



V ქართულ-პოლონური საერთაშორისო  
სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენციის

„სატრანსპორტო ხიდი ევროპა-აზია“

## შრომები



## PROCEEDINGS

OF THE V GEORGIAN-POLISH INTERNATIONAL  
SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

„TRANSPORT BRIDGE EUROPE-ASIA“

ქუთაისი, საქართველო – KUTAISI, GEORGIA  
15-18.10.2019

აკაკი წერეთლის სახელმწიფო უნივერსიტეტი  
AKAKI TSERETELI STATE UNIVERSITY



V ქართულ-პოლონური სამართაშორისო  
სამეცნიერო-ტექნიკური კონფერენციის

„სატრანსპორტო ხილი ევროპა-აზია“

**შრომები**

**PROCEEDINGS**

**OF THE V GEORGIAN-POLISH  
INTERNATIONAL SCIENTIFIC-TECHNICAL  
CONFERENCE**

**„TRANSPORT BRIDGE EUROPE-ASIA“**

ქუთაისი, საქართველო – KUTAISI, GEORGIA  
15-17.10.2017

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОГРУЗКИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Aleksander Śladkowski<sup>1</sup>, Ivan Stolpovskikh<sup>2</sup>, Madinur Akhmetova<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Silesian University of Technology, Katowice, Poland*

<sup>2</sup>*Satbayev Kazakh National Technical University, Almaty, Kazakhstan*

*E-mail: [aleksander.sladkowski@polsl.pl](mailto:aleksander.sladkowski@polsl.pl)*

**Аннотация.** В статье рассматривается моделирование динамических нагрузок, которые возникают при погрузке карьерных самосвалов. В качестве объекта исследований был выбран самосвал БелАЗ-7555В. Основным инструментом исследований был программный комплекс *Universal Mechanism*. Были определены собственные частоты рассматриваемой упрощенной модели с четырьмя степенями свободы. Определены перемещения кузова при падении тестового груза с заданной высоты, что моделировало погрузку горной массы при помощи экскаватора, а также определены динамические силы возникающие в подвеске автомобиля.

**Ключевые слова:** моделирование вертикальной динамики, автосамосвал, БелАЗ-7555В, *Universal Mechanism*

### 1. ВВЕДЕНИЕ

На различных открытых разработках минерального сырья и, прежде всего, на горно-обогатительных комбинатах могут использоваться различные способы транспортировки горной массы [1]. Тем не менее, на большинстве таких предприятий значительная часть транспортных работ выполняется с использованием автотранспортной техники, причем, наиболее часто с использованием карьерных самосвалов продукции БелАЗ. Например, в статье [2] отмечалось, что в 2013 году в Украине использовалось около 2500 карьерных самосвалов БелАЗ. Экономическое состояние стран бывшего СССР таково, что не приходится ожидать существенных изменений в структуре транспорта горнодобывающих предприятий, а также в способах его обслуживания.

В той же статье отмечалось, что в большинстве случаев техническое обслуживание и ремонт данной техники выполняется под открытым небом и зачастую силами самих водителей. Только капитальный ремонт осуществляется на сервисных центрах предприятия – производителя, сеть которых существует. Тем не менее, вопрос ремонта указанной техники является достаточно острым, поскольку сопровождается значительными простоями и финансовыми затратами предприятий, которые в современных условиях экономической стагнации в странах бывшего СССР могут быть весьма болезненными и привести в конечном счете к закрытию предприятия.

Известно, что при погрузке большегрузных карьерных самосвалов при помощи экскаваторов создаются значительные динамические вертикальные нагрузки, действующие на кузов автомобиля. В большой степени данные нагрузки зависят от вместимости ковша экскаватора, вида загружаемой горной массы, высоты сброса, а также относительного положения кузова и ковша по горизонтальной координате. К сожалению, использование

экскаваторов и самосвалов в реальных условиях не согласовано. В статье [2] отмечалось, что чаще всего для погрузки 30-тонных самосвалов используются экскаваторы с объемом ковша 8 м<sup>3</sup>, что безусловно приводит к динамическим нагрузкам, значительно превышающим допускаемые по условиям эксплуатации.

Воздействие горной массы на поверхность кузова самосвала приводит к его преждевременному износу. В качестве достаточно эффективного технического решения на многих ГОКах используется футеровка кузовов стальными листами [3]. Данное решение является только частичным, поскольку указанные листы также изнашиваются. Кроме того, это приводит к утяжелению самого самосвала. В настоящее время используется наплавка футеровочных листов, и, хотя это продлевает срок службы кузовов, износ все равно происходит.

Еще одним техническим решением является использование специальных полимерных покрытий внутренней поверхности кузовов [4]. Такое решение может быть эффективным для тангенциального воздействия горной массы на поверхность кузова самосвала, что может предохранить его от истирания, однако это не предохраняет кузов от вертикальных динамических сил, которые имеют ударный характер при погрузке самосвала.

Следует отметить также, что ударное воздействие породы при погрузке автосамосвалов приводит не только к повреждениям кузовов, но и оказывает отрицательное влияние на остальные узлы, например, может приводить к повреждениям рамы автомобиля, деталей и узлов подвески, и даже силового агрегата. Таким образом, снижение динамики во время погрузки является достаточно важной проблемой. На рис. 1 приведен случай одной из возможных поломок автомобиля, который обусловлены в значительной степени воздействием указанных выше ударных нагрузок.



**Рис. 1.** Последствия поломки продольных лонжеронов рамы самосвала

## 2. МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

Описанная выше проблема не является новой. Она была уже достаточно хорошо описана в литературе и существует ряд статей, которые позволяют приблизительно оценить динамические характеристики карьерных самосвалов под воздействием различного вида динамических нагрузок. В качестве примера можно указать статью [5], где рассматривается прямолинейное движение карьерного автосамосвала, который моделируется многомассовой системой с 8 степенями свободы. В статье достаточно ясно описаны уравнения системы и приведены результаты моделирования динамики системы при движении по неровному участку дороги. Следует отметить достаточно часто встречающийся подход в подобных статьях, когда не приводятся никакие параметры рассматриваемого автомобиля или приводятся только частично. Это не позволяет верифицировать правильность рассмотренной модели и полученных результатов. К сожалению, этот факт является типичным, поскольку найти в литературе данные о массовых характеристиках или о параметрах упругой подвески карьерных автосамосвалов, является достаточно сложным заданием. Производители сообщают только основные параметры, которых совершенно недостаточно для создания математической модели, поэтому исследователи зачастую используют не до конца проверенные сведения или сведения, которые составляют коммерческую тайну, и, соответственно, не могут привести их в своих статьях.

Чтобы не быть голословным, приведем аналогичную статью [6], где рассматривается горизонтальная динамика автомобиля с электрическим приводом. Приводится расчетная схема, методика решения уравнений, но отсутствуют любые данные, которые бы могли позволить на верификацию рассматриваемого подхода. Отметим также, что большая часть динамических задач сводится в конечном счете к решению систем дифференциальных уравнений, которые могут быть решены только с использованием приближенных методов и какого-либо программного обеспечения, например, MATLAB, Simulink, Mathematica, Mathcad или аналогичных других.

## 3. СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ПАКЕТЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ МНОГОМАССОВЫХ СИСТЕМ

Использование описанного выше подхода, а именно, создание упрощенной физической модели, где автомобиль заменяется системой жестких масс, связанных упругими, вязко-упругими и другими связями, с последующей разработкой системы математических уравнений, которые затем решаются приближенно, является в достаточной степени устаревшим подходом. Это обусловлено тем, что в настоящее время существует ряд пакетов прикладных программ (ППП), которые изначально созданы для моделирования транспортных средств. К их числу следует отнести: ADAMS/CAR, CarSim, Dynacar, veDYNA, SimVehicle, ASM, MotionView, CarMaker, TruckMaker, MotorcycleMaker. И это только малая часть ППП для моделирования автомобилей. Преимущество использования таких

программных продуктов по сравнению с описанным выше подходом в том, что моделирование транспортного средства в данной программной среде позволяет обойтись без явной записи математических уравнений, но которые неявно присутствуют внутри программного обеспечения. Это способствует уменьшению количества возможных ошибок при моделировании, поскольку никто не застрахован от того, чтобы допустить какую-то неточность при записи уравнения. К сожалению, в задачах динамики поиск ошибок является затруднительным и поэтому большое значение имеет верификация полученных результатов.

Каждый из приведенных выше ППП является достаточно сложным программным продуктом и требует специального обучения пользователя. Очевидно, что это также связано с финансовыми затратами на покупку таких программ с последующим обучением специалистов. Для ученых и специалистов, которые владеют русским языком, но для которых свободное владение английским языком может быть затруднительно, наиболее правильным было бы освоение ППП Universal Mechanism (UM), который разработан в России под руководством проф. Д.Ю. Погорелова. Его преимущество заключается в том, что существуют две полностью совместимые версии – русская и английская, с соответствующими инструкциями по использованию. Очевидно, что для практического использования данного пакета для моделирования транспортных средств следует также пройти обучение, тем не менее, достаточно гибкая организационная и финансовая политика разработчика позволяют иметь целую сеть пользователей данного программного обеспечения на территории стран бывшего СССР, а также ряда других стран.

Указанные выше факторы определили выбор данного продукта для моделирования карьерных самосвалов в рассматриваемой работе. Данный программный продукт находится в постоянном развитии. В статье [7] были описаны его функциональные возможности и определенные преимущества. Следует отметить, что по сравнению с 2008 годом, когда была написана данная статья, количество пользователей UM значительно увеличилось, что свидетельствует о его востребованности.

#### **4. СОЗДАНИЕ МОДЕЛИ КАРЬЕРНОГО АВТОСАМОСВАЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТА UM**

Описанные выше преимущества пакета UM послужили основой для создания модели карьерного автосамосвала. Первой пробой использования данного пакета для авторов стала статья [8], в которой была разработана трехмассовая расчетная схема, позволяющая моделировать конструкцию подвижного вибрационного грохота КВГ-1ПС. Данное исследование позволило помимо получения адекватных результатов расчета, убедиться в эффективности пакета UM для моделирования техники открытых горных разработок.

Как отмечалось выше, одной из наиболее сложных проблем является получение достоверной информации о параметрах рассматриваемого объекта. Анализ литературных источников показал, что собрать такую информацию удалось только для карьерного

самосвала БелАЗ-7555В. В частности, полная масса ненагруженного самосвала согласно руководству [9] составляет 40500 кг. Масса одной шины 24.00R35 составляет 727 кг [10]. Самосвал использует комплект 6 шин. Соответственно, если считать, что шины выполняют функцию упругого элемента первого уровня, то суммарная обрессоренная масса автомобиля составляет  $40500 - 6 \times 727 = 36138$  кг.

Для расчета будем использовать упрощенную модель динамики автомобиля с 4 степенями свободы в соответствии со статьей [11]. Данная схема показана на рис. 2. Частично данные результаты были использованы при подготовке диссертационной работы Мадинур Ахметовой, которая была выполнена под научным руководством и консультациях авторов данной статьи [12]. Для рассматриваемой схемы выбирается следующее расположение осей: ось X пусть будет направлена по ходу движения автомобиля, ось Y в поперечном направлении и ось Z в вертикальном направлении. Согласно этой схеме, основная масса автомобиля сосредоточена в кузове  $m$ , который может догружаться перевозимым грузом (например, вскрышной породой) и которая может падать частями с различной высоты, при этом может моделироваться погрузка самосвала. Указанная масса  $m$  может иметь вертикальные перемещения, а также возможность вращения вокруг оси Y.

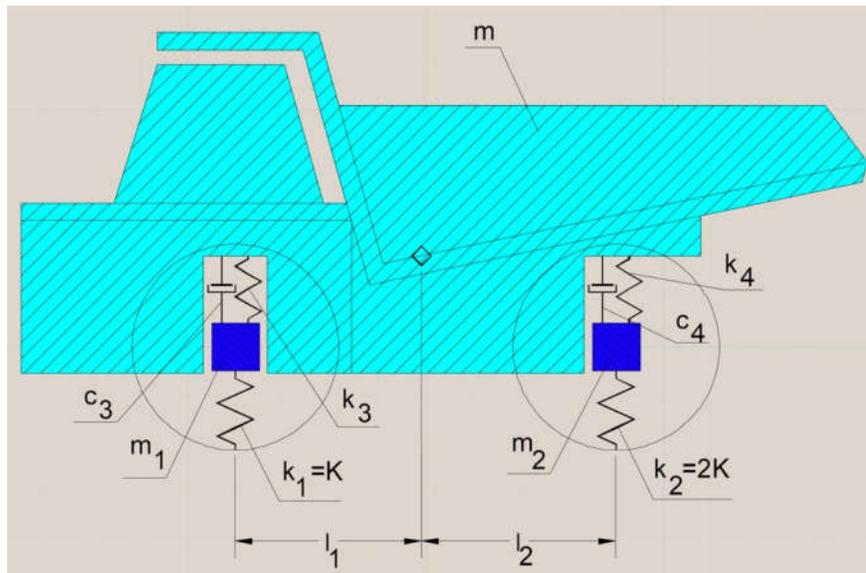


Рис. 2. Расчетная схема задачи

В указанную выше массу порожнего автомобиля входят: масса передней подвески  $m_1 = 7200$  кг и масса задней подвески  $m_2 = 12800$  кг [11]. Таким образом, остальная масса автомобиля (кузов, двигатель, кабина и т.д.) равна  $m = 36138 - 7200 - 12800 = 16138$  кг. К сожалению, в работе [11] содержится ряд досадных опечаток, которые потом были устранены в работе [13]. В частности, на порядок была изменена масса порожнего автомобиля и масса перевозимого груза. Тем не менее, производитель заявляет массу порожнего автомобиля равной 40500, а не 40200 кг, как указывается в статье [13]. Будем

ориентироваться на заводские характеристики.

Еще одной неточностью статьи [11] является определение центра масс ненагруженного автомобиля. Указано, что расстояние от данного центра масс до первой оси равно  $l_1$  и до второй оси равно  $l_2$ . Тем не менее, указанные расстояния не были написаны в данной статье. Эта неточность была устранена в статье [13], где приведены данные параметры:  $l_1 = 1,96$  м и  $l_2 = 2,04$  м.

В статье [13] была рекомендована приближенная формула для определения момента инерции массы  $m$  при вращении вокруг поперечной оси, проходящей через центр масс. Воспользуемся ею

$$J_y = ml_1l_2 = 64526 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Моменты инерции для массы  $m$  относительно остальных осей являются для данной математической модели не существенными, поскольку допускается ее вращение только относительно оси  $Y$ , и, соответственно, при расчете могут быть заданы произвольно.

Остальные массы  $m_1$  и  $m_2$  считаются точечными и их возможное вращение не рассматривается.

Остановимся теперь на жесткостных и демпфирующих характеристиках автомобиля. Согласно статье [13] жесткость комплекта передних шин составляет  $k_1 = 2,4 \cdot 10^6$  Н/м. Соответственно, жесткость заднего комплекта шин в два раза больше, т.е.  $k_2 = 4,8 \cdot 10^6$  Н/м. Согласно той же статье суммарная жесткость передней подвески автомобиля составляет  $k_3 = 1,27 \cdot 10^6$  Н/м, а суммарная жесткость задней подвески  $k_4 = 1,0 \cdot 10^6$  Н/м.

Вопрос задания демпфирующих характеристик (коэффициентов вязкого сопротивления амортизаторов) является несколько более сложной задачей, поскольку в статье [13] указанные характеристики обозначены, но не приведены. Кстати, далее в статье они многократно встречаются под различными обозначениями, но их численные данные не приводятся. Тем не менее, в более ранней статье тех же авторов [11] удается найти их значения. В частности, здесь принимается, что коэффициенты вязкого сопротивления передних и задних амортизаторов равны, т.е.  $c_3 = c_4 = 3,5 \cdot 10^4$  Н·с/м.

Очевидно, что предлагаемая расчетная схема с 4 степенями свободы является весьма упрощенной, и безусловно пакет UM позволяет существенно усложнить задачу моделирования, однако на данном пути основным препятствием является недостаточное количество достоверных данных о параметрах рассматриваемого автомобиля, вследствие чего авторы были вынуждены остановиться только на данной упрощенной модели.

Создание модели в программе UM начинается с подготовки графического образа рассматриваемого объекта. Следует отметить, что графические образы не влияют на дальнейший расчет, но позволяют ориентироваться, как происходят вибрации объекта. Поэтому, несмотря на то что авторы имели в распоряжении некоторые чертежи и схемы автомобиля БелАЗ-7555В, не было необходимости в создании точного графического образа отдельных частей. Тем не менее, создание графического образа рассматриваемого объекта (самосвала) было одной из наиболее трудоемких задач. Например, графический объект – кузов автомобиля состоял из 7 отдельных графических элементов. Здесь следует признать,

что пакет UM не является наилучшей программой для геометрического моделирования. Да это и не входит в задачу данного программного обеспечения. Очевидно, что если бы перед авторами стояла задача создания более реального отображения действительности, то можно было бы создать пространственный геометрический объект в какой-то из программ типа SOLIDWORKS или Creo с последующим импортом в UM. Но поскольку это не было заданием авторов, то геометрический образ рассматриваемого автомобиля был весьма упрощенным (рис. 3а).

Для того чтобы рассмотреть расположение упругих и демпфирующих элементов модели на рис. 3б для двух геометрических образов (кузова и шин) показаны только контуры. Вполне очевидно, что в реальности вместо указанных пружин работают рессоры и амортизаторы, но их приведенные характеристики были использованы в качестве параметров показанных на рис. 3б линейных вязко-упругих элементов.

Для проверки правильности созданной модели был сначала проведен линейный анализ, в результате которого определены собственные частоты. В результате анимации было определено, какому виду колебаний соответствует та или иная собственная частота, т.е. определены собственные формы колебаний. Указанные собственные частоты приведены в табл. 1.

Табл. 1

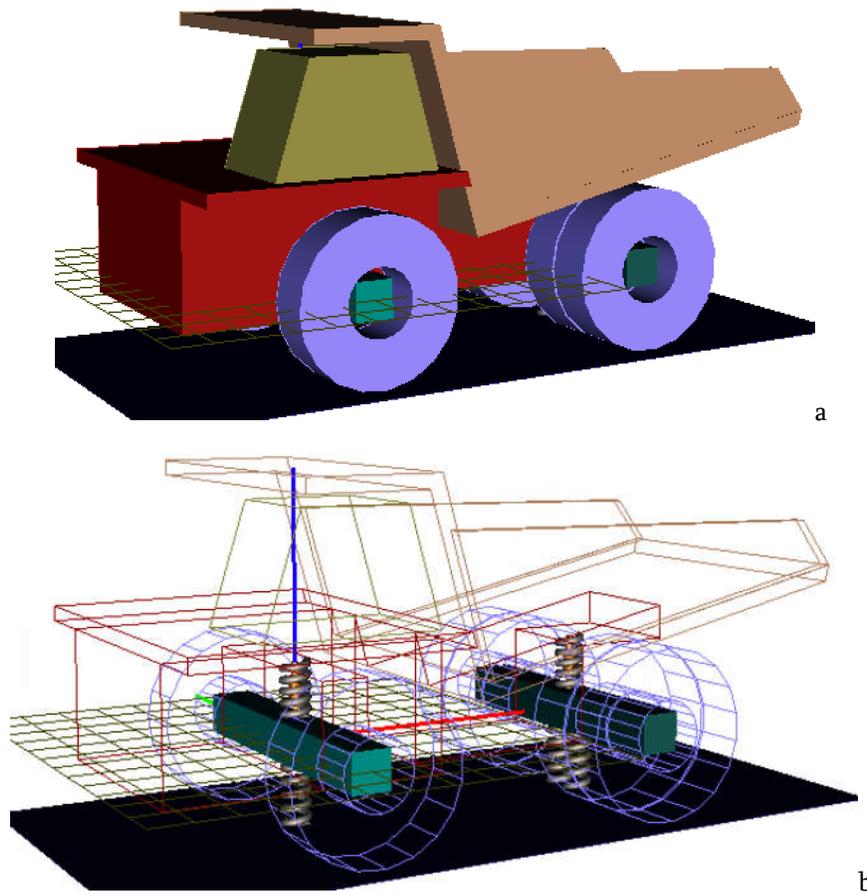
Собственные частоты колебаний для модели самосвала с 4 степенями свободы

✓ Frequencies	
	f (Hz)
1	1.50735
2	1.58171
3	3.49055
4	3.81485

Намного более сложной задачей было моделирование падения груза вследствие погрузки самосвала экскаватором. Сложность задачи обусловлена тем, что при моделировании контактного взаимодействия задача становится нелинейной. Пакет UM имеет возможность моделировать такое взаимодействие при помощи нескольких способов. Реализован был следующий. Контактная поверхность кузова самосвала моделировалась при помощи двух наклонных жестких плоскостей, которые были связаны с основной массой кузова. Данные плоскости геометрически моделировали поверхность дна кузова.

Следующими объектами были массы «сбрасываемые» из ковша экскаватора. Условно назовем каждую такую массу «камнем». Такой камень моделировался кубом, размеры которого, масса и исходное положение могли изменяться. Можно было также задавать несколько сбрасываемых тел, моделируя погрузку полного кузова автомобиля. Согласно алгоритма предусмотренного в программе UM, при падении такого куба и ударе одной из его вершин об описанные выше плоскости, реализовывался контакт «точка – плоскость» -

одна из наиболее простых для описания и расчета возможностей, предусмотренных в программе.



**Рис. 3.** Графическое моделирование рассматриваемого объекта исследований (самосвала)

Вполне очевидно, что при падении и ударе рассматриваемое тело изменяет свою угловую ориентацию, которая задавалась кватернионами. Момент сброса рассматриваемого тела моделировался фиктивной подвеской, параметры которой зависели от времени, т.е. в момент сброса функция жесткости подвески имела скачок до нуля и рассматриваемое тело, моделирующее сбрасываемую горную массу, начинало падать.

## 5. НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Рассматриваемая модель создавалась в ненагруженном состоянии. Вполне очевидно, что в реальных условиях первая нагрузка, которая будет воздействовать на автомобиль, это действие силы тяжести, под воздействием которой подвеска должна деформироваться. Собственно говоря, дальнейшее нагружение автомобиля должно происходить только после

того, как он стабилизируется после такого начального нагружения. Соответственно, на этапе моделирования сначала решалась задача нахождения указанного выше начального положения, обобщенные перемещения всех масс записывались в качестве начальных условий, которые в качестве таковых задавались на последующих этапах моделирования (рис. 4).

Object simulation inspector				
XVA		Information		Tools
Solver	Identifiers	Initial conditions		Object variables
Coordinates		Constraints on initial conditions		
		x=0 v=0		
ID	Anchor	Coordinate	Velocity	Comment
1.1		-0.0630673593844	-1.1104680288E-8	jBase0_Front suspension 1c
1.2		-0.0423233525097	4.23936776839E-10	jBase0_Rear suspension 1c
1.3		-0.123337813847	9.293845747E-9	jBase0_Dummy mass 1c
1.4		-0.0016816419676	3.37862153431E-9	jDummy mass_Car body 1a
1.5		-0.000830576483069	-1.43569174232E-5	jCar body_Rock1 1c
1.6		0	0	jCar body_Rock1 2c
1.7		0.114866384273	4.27281725118E-6	jCar body_Rock1 3c
1.8		0.999999645702	-8.960342977E-10	jCar body_Rock1 q0
1.9		0	0	jCar body_Rock1 q1
1.10	X	0.000841781619215	1.06444944839E-6	jCar body_Rock1 q2
1.11		0	0	jCar body_Rock1 q3
1.12		-0.000830576482121	-1.43569148618E-5	jCar body_Rock2 1c
1.13		0	0	jCar body_Rock2 2c
1.14		0.114866384273	4.27281677819E-6	jCar body_Rock2 3c
1.15	X	0.999999645702	-8.96034142224E-10	jCar body_Rock2 q0
1.16		0	0	jCar body_Rock2 q1
1.17		0.000841781619136	1.06444926379E-6	jCar body_Rock2 q2
1.18		0	0	jCar body_Rock2 q3

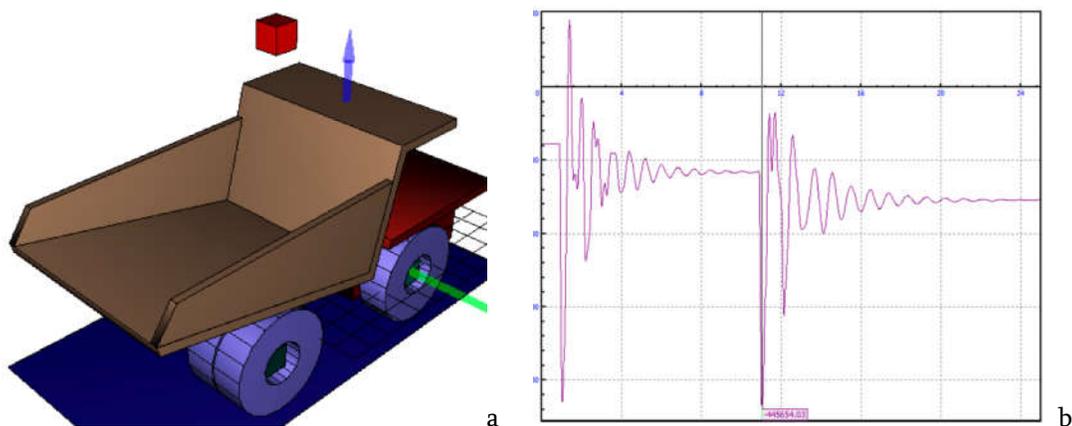
Рис. 4. Таблица начальных параметров на этапе моделирования

Теперь уже можно приступить к моделированию нагружения самосвала. Для простоты будем рассматривать сброс двух ковшей экскаватора, в каждом из которых содержится масса 9 тонн вскрышной породы. Очевидно, что в реальных условиях это может быть и большая масса, но поскольку она является неоднородной и чаще всего сыпучей, то для простоты будем считать, что это один камень указанной массы. Будем изменять место сброса как по высоте, так и по горизонтальной координате. В качестве первого численного эксперимента рассмотрим сброс двух ковшей из одного положения, которое находится практически по середине автомобиля. Для того, чтобы дальнейшие описания привязать к принятой координатной системе, укажем что начало координат ее было принято в точке, находящейся посередине оси пары передних шин. На рис. 3б координатная система показана стрелками, где горизонтальная ось X направлена против движения автомобиля (красная стрелка), вертикальная ось Z направлена вверх (синяя стрелка) и поперечная ось Y направлена вправо,

если смотреть по ходу движения автомобиля (зеленая стрелка).

Соответственно, в качестве первого численного эксперимента рассматриваем сброс двух грузов одинаковой массы 9 т из одной точки с координатой (2; 0; 5), т.е. грузы изначально находятся на высоте 5 метров от координатной плоскости XOY, что показано на рис. 5а. Временной промежуток между сбросом первой массы и второй составляет 10 сек. Очевидно, что в реальных условиях для погрузки следующего ковша нужно большее время, но для расчета указанных десяти секунд вполне достаточно для стабилизации динамической системы. Поэтому увеличение данного временного промежутка только будет влиять на увеличение времени расчета, но не внесет ничего существенного в его результаты.

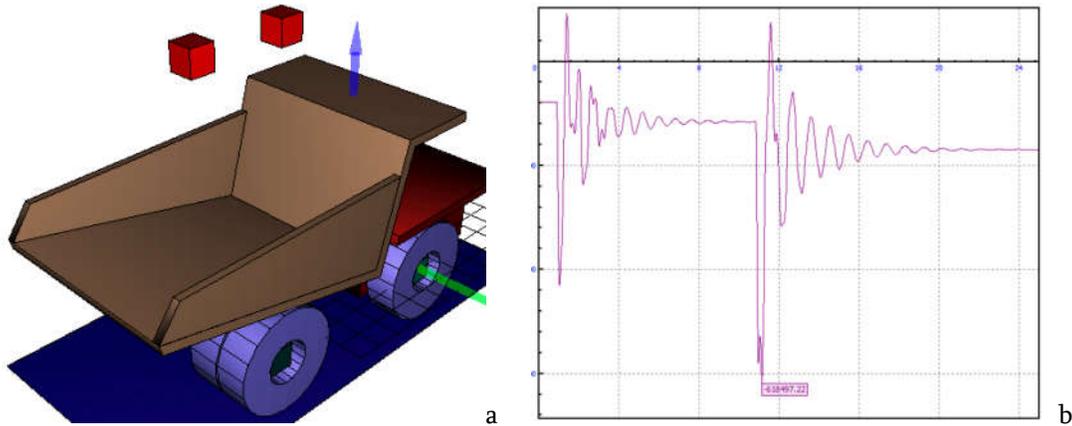
При моделировании рассматриваемой динамической системы можно проанализировать графики перемещений каждой массы или изменения сил на каждой из подвесок. В качестве примера рассмотрим суммарную вертикальную силу, действующую на задней подвеске самосвала при его погрузке. Указанный график показан на рис. 5б. Не удивительно, что данный график не начинается от нуля, поскольку с учетом задания описанных выше начальных условий, перед сбросом первой массы задняя подвеска уже нагружена весом обрессоренных масс (77,5 кН). В момент падения массы происходит удар, который приводит к возрастанию сжимающей суммарной силы на рессорах задней подвески в 5,5 раз (427 кН). Затем указанная сила стабилизируется на уровне значительно меньшем (116 кН). Очевидно, что данная сила выше, чем начальная, что обусловлено тем, что масса первого ковша уже лежит в кузове. Следующий сброс снова приводит к удару, когда сила на подвеске возрастает до величины 446 кН, после чего наступает стабилизация на уровне 155 кН.



**Рис. 5.** Моделирование погрузки самосвала при сбросе грузов из одной позиции ковша. На графике показано изменение силы сжатия на рессорах задней подвески автомобиля в зависимости от времени

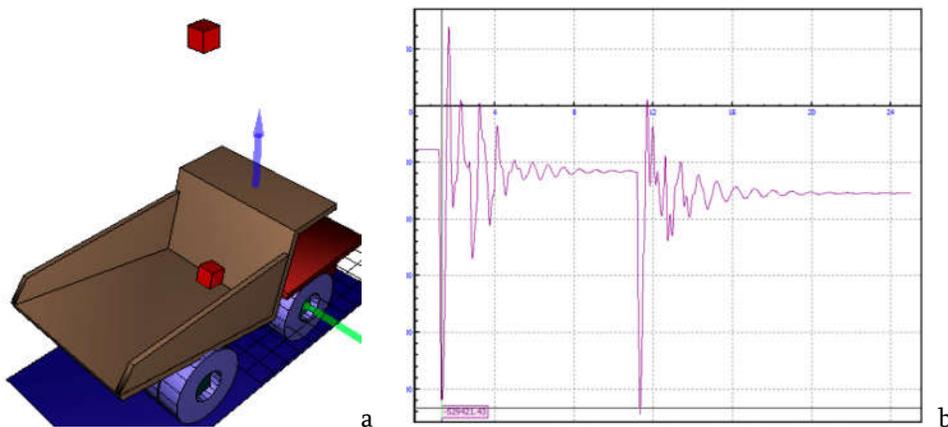
Рассмотрим теперь случай, когда второй ковш сбрасывается на 2 метра дальше по длине кузова (рис. 6а). Первый этап (сброс первого ковша) является совершенно идентичным, однако сброс следующего ковша приводит к тому, что сила сжатия задних рессор возрастает почти в 8 раз (614 кН). Затем наступает стабилизация данной силы на уровне 170 кН.

Некоторое возрастание данной силы по сравнению с предыдущим случаем на этом этапе является фактом достаточно очевидным, поскольку центр тяжести суммарного груза в кузове после его загрузки расположен несколько далее (смещен назад).



**Рис. 6.** Моделирование погрузки самосвала при сбросе груза в том случае, если второй ковш сбрасывается из позиции на 2 м дальше по длине кузова

Следующий случай моделирования аналогичен первому, но с несколько увеличенной высотой сбрасывания обоих грузов, в частности, из одной точки с координатой (2; 0; 8), т.е. высота увеличена на 3 метра. На рис. 7а показан анимационный снимок, когда первый ковш уже сброшен, а второй подготовлен к сбросу. Как видно на рис. 7б в момент падения первого груза возникает динамическая сила на задних рессорах, которая в 6,8 раз превышает начальную нагрузку (529 кН). Динамика погрузки второго ковша является подобной погрузке первого. Некоторое увеличение суммарной силы на рессорах обусловлено статикой, поскольку после этого в кузове будет лежать большая масса груза.



**Рис. 7.** Моделирование погрузки самосвала при сбросе груза с большей высоты

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение следует отметить, что использование ППП УМ для моделирования погрузки карьерных самосвалов позволяет сделать несколько весьма существенных выводов:

1. Такое моделирование обязательно должно проводиться для каждой модели карьерного самосвала, причем данное моделирование является весьма существенным не только для разработчика и производителя автомобиля, но и для специалистов, занимающихся эксплуатацией указанной техники.
2. Проблемой при моделировании является не только недоступность или ограниченная доступность программных продуктов, что обусловлено их коммерческим использованием, но также ограниченная информация о динамических характеристиках транспортных средств, что зачастую идет вразрез с эксплуатационной целесообразностью. Например, сведения о массовых характеристиках автомобиля, являются не полностью открытыми. Например, масса автомобиля в груженом или пустом состоянии входит в число основных технических характеристик. А вот уже моменты инерции как всего автомобиля, так и его отдельных частей – эти данные не публикуются. Но поводить моделирование эксплуатации без этих данных весьма затруднительно.
3. Результаты моделирования показывают, что работа машиниста экскаватора может оказывать весьма существенное влияние на долговечность и эксплуатационную надежность карьерных экскаваторов. В частности, оказывается, что обычное желание такого машиниста равномерно распределить груз в кузове автосамосвала, может приводить к появлению чрезмерных динамических нагрузок, действующих на отдельные элементы конструкции автомобиля.
4. Очевидно, желательно сбрасывать груз с наименьшей высоты, причем грузить в кузов ближе к кабине автомобиля. Повышенная высота сброса, а тем более перемещение ковша экскаватора в сторону от кабины водителя приводят к увеличению динамики взаимодействия всех узлов автомобиля и, в конечном счете, к уменьшению его надежности и долговечности.

## Литература

1. Śladkowski A.; Utegenova A.; Kolga A.D.; Gavrishv S.E.; Stolpovskikh I.; Taran, I. 2019. Improving the efficiency of using dump trucks under conditions of career at open mining works. *Naukovyi Visnyk NHU*. No. 2(170). P. 36-42.
2. Монастырский Ю.А. 2013. Эксплуатация и сервисное обслуживание карьерной техники «БелАЗ» в Украине. *Горный журнал*. No. 1. С. 78-79.
3. Веснин А.М.; Воронин С.В. 2017. Исследование эффективности футеровки кузовов карьерных автосамосвалов. Тезисы докладов VIII Уральской научно-практической конференции «Сварка. Реновация. Триботехника». Изд-во: Уральский федеральный университет, Екатеринбург. С. 62-64.
4. *Футеровка спец техники листами СВМПЭ*. 2019. <https://aplastik.ru/uslugi/futеровka-kuzova-samosvala-kovsha-jekskavatora-polimernymi-listami>
5. Bass K.M.; Kuvayev S.M.; Plakhotnik V.V.; Krivda V.V. 2014. Planar and spatial mathematical motion simulation of open pit mining vehicles. *Naukovyi Visnyk NHU*. No. 3. P. 60-65.
6. Шевченко А.И.; Павленко А.В.; Павленко В.В. 2012. Моделирование работы тягового привода электромобиля. *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*. 3/2012 (74). С. 88-93.

7. Ковалев Р.В.; Даниленко Д.В. 2008. Введение в моделирование динамики механических систем. *САПР и графика*. No. 4. <https://sapr.ru/article/18949>
8. Śladkowski A.; Yudin A.; Komissarov A.; Lagunova Yu.; Akhmetova M.; Stolpovskikh I. 2018. Calculation of parameters and design of the movable transfer station with vibrating screen feeder for the conveyor system of deep queries. *International Journal of Engineering & Technology*. Vol. 7. No. 2.23. P. 148-151.
9. Карьерные самосвалы БЕЛАЗ-7555В, БЕЛАЗ-7555Е и их модификации. Руководство по эксплуатации 7555В-3902015 РЭ.
10. YOКOHAMA Шины 24.00R35 (24.00-35) TL RB42 E4 \* \* 209B  
<https://specshyna.ru/tyresview/7436/shiny-2400r35-2400-35-tl-rb42-e4-209b>
11. Рудь Ю.С.; Радченко И.С.; Белоножко В.Ю.; Ткаченко, А.С. 2011. Теория движения карьерных самосвалов при кинематическом возбуждении колебаний его механических систем от неровностей дорожного полотна. *Разработка рудных месторождений*. No. 94. С. 1-5.
12. Ахметова М.И. 2019. Комплексная оценка и способы повышения показателей качества эксплуатации карьерных автосамосвалов. Автореф... дис. кан. наук. Алматы: КазННТУ.  
<https://official.satbayev.university/download/documentPhd/8943/Аннотация.pdf>
13. Рудь Ю.С.; Радченко И.С.; Белоножко, В.Ю. 2014. Исследование колебательных процессов в системе «Карьерный самосвал – технологическая дорога». *Восточно – Европейский журнал передовых технологий*. No. 1/7 (67). С. 35-44.

სარჩევი

<b>Aleksander Śladkowski, Ivan Stolpovskikh, Madinur Akhmetova –</b> <b>МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОГРУЗКИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА</b> _____	<b>3</b>
<b>Telman Aliev, Heybatulla Ahmedov, Tofiq Babayev, Tahir Alizada, Elshan Manafov,</b> <b>Nidjat Zohrabov<sup>2</sup>, Ana Mammadova – USING FUZZY SET THEORY AND</b> <b>NOISE ANALYSIS TECHNOLOGIES TO ENHANCE VALIDITY AND</b> <b>RELIABILITY OF CONTROL OF THE CONDITION OF THE</b> <b>RUNNING GEAR OF ROLLING STOCK</b> _____	<b>16</b>
<b>ბობიაშვილი ფ., ბრეზვამე ა. – ლოგისტიკური მიღბომების</b> <b>გამოყენება ახალი სატვირთო ტერმინალების</b> <b>მღებარეობის განსაზღვრისათვის შავი ზღვის</b> <b>ფოთის აკვატორიაში</b> _____	<b>24</b>
<b>მერაბ ბარათაშვილი – საავტომობილო გზის საიმედობის უზრუნველყოფის</b> <b>შესაძლებლობები</b> _____	<b>30</b>
<b>ბრეგვაძე ა., არქანია ზ., ხარბედია ლ., თოფურია დ. – ნავთობის დაღვრის</b> <b>რისკების მართვა ფოთის ნავსადგურის შემოსასვლელ არხში</b> _____	<b>35</b>
<b>ჩოგოვაძე ჯ., გოგიაშვილი ფრ., ლეკვეიშვილი გ., კბილაშვილი დ. –</b> <b>საზოგადოებრივი ტრანსპორტით შეზღუდული შესაძლებლობის</b> <b>პირთა სატრანსპორტო მომსახურების ლოგისტიკური სისტემის</b> <b>გაუმჯობესების ღონისძიებები</b> _____	<b>43</b>
<b>თ.კოჩაძე, რ.მამულაძე, ა.გუდაძე – სატვირთო-სატრანზიტო ნაკადების საბაჟო</b> <b>კონტროლის და გაფორმების ელექტრონული სისტემის სრულყოფა</b> ___	<b>50</b>
<b>Damian Gaska, Jerzy Margielewicz – STUDY OF NONLINEAR OVERHEAD</b> <b>TRAVELLING CRANES DYNAMICS IN 3D SPACE</b> _____	<b>56</b>
<b>Katarzyna Markowska – РЕАЛИЗАЦИЯ ИНТЕРМОДАЛЬНЫХ УСЛУГ –</b> <b>ОТДЕЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ</b> _____	<b>64</b>
<b>Marek Mezitis, Ruslans Muhitovs – ADVANCED AND MULTIDISCIPLINARY</b> <b>RAILWAY NETWORK OPERATORS' TRAINING IN MANAGEMENT OF</b> <b>EMERGENCY TRAIN SITUATIONS</b> _____	<b>71</b>
<b>Tadeusz Opasiak<sup>1</sup>, Jerzy Margielewicz<sup>1</sup>, Damian Gaska – TRANSIENT</b> <b>CHAOS IN NONLINEAR FLEXIBLE COUPLING MODEL</b> _____	<b>77</b>
<b>Oleksandr Pshinko, Mykola Kurhan, Oleksandr Patlasov – ОСНОВНЫЕ</b> <b>НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ</b> <b>ПРИ ВНЕДРЕНИИ СКОРОСТНОГО ДВИЖЕНИЯ НА ЖЕЛЕЗНЫХ</b> <b>ДОРОГАХ УКРАИНЫ</b> _____	<b>85</b>
<b>Piotr Sokolski, Franciszek W. Przystupa – CONCEPTION OF TECHNICAL</b> <b>DIAGNOSIC EVALUATION OF GEARS FOR DRIVE UNITS</b> <b>OF TRAMS</b> _____	<b>91</b>
<b>Piotr Sokolski, Marek Sokolski – EVALUATION OF ACOUSTIC HAZARDS</b> <b>IN A BELT CONVEYOR IN A BUCKET WHEEL EXCAVATOR</b> _____	<b>97</b>