к3}$	Момент инерции заднего правого колеса
Колесо 4	m_4	Масса заднего левого колеса
	$J_{к4}$	Момент инерции заднего левого колеса
Рама	m_5	Масса рамы
	J_5^{np}	Момент инерции рамы относительно поперечной оси
	J_5^{np}	Момент инерции рамы относительно продольной оси
Кузов	m_6	Масса кузова
	J_6^{np}	Момент инерции кузова относительно поперечной оси
	J_6^{np}	Момент инерции кузова относительно продольной оси
Двигатель	m_7	Двигатель
	J_7^{np}	Момент инерции остова двигателя относительно продольной оси
	$J_{дв}$	Момент инерции КШМ и маховика двигателя
Трансмиссия	$J_{тр}$	Момент инерции элементов КПП и карданного вала
Задний мост	$J_{зм}$	Момент инерции элементов дифференциала и полуосей
Остов	$J_{авт}^{поступ}$	Приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля

Таблица 2

Обозначение и описание упругих и диссипативных элементов модели

Наименование узла	Обозначение	Наименование элемента
Колесо 1	c_{s1}, k_{s1}	Радиальная жесткость переднего правого колеса
Колесо 2	c_{s2}, k_{s2}	Радиальная жесткость переднего левого колеса
Колесо 3	c_{s3}, k_{s3}	Радиальная жесткость заднего правого колеса
Колесо 4	c_{s4}, k_{s4}	Радиальная жесткость заднего левого колеса
Подвеска	c_{15}, k_{15}	Жесткость передней правой рессоры
	c_{25}, k_{25}	Жесткость передней левой рессоры
	c_{35}, k_{35}	Жесткость задней правой рессоры
	c_{45}, k_{45}	Жесткость задней левой рессоры
	$C_{\Sigma подв}, k_{\Sigma подв}$	Приведенная к крутильной суммарная жесткость подвески
Виброизоляторы кузова	c_{56}^1, k_{56}^1	Жесткость и демпфирование виброизолятора 1
	c_{56}^2, k_{56}^2	Жесткость и демпфирование виброизолятора 2
	c_{56}^3, k_{56}^3	Жесткость и демпфирование виброизолятора 3
	c_{56}^4, k_{56}^4	Жесткость и демпфирование виброизолятора 4
	c_{56}^5, k_{56}^5	Жесткость и демпфирование виброизолятора 5
	c_{56}^6, k_{56}^6	Жесткость и демпфирование виброизолятора 6
	c_{56}^7, k_{56}^7	Жесткость и демпфирование виброизолятора 7
	c_{56}^8, k_{56}^8	Жесткость и демпфирование виброизолятора 8
	c_{56}^9, k_{56}^9	Жесткость и демпфирование виброизолятора 9
	c_{56}^{10}, k_{56}^{10}	Жесткость и демпфирование виброизолятора 10

Окончание табл. 2

Наименование узла	Обозначение	Наименование элемента
Двигатель	c_{57}^1, k_{57}^2	Жесткость и демпфирование переднего виброизолятора ДВС
	c_{57}^1, k_{57}^2	Жесткость и демпфирование переднего виброизолятора ДВС
	c_{57}^1, k_{57}^2	Жесткость и демпфирование заднего виброизолятора ДВС
Трансмиссия	$C_{дв-тр}, k_{дв-тр}$	Приведенная крутильная жесткость между ДВС и КПП
	$C_{тр-зм}, k_{тр-зм}$	Приведенная крутильная жесткость карданной передачи
	$C_{зм-к1}, k_{зм-к1}$	Приведенная крутильная жесткость правой полуоси
	$C_{зм-к2}, k_{зм-к2}$	Приведенная крутильная жесткость левой полуоси

3. Допущения, принятые при разработке математической модели

Математическая модель микроавтобуса должна описывать поведение элементов динамической модели под воздействием различных сил и реакций, возникающих в процессе его эксплуатации. Эта модель представляет собой систему дифференциальных уравнений и уравнений связи, описывающие динамику системы. Для корректного построения математической модели использованы приведенные ниже допущения.

1. Характеристики упругих сил в системе приняты линейными.

2. Характеристики диссипативных сил также. Демпфирование в системе принято пропорциональным скорости перемещений.

3. Величины жесткости и параметры демпфирования считаются постоянными в процессе колебаний. Нелинейные эффекты, которые могут возникать при изменении состояния системы, не учитываются.

4. Колебания происходят с малыми амплитудами.

5. Угловые колебания элементов модели происходят относительно осей, проходящих через их центры масс.

6. Все силы, действующие на систему, рассматриваются как временные функции, что позволяет использовать спектральный анализ и учитывать влияние времени на динамические характеристики системы.

7. Динамические параметры системы, такие как масса, момент инерции, жесткость связей элементов и коэффициент демпфирования, считаются постоянными в течение процесса моделирования.

8. Внешние воздействия, такие как сила ветра, сила тяги, сила торможения, сила сопротивления движению, являются обобщенными

силами и приложены к центрам масс элементов модели.

9. Кузов и рама в модели являются твердыми телами.

10. Отрыв колеса от опорной поверхности дороги моделью не описывается.

11. Зазоры в упругих элементах подвески и зубчатых зацеплениях выбраны.

4. Уравнения математической модели

Для составления математической модели движения системы использовано уравнение Лагранжа II рода. Это позволяет описывать динамику многомассовых систем через обобщенные координаты и их производные, что особенно удобно для систем с несколькими степенями свободы.

На первом этапе построения динамической модели необходимо определить вектор входных воздействий, действующих на динамическую систему. Анализ случайных процессов нагружения колес автомобиля со стороны дорожного покрытия показывает, что входные воздействия на динамическую систему представляют собой совокупность случайных сил, возникающих при контакте колес с неровностями дороги. Эти силы включают в себя вертикальные ударные воздействия от отдельных неровностей, периодические колебательные воздействия от дорожных волн, а также вибровоздействия, вызванные микропрофилем опорной поверхности, неоднородностью свойств покрытия, динамическими условиями движения и другими факторами.

При применении принципа Д'Аламбера к рассматриваемой системе на основе выше приведенных кинематических и динамических схем получены уравнения, описывающие движение сосредоточенных масс с учетом упругих и диссипативных сил.

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{z}_1 &= -R_{s1} + R_{15}^1 - m_1 g; \\
m_2 \ddot{z}_2 &= -R_{s2} + R_{15}^2 - m_2 g; \\
m_3 \ddot{z}_3 &= -R_{s3} + R_{15}^3 - m_3 g; \\
m_4 \ddot{z}_4 &= -R_{s4} + R_{15}^4 - m_4 g; \\
m_5 \ddot{z}_5 &= -R_{15}^1 - R_{15}^2 - R_{25}^1 - R_{25}^2 - R_{35}^1 - R_{35}^2 - R_{45}^1 - R_{45}^2 + R_{56}^1 + R_{56}^2 + R_{56}^3 + R_{56}^4 + R_{56}^5 + R_{56}^6 + R_{56}^7 + R_{56}^8 + \\
&+ R_{56}^9 + R_{56}^{10} + R_{57}^1 + R_{57}^2 + R_{57}^3 - m_5 g; \\
m_6 \ddot{z}_6 &= -R_{56}^1 - R_{56}^2 - R_{56}^3 - R_{56}^4 - R_{56}^5 - R_{56}^6 - R_{56}^7 - R_{56}^8 - R_{56}^9 - R_{56}^{10} - m_6 g; \\
m_7 \ddot{z}_7 &= -R_{57}^1 - R_{57}^2 - R_{57}^3 - m_7 g; \\
J_5^{nn} \ddot{\varphi}_5^{nn} &= R_{15}^1 \cdot s + R_{15}^2 \cdot s - R_{25}^1 \cdot s - R_{25}^2 \cdot s + R_{35}^1 \cdot r + R_{35}^2 \cdot r - R_{45}^1 \cdot r - R_{45}^2 \cdot r - R_{56}^1 \cdot n + R_{56}^2 \cdot n - \\
&R_{56}^3 \cdot m + R_{56}^4 \cdot m - R_{56}^5 \cdot l + R_{56}^6 \cdot l - R_{56}^7 \cdot k + R_{56}^8 \cdot k - R_{56}^9 \cdot j + R_{56}^{10} \cdot j - R_{57}^1 \cdot p + R_{57}^2 \cdot p + R_{57}^3 \cdot (x_{\partial \theta c}); \\
J_5^{np} \ddot{\varphi}_5^{np} &= R_{15}^1 \cdot b + R_{15}^2 \cdot (b - (v_1 + v_2)) + R_{25}^1 \cdot b + R_{25}^2 \cdot (b - (v_1 + v_2)) - R_{35}^1 \cdot (a - (u_1 + u_2)) - R_{35}^2 \cdot a - \\
&- R_{45}^1 \cdot (a - (u_1 + u_2)) - R_{45}^2 \cdot a - R_{56}^1 \cdot (f - x) - R_{56}^2 \cdot (f - x) - R_{56}^3 \cdot (e - x) - R_{56}^4 \cdot (e - x) + R_{56}^5 \cdot (x - t) + \\
&+ R_{56}^6 \cdot (x - t) + R_{56}^7 \cdot (x + d) + R_{56}^8 \cdot (x + d) + R_{56}^9 \cdot (x + c) + R_{56}^{10} \cdot (x + c) - R_{57}^1 \cdot (i - t) - R_{57}^2 \cdot (i - t) - R_{57}^3 \cdot (g - t); \\
J_6^{np} \ddot{\varphi}_6^{np} &= R_{56}^1 \cdot g + R_{56}^2 \cdot g + R_{56}^3 \cdot f + R_{56}^4 \cdot f + R_{56}^5 \cdot (x - t) + R_{56}^6 \cdot (x - t) - R_{56}^7 \cdot d - R_{56}^8 \cdot d - R_{56}^9 \cdot c - R_{56}^{10} \cdot c; \\
J_6^{nn} \ddot{\varphi}_6^{nn} &= -R_{56}^1 \cdot n + R_{56}^2 \cdot n - R_{56}^3 \cdot m + R_{56}^4 \cdot m - R_{56}^5 \cdot l + R_{56}^6 \cdot l - R_{56}^7 \cdot k + R_{56}^8 \cdot k - R_{56}^9 \cdot j + R_{56}^{10} \cdot j; \\
J_7^{nn} \ddot{\varphi}_7^{nn} &= (R_{57}^1 \cdot p - R_{57}^2 \cdot p + R_{57}^3 \cdot (x_{\partial \theta c})) - M_{\partial \theta}; \\
J_{\partial \theta} \ddot{\varphi}_{\partial \theta} &= M_{\partial \theta} - R_{57}^1 \cdot p - R_{57}^2 \cdot p + R_{57}^3 \cdot (x_{\partial \theta c}) + C_{\partial \theta - mp} (\varphi_{mp} - \varphi_{\partial \theta}) - k_{\partial \theta} \dot{\varphi}_{\partial \theta}; \\
J_{mp} \ddot{\varphi}_{mp} &= C_{mp - 3M} (\varphi_{3M} - \varphi_{mp}) - C_{\partial \theta - mp} (\varphi_{mp} - \varphi_{\partial \theta}) - k_{mp} \dot{\varphi}_{mp}; \\
J_{3M} \ddot{\varphi}_{3M} &= C_{3M - K1} (\varphi_{K1} - \varphi_{3M}) + C_{3M - K2} (\varphi_{K2} - \varphi_{3M}) - C_{mp - 3M} (\varphi_{3M} - \varphi_{mp}) - k_{3M} \dot{\varphi}_{3M}; \\
J_{K1} \ddot{\varphi}_{K1} &= C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K1} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - C_{3M - K1} (\varphi_{K1} - \varphi_{3M}) - k_{K1} \dot{\varphi}_{K1}; \\
J_{K2} \ddot{\varphi}_{K2} &= C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K2} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - C_{3M - K2} (\varphi_{K2} - \varphi_{3M}) - k_{K2} \dot{\varphi}_{K2}; \\
J_{\partial \theta}^{nocm} \ddot{\varphi}_{\partial \theta}^{nocm} &= M_{\Sigma_{\partial \theta}} - C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K1} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - C_{\Sigma_{\partial \theta \partial \theta} / 2} (\varphi_{K2} - \varphi_5^{np} - \varphi_{\partial \theta}^{nocm} / R_K) - k_{\partial \theta} \dot{\varphi}_{\partial \theta}^{nocm}.
\end{aligned}$$

Дифференциальные уравнения математической модели дополняют нижеприведенные урав-

нения реакций, возникающих в точках крепления упругих элементов.

$$\begin{aligned}
R_{s1} &= [c_{s1} (z_1 - f_1(t)) + k_{s1} (\dot{z}_1 - \dot{f}_1(t))]; \\
R_{s2} &= [c_{s2} (z_2 - f_2(t)) + k_{s2} (\dot{z}_2 - \dot{f}_2(t))]; \\
R_{s3} &= [c_{s3} (z_3 - f_3(t)) + k_{s3} (\dot{z}_3 - \dot{f}_3(t))]; \\
R_{s4} &= [c_{s4} (z_4 - f_4(t)) + k_{s4} (\dot{z}_4 - \dot{f}_4(t))]; \\
R_{15}^1 &= [c_{15} (z_{51}^1 - z_1) + k_{15} (\dot{z}_{51}^1 - \dot{z}_1)] \cdot (v_2 / (v_1 + v_2)); \\
R_{15}^2 &= [c_{15} (z_{51}^2 - z_1) + k_{15} (\dot{z}_{51}^2 - \dot{z}_1)] \cdot (v_1 / (v_1 + v_2)); \\
R_{25}^1 &= [c_{25} (z_{52}^1 - z_2) + k_{25} (\dot{z}_{52}^1 - \dot{z}_2)] \cdot (v_2 / (v_1 + v_2)); \\
R_{25}^2 &= [c_{25} (z_{52}^2 - z_2) + k_{25} (\dot{z}_{52}^2 - \dot{z}_2)] \cdot (v_1 / (v_1 + v_2)); \\
R_{35}^1 &= [c_{35} (z_{53}^1 - z_3) + k_{35} (\dot{z}_{53}^1 - \dot{z}_3)] \cdot (u_2 / (u_1 + u_2)); \\
R_{35}^2 &= [c_{35} (z_{53}^2 - z_3) + k_{35} (\dot{z}_{53}^2 - \dot{z}_3)] \cdot (u_1 / (u_1 + u_2)); \\
R_{45}^1 &= [c_{45} (z_{54}^1 - z_4) + k_{45} (\dot{z}_{54}^1 - \dot{z}_4)] \cdot (u_2 / (u_1 + u_2)); \\
R_{45}^2 &= [c_{45} (z_{54}^2 - z_4) + k_{45} (\dot{z}_{54}^2 - \dot{z}_4)] \cdot (u_1 / (u_1 + u_2));
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R_{56}^1 &= [c_{56}^1 (z_{65}^1 - z_{56}^1) + k_{56}^1 (\dot{z}_{65}^1 - \dot{z}_{56}^1)]; \\
R_{56}^2 &= [c_{56}^2 (z_{65}^2 - z_{56}^2) + k_{56}^2 (\dot{z}_{65}^2 - \dot{z}_{56}^2)]; \\
R_{56}^3 &= [c_{56}^3 (z_{65}^3 - z_{56}^3) + k_{56}^3 (\dot{z}_{65}^3 - \dot{z}_{56}^3)]; \\
R_{56}^4 &= [c_{56}^4 (z_{65}^4 - z_{56}^4) + k_{56}^4 (\dot{z}_{65}^4 - \dot{z}_{56}^4)]; \\
R_{56}^5 &= [c_{56}^5 (z_{65}^5 - z_{56}^5) + k_{56}^5 (\dot{z}_{65}^5 - \dot{z}_{56}^5)]; \\
R_{56}^6 &= [c_{56}^6 (z_{65}^6 - z_{56}^6) + k_{56}^6 (\dot{z}_{65}^6 - \dot{z}_{56}^6)]; \\
R_{56}^7 &= [c_{56}^7 (z_{65}^7 - z_{56}^7) + k_{56}^7 (\dot{z}_{65}^7 - \dot{z}_{56}^7)]; \\
R_{56}^8 &= [c_{56}^8 (z_{65}^8 - z_{56}^8) + k_{56}^8 (\dot{z}_{65}^8 - \dot{z}_{56}^8)]; \\
R_{56}^9 &= [c_{56}^9 (z_{65}^9 - z_{56}^9) + k_{56}^9 (\dot{z}_{65}^9 - \dot{z}_{56}^9)]; \\
R_{56}^{10} &= [c_{56}^{10} (z_{65}^{10} - z_{56}^{10}) + k_{56}^{10} (\dot{z}_{65}^{10} - \dot{z}_{56}^{10})]; \\
R_{57}^1 &= [c_{57}^1 (z_{75}^1 - z_{57}^1) + k_{57}^1 (\dot{z}_{75}^1 - \dot{z}_{57}^1)]; \\
R_{57}^2 &= [c_{57}^2 (z_{75}^2 - z_{57}^2) + k_{57}^2 (\dot{z}_{75}^2 - \dot{z}_{57}^2)]; \\
R_{57}^3 &= [c_{57}^3 (z_{75}^3 - z_{57}^3) + k_{57}^3 (\dot{z}_{75}^3 - \dot{z}_{57}^3)];
\end{aligned}$$

Уравнения перемещений точек крепления упругих элементов и их связь с угловыми коле-

баниями инерционных масс модели описываются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} z_{51}^1 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot b - \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{51}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (b - (v_1 + v_2)) - \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{52}^1 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot b + \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{52}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (b - (v_1 + v_2)) + \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{53}^1 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (a - (u_1 + u_2)) - \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{53}^2 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot a - \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{54}^1 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (a - (u_1 + u_2)) + \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{54}^2 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot a + \varphi_5^{nn} \cdot r; \\ z_{56}^1 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (f - x) - \varphi_5^{nn} \cdot n; \\ z_{56}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (f - x) + \varphi_5^{nn} \cdot n; \\ z_{56}^3 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (e - x) - \varphi_5^{nn} \cdot m; \\ z_{56}^4 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (e - x) + \varphi_5^{nn} \cdot m; \\ z_{56}^5 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x - t) - \varphi_5^{nn} \cdot l; \\ z_{56}^6 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x - t) + \varphi_5^{nn} \cdot l; \\ z_{56}^7 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + d) - \varphi_5^{nn} \cdot k; \\ z_{56}^8 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + d) + \varphi_5^{nn} \cdot k; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z_{56}^9 &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + c) - \varphi_5^{nn} \cdot j; \\ z_{56}^{10} &= z_5 + \varphi_5^{np} \cdot (x + c) + \varphi_5^{nn} \cdot j; \\ z_{57}^1 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (i - x) - \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{57}^2 &= z_5 - \varphi_5^{np} \cdot (i - x) + \varphi_5^{nn} \cdot s; \\ z_{65}^1 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot g - \varphi_6^{nn} \cdot n; \\ z_{65}^2 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot g + \varphi_6^{nn} \cdot n; \\ z_{65}^3 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot f - \varphi_6^{nn} \cdot m; \\ z_{65}^4 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot f + \varphi_6^{nn} \cdot m; \\ z_{65}^5 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot (x - t) - \varphi_6^{nn} \cdot l; \\ z_{65}^6 &= z_6 - \varphi_6^{np} \cdot (x - t) + \varphi_6^{nn} \cdot l; \\ z_{65}^7 &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot d - \varphi_6^{nn} \cdot k; \\ z_{65}^8 &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot d + \varphi_6^{nn} \cdot k; \\ z_{65}^9 &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot c - \varphi_6^{nn} \cdot j; \\ z_{65}^{10} &= z_6 + \varphi_6^{np} \cdot c + \varphi_6^{nn} \cdot j; \\ z_{75}^1 &= z_7 - \varphi_7^{nn} \cdot s; \\ z_{75}^2 &= z_7 + \varphi_7^{nn} \cdot s; \end{aligned}$$

Заключение

Разработаны динамическая и математическая модели специального микроавтобуса для его использования в качестве автомобиля скорой медицинской помощи. Обобщенная динамическая модель объединяет в себе модель для исследования вертикальных и угловых колебаний кузова автомобиля и крутильно-колебательную модель трансмиссии. На ее основе возможно выполнение расчетных исследований:

- вертикальных, поперечно- и продольно угловых колебаний кузова при комплексном воздействии возмущений со стороны ходовой части, двигателя и трансмиссии во время транспортировки пациентов, в том числе при переменных режимах движения – разгон, торможение, поворот;

- эффективности работы виброизоляторов кузова с целью совершенствования системы виброзащиты салона;

- влияния конструктивных особенностей кузова и устройства его крепления к раме с целью снижения уровня вибронегативности салона.

Результаты исследований позволяют вырабатывать рекомендации для внесения изменений

в конструкцию кузова микроавтобуса и устройства его крепления к раме для создания комфортных условий транспортировки пациентов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи / Е. С. Удиванов, М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, А. И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 2 (39). – С. 45–50.
2. Евсеева, А. В. Конструктивные мероприятия по совершенствованию виброзащиты салона микроавтобусов скорой помощи / А. В. Евсеева // XXIX Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 16 сентября – 15 ноября 2024 г.): сб. материалов конф. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2024. – С. 59.
3. Газель NEXT Скорая помощь. – Режим доступа: URL: <https://www.yarkamp.ru/catalog/gazel-next-skoraja-pomosh.htm>. (дата обращения: 20.12.2024 г.).
4. Степанов, Е. В. Снижение вибронегативности коммерческих автомобилей за счет применения упруго-демпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов: специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Е. В. Степанов; Нижегородский Государственный Технический Университет им. Р. Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2021. – 158 с.