

## Расчет нагрузок на несущую систему большегрузного автомобиля-самосвала

© Ю.Н. Барышников

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*В настоящее время при проектировании и доводке автомобилей широкое распространение получили расчетные методы исследования. Отличительной особенностью предложенной методики является поэтапный подход к расчету несущей системы. На первом этапе проводится расчет нагрузок, действующих на несущую систему автомобиля в реальных условиях эксплуатации, на втором — полученные нагрузки используются для конечно-элементного анализа прочности несущей системы. Разработаны математические модели автомобилей и программа расчета указанных нагрузок при наезде автомобиля на неровность и при разгрузке самосвала. Программа реализует итерационный метод Ньютона в сочетании с методом пошагового изменения параметров. Исследованы реакции на раму автомобиля от направляющего устройства подвесок различного типа, предложены пути снижения указанных нагрузок. Дан сравнительный анализ результатов численных и натурных экспериментов. Предложенная методика позволяет уже на ранней стадии проектирования проводить многовариантные расчеты несущей системы автомобиля с целью выбора оптимального конструктивного решения.*

**Ключевые слова:** *автомобили-самосвалы, несущая система, математические модели, нагрузки, конечно-элементный анализ, численный эксперимент.*

Среди многообразия конструкций транспортных средств особое место занимают карьерные автомобили-самосвалы. Современный карьерный самосвал воплотил в себе последние достижения науки, конструкторской мысли и технологии. Это — короткобазный автомобиль с мощной сварной рамой и грузовой платформой ковшового типа с задней разгрузкой. Сегодня карьерным автотранспортом перевозится почти 3/4 общего объема добычи руд и около 60 % угля. Накоплен большой опыт эксплуатации карьерной техники, разработаны методы и средства обеспечения ее надежной работы [1]. Однако главной целью при проектировании таких машин по-прежнему остается их высокая надежность и долговечность. В первую очередь это касается рамы, воспринимающей основные нагрузки как от дороги, так и от грузовой платформы. Очевидно, что любые поломки рамы ведут к длительным простоям автомобилей, поэтому решение проблемы создания рамы с ресурсом, равным сроку службы самого автомобиля, для карьерных самосвалов особенно актуально.

Традиционно доводку конструкции автомобилей проводят на испытательном стенде или на полигоне [2]. Благодаря такому подходу можно получить неплохие результаты, но требуется создать опытные образцы автомобилей. Что касается карьерных самосвалов, то высокая стоимость и уникальность каждой новой модели не позволяют проводить подобные широкомасштабные эксперименты. Поэтому при проектировании и доводке автомобилей данного класса на первый план выходят расчетные исследования.

В настоящее время расчет подобных конструкций базируется на применении метода конечных элементов (МКЭ) [3]. Однако МКЭ — всего лишь инструмент в руках исследователя. В то же время разработка конечно-элементной модели (КЭМ) конструкции, определение реальных нагрузок и анализ полученных результатов — огромный научный труд.

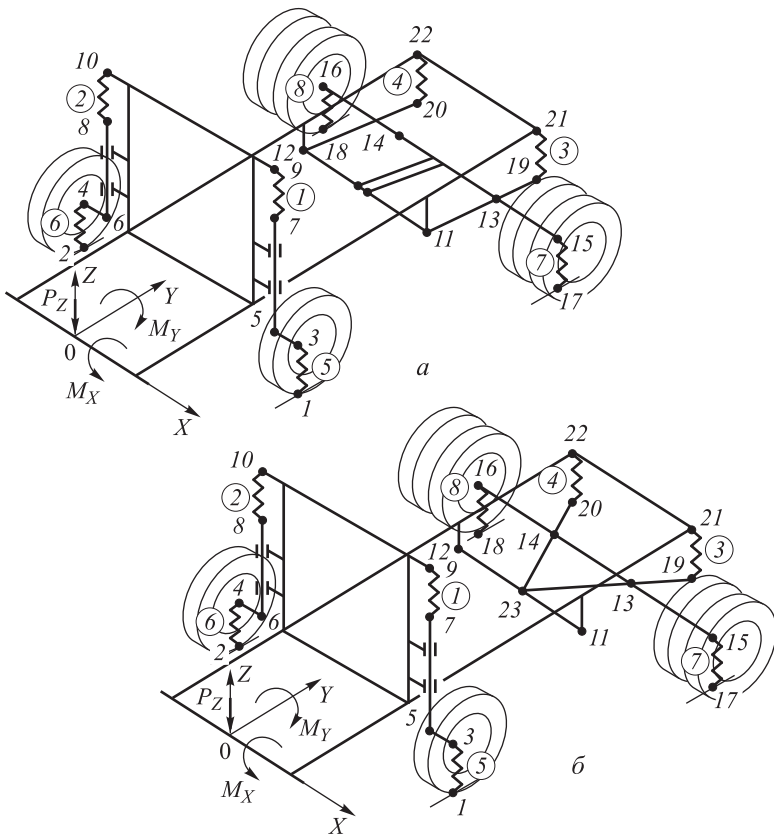
На протяжении многих лет автор исследовал различные математические модели карьерных самосвалов [4, 5]. Полученный опыт показал, что проблема кроется не только в выборе КЭМ несущей конструкции, но и в создании математических моделей самого самосвала. С помощью таких моделей можно рассчитывать реальные нагрузки, действующие на отдельные узлы автомобиля в различных режимах эксплуатации, а затем, используя их, исследовать прочность и долговечность этих узлов.

В результате анализа условий эксплуатации карьерных самосвалов выделены основные расчетные случаи. Среди них наиболее опасный — наезд груженого автомобиля на неровности дороги. Изучение трещин в рамах подтверждает предположение о том, что они возникают в зонах стыка поперечин с лонжеронами и вызваны кососимметричными нагрузками.

Установлено, что на постоянных дорогах неровности не превышают 100 мм, а на временных (в местах погрузки и разгрузки) могут достигать 300 мм. Поскольку скорость движения самосвалов в последнем случае — не более 5 км/ч, то можно считать нагрузки квазистатическими и рассматривать статические модели карьерных самосвалов.

На рис. 1 представлены расчетные схемы двух карьерных самосвалов с семью степенями свободы. Каждая модель строилась как совокупность абсолютно твердых тел, связанных между собой в узлах 1, 2 — 23 направляющим устройством подвески и упругими элементами (поз. 1, 2 — 8 в кружках).

Упругие элементы подвески и шины изображены в виде пружин с реальными нелинейными характеристиками (рис. 2). Кривая характеристик задней подвески и задних шин аналогична. Показаны значения для порожнего и груженого самосвалов.

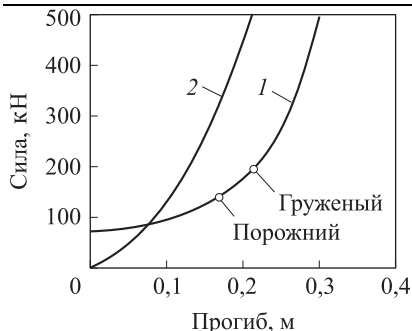


**Рис. 1.** Расчетные схемы карьерных самосвалов:

*а* — с независимой задней подвеской; *б* — с зависимой задней подвеской

На основе принципа возможных перемещений получены уравнения равновесия автомобиля. Вместе с кинематическими уравнениями подвески и нелинейными характеристиками упругих элементов они образуют замкнутую систему нелинейных алгебраических уравнений. Разработаны алгоритм и программа численного решения упомянутой системы. Программа реализует итерационный метод Ньютона в сочетании с пошаговым нагружением модели. Сначала на модель действовала внешняя нагрузка от собственной массы автомобиля и массы груза, а затем ее нагружали кинематически — путем увеличения высоты неровности под одним из колес. На каждом шаге итерационного процесса линеаризованные уравнения решались модифицированным методом Гаусса.

Рассчитаны нагрузки, действующие на раму от направляющего устройства подвески. Анализ полученных результатов показал, что изменение нагрузок от высоты неровности имеет нелинейный характер и зависит от типа направляющего устройства подвески. Так, при наезде на неровность высотой 200 мм (на рис. 3 высота неровности отмечена кружочками) крутящий момент  $M_{кр}$ , действующий на раму автомобиля



**Рис. 2.** Упругие характеристики: 1 — передней подвески; 2 — передних шин

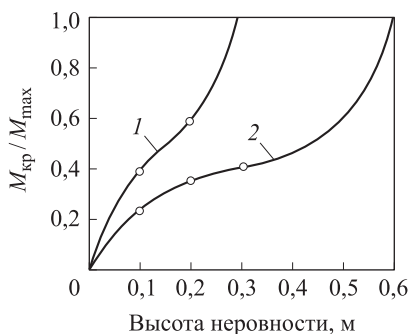
с зависимой задней подвеской (рис. 3, кривая 2), в 1,6 раза меньше, чем у автомобиля с независимой задней подвеской (рис. 3, кривая 1).

Таким образом, одним из возможных путей снижения кососимметричных нагрузок является применение зависимой задней подвески. Этот вывод косвенно подтверждается наличием такого типа подвесок у многих зарубежных аналогов.

Другой расчетный случай — разгрузка карьерных самосвалов. В зависимости от расстояния до пункта разгрузки карьерные самосвалы в течение суток совершают более двадцати погрузочно-разгрузочных операций, а за весь период работы — свыше десяти тысяч. Как показывает опыт эксплуатации, такие режимы часто являются одной из причин разрушения элементов несущей конструкции.

Расчетная схема карьерного самосвала в процессе разгрузки платформы представлена на рис. 4.

**Рис. 3.** Зависимость крутящего момента на раму от высоты неровности



В ряде случаев, например, в межсезонный или зимний период, когда горная масса слипается, при подъеме платформы возможны два экстремальных режима. В первом случае горная масса прилипает (примерзает) к днищу платформы; во втором — вся горная масса приходит в движение после подъема платформы на угол естественного откоса. Найдем силы, действующие на раму самосвала в вышеуказанных случаях.

Обозначим  $P_1$  и  $P_2$  силы тяжести платформы и груза;  $x_1$ ,  $y_1$  и  $x_2$ ,  $y_2$  — координаты центра масс платформы и груза;  $\varphi$  — угол подъема платформы;  $\alpha$  — угол наклона гидроцилиндра. Рассмотрим случай, когда груз движется как монолитная глыба, симметричная относительно вертикальной плоскости  $xOy$ . Для расчета силы  $Q$  гидроцилиндра и реакций  $R$  в шарнирных опорах платформы воспользуемся принципом Даламбера. Приведем силы инерции груза к центру его масс (точка  $C$ ) в виде главного вектора  $\bar{R}^{ин}$  и главного момента  $\bar{L}_C^{ин}$ :

$$\bar{R}^{ин} = -M_2 \bar{a}_C,$$

где  $M_2$  и  $\bar{a}_C$  — масса и ускорение центра масс груза;

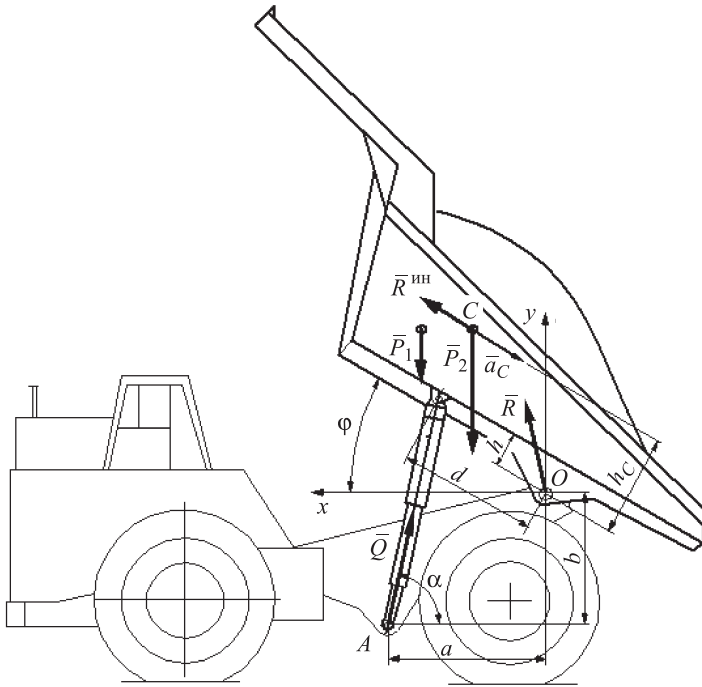


Рис. 4. Расчетная схема самосвала при разгрузке

$$\bar{L}_c^{\text{ин}} = -J_{cz} \bar{\varepsilon} = 0,$$

так как угловая скорость поворота платформы и груза  $\omega = \text{const}$ .

Ускорение  $\bar{a}_C$  центра масс груза запишем в виде суммы  $\bar{a}_C = \bar{a}_{\text{отн}} + \bar{a}_{\text{пер}} + \bar{a}_{\text{кор}}$ . Здесь вторым и третьим слагаемыми можно пренебречь вследствие малости угловой скорости поворота кузова ( $\omega = 0,05$  рад/с). Тогда главный вектор сил инерции равен  $\bar{R}^{\text{ин}} = -M_2 \bar{a}_{\text{отн}}$  и направлен в сторону, противоположную движению груза.

Силу  $Q$  гидроцилиндра найдем из условия равенства нулю суммы моментов всех сил относительно точки  $O$ :

$$Q = \frac{P_1 x_1 + P_2 x_2 + R^{\text{ин}} h_C}{a \sin \alpha - b \cos \alpha}, \quad (1)$$

где  $h_C$  — плечо силы инерции груза  $\bar{R}^{\text{ин}}$  относительно точки  $O$ .

Угол  $\alpha$  наклона гидроцилиндров определим из геометрического соотношения

$$\alpha = \text{arctg} \left( \frac{b + d \sin \varphi + h \cos \varphi}{a - d \cos \varphi + h \sin \varphi} \right). \quad (2)$$

До начала движения груза силу  $Q$  гидроцилиндра вычислим по формуле (1), приравняв нулю силу инерции груза  $R^{\text{ин}}$ . Текущие координаты центра масс платформы и груза найдем через их начальные значения  $x_0, y_0$  при транспортном положении платформы:

$$\begin{vmatrix} x_k \\ y_k \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_{0k} \\ y_{0k} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{vmatrix}, \quad k = 1, 2. \quad (3)$$

При подъеме платформы на угол естественного откоса ( $\varphi_1 \approx 30^\circ$ ) груз приходит в движение. На этом этапе для расчета силы  $Q$  применим процедуру пошагового изменения параметров, входящих в формулу (1).

Модуль силы инерции  $R^{\text{ин}}$  на  $n$ -м шаге процесса разгрузки:

$$R^{\text{ин}} = M_2 a_{\text{отн}} = M_2 g (\sin \varphi_n - f \cos \varphi_n), \quad n = 1, 2, \dots, 15,$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения груза о платформу.

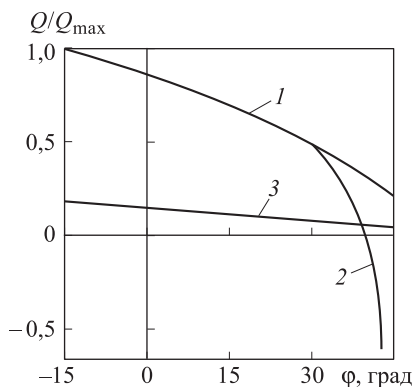
Координаты центра масс платформы на каждом шаге найдем из уравнения (3), а координаты центра масс груза во время его движения вычислим с помощью матрицы поворота:

$$\begin{vmatrix} x_2^{(n+1)} \\ y_2^{(n+1)} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_2^{(n)} - \Delta S_n \cos \varphi_n \\ y_2^{(n)} - \Delta S_n \sin \varphi_n \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \cos \Delta \varphi & -\sin \Delta \varphi \\ \sin \Delta \varphi & \cos \Delta \varphi \end{vmatrix}, \quad n = 1, 2, \dots, 15,$$

где  $\Delta S_n$  — перемещение груза относительно платформы при повороте последней на угол  $\Delta \varphi$  — определим из кинематических соотношений.

Суммарную реакцию  $R$  в шарнирных опорах платформы на каждом шаге процесса разгрузки найдем из условия равенства нулю суммы проекций всех сил на оси  $Ox$  и  $Oy$ .

Результаты расчета сил в гидроцилиндрах опрокидывающего механизма карьерного самосвала БелАЗ представлены на рис. 5. Отметим, что максимальные силы  $Q_{\text{max}}$  в гидроцилиндрах возникают в начале подъема платформы при  $\varphi = -15^\circ$ , а при  $\varphi > 40^\circ$  в них могут возникать растягивающие силы. Поэтому для обеспечения прочности и долговечности гидроцилиндров



**Рис. 5.** Силы в гидроцилиндрах БелАЗ:

- 1 — подъем платформы без разгрузки;
- 2 — подъем платформы с разгрузкой;
- 3 — опускание порожней платформы

и узлов их крепления на конечной стадии подъема платформы, как правило, используется режим торможения.

Проверку достоверности полученных результатов проводили путем сравнительного анализа напряженно-деформированного состояния рамы реального самосвала. Для этого использовали данные натуральных тензометрических испытаний карьерного самосвала БелАЗ, когда груженный автомобиль наезжал на неровности высотой 230 мм диагонально расположенными колесами. Аналогичное испытание проводили на моделях, разработанных с помощью компьютерного моделирования. Полученные в результате моделирования нагрузки использовали для расчета рамы с применением МКЭ.

Установлено, что стержневая КЭМ адекватно описывает общий характер нагружения рамы. Хорошее совпадение с экспериментом (по напряжениям до 20 %) наблюдалось вне зоны узлов. При моделировании рамы сеткой пластинчатых конечных элементов результаты расчетов отличались от эксперимента уже на 15 %.

Таким образом, предложенная модель и методика расчета нагрузок дают возможность получить достоверные результаты и позволяют уже на ранней стадии проектирования проводить многовариантные расчеты несущей системы автомобиля для выбора оптимального конструктивного решения. При таком подходе существенно сокращаются сроки доводки конструкции и затраты на создание опытных образцов машин и проведение их дорогостоящих испытаний.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В. *Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке*. Санкт-Петербург, Наука, 2006, 387 с.
- [2] Яценко Н.Н. *Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей*. Москва, Машиностроение, 1984, 328 с.
- [3] Зенкевич О. *Метод конечных элементов в технике*. Москва, Мир, 1975, 539 с.
- [4] Барышников Ю.Н., Григолюк Э.И., Сухомлинов Л.Г. Повышение долговечности несущих систем автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности. *Автомобильная промышленность*, 1986, № 8, с. 15–16.
- [5] Барышников Ю.Н. Проблемы создания математических моделей для расчета несущих систем карьерных самосвалов. *Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского*, 2011, № 4, ч. 2, с. 54–56.
- [6] Мелик-Саркисянц А.С., ред. *Автомобили-самосвалы*. Москва, Машиностроение, 1987, 216 с.

Статья поступила в редакцию 05.02.2014

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Барышников Ю.Н. Расчет нагрузок на несущую систему большегрузного автомобиля-самосвала. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2014, вып. 1. URL: <http://engjournal.ru/catalog/eng/teormech/1174.html>

**Барышников Юрий Николаевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры теоретической механики МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: [mhts@list.ru](mailto:mhts@list.ru), [spm@bmstu.ru](mailto:spm@bmstu.ru)