

УДК 629.114.4

Устойчивость автомобиля-самосвала при разгрузке

Барышников Ю. Н.^{1,*}

[*mhts@list.ru](mailto:mhts@list.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

В статье рассмотрена проблема устойчивости самосвала при разгрузке. Главным признаком потери устойчивости является опрокидывание автомобиля. Чаще всего опрокидывание автомобиля происходит при разгрузке на наклонных площадках. Причем площадки разгрузки могут иметь как продольный, так и поперечный уклон. В этой связи основной задачей при расчете устойчивости автомобиля является определение предельно допустимого угла наклона площадки разгрузки, а также нагрузок, действующих на несущую систему автомобиля. Разработана математическая модель самосвала при разгрузке на продольном уклоне.

Предложена процедура пошагового изменения параметров для расчета критического угла наклона площадки. Получены формулы для расчета силового взаимодействия платформы и несущей системы самосвала при разгрузке на площадке с продольным уклоном. На основе разработанной методики составлена программа расчета продольной устойчивости и нагрузок, действующих на несущую систему автомобилей-самосвалов. Дан анализ современных методов оценки устойчивости при разгрузке самосвала на поперечном уклоне. Отмечено, что задача может быть решена только с применением численных методов и может являться предметом дальнейшего научного исследования.

Предложенный подход позволяет уже на ранней стадии проектирования проводить многовариантные расчеты самосвала на прочность и устойчивость с целью выбора оптимального конструктивного решения.

Ключевые слова: автомобили-самосвалы, устойчивость, несущая система, математические модели, нагрузки, расчет

Введение

Под устойчивостью автомобиля понимается совокупность свойств, определяющих критические параметры движения или положения как самого автомобиля, так и его звеньев. Главным признаком потери устойчивости является опрокидывание автомобиля.

Опрокидывание автомобиля может произойти как в продольной, так и в поперечной плоскости. Например, потеря устойчивости в продольной плоскости может наблюдаться при резком торможении автомобиля на крутом спуске. При этом происходит отрыв от дороги задних колес. Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости возможно также при его движении на крутом подъеме. В этом случае передние колеса теряют

Обозначим:

m_1 – масса платформы 1; m_2 – масса груза 2; m_3 – масса других поддрессоренных агрегатов 3; m_4 и m_5 – масса переднего 4 и заднего 5 мостов автомобиля; φ – угол подъема платформы; θ – угол наклона площадки разгрузки; s – перемещение груза.

При подъеме платформы, когда суммарный угол наклона платформы ($\varphi + \theta$) станет равным углу естественного откоса, груз приходит в движение. Пусть груз движется как монолитная глыба, симметричная относительно плоскости симметрии Oxy автомобиля.

Определим сначала усилия F гидроцилиндра опрокидывающего механизма и реакции R в шарнирных опорах платформы. Для этого, используя уравнения Лагранжа второго рода, получены дифференциальные уравнения движения системы «платформа-груз»:

$$\left[J_{OZ}^{(1)} + m_2(x_2^2 + y_2^2) + J_{CZ}^{(2)} \right] \cdot \ddot{\varphi} + m_2 y_2 \ddot{s} = -m_1 g X_1 - m_2 g X_2 + F(a \sin \alpha - b \cos \alpha); \quad (1)$$

$$m_2 y_2 \ddot{\varphi} + m_2 \ddot{s} + m_2 x_2 \dot{\varphi}^2 = m_2 g \sin(\varphi + \theta) - f[m_2 g \cos(\varphi + \theta) - 2m_2 \dot{\varphi} \cdot \dot{s}], \quad (2)$$

где $J_{OZ}^{(1)}$ – момент инерции платформы; $J_{CZ}^{(2)}$ – момент инерции груза;

X_1 и X_2 – координаты центров масс платформы и груза в неподвижной системе AXY ;

f – коэффициент трения скольжения груза о платформу.

Отметим, что у большинства автомобилей-самосвалов угловая скорость поворота платформы мала и постоянна ($\dot{\varphi} = \omega = 0,1 \text{ c}^{-1}$). Тогда, полагая $\dot{\varphi}^2 = \omega^2 \approx 0$, $\dot{\varphi} \cdot \dot{s} \approx 0$, $\ddot{\varphi} = \varepsilon = 0$, дифференциальные уравнения движения груза (1) и (2) преобразуем к виду

$$m_2 y_2 \ddot{s} = -m_1 g X_1 - m_2 g X_2 + F(a \sin \alpha - b \cos \alpha); \quad (3)$$

$$\ddot{s} = g[\sin(\varphi + \theta) - f \cos(\varphi + \theta)]. \quad (4)$$

Исключив из уравнения (3) ускорение \ddot{s} , получим усилие гидроцилиндра

$$F = \frac{m_1 g X_1 + m_2 g X_2 + m_2 y_2 [g \sin(\varphi + \theta) - f \cos(\varphi + \theta)]}{a \sin \alpha - b \cos \alpha}. \quad (5)$$

Здесь координаты центров масс платформы и груза в неподвижной AXY и подвижной Oxy системе координат связаны следующими соотношениями:

$$X_k = x_k \cos \varphi - y_k \sin \varphi - X_O; \quad (6)$$

$$Y_k = x_k \sin \varphi + y_k \cos \varphi + Y_O, \quad (k = 1, 2), \quad (7)$$

где X_O и Y_O – координаты центра шарнирной опоры (точка O).

Отметим, что изменение координаты груза $X_2 = x_2 \cos \varphi - y_2 \sin \varphi$ вызвано не только увеличением угла φ , но и изменением координаты $x_2 = x_{02} - s$ за счет движения груза.

В свою очередь, перемещение s груза получим, интегрируя уравнение (4) с учетом начальных условий: $(\varphi + \theta) = 30^\circ$; $\dot{\varphi} = \omega = 0,1 \text{ c}^{-1}$; $s_0 = 0$; $\dot{s}_0 = 0$.

Угол наклона α гидроцилиндра найдем из геометрических соотношений (см. рис.1):

$$\alpha = \arctg \left(\frac{b + d \sin \varphi + h \cos \varphi}{a - d \cos \varphi + h \sin \varphi} \right). \quad (8)$$

Для определения реакций в шарнирных опорах O платформы воспользуемся принципом Даламбера. Приведем все силы инерции груза к его центру масс (точка C) в виде главного вектора \bar{R}^u и главного момента \bar{L}_C^u .

Модуль главного момента сил инерции груза равен

$$L_C^u = J_{Cz} \varepsilon, \quad (9)$$

где J_{Cz} – момент инерции груза;

$\varepsilon = \ddot{\varphi}$ – угловое ускорение платформы (груза).

Поскольку $\varepsilon = 0$ ($\omega = \text{const}$), то главный момент сил инерции $L_C^u = 0$.

Главный вектор сил инерции груза равен

$$\bar{R}^u = -m_2 \bar{a}_C, \quad (10)$$

Ускорение центра масс груза \bar{a}_C запишем в виде

$$\bar{a}_C = \bar{a}_r + \bar{a}_e + \bar{a}_k, \quad (11)$$

где \bar{a}_r , \bar{a}_e и \bar{a}_k – относительное, переносное ускорение груза и ускорение Кориолиса [4].

Направление компонентов вектора \bar{a}_C изображено на векторной диаграмме (рис.2).

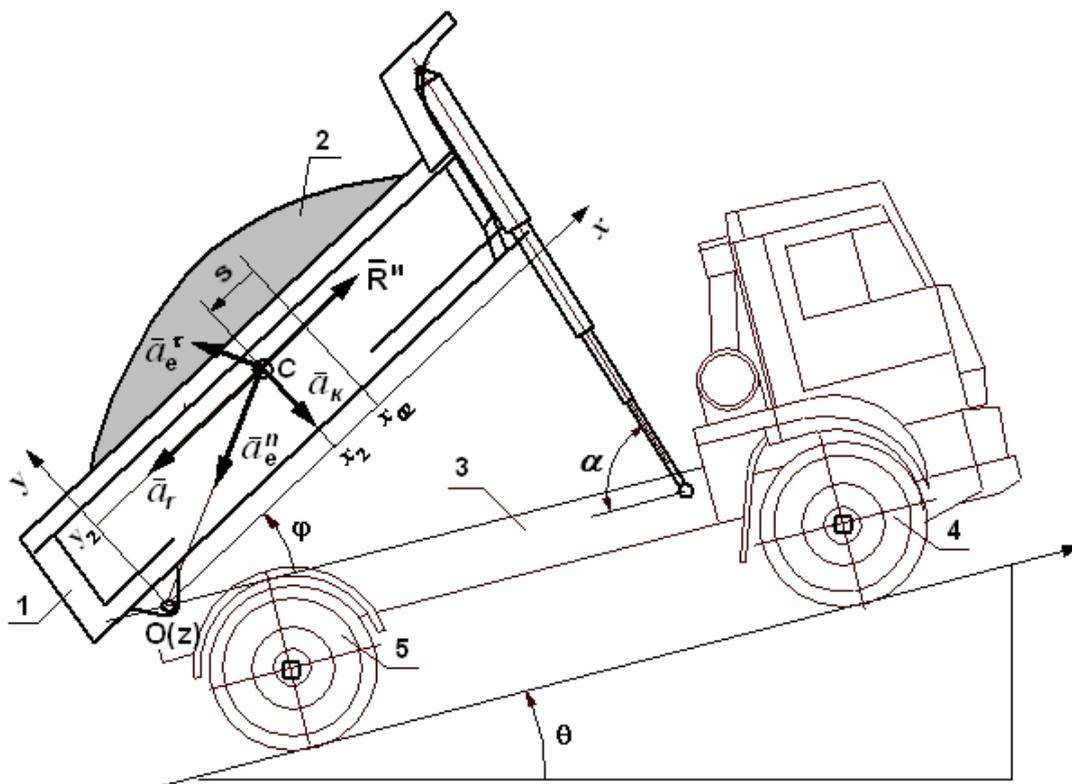


Рис.2. Векторная диаграмма ускорений груза.

Модули составляющих вектора ускорения груза найдем по формулам:

$$a_r = \ddot{s}; \quad a_e^n = \omega^2 OC; \quad a_e^\tau = \varepsilon \cdot OC; \quad a_\kappa = 2\omega\dot{s} \quad (12)$$

Спроецируем уравнение (11) с учетом уравнений (12) на оси подвижной системы координат Oxy

$$a_{Cx} = -\ddot{s} - \omega^2 x_2 - \varepsilon \cdot y_2; \quad (13)$$

$$a_{Cy} = -\omega^2 y_2 + \varepsilon \cdot x_2 - 2\omega\dot{s}. \quad (14)$$

Исключив из последних уравнений члены, содержащие $\omega^2 \approx 0$, $\omega \cdot \dot{s} \approx 0$ и $\varepsilon = 0$, найдем ускорение центра масс груза: $a_C = a_r = \ddot{s}$. Следовательно, вектор ускорения $\bar{a}_C = \bar{a}_r$ и направлен в сторону движения груза, а главный вектор его сил инерции груза \bar{R}^u – в противоположную сторону (см. рис. 2). При этом модуль $R^u = m_2 \ddot{s}$.

Повторяя аналогичные вычисления для платформы, получим результаты приведения ее сил инерции близкие к нулю. Поэтому силами инерции платформы можно пренебречь.

Найдем реакции R в шарнирной опоре O платформы. Для этого спроецируем все силы (см. рис.1) на оси неподвижной системы координат AXY

$$R_X = (m_1 g + m_2 g) \sin \theta + F \cos \alpha - m_2 \ddot{s} \cos \varphi; \quad (15)$$

$$R_Y = (m_1 g + m_2 g) \cos \theta - F \sin \alpha - m_2 \ddot{s} \sin \varphi. \quad (16)$$

Тогда модуль $R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}$.

Очевидно, что после опрокидывания автомобиля расчет искомых нагрузок не представляет ни научного, ни практического интереса.

Теперь перейдем к оценке продольной устойчивости самосвала. Для этого воспользуемся принципом Даламбера. Расчетная схема самосвала представлена на рис.3.

В соответствии с принципом Даламбера $\sum M_{AZ}(m_k \bar{g}) + \sum M_{AZ}(\bar{R}_k) + M_{AZ}(\bar{R}^u) = 0$ или

$$-\sum_{k=1}^4 m_k g \cos \theta \cdot X_k + \sum_{k=1}^5 m_k g \sin \theta \cdot Y_k + R_1 X_4 - R^u \cos \varphi \cdot Y_2 + R^u \sin \varphi \cdot X_2 = 0, \quad (17)$$

где R_1 - суммарная реакция на колесах переднего моста автомобиля.

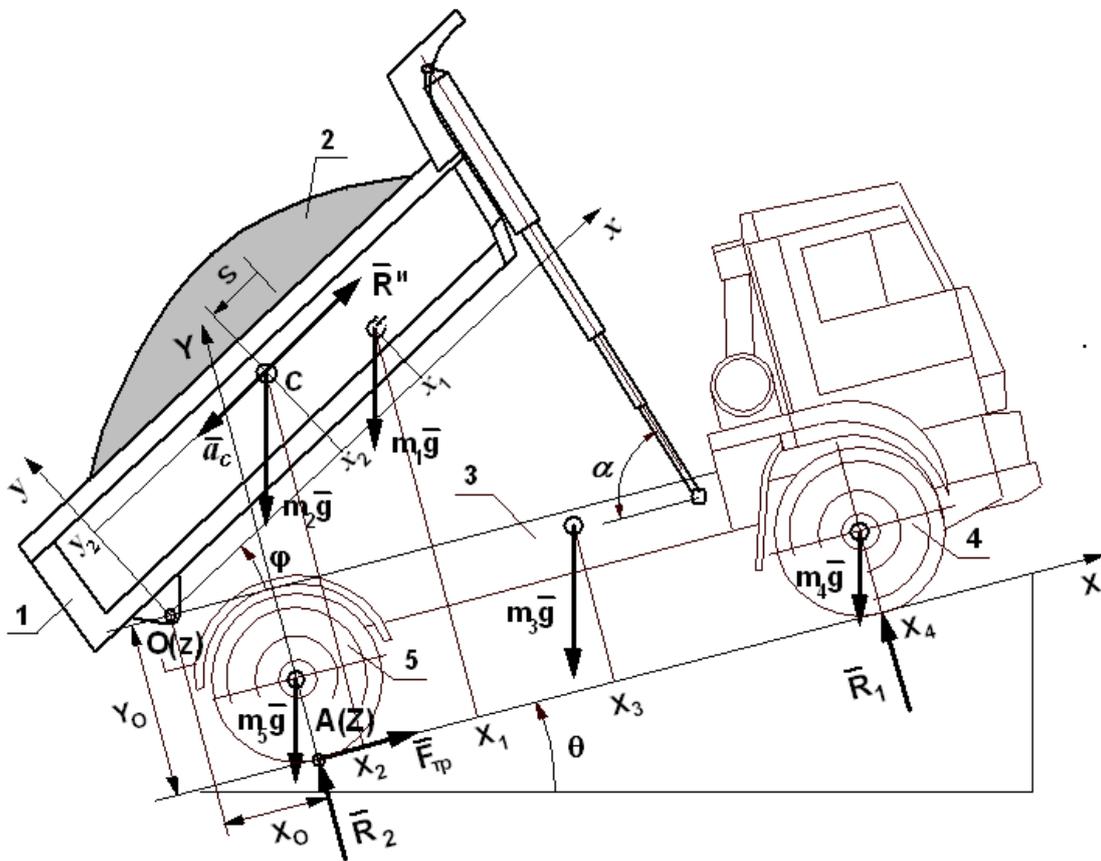


Рис.3. Расчетная схема самосвала для оценки устойчивости.

В случае, когда угол наклона площадки превышает критический угол, происходит отрыв передних колес от площадки разгрузки. При этом реакция R_1 обращается в ноль и уравнение (18) окончательно примет вид:

$$g \cos(\theta_{кр}) \sum_{k=1}^4 m_k X_k - g \sin(\theta_{кр}) \sum_{k=1}^5 m_k Y_k + m_2 \ddot{s}(Y_2 \cos \varphi - X_2 \sin \varphi) = 0. \quad (19)$$

Однако получить аналитическое выражение для расчета критического угла $\theta_{кр}$ из уравнения (19) не представляется возможным. Поэтому применим процедуру пошагового изменения параметров. Для этого дискретно, с шагом $\Delta\theta = 0.5^\circ$, увеличиваем угол наклона площадки разгрузки. На каждом шаге, изменяя угол φ , моделируем подъем платформы. Когда сумма углов $(\varphi + \theta)$ станет равной углу естественного откоса, начнется движение груза. С этого момента по формуле (4) вычисляем ускорение \ddot{s} центра масс груза и из уравнений (6) и (7) - координаты центров масс платформы и груза. Подставляя полученные значения в уравнение (19), проверяем условие отрыва передних колес. Если сумма моментов, входящих в уравнение (19), будет меньше или равной нулю, то угол наклона площадки достиг критического значения $\theta_{кр}$ и самосвал опрокинется. В противном случае увеличиваем на шаг угол θ и процедура повторяется.

На основе разработанной методики составлена программа расчета продольной устойчивости автомобилей-самосвалов. Полученные результаты могут быть полезны на ранней стадии проектирования для оценки устойчивости самосвалов.

2. Поперечная устойчивость самосвала

Потеря устойчивости самосвала может наблюдаться и при разгрузке на поперечном уклоне. Анализ современных методов оценки поперечной устойчивости самосвалов показал, что решение указанной задачи развивается в двух направлениях.

Первый подход связан с испытаниями натуральных образцов автомобилей на специальных стендах. Например, экспериментальные исследования устойчивости большегрузных автомобилей при боковом (поперечном) уклоне проведены фирмой Fliegl Fahrzeugbau [7]. На стенде испытывались пять моделей самосвалов от различных производителей. Автомобили с грузовой платформой, поднятой на 30° , наклоняли на 6° вбок. Целью проведения данных испытаний была сравнительная оценка результатов скручивания рамы на момент разгрузки. Отмечено, что низкие показатели скручивания рамы влияют на отклонение кузова от вертикали и, следовательно, на устойчивость всего автомобиля при разгрузке.

Аналогичные испытания проводятся компанией Schmitz Cargobull на заводе в Готе, где установлен еще один уникальный испытательный стенд. С его помощью все самосвальные полуприцепы еще на этапе разработки тестируются на устойчивость к опрокидыванию как назад, так и набок [8].

Другой подход к решению поставленной задачи основан на применении расчетных методов исследования. Однако для этого требуется создание сложной математической

модели автомобиля. Такая модель должна учитывать конструктивные особенности направляющего аппарата подвески, нелинейность упругих элементов подвески и шин, а также возможность пластической деформации несущей системы при кручении. В такой постановке задача может быть решена только с применением численных методов и является предметом серьезного научного исследования.

Так, на полной конечно-элементной модели автомобиля "КАМАЗ-6520" производился расчет критического угла наклона площадки разгрузки [9]. Были зафиксированы жесткость колес, жесткость рессор и положение центра тяжести груза. Дискретно, с шагом 0.5° , задавался угол наклона автомобиля и моделировался подъем платформы. Критическим углом наклона площадки при разгрузке самосвала считался угол, при котором происходил отрыв колес от поверхности земли, либо начиналось пластическое деформирование несущей конструкции. Проведенные расчеты подтвердили известный факт о критичности для самосвалов повышенной грузоподъемности угла наклона площадки.

Отметим, что для разработки и отладки подобной модели автомобиля требуется не только значительное время, но и слаженная работа коллектива высококлассных инженеров. Однако эти затраты могут быть оправданы, т.к. созданная модель также может быть использована для расчетов динамики и прочности автомобиля.

Заключение

В статье рассмотрена проблема устойчивости самосвала при разгрузке на площадке с продольным и поперечным наклоном. Разработана математическая модель процесса разгрузки платформы самосвала на продольном уклоне. Предложена процедура пошагового изменения параметров для расчета критического угла наклона площадки. Получены формулы для расчета силового взаимодействия платформы и несущей системы самосвала при разгрузке на площадке с продольным уклоном. На основе разработанной методики составлена программа расчета продольной устойчивости и нагрузок, действующих на несущую систему автомобилей-самосвалов. Отмечено, что для оценки устойчивости при разгрузке самосвала на поперечном уклоне требуется разработка более сложных нелинейных моделей. Эта проблема может являться предметом дальнейшего научного исследования.

Предложенный подход позволяет уже на ранней стадии проектирования проводить многовариантные расчеты самосвала на прочность и устойчивость с целью выбора оптимального конструктивного решения.

Список литературы

1. Кравец В.Н. Теория автомобиля. Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2013. 413 с.
2. Белокуров В.Н., Гладков О.В., Захаров А.А., Мелик-Саркисянц А.С. Автомобили-самосвалы / под ред. А.С. Мелик-Саркисянца. М.: Машиностроение, 1987. 216 с.

3. Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке. СПб.: Наука, 2006. 387с.
4. Дронг В.И., Дубинин В.В., Ильин М.М., Колесников К.С., Космодемьянский В.А., Назаренко Б.П., Панкратов А.А., Русанов П.Г., Саратов Ю.С., Степанчук Ю.М., Тушева Г.М., Шкапов П.М. Курс теоретической механики / под ред. К.С. Колесникова, В.В. Дубинина. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 758 с.
5. Испытание на устойчивость самосвальных кузовов и шасси // Грузовик.ру. 2008. 18 июля. Режим доступа: http://www.gruzovik.ru/magazine/test_truck/dump_test/ (дата обращения 01.05.2015).
6. Карасёв А. Легкость от Schmitz Cargobul // Автотрак. 2010. № 5. Режим доступа: <http://www.autotruck-press.ru/archive/number93/article863> (дата обращения 01.05.2015).
7. Расчет боковой устойчивости при разгрузке самосвала "КАМАЗ–6520". 2009 // Лаборатория Вибропрочность: сайт. Режим доступа: <http://lab106.ru/projects/kam3/kam3.html> (дата обращения 01.05.2015)

Dump Truck Stability During Unloading

Yu.N. Baryshnikov^{1,*}

[*mhts@list.ru](mailto:mhts@list.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: dump trucks, carrying system, mathematical models, load, calculation

The article deals with the problem of stability of the truck while unloading. The main symptom is a loss of stability of a vehicle rollover. The most common vehicle rollover occurs when unloading on sloped sites. The unloading area can be both longitudinal and cross slope. In this regard, the main task of the calculation is to determine the stability of the car the maximum allowable angle of discharge site and loads acting on the bearing system of the car.

The paper presents a developed mathematical model of the truck when unloading on the longitudinal slope. It also offers the procedure of the step change in the parameters for the calculation of the critical angle of the site. The formulas for calculating the force interaction platform and the support system in the truck unloading at the site with a longitudinal slope are given. On the basis of the developed technique, a program for calculating longitudinal stability and loads acting on the bearing system dump trucks is created.

Modern methods to assess stability while unloading the truck on a cross slope are analyzed. It is noted that the solution of this problem is developing in two directions. The first approach involves the testing truck samples on the special stands. Examples of bench tests on the stability of trucks are given. Another approach uses computational methods for the study. However, this requires the creation of a complex mathematical model of the truck, which should take into account the structural features of the suspension, the nonlinear elastic suspension components and tires, as well as the possibility of plastic deformation of the support system in torsion. In this formulation, the problem can only be solved using numerical methods and may be the subject of further research.

The proposed approach allows multiple calculations for truck strength and stability already at an early designing stage in order to find the optimal design solution.

References

1. Кравец В.Н. Теория автомобиля. Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2013. 413 с.
2. Белокуров В.Н., Гладков О.В., Захаров А.А., Мелик-Саркисянц А.С. Автомобили-самосвалы / под ред. А.С. Мелик-Саркисянца. М.: Машиностроение, 1987. 216 с.

3. Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке. СПб.: Наука, 2006. 387с.
4. Дронг В.И., Дубинин В.В., Ильин М.М., Колесников К.С., Космодемьянский В.А., Назаренко Б.П., Панкратов А.А., Русанов П.Г., Саратов Ю.С., Степанчук Ю.М., Тушева Г.М., Шкапов П.М. Курс теоретической механики / под ред. К.С. Колесникова, В.В. Дубинина. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 758 с.
5. Испытание на устойчивость самосвальных кузовов и шасси // Грузовик.ру. 2008. 18 июля. Режим доступа: http://www.gruzovik.ru/magazine/test_truck/dump_test/ (дата обращения 01.05.2015).
6. Карасёв А. Легкость от Schmitz Cargobul // Автотрак. 2010. № 5. Режим доступа: <http://www.autotruck-press.ru/archive/number93/article863> (дата обращения 01.05.2015).
7. Расчет боковой устойчивости при разгрузке самосвала "КАМАЗ–6520". 2009 // Лаборатория Вибропрочность: сайт. Режим доступа: <http://lab106.ru/projects/kam3/kam3.html> (дата обращения 01.05.2015)