

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА НА ДОРОЖНУЮ КОНСТРУКЦИЮ

## SIMULATION OF DYNAMIC IMPACT OF HEAVY ROAD TRANSPORT ON ROAD CONSTRUCTION

V. Logachev  
I. Isaev

*Summary.* the main aspects of modeling the dynamic impact of heavy road transport on the road construction are considered. The design model of interaction between the cargo vehicle and the road structure and the corresponding mathematical model, which allows to calculate the dynamic loads on the road surface, are substantiated and constructed.

The main regularities of the dynamic impact of heavy road transport on road structures, which must be taken into account when solving problems of applied nature to reduce the cost of full-scale experimental studies.

*Keywords:* heavy road transport, road construction, microprofile, design model, mathematical model.

**Логачев Виктор Григорьевич**

Д.т.н., профессор, Тюменский индустриальный университет

**Исаев Иван Александрович**

Аспирант, Тюменский индустриальный университет

NaviVeasi@gmail.com

*Аннотация.* рассмотрены основные аспекты моделирования динамического воздействия большегрузного автомобильного транспорта на дорожную конструкцию. Обоснована и построена расчетная модель взаимодействия грузового транспорта и дорожной конструкции и соответствующая ей математическая модель, позволяющая рассчитывать динамические нагрузки на дорожное покрытие.

Получены основные закономерности динамического воздействия большегрузного автомобильного транспорта на дорожные конструкции, которые необходимо учитывать при решении задач прикладного характера для сокращения затрат на натурные экспериментальные исследования.

*Ключевые слова:* большегрузный автомобильный транспорт, дорожная конструкция, микропрофиль, расчетная модель, математическая модель.

**М**оделирование динамического воздействия большегрузного автомобильного транспорта на дорожную конструкцию позволяет сократить объем, время и затраты на натурные экспериментальные исследования в реальных условиях эксплуатации.

Современное состояние информационных технологий и программного обеспечения не накладывает существенных ограничений на объемы и точность вычислений. Как следствие, имитационное моделирование обеспечивает качественный анализ полученных результатов и позволяет оптимизировать программу испытаний и методику экспериментальных исследований.

Для реализации имитационного моделирования необходимо:

- ◆ выбрать тип и конструктивную схему грузового транспортного средства (далее ТС);
- ◆ обосновать и построить расчетную модель взаимодействия грузового ТС и дорожной конструкции;
- ◆ разработать математическую модель взаимодействия грузового ТС и дорожной конструкции, позволяющую рассчитывать динамические нагрузки на дорожное покрытие;

- ◆ на основании анализа полученных результатов определить параметры оценки динамического воздействия ТС на дорожные конструкции.

На основании анализа грузовых транспортных потоков на федеральных трассах было выявлено, что наиболее распространены конструктивными схемами ТС являются двухосные и трехосные грузовые автомобили и двухосные седельные тягачи с полуприцепами различных типов.

Грузовой автомобиль является сложной динамической системой, состоящей из поддрессоренных частей, представляющих распределенную массу, совершающую в процессе движения по дорогам различного типа вертикальные, продольно — угловые и поперечно — угловые колебания на двух или более упругих опорах, называемых неподдрессоренными частями. В свою очередь, неподдрессоренные части — оси и колеса в сборе, совершают вертикальные колебания.

Колебания поддрессоренных и неподдрессоренных частей ТС вызывают изменение осевых нагрузок на дорожное покрытие, что приводит к накоплению повреждений и разрушению последнего.

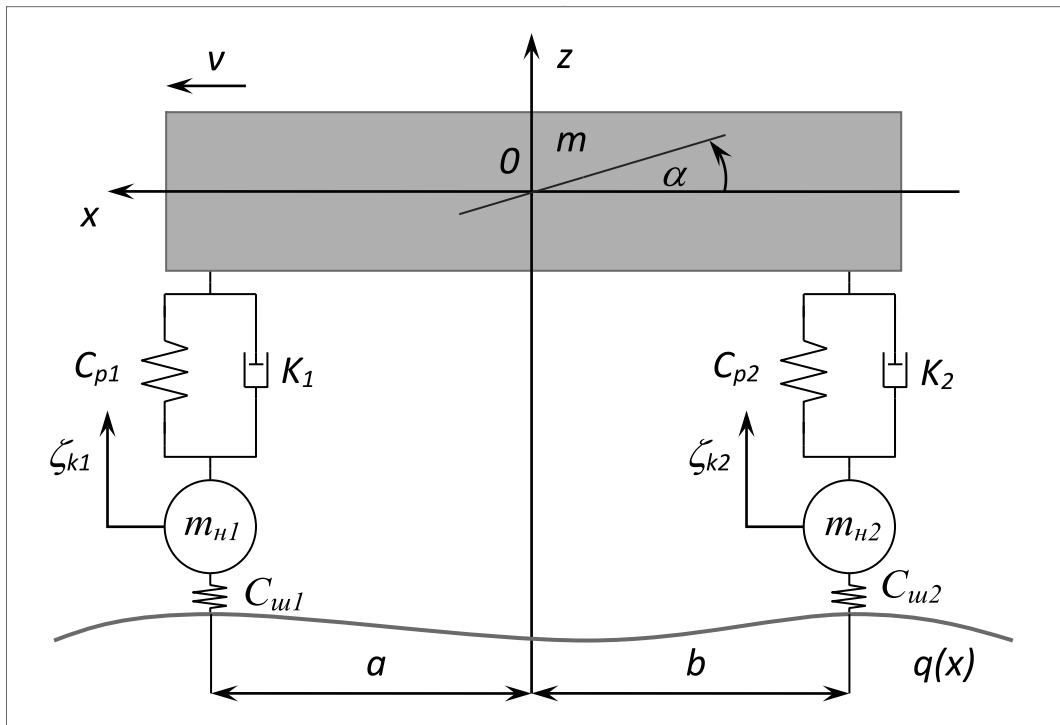


Рис. 1. Расчетная модель взаимодействия грузового автомобиля и дорожной конструкции с четырьмя степенями свободы

Обобщая многочисленные исследования в области динамики ТС отечественных [1–5; 8; 9] и зарубежных авторов [11; 12], можно сказать следующее:

- ◆ вертикальные колебания и вертикальные составляющие продольных и поперечных угловых колебаний подрессоренной части лежат в диапазоне 1–3 Гц;
- ◆ вертикальные колебания неподрессоренных частей лежат в диапазоне 10–15 Гц;
- ◆ максимум давления на дорогу совпадает с максимумами перемещения кузова вниз, а отрыв колес от дороги — с максимумами перемещения кузова вверх;
- ◆ основной вклад в вибронагруженность несущей конструкции ТС вносят низкочастотные вертикальные и продольно — угловые колебания.

Введем ряд допущений для расчетной модели:

1. ТС симметрично относительно продольной оси, деформациями рамы на кручение и изгиб пренебрегаем;
2. Центр тяжести (ЦТ) рамы ТС расположен в продольной плоскости; ЦТ равномерно распределенного груза соответствует его геометрическому ЦТ;
3. Оси мостов движутся вертикально, а их моменты инерции относительно осей вращения колес равны нулю;

4. Контакт шины с дорогой точечный; колеса имеют двухстороннюю связь с дорогой, то есть отрыв колеса от дороги отсутствует;
5. Параметры жесткостей подвесок и радиальные жесткости шин линеаризуются;
6. При определении коэффициентов демпфирования сухое трение в рессорах и элементах подвески приводится к вязкому.
7. Демпфирование в шинах в связи с его малостью, не учитывается.

Профиль дорожного покрытия на левой и правой полосе наката транспортного потока допускается принимать одинаковым, что исключает возможность поперечных колебаний автомобиля и позволяет перейти от пространственной расчетной модели ТС к плоской.

Для трехосных автомобилей со сдвоенной задней осью применяются подвески балансирующего типа. Балансирная подвеска позволяет задним мостам перемещаться вертикально независимо друг от друга и равномерно распределяет нагрузки между осями.

Таким образом, имеет смысл рассматривать плоскую расчетную модель, представленную на рисунке 1.

Применительно к данной расчетной модели грузового автомобиля приняты следующие обозначения:

- ◆  $m_n$  — подрессоренная масса ТС;
- ◆  $m_{n1}, m_{n2}$  — неподдресоренные массы мостов;
- ◆  $c_{p1}, c_{p2}$  — коэффициенты жесткости подвески;
- ◆  $k_1, k_2$  — коэффициенты демпфирования подвески;
- ◆  $c_{u1}, c_{u2}$  — радиальная жесткость шин;
- ◆  $a$  — расстояние от первой оси до ЦТ (точка  $O$ );
- ◆  $b$  — расстояние от второй оси до ЦТ (точка  $O$ ).

Рассматриваемая динамическая система имеет 4 степени свободы:

- ◆ подрессоренная масса  $m_n$  имеет 2 степени свободы: колебания в вертикальной плоскости — перемещение  $z$  и вращение вокруг поперечной оси  $OY$  — поворот  $\alpha$  в продольной вертикальной плоскости;
- ◆ неподдресоренные массы мостов  $m_{n1}, m_{n2}$  имеют степень свободы по дополнительной координате  $\zeta_{k1}, \zeta_{k2}$ ,

и позволяет построить простую математическую модель взаимодействия двухосного (трехосного) грузового ТС или седельного тягача с полуприцепом с дорожным полотном.

Если воспользоваться уравнениями Лагранжа второго рода, то для рассматриваемой системы имеем:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k}, \quad (k=1, 2, \dots, N), \quad (1)$$

где:  $N$  — число степеней свободы динамической системы;

- $T$  — кинетическая энергия системы;
- $\Pi$  — потенциальная энергия системы;
- $R$  — диссипативная функция Релея;
- $q_k$  — обобщенная координата.
- $N=4, q_1 = z, q_2 = \alpha, q_3 = \zeta_{k1}, q_4 = \zeta_{k2}$ .

Кинетическая энергия колебаний, потенциальная энергия деформации упругих элементов и диссипативная функция Релея определяются как:

$$T = \frac{1}{2} (m_n \cdot \dot{z}^2 + m_{n1} \cdot \dot{\zeta}_{k1}^2 + m_{n2} \cdot \dot{\zeta}_{k2}^2 + J_y \cdot \dot{\alpha}^2);$$

$$J_y = \rho_y^2 \cdot m_n, \quad (2)$$

где  $J_y, \rho_y$  — момент инерции и радиус инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси  $OY$ ;

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_{p1} (z - \zeta_{k1} + \alpha \cdot a)^2 + c_{p2} (z - \zeta_{k2} - \alpha \cdot b)^2 + c_{u1} (q_1 - \zeta_{k1})^2 + c_{u2} (q_2 - \zeta_{k2})^2]; \quad (3)$$

$$R = \frac{1}{2} [k_1 (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k1} + \dot{\alpha} \cdot a)^2 + k_2 (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k2} - \dot{\alpha} \cdot b)^2]. \quad (4)$$

Дифференцируя уравнения (2) — (4) по обобщенным координатам и обобщенным скоростям получим:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) = m_n \cdot \ddot{z}; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) = J_y \cdot \ddot{\alpha}; \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\zeta}_{k1}} \right) = m_{n1} \cdot \ddot{\zeta}_{k1};$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\zeta}_{k2}} \right) = m_{n2} \cdot \ddot{\zeta}_{k2}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial \alpha} = \frac{\partial T}{\partial \zeta_{k1}} = \frac{\partial T}{\partial \zeta_{k2}} = 0; \quad (6)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = c_{p1} (z - \zeta_{k1} + \alpha \cdot a) + c_{p2} (z - \zeta_{k2} - \alpha \cdot b); \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = c_{p1} a (z - \zeta_{k1} + \alpha \cdot a) - c_{p2} b (z - \zeta_{k2} - \alpha \cdot b); \quad (8)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \zeta_{k1}} = -c_{p1} (z - \zeta_{k1} + \alpha \cdot a) + c_{u1} (\zeta_{k1} - q_1);$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \zeta_{k2}} = -c_{p2} (z - \zeta_{k2} - \alpha \cdot b) + c_{u2} (\zeta_{k2} - q_2); \quad (9)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{z}} = k_1 (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k1} + \dot{\alpha} \cdot a) + k_2 (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k2} - \dot{\alpha} \cdot b); \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_n \ddot{z} + \dot{z} (k_1 + k_2) + z (c_{p1} + c_{p2}) + \dot{\alpha} (k_1 a - k_2 b) + \alpha (c_{p1} a - c_{p2} b) = \\ = k_1 \dot{\zeta}_{k1} + k_2 \dot{\zeta}_{k2} + c_{p1} \zeta_{k1} + c_{p2} \zeta_{k2}; \\ J_y \ddot{\alpha} + \dot{\alpha} (k_1 a^2 + k_2 b^2) + \alpha (c_{p1} a^2 + c_{p2} b^2) + \dot{z} (k_1 a - k_2 b) + z (c_{p1} a - c_{p2} b) = \\ = a (k_1 \dot{\zeta}_{k1} + c_{p1} \zeta_{k1}) - b (k_2 \dot{\zeta}_{k2} + c_{p2} \zeta_{k2}); \\ m_{n1} \ddot{\zeta}_{k1} + k_1 (\dot{\zeta}_{k1} - \dot{z} - a \dot{\alpha}) + c_{p1} (\zeta_{k1} - z - a \cdot \alpha) + c_{u1} \zeta_{k1} = c_{u1} q_1; \\ m_{n2} \ddot{\zeta}_{k2} + k_2 (\dot{\zeta}_{k2} - \dot{z} + b \dot{\alpha}) + c_{p2} (\zeta_{k2} - z + b \cdot \alpha) + c_{u2} \zeta_{k2} = c_{u2} q_2. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

Таблица 1. Задание продольного профиля дороги

№ п/п	Продольный профиль дороги	Параметры	Вид колебаний ТС
1	Единичная неровность $q(x) = q_0 [1 - \cos(2\pi x / l)]$	$x \in [(L-l)/2; (L+l)/2]$ $q_0, l$	Свободные затухающие колебания
2	Гармонический процесс $q(x) = q_0 [1 - \cos(2\pi x / l)]$	$x \in [0; L]$ $q_0, l$	Установившиеся вынужденные колебания, в т.ч. резонансные
3	Случайный стационарный процесс $f(q(x)) = \frac{1}{\sigma_q \sqrt{2\pi}} \exp(-\frac{(q(x))^2}{2\sigma_q^2})$	$x \in [0; L]$ $M^q = 0$	Случайные колебания
4	Дискретный временной ряд $q_n = q(n\Delta x), n = 0, 1, 2, \dots, (N-1)$	$\Delta x = \frac{L}{N}, N = 2^p, p \in Z, p > 0$	Вынужденные колебания

Используемые обозначения:  
 $q_0$  — амплитуда волны неровностей;  $x$  — абсцисса точки с вертикальной координатой  $q$ ;  
 $l$  — длина волны дорожной неровности;  $L$  — длина наблюдаемого участка

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}} = k_1 a (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k1} + \dot{\alpha} \cdot a) - k_2 b (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k2} - \dot{\alpha} \cdot b); \quad (11)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\zeta}_{k1}} = -k_1 (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k1} + \dot{\alpha} \cdot a); \frac{\partial R}{\partial \dot{\zeta}_{k2}} = -k_2 (\dot{z} - \dot{\zeta}_{k2} - \dot{\alpha} \cdot b). \quad (12)$$

Подставляя значения полученных производных (5) — (12) в исходные уравнения Лагранжа (1) получаем систему дифференциальных уравнений (13)

Полученные уравнения (13) описывают вынужденные колебания ТС при движении по дорожному покрытию и доказывают связанность всех колебаний.

Если возбудить вертикальные колебания подрессоренной массы, то возникнут продольно — угловые колебания и колебания неподдресоренных масс. Третье и четвертое уравнения системы (13) наглядно показывают, что кинематическое воздействие микропрофиля дороги  $q(x)$  не только возбуждает колебания неподдресоренных масс, но и вызывает вертикальные и продольно — угловые колебания подрессоренной массы.

Следует заметить, что задавая воздействие  $q(x)$  со стороны дороги на ТС, необходимо учитывать запаздывание между передним и задним мостами ТС:

$$q_2(x) = q_1(x - (a + b)); \Delta t = \frac{(a + b)}{v}, \quad (14)$$

где  $\Delta t$  — время запаздывания  $q(x)$  между осями ТС при  $v = const$ .

Продольный микропрофиль дороги может задаваться как:

- ♦ детерминированная функция (гармонический процесс, полигармонический процесс, единичная неровность);
- ♦ случайный процесс;
- ♦ конечный дискретный временной ряд, полученный экспериментально в процессе нивелирования дороги [7].

Варианты задания продольного микропрофиля дороги и виды моделируемых колебаний ТС приведены в таблице 1.

Моделирование проезда грузовых ТС с различными скоростями движения  $v$  и с различной полной массой  $m$  по микропрофилю дороги с показателями ровности  $l$  позволило исследовать влияние данных параметров на осевые динамические нагрузки ТС и получить семейство зависимостей вида:

$$\{N_{ki}^{d \max}\} = f(l, v, m); \quad (15)$$

$$N_{ki}^{d \max} = \frac{N_{ki}^{\max}}{G_{ki}} = 1 + C_i (q - \zeta_{ki});$$

$$C_i = \frac{c_{wi}}{(m_{\bullet} + m_{wi}) \cdot g}, \quad (16)$$

где  $i$  — номер оси грузового автомобиля;  
 $G_{ki}$  — статическая колесная нагрузка  $i$  — ой оси на дорогу;

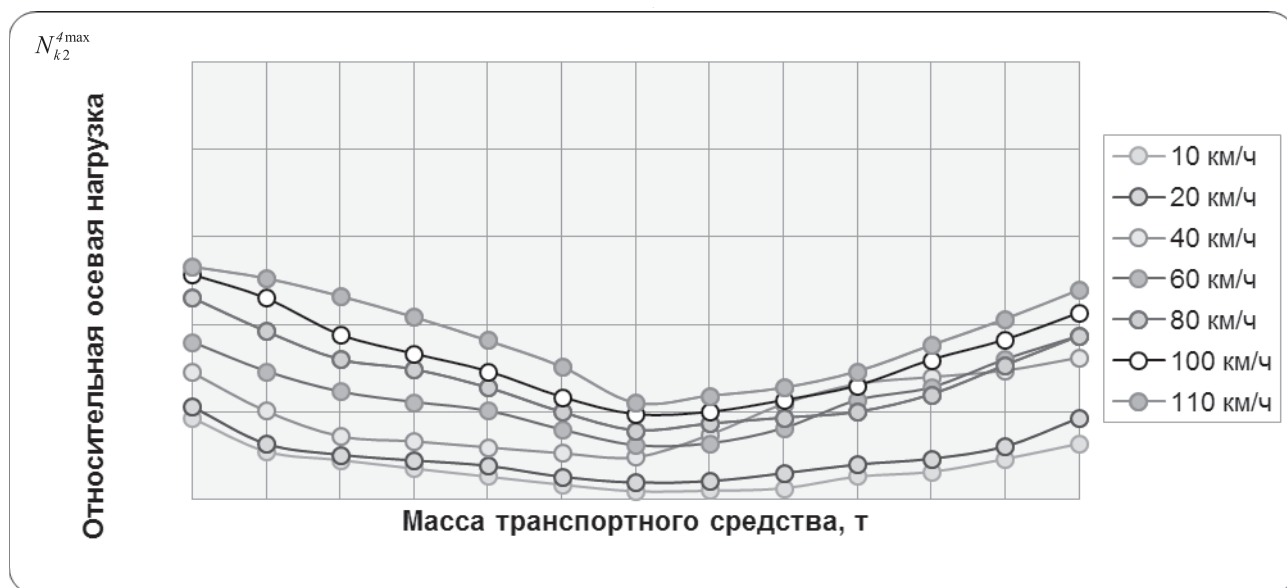


Рис. 2. Зависимость максимальной относительной осевой нагрузки автомобиля КАМАЗ — 53215 от полной массы

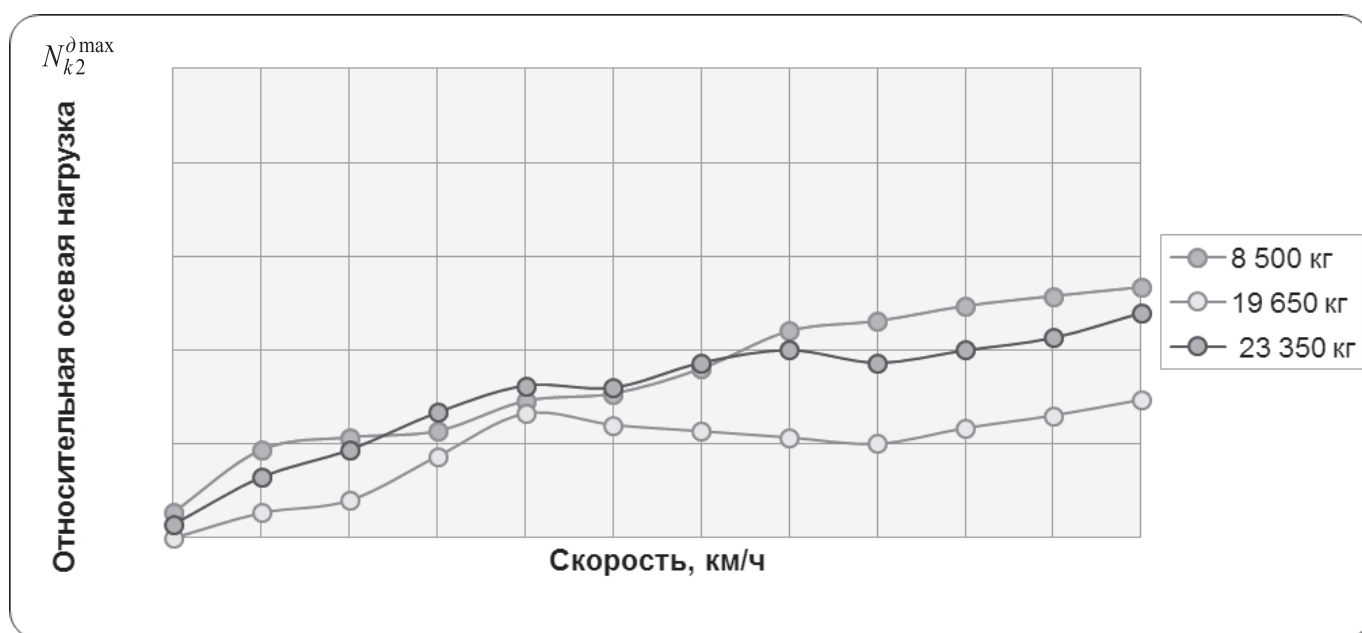


Рис. 3. Зависимость максимальной относительной осевой нагрузки автомобиля КАМАЗ — 53215 от скорости движения

$N_{ki}^{max}$  — максимальная колесная нагрузка  $i$  — ой оси на дорогу.

Для анализа вертикальной нагрузки используется ее отношение к статической нагрузке. Относительный динамический показатель  $N_{ki}^{max}$  (16) показывает во сколько раз динамическая нагрузка от движущего-

ся ТС больше или меньше статической нагрузки от неподвижного ТС.

Для выбранных грузовых ТС были проведены расчеты во всем диапазоне их возможной загрузки на различных скоростных режимах и на дорожных покрытиях с различными показателями ровности.

Численное решение систем дифференциальных уравнений выполнялось в системе MathCAD с использованием вычислительного блока Given/Odesolve [6] методом Рунге-Кутты 4-го порядка [10].

На рисунке 2 приведена зависимость максимальной относительной осевой нагрузки второй оси автомобиля КАМАЗ— 53215 от полной массы с различными скоростями при движении по ровному асфальтовому покрытию.

На рисунке 3 представлены зависимости максимальной относительной осевой нагрузки от скорости движения (без груза (8500 кг), с максимально допустимым грузом (19650 кг) и с перегрузом 30% (23350 кг).

По результатам большого объема вычислений выявлены особенности осевых динамических нагрузок грузовых ТС во временной и частотной областях при кинематическом возбуждении:

- ◆ единичные неровности возбуждают свободные затухающие колебания. Воздействие на ровное дорожное покрытие превосходит статическую нагрузку в 1,15 раза (и более — на неровном);
- ◆ при гармонических колебаниях ТС в режиме резонанса неподрессоренных масс максимальная динамическая нагрузка превосходит статическую нагрузку в 1,3 раза на ровном покрытии. Су-

щественную роль играет исправное техническое состояние подвески ТС;

- ◆ подтверждены результаты других авторов о том, что вертикальные колебания поддрессоренной части грузового ТС лежат в диапазоне 1–3 Гц, а вертикальные колебания неподрессоренных частей лежат в диапазоне 10–15 Гц. Основной вклад в вибронегативность ходовой части ТС вносят вертикальные и продольно — угловые колебания;
- ◆ в общем случае, при движении грузового ТС с постоянной скоростью  $v=const$  полные осевые динамические нагрузки  $N_k$  подчиняются нормальному закону распределения:

$$f(N_k) = \frac{1}{\sigma_{N_k} \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(N_k - G_k)^2}{2\sigma_{N_k}^2}\right) \quad (17)$$

с математическим ожиданием, равным статической (весовой) нагрузке  $M_{N_k} = G_k$ , и среднеквадратическим отклонением  $\sigma_{N_k}$ .

Таким образом, в результате имитационного моделирования получены основные закономерности динамического воздействия большегрузного автомобильного транспорта на дорожные конструкции, которые необходимо учитывать при решении задач прикладного характера.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев, Б. В. Теория автомобиля / Б. В. Андреев. — Красноярск: Красноярский университет, 1984. — 145 с.
2. Глейзер, А. И. Колебания автомобиля / А. И. Глейзер. — Тольятти: Изд — во ТГУ, 2014. — 78 с.
3. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель // под общ. ред. А. А. Хачатурова. — М.: Машиностроение, 1976. — 534 с.
4. Колесников, К. С. Методы моделирования динамических процессов при движении многоосных автомобилей высокой проходимости / К. С. Колесников // Известия вузов. Машиностроение. — 2002. — № 6. С. 29–34.
5. Марков, С. В. Математическая модель автомобиля для исследования его движения по неровной дороге / С. В. Марков, В. Н. Лата, И. В. Еремина // Третья всероссийская научно — техническая конференция «Современные тенденции развития автостроения в России». — Тольятти. — 2003. — С. 133–136.
6. Пожарская, Г. И. MATHCAD14: Основные сервисы и технологии / Г. И. Пожарская, Д. М. Назаров. — М.: Национальный Открытый Университет «ИНТУИТ», 2016. — 139 с.
7. Разработка метода регистрации микропрофиля дороги с целью исследований плавности хода автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Э. Ндикумана; МГТУ «МАМИ». — Москва, 2000. — 21 с.
8. Силаев, А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А. А. Силаев. — М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
9. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. — Санкт-Петербург: БХВ — Петербург, 2006. — 478 с.
10. Штеттер Х. Анализ методов дискретизации для обыкновенных дифференциальных уравнений / Х. Штеттер; Пер. с англ. — М.: Мир, 1978. — 464 с.
11. LeBlanc P. A., Woodrooffe J. H. Spatial Correlation of Dynamic Wheel Loads // Road Transport Technology, Proceedings of the Fourth International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. 1995. Vol. 4, P. 281–290. 94
12. Woodrooffe J. H., LeBlanc P. A. The Influence of Suspension Variations on Dynamic Wheel Loads of Heavy Vehicles // SAE Truck and Bus Meeting and Exposition. King of Prussia. 1986. No.86. Pennsylvania.

© Логачев Виктор Григорьевич, Исаев Иван Александрович ( NaviVeasi@gmail.com ).

Журнал «Современная наука: актуальные проблемы теории и практики»