

## Расчет нагрузок на несущую систему транспортных средств

© Ю.Н. Барышников

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

*В настоящее время при проектировании и доводке автомобилей широко распространены расчетные методы исследования, например метод конечных элементов (МКЭ). Однако МКЭ — всего лишь инструмент в руках исследователя. Полученный автором опыт показал, что проблема кроется не только в выборе конечно-элементной модели несущей конструкции, но и в создании математических моделей самосвала. С их помощью можно рассчитывать реальные нагрузки, действующие на отдельные узлы автомобиля в различных режимах эксплуатации, а затем использовать полученные нагрузки для расчетов на прочность и долговечность тех же узлов.*

*На основе анализа условий эксплуатации карьерных самосвалов выделены основные расчетные случаи: наезд груженого автомобиля на неровности дороги и разгрузка автомобиля. Разработаны математические модели, методика и программа расчета нагрузок, действующих на несущую систему автомобиля-самосвала в указанных случаях. Программа реализует итерационный метод Ньютона в сочетании с методом пошагового изменения параметров. Исследованы реакции на раму от направляющего аппарата подвески при наезде на неровность и от платформы при разгрузке. Предложены пути снижения указанных нагрузок. В частности, показано, что при наезде автомобиля на неровность применение зависимой задней подвески позволяет существенно уменьшить крутящий момент, действующий на раму, по сравнению с независимой задней подвеской. Результаты расчетов нагрузок использованы для анализа напряженного состояния рамы карьерного самосвала. Даны рекомендации по применению различных конечно-элементных моделей рамы. Приведены сравнительные результаты численных и натурных экспериментов.*

*Предложенная методика дает возможность получить достоверные результаты и позволяет уже на ранней стадии проектирования проводить многовариантные расчеты несущей системы автомобиля для выбора оптимального конструктивно-го решения.*

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

**Введение.** 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 три четверти общего объема добычи руд и около 60 % добычи угля. Накоплен большой опыт эксплуатации карьерной техники, разработаны методы и средства обеспечения ее надежной работы [1]. Однако главной задачей при проектировании

таких машин по-прежнему остается обеспечение их высокой надежности и долговечности. 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 проблема создания рамы с ресурсом, равным сроку службы самого автомобиля, для карьерных самосвалов особенно актуальна [2].

Традиционно доводку конструкции автомобилей проводят на испытательном стенде или на полигоне [3]. Такой подход позволяет получить неплохие результаты, но требует создания опытных образцов автомобилей. Другой способ доводки автомобилей — виртуальные испытания. В этом случае стендовые испытания реальной конструкции для заданных условий закрепления и нагружения воспроизводят на компьютерной модели. Правда, этот способ требует создания не только опытных образцов конструкций, но и сложного и дорогостоящего оборудования, которое окупается только в условиях массового производства [4].

Что касается карьерных самосвалов, то высокая стоимость и уникальность каждой новой модели не позволяют проводить широко-масштабные эксперименты. Поэтому при проектировании и доводке автомобилей этого класса на первый план выходят расчетные исследования.

С появлением высокопроизводительных суперкомпьютеров и программ интерес инженеров и исследователей к компьютерному моделированию растет во всем мире. В настоящее время расчет подобных конструкций базируется на применении метода конечных элементов (МКЭ) [5]. На рынке программных продуктов можно найти множество предложений, реализующих эту концепцию. Например, широко распространены программные комплексы ANSYS [6], [7]. Следует отметить, что МКЭ — всего лишь инструмент в руках исследователя. В то же время разработка конечно-элементной модели (КЭМ), степень ее дискретизации, определение реальных нагрузок и анализ полученных результатов — огромный научный труд.

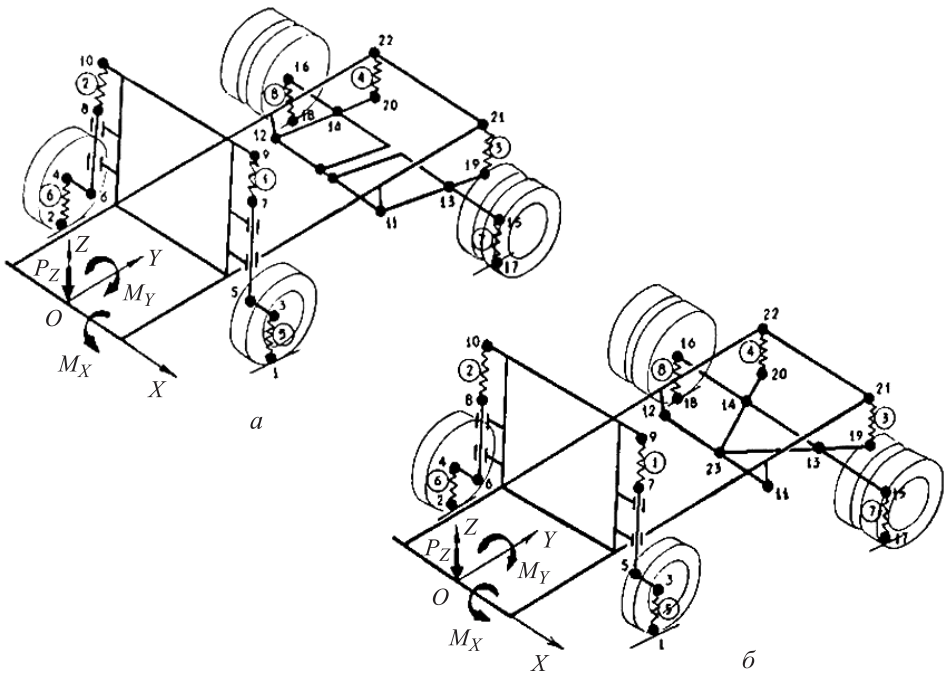
Автором настоящей работы на протяжении многих лет исследовались различные математические модели карьерных самосвалов [8], [9]. Полученный опыт показал, что проблема кроется не только в выборе КЭМ несущей конструкции, но и в создании математических моделей самосвала. С помощью таких моделей можно рассчитывать реальные нагрузки, действующие на отдельные узлы автомобиля в различных режимах эксплуатации. А затем, используя полученные нагрузки, исследовать прочность и долговечность этих узлов.

**Математические модели карьерных самосвалов.** На основе анализа условий эксплуатации карьерных самосвалов выделены основные

расчетные случаи. Среди них наиболее опасный — наезд груженого автомобиля на неровности дороги. Изучение трещин в рамах подтверждает это предположение: они возникают в зонах стыка поперечин с лонжеронами и вызваны кососимметричными нагрузками.

Установлено, что на постоянных дорогах неровности не превышают 100 мм, в то время как на временных дорогах (в местах погрузки и разгрузки) они могут достигать 300 мм [10]. Поскольку скорость движения самосвалов в последнем случае не более 5 км/ч, нагрузки можно считать квазистатическими и рассматривать статические модели карьерных самосвалов.

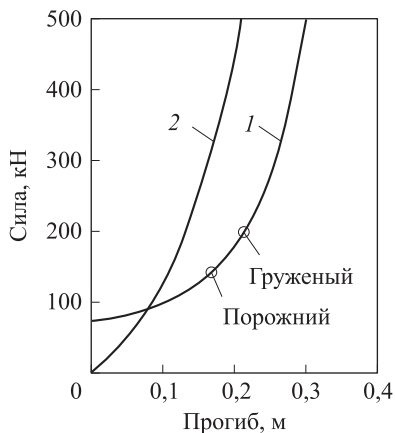
Каждая модель строилась как совокупность абсолютно твердых тел, связанных между собой направляющим устройством подвески и упругими элементами. На рис.1 изображены расчетные схемы двух карьерных самосвалов с семью степенями свободы.



**Рис. 1.** Расчетные схемы карьерных самосвалов: с независимой задней подвеской (а), с зависимой задней подвеской (б)

Упругие элементы подвески и шины моделировались пружинами с реальными нелинейными характеристиками (рис. 2). Упругие характеристики задней подвески и задних шин имеют аналогичный вид.

Для расчета нагрузок, действующих на несущую систему автомобиля, на основе принципа возможных перемещений получены нелинейные уравнения равновесия. Вместе с кинематическими уравнениями подвески и нелинейными характеристиками упругих



**Рис. 2.** Упругие характеристики передней подвески (1) и передних шин (2)

элементов они образуют замкнутую систему нелинейных алгебраических уравнений. Разработан алгоритм и программа численного решения упомянутой системы. Программа реализует итерационный метод Ньютона в сочетании с пошаговым нагружением модели: сначала внешней нагрузкой от собственной массы автомобиля и массы груза, а затем кинематически, путем увеличения высоты преодолеваемой неровности (рис. 3). На каждом шаге итерационного процесса линеаризованные уравнения решались модифицированным методом Гаусса.

На рис. 3 представлена укрупненная блок-схема алгоритма программы.

На построенных моделях исследовались случаи наезда груженого самосвала на неровность различными колесами. Высота неровности увеличивалась с шагом 5 мм до момента отрыва одного из колес от поверхности дороги. Хотя на практике подобные случаи не наблюдались, расчет максимальных нагрузок необходим для сравнения численного решения и аналитического, полученного из уравнений равновесия.

На каждом шаге решения рассчитаны нагрузки, действующие на раму от направляющего устройства подвески. Анализ полученных результатов показал, что зависимость нагрузок от высоты неровности имеет нелинейный характер и зависит от типа направляющего устройства подвески. Например, при наезде на неровность высотой  $h = 200$  мм крутящий момент  $M_{кр}$ , действующий на раму автомобиля с зависимой задней подвеской (поз. 2 на рис. 4), в 1,6 раза меньше, чем у автомобиля с независимой задней подвеской (поз. 1 на рис. 4).

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 20 погрузочно-разгрузочных операций, а за весь период работы — свыше 10 000. Как показывает опыт эксплуатации, такие режимы часто являются одной из причин разрушения элементов несущей конструкции [11]. Поэтому с точки зрения прочности и долговечности несущей системы автомобиля этот случай представляет несомненный интерес.

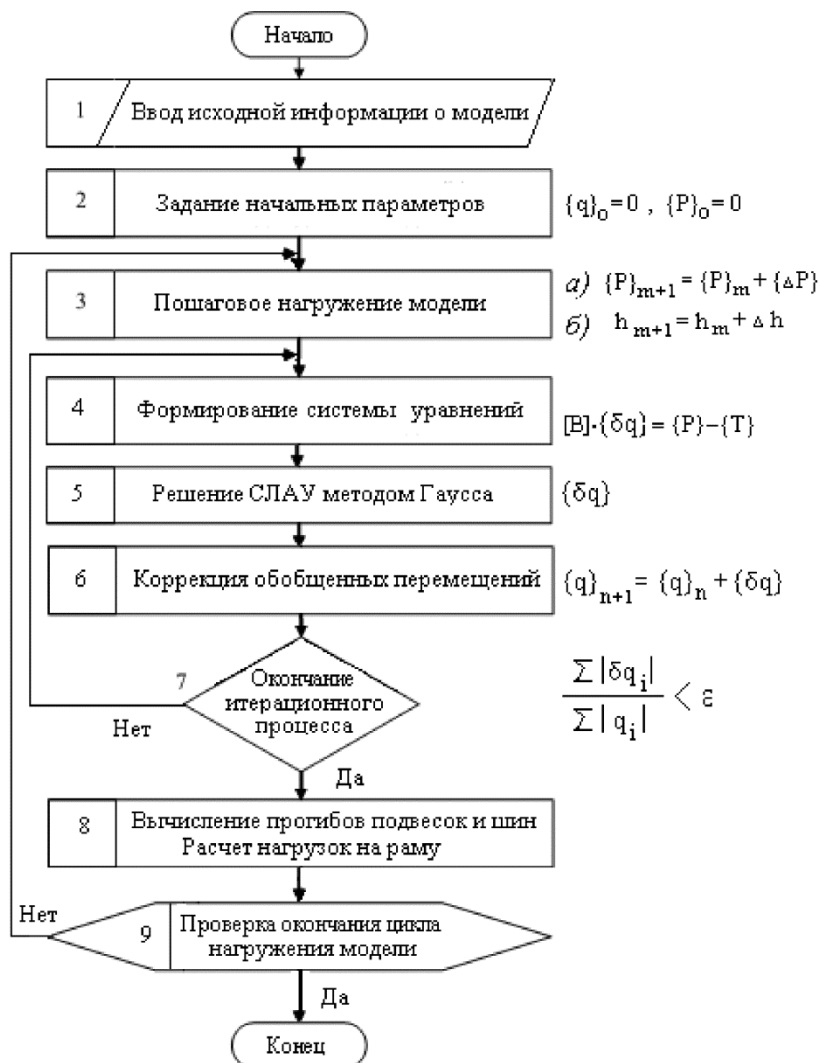


Рис. 3. Блок-схема алгоритма программы для расчета нагрузок

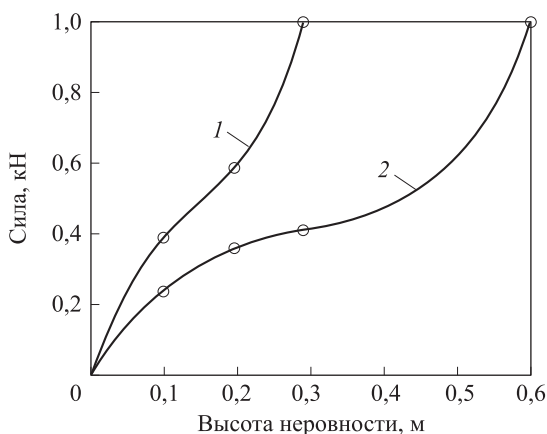


Рис. 4. Зависимость крутящего момента на раму от высоты неровности

Обычно процесс разгрузки платформы состоит из двух этапов. На первом этапе горная масса остается неподвижной. На втором этапе движение груза начинается при подъеме платформы на угол естественного откоса и заканчивается ее полной разгрузкой. Следует отметить, что характер движения горной массы зависит от многих факторов. К их числу относятся как физико-механические свойства самой горной массы, так и качество поверхности дна платформы.

В ряде случаев, например в межсезонный или зимний период, когда горная масса слипается, при подъеме платформы возможны два экстремальных режима:

- 1) подъем платформы на максимальный угол без разгрузки;
- 2) подъем платформы с разгрузкой горной массы как монолитной глыбы.

В первом случае горная масса прилипает (примерзает) к дну платформы. Во втором — вся горная масса приходит в движение после подъема платформы на угол естественного откоса. Найдем силы, действующие на раму самосвала в указанных выше случаях.

Расчетная схема карьерного самосвала в процессе разгрузки платформы представлена на рис. 5.

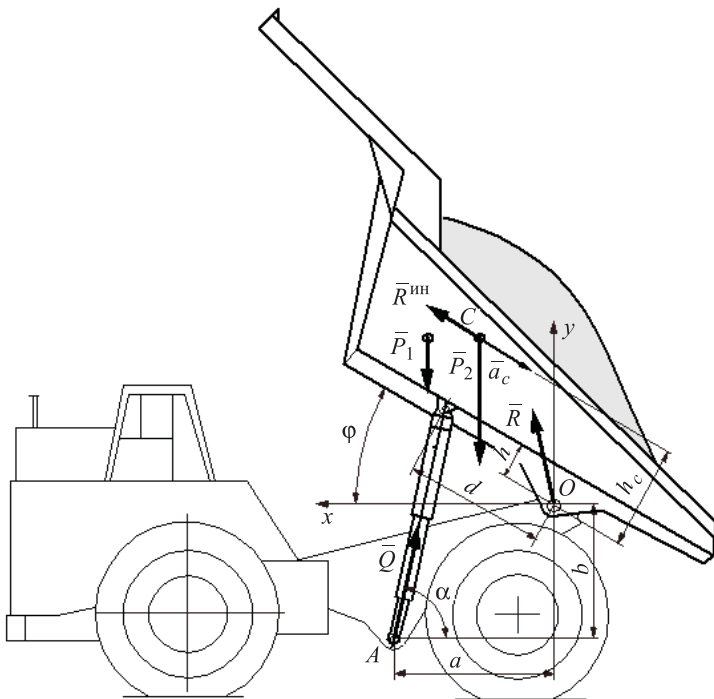


Рис. 5. Расчетная схема самосвала при разгрузке

Пусть  $P_1$  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 подъ-

ема 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 его центру масс (точка  $C$ ) в виде главного вектора  $\bar{R}^{\text{ин}}$  и главного момента  $\bar{L}_c^{\text{ин}}$ . В этом случае главный вектор

$$\bar{R}^{\text{ин}} = -M_2 \bar{a}_c,$$

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

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

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

Ускорение  $\bar{a}_c$  центра масс груза запишем в виде суммы:  $\bar{a}_c = \bar{a}_{\text{отн}} + \bar{a}_{\text{пер}} + \bar{a}_{\text{кор}}$ , где  $\bar{a}_{\text{отн}}$  — относительное ускорение центра масс груза;  $\bar{a}_{\text{пер}}$  — переносное ускорение центра масс груза;  $\bar{a}_{\text{кор}}$  — ускорение Кориолиса. Здесь вторым и третьим слагаемым можно пренебречь вследствие малости угловой скорости поворота кузова ( $\omega = 0,05$  рад/с). Тогда главный вектор сил инерции  $\bar{R}^{\text{ин}} = -M_2 \bar{a}_{\text{отн}}$  и направлен в противоположную сторону движения груза.

Силу  $Q$  гидроцилиндров 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 наклона гидроцилиндров

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

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:

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

При подъеме платформы на угол естественного откоса ( $\varphi \approx 30^\circ$ ) груз приходит в движение. На этом этапе для расчета силы  $Q$  приме-

ним процедуру пошагового изменения параметров, входящих в формулу (1).

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

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

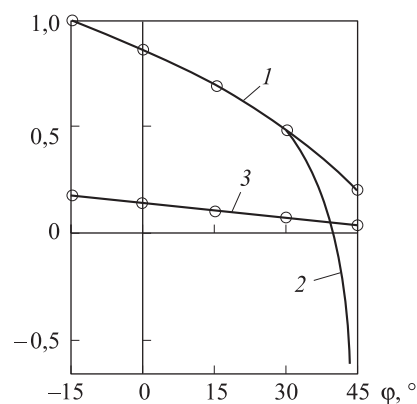
где  $f$  — коэффициент трения скольжения груза о платформу.

Координаты центра масс платформы на каждом шаге найдем из уравнения (2). Координаты центра масс груза во время его движения вычислим с помощью матрицы поворота:

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

где  $\Delta S_n$  — перемещение груза относительно платформы при повороте последней на угол  $\Delta \phi$  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  $OY$ .



**Рис. 6.** Результаты расчета сил при подъеме платформы без разгрузки (1), подъеме платформы с разгрузкой (2), опускании погрузочной платформы (3)

Результаты расчета сил в гидроцилиндрах опрокидывающего механизма карьерного самосвала БелАЗ представлены на рис. 6. Отметим, что максимальные силы  $Q_{\text{max}}$  в гидроцилиндрах возникают в начале подъема платформы при  $\phi = -15^\circ$ , а при  $\phi > 40^\circ$  в гидроцилиндрах могут возникать растягивающие силы. Поэтому для обеспечения прочности и долговечности гидроцилиндров и узлов их крепления на конечной стадии подъема платформы, как правило, используется режим торможения.

Проверка достоверности полученных результатов проводилась путем сравнительного анализа напряженно-деформированного состояния рамы реального самосвала. Для этого использовались данные натуральных тензометрических испытаний карьерного самосвала БелАЗ, когда груженный автомобиль наезжал на неровности высотой 230 мм диагонально расположенными колесами. Аналогичное испытание проводилось на разработанных математических моделях с помощью компьютерного моделирования. Получен-



ные в результате моделирования нагрузки использовались для расчета рамы с применением МКЭ.

При разработке КЭМ рамы учитывались особенности ее конструкции. Рама карьерного самосвала представляет собой жесткую сварную конструкцию, состоящую из лонжеронов переменной по высоте коробчатого сечения и поперечин замкнутого профиля (рис. 7). В силу симметрии относительно вертикальной плоскости рассчитывали половину рамы. При этом нагрузки разделяли на симметричные (изгиб) и кососимметричные (кручение), а результаты расчетов суммировали. Такой прием позволяет вдвое уменьшить число степеней свободы КЭМ и, как следствие, время расчета. Внешними нагрузками являлись силы тяжести рамы, установленных на раме агрегатов и платформы с грузом. Реакции от направляющего аппарата подвески соответствовали одному из указанных расчетных случаев и задавались в узлах его крепления на раме.

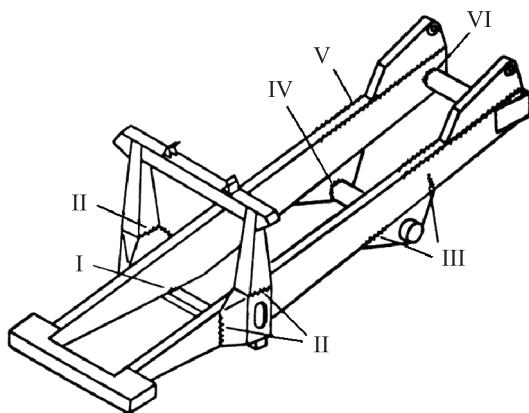


Рис. 7. Рама карьерного самосвала БелАЗ и зоны возникновения трещин (I–VI)

На первом этапе использовалась стержневая КЭМ рамы. Установлено, что стержневая КЭМ адекватно описывает общий характер нагружения рамы. Хорошее совпадение с экспериментом (по напряжениям до 20 %) наблюдалось вне зоны узлов. На втором этапе рама моделировалась сеткой пластинчатых конечных элементов — около 1400 элементов для половины рамы. В этом случае результаты расчетов отличались от эксперимента уже на 15 %.

**Заключение.** Таким образом, предложенная модель и методика расчета нагрузок дает возможность получить достоверные результаты и позволяет 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 средства для создания опытных образцов машин и проведения 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] Барышников Ю.Н., Григолюк Э.И., Сухомлинов Л.Г. *Повышение долговечности несущих систем автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности. Автомобильная промышленность*, № 8, 1986, с. 15–16.
- [3] Яценко Н.Н. *Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей*. 2-е изд., перераб. и доп. Москва, Машиностроение, 1984, 328 с.
- [4] Мазурин А. SCAN: от проектирования до компьютерного анализа и стендовых испытаний. *САПР и графика*, № 6, 2001, с. 23–24.
- [5] Зенкевич О. *Метод конечных элементов в технике*. Москва, Мир, 1975. 539 с.
- [6] Испеньков С.А., Ракицкий А.А. Моделирование динамического поведения карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности в среде ANSYS. *Теоретическая и прикладная механика. БНТУ*. Минск, 2010, вып. 25, с. 295–300.
- [7] Rokgas V. Расчет НДС ответственных узлов карьерного самосвала грузоподъемностью 360 тонн. *ANSYS Advantage*, Русская редакция, № 13, 2010, с. 5–7.
- [8] Барышников Ю.Н., Григолюк Э.И. *Применение математических моделей для оценки нагруженности конструктивных схем карьерных самосвалов*. III Всесоюзное НТС «Динамика и прочность автомобиля», Москва, 1988, с. 38.
- [9] Барышников Ю.Н. Проблемы создания математических моделей для расчета несущих систем карьерных самосвалов. *Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского*. Н. Новгород, ННГУ, 2011, № 4, ч. 2, с. 54–56.
- [10] Бусел Б.У. Категории карьерных дорог. *Автомобильная промышленность*, № 2, 2003, с. 17–19.
- [11] Мелик-Саркисянц А.С., ред. *Автомобили-самосвалы*. Москва, Машиностроение, 1987, 216 с.

Статья поступила в редакцию 26.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Барышников Ю.Н. Расчет нагрузок на несущую систему транспортных средств. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/eng/teormech/1141.html>

**Барышников Юрий Николаевич** родился в 1954 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1977 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры теоретической механики имени профессора Н.Е. Жуковского МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: математическое моделирование. e-mail: [mhts@list.ru](mailto:mhts@list.ru)