

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ ПУТИ

Ж.В. Алборова

alborova.jane@yandex.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

### Ключевые слова

*Решение проблем вибронегруженности рабочего места водителя обеспечивает возможность описания математических моделей движения колесных машин, позволяющих анализировать влияние конструктивных параметров машин на их тяговые и эксплуатационные показатели при прямолинейном и криволинейном движении по твердой дороге и деформируемому грунту. Разработана математическая модель в программной среде Matlab Simulink прямолинейного движения колесной машины на примере трехосного автомобиля с мостовой схемой подвески с балансирными связями осей. Методами имитационного моделирования подтверждена работоспособность разработанной математической модели. Приведены результаты моделирования автомобиля при движении по дорогам 1...5 категорий с различными скоростями.*

*Вибронегруженность, прямолинейное движение, неровности дороги, плавность хода, математическая модель, имитационный метод, подвеска, мостовая схема, балансирные связи, многоосная колесная машина*

Поступила в редакцию 30.05.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

---

**Введение.** В настоящее время транспорт используется практически во всех отраслях народного хозяйства: сельском хозяйстве, строительстве, машиностроении, в армии и т. д. Колесному транспорту принадлежит особая роль в развитии транспортного машиностроения.

Наиболее многочисленной и разнообразной по назначению и конструкциям группой колесных машин (КМ) являются автомобили общетранспортного назначения, применяемые для перевозок грузов различного типа, и специализированные, предназначенные для выполнения узких целевых функций. Колеса, взаимодействуя непосредственно с опорной поверхностью, формируют нагрузочный режим трансмиссии, влияют на устойчивость, управляемость, проходимость и маневренность КМ. Параметры колес, условия их работы непосредственно влияют на тяговые и эксплуатационные показатели машин.

Особо важное значение имеет оценка вибронегруженности рабочего места водителя. При движении КМ по местности водитель, задавая скорость и выбирая путь, интуитивно стремится избежать действующих на него перегрузок, возникающих при резком замедлении и изменении курса, а также при интенсивных колебаниях корпуса обусловленных дорожными условиями. Таким образом, показатели эксплуатационных свойств системы поддрессирования следует прогнозировать в режимах движения, определяемых самочувствием водителя.

Плавность хода КМ определяют при постоянной вибрации в диапазоне частот 0,7...22,4 Гц. Для оценки вибронегруженности водителя весь частотный диапазон колебаний принято делить на несколько частей (полос), называемых октавами. Ускорения при различных частотах действуют на человека по-разному, наиболее опасными являются вертикальные вибрации, возникающие в диапазоне частот 3...8 Гц, поскольку именно в этом частотном диапазоне находятся собственные частоты наиболее важных внутренних органов человеческого организма.

Решение этих проблем позволяет подойти к описанию математических моделей движения КМ, позволяющих анализировать влияние конструктивных параметров КМ на их тяговые и эксплуатационные показатели при прямолинейном и криволинейном движении по твердой дороге и деформируемому грунту.

Цель данной работы заключается в исследовании плавности хода прямолинейного движения КМ по неровностям дороги. Создана математическая модель в программной среде Matlab Simulink прямолинейного движения КМ на примере трехосного автомобиля с мостовой схемой подвески с балансирными связями осей.

**Математическая модель прямолинейного движения КМ по неровностям пути.** В рамках решения задачи проектирования подвесок КМ актуальной является задача исследования свойств семейств подвесок, спроектированных как для различных ходов, так и для различных нагрузок. Сбор требуемого объема информации для семейств автомобилей, различных по конструкции и эксплуатационными характеристикам, представляется неосуществимым. Сроки и объемы натуральных испытаний для сбора статистических данных в такой постановке задачи крайне велики. В свою очередь увеличение сроков испытаний приводит к моральному старению создаваемой системы. Для вновь проектируемых транспортных средств еще на этапе предпроектных исследований желательно иметь возможно более полную информацию не только о статических, но и динамических характеристиках разрабатываемой системы. Однако провести полные аналитические исследования по определению соответствующих характеристик не представляется возможным. Эта задача может быть решена только с помощью математического моделирования, в частности, средствами компьютерных имитационных математических моделей (ИММ).

Имитационное математическое моделирование движения транспортного средства в различных режимах по различным трассам, а также преодоления типовых препятствий является основным методом исследования в теории подсоривания современных машин.

**Требования, предъявляемые к математической модели транспортного средства.** Исходя из совокупности поставленных задач по определению «плавности» хода, которые должны быть решены методами имитационного моделирования, сформулированы требования, которым должна удовлетворять модель движения КМ по трассе:

- модель должна отражать совместную динамику корпуса и ходовой части;
- в ней следует учитывать неударяющий характер связей, накладываемых на автомобиль;

- результатами моделирования должны быть силовые и кинематические параметры движения машины;

- модель должна быть как можно более универсальной в отношении КМ с различными конструктивными параметрами, а также в отношении характера дорожных условий;

- для практической реализации математической модели необходимо использовать наиболее эффективные вычислительные методы.

При математическом описании динамики прямолинейного движения КМ приняты следующие допущения:

- профиль трассы недеформируемый, кусочно-линейный;
- система симметрична относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести корпуса машины;
- несущая система КМ рассматривается как абсолютно жесткое тело;
- трение в шарнирах, подшипниках пренебрежимо мало;
- проекция скорости центра масс машины на горизонтальную ось постоянна;
- отсутствует влияние поперечных реакций дороги на колебание масс КМ;
- принимается точечный контакт шин с дорогой;
- углы наклона корпуса малы.

Принятые допущения позволяют рассматривать движение КМ в вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести ее корпуса.

Рассматриваемая динамическая система корпус — ходовая часть — дорога в общем случае является нелинейной, поскольку упругодемпфирующие элементы имеют нелинейные характеристики. Также известно, что при определенных режимах движения нередко возникают потери контакта одного или нескольких колес с опорной поверхностью (отрыв колес).

При разработке математической модели не учитываются прочностные аспекты элементов систем, т. е. предполагается, что элементы не теряют работоспособность в ходе эксперимента, и работают в пределах допустимых напряжений. Данное допущение логично, так как на данном этапе область незнания объекта весьма значительна. Прочностные аспекты должны быть учтены на следующем этапе разработки конструкции с учетом результатов, полученных в ходе оценки параметров объекта.

**Описание пространственного движения многоосной КМ.** В общем случае движение корпуса автомобиля представляет собой общий случай движения твердого тела. На корпус автомобиля не наложены геометрические ограничения, а мгновенное положение можно определить из решения дифференциальных уравнений динамики корпуса. В общем случае движения твердое тело имеет шесть степеней свободы.

Поскольку рассматривается только прямолинейное движение, с учетом принятых допущений уравнения поступательного движения машины вдоль осей  $X$  и  $Y$ , а также вращательного движения относительно вертикальной оси  $Z$  рассматриваться не будут. Допущение о малости углов наклона корпуса приво-

дят в системе трех дифференциальных уравнений: поступательного движения машины относительно оси  $Z$  и двух вращательных относительно осей  $X$  и  $Y$ :

$$\begin{aligned} m_{\text{ПМ}} \frac{d^2 z}{dt^2} &= \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n F_{ji} - m_{\text{ПМ}} g; \\ J_Y \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n F_{ji} l_{ji}; \\ J_X \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n F_{ji} B_{ij}, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $F_{ji}$  — сила в  $i$ -й подвеске  $j$ -го борта;  $l_{ji}$  — продольная координата относительно центра масс  $i$ -го узла подвески на  $j$ -том борту;  $B_{ij}$  — поперечная координата плоскости  $j$ -го борта относительно центра масс КМ;  $m_{\text{ПМ}}$  — приведенная масса корпуса машины;  $J_Y$  — момент инерции корпуса машины относительно поперечной оси, проходящей через центр масс;  $J_X$  — момент инерции корпуса машины относительно продольной оси, проходящей через ее центр масс;  $n$  — число осей машины.

Полученная система является нелинейной системой, так как содержит нелинейные элементы  $F_{ji}$ . Поиск аналитического решения данной системы весьма затруднен. Для общего случая аналитического решения нет. Решение находят численными методами.

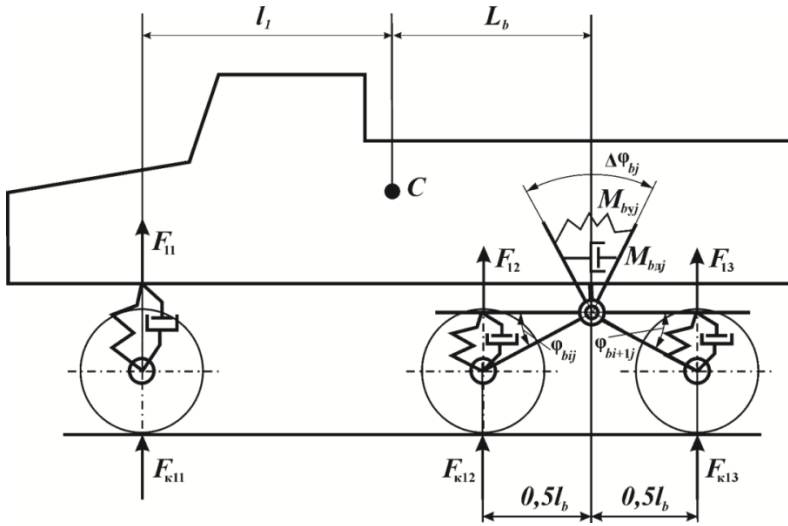
Поэтому решение задачи имитационного моделирования движения жесткого корпуса КМ в общем случае сводится к решению системы уравнений (1). Составлена программа на языке программирования высокого уровня Simulink. С помощью этой программной среды возможна имитация пространственного движения ряда короткобазных транспортных средств с достаточно жесткой рамой, или кузовом.

**КМ с зависимой подвеской (мостовая схема с балансирными связями осей).** В работе рассматривается построение математической модели прямолинейного движения КМ с зависимой подвеской на примере трехосного автомобиля, у которого передний мост построен по мостовой схеме с отсутствием балансирных связей, а два задних моста соединены бортовым механическим упругим балансиrom (см. рисунок).

Система дифференциальных уравнений колебаний подрессоренного корпуса имеет вид

$$\begin{aligned} m_{\text{ПМ}} \frac{d^2 z}{dt^2} &= \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^3 (F_{ij} + \Delta F_{bj}) - m_{\text{ПМ}} g; \\ J_Y \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= (F_{11} + F_{21}) l_1 + (F_{12} + F_{13} + F_{22} + F_{23} + \Delta F_{b1} + \Delta F_{b2}) L_b; \\ J_X \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= (F_{11} - F_{21}) \frac{B_1}{2} + (F_{12} + F_{13} + \Delta F_{b1}) \frac{B_1}{2} - (F_{22} + F_{23} + \Delta F_{b2}) \frac{B_1}{2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $L_b$  — продольная координата оси балансира относительно центра масс корпуса машины.



Расчетная схема трехосного автомобиля с задней зависимой подвеской

Для первого моста дифференциальные уравнения для вертикальных и угловых колебаний относительно оси  $X_{most}$ , не изменяются. Запишем уравнения для второго и третьего мостов:

$$\begin{aligned}
 M_{mosti} \frac{d^2 z_{most}}{dt^2} &= F_{kij} + F_{ki(j+1)} - F_{ij} - F_{i(j+1)} - \Delta F_{bj} - \Delta F_{bj+1} - M_{mosti} g; \\
 J_{most} \ddot{\Psi}_{most} &= F_{kij} \frac{B_1}{2} - F_{ki(j+1)} \frac{B_1}{2} - F_{ij} \frac{B_k}{2} + F_{i(j+1)} \frac{B_k}{2} - \Delta F_{bj} \frac{B_1}{2} + \Delta F_{bj+1} \frac{B_1}{2}.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Упругодемпфирующая сила, действующая на мост со стороны балансира, определяется по следующей формуле:

$$\Delta F_{bj} = \frac{M_{byj}(\Delta\varphi_{bj}) + M_{бдj}(\Delta\dot{\varphi}_{bj})}{d_b}.
 \tag{4}$$

здесь  $d_b = 0,5\sqrt{h_{ij\max}^2 + l_b^2}$ ;  $M_{byj}(\Delta\varphi_{bj}) = C_M \Delta\varphi_{bj}$ ;  $M_{бдj}(\Delta\dot{\varphi}_{bj}) = K_M \Delta\dot{\varphi}_{bj}$ ;  $M_{byj}$ ,  $M_{бдj}$  — упругий и демпфирующий моменты балансира;  $d_b$  — длина рычага подвески второго и третьего мостов;  $l_b$  — длина балансира;  $\Delta\varphi_{bj}$ ,  $\Delta\dot{\varphi}_{bj}$  — угол и скорость угла закручивания балансира;  $C_M$ ,  $K_M$  — угловая жесткость и угловой коэффициент демпфирования балансира;

$$\begin{aligned}
 \varphi_{bij} &= \arctg \left[ \frac{h_{ij} - 0,5h_{ij\max}}{d_b} \right]; \\
 \varphi_{bi+1j} &= \arctg \left[ \frac{h_{i+1j} - 0,5h_{ij\max}}{d_b} \right]; \\
 \Delta\varphi_{bj} &= \varphi_{bij} + \varphi_{bi+1j};
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

$$\begin{aligned}\dot{\phi}_{bij} &= \frac{\dot{h}_{ij}}{d_b}; \\ \dot{\phi}_{bi+1j} &= \frac{\dot{h}_{i+1j}}{d_b}; \\ \Delta\dot{\phi}_{bj} &= \dot{\phi}_{bij} + \dot{\phi}_{bi+1j}.\end{aligned}\tag{6}$$

Угловую жесткость можно оценить по формуле

$$\begin{aligned}C_M &= \frac{4En_p b_p h_p^3}{\delta l_p^2}; \\ \delta &= \frac{3\left(1 - \frac{1}{n_p}\right)\left(1 - \frac{3}{n_p}\right) - \frac{2}{n_p^2} \ln\left(\frac{1}{n_p}\right)}{2\left(1 - \frac{1}{n_p}\right)^3},\end{aligned}$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа — модуль упругости первого рода;  $n_p$  — число листов в пакете рессоры;  $h_p$ ,  $b_p$ ,  $l_p$  — толщина, ширина и длина листов пакета соответственно.

Прогиб и относительная скорость прогиба подвески:

$$\begin{aligned}h_{ji} &= Z_{\text{most}} + \Psi_{\text{most}} \frac{B_1}{2} + d_b \phi_{bij} - l_{ji} \phi - \Psi \frac{B_1}{2} + h_{ji\text{max}} - Z_0; \\ \dot{h}_{ji} &= \dot{Z}_{\text{most}} + \dot{\Psi}_{\text{most}} \frac{B_1}{2} + d_b \dot{\phi}_{bij} - l_{ji} \dot{\phi} - \dot{\Psi} \frac{B_1}{2} - \dot{Z}_0.\end{aligned}$$

**Исследовательская часть. Моделирование профиля дорожной поверхности.** На динамику КМ влияет значительное число внешних факторов, которые ограничивают скорость их движения. Обычно для описания внешних условий используют следующие характеристики: профиль местности в вертикальной плоскости, коэффициент сопротивления прямолинейному движению, коэффициент сцепления, коэффициент сопротивления повороту, кривизна пути в плане. Наиболее интенсивное воздействие на ходовую часть оказывают неровности трассы (дороги). Известно, что степень этого воздействия зависит от скорости движения машины, а следовательно, от загрузки двигателя и перевозимого груза, которая определяется как профильным сопротивлением неровностей дороги, так и коэффициентом сопротивления движению машины.

Основным внешним фактором, который обуславливает внешнее воздействие на ходовую систему КМ, является профиль трассы в вертикальной плоскости.

Ниже приведены результаты моделирования при движении автомобиля по дорогам 1...5 категорий с различными скоростями (где грунт 1 — асфальтовое шоссе с усовершенствованным покрытием, грунт 2 — асфальтобетонное шоссе, грунт 3 — грунтовая дорога хорошего качества, грунт 4 — разбитая грунтовая дорога, грунт 5 — бездорожье).

Уровни вертикальных ускорений на месте водителя в октавных полосах 1...5 частот в сравнении с нормами по ГОСТ при движении автомобиля с различной скоростью на разных грунтах и времени воздействия вибрации 8 ч представлены в табл. 1–5.

Таблица 1

**Виброускорения для 1 октавы частот**

Скорость, км/ч	Грунт 1	Грунт 2	Грунт 3	Грунт 4	Грунт 5	Нормы по ГОСТ 12.1.012–2004
5	93,94	103,8	117,3	122,9	120,3	127
10	95,42	105,4	119,1	124,6	123,3	127
15	96,81	105,9	121,8	127,7	127,5	127
20	99,79	110,4	125,5	131,3	130,5	127
40	95,99	105,2	120,7	135,5	139	127
60	100,8	109,3	127,3	136,8	138,1	127
80	105,2	112,9	129,7	137,2	140	127
100	109,1	115,8	122,4	128,3	130,3	127
120	110,4	116,4	131,4	138,8	136,8	127

Таблица 2

**Виброускорения для 2 октавы частот**

Скорость, км/ч	Грунт 1	Грунт 2	Грунт 3	Грунт 4	Грунт 5	Нормы по ГОСТ 12.1.012–2004
5	94,63	104,7	117,9	123,1	121,3	124
10	98,48	109,1	123,1	128,3	126,3	124
15	99,81	110,4	123,9	130,6	129,7	124
20	102,3	113	126,6	131,8	131,4	124
40	103,9	114,5	129,9	136,5	139,4	124
60	103,5	113,7	128,8	134	127,5	124
80	102,7	112,1	127,9	124,9	123,5	124
100	103,6	112,3	127,9	135,4	139,5	124
120	108,1	116	129,7	135,2	137,8	124

Таблица 3

**Виброускорения для 3 октавы частот**

Скорость, км/ч	Грунт 1	Грунт 2	Грунт 3	Грунт 4	Грунт 5	Нормы по ГОСТ 12.1.012–2004
5	89,68	100,4	114,4	119,9	118,8	121
10	97,02	107,8	121,3	116,5	114,8	121
15	99,56	110,3	123,9	118,3	120	121
20	101	111,8	115,4	118,8	120,7	121
40	105,7	116,6	128,8	131,7	133,1	121
60	108,2	119	130,7	133	134,6	121
80	110,1	120,9	131,3	134	135,5	121
100	110	120,7	130,6	133,4	135,8	121
120	108,3	118,8	128,6	131,9	134,9	121

Таблица 4

## Виброускорения для 4 октавы частот

Скорость, км/ч	Грунт 1	Грунт 2	Грунт 3	Грунт 4	Грунт 5	Нормы по ГОСТ 12.1.012–2004
5	87,96	96,91	109,3	114,3	113,2	122
10	93,1	103,7	117,3	122,4	120,6	122
15	97,8	108,6	122,1	120,5	121,7	122
20	100,1	110,9	124	127,9	126,2	122
40	104,6	115,4	128	129,6	127,3	122
60	108,1	119	130,1	131,4	129,9	122
80	109	119,9	130,2	131,6	129,2	122
100	110,6	121,4	131,2	133	131,4	122
120	111,5	122,2	131,7	133,6	133,4	122

Таблица 5

## Виброускорения для 5 октавы частот

Скорость, км/ч	Грунт 1	Грунт 2	Грунт 3	Грунт 4	Грунт 5	Нормы по ГОСТ 12.1.012–2004
5	84,86	91,74	101,7	106,7	105,5	127
10	89,41	99,41	112,5	117,6	126,8	127
15	93,27	104	117,5	128,4	129,4	127
20	96,34	107,2	120,6	124,8	129,2	127
40	103,3	114,2	126,4	128,7	127,7	127
60	106,2	117,1	128	130,3	128	127
80	108,1	119	129,4	131,3	129,2	127
100	109,9	120,7	130,4	132,4	129,6	127
120	111,8	122,5	131,9	133,8	131,5	127

**Выводы.** Результаты имитационного моделирования движения автомобиля 6×4 для всей совокупности дорог 1...5 категорий условий эксплуатации показывают, что средние скорости движения по дорогам различных категорий при ограничениях, накладываемых на вибронегруженность экипажа, имеют следующие значения: 1 категория — 100 км/ч; 2 категория — 80 км/ч; 3 категория — 20 км/ч; 4 категория — 15 км/ч; 5 категория — 10 км/ч.

## Литература

- [1] Жилейкин М.М., Соколов А.В. Влияние балансирных связей осей на плавность хода многоосного автомобиля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1987, № 8, с. 157.
- [2] Жилейкин М.М. *Моделирование систем транспортных средств*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017, 97 с.
- [3] Жилейкин М.М. *Разработка методики исследования нагруженности и прогнозирования показателей надежности агрегатов автомобилей по результатам стендовых и дорожных испытаний*. Автореферат дис. ... канд. тех. наук. Москва, 1991, 16 с.
- [4] Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Математическая модель динамики трансмиссии колесной машины при движении по твердой неровной дороге. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2003, № 4, с. 15–25.



**Алборова Жанна Владимировна** — студентка кафедры «Колесные машины», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — М.М. Жилейкин, д-р техн. наук, профессор кафедры «Колесные машины», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

# INVESTIGATING RIDE QUALITY OF A WHEELED VEHICLE DURING LINEAR MOTION OVER TRACK IRREGULARITIES

Zh.V. Alborova

alborova.jane@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

## Abstract

*Solving the problem of vibration loading at the driver's workstation involves describing mathematical models of wheeled vehicle motion that could aid in analysing the effect the structural parameters of machines have on their traction performance and general performance characteristics during linear and curvilinear motion on a hard road surface and on deformable ground. We employed the Matlab Simulink software environment to develop a mathematical model of linear motion for a wheeled vehicle, using a tri-axle car with a rocker arm axle suspension as an example. Simulation techniques validate our mathematical model. We present results of modelling car motion at various speeds on roads with quality indexes from 1 to 5.*

## Keywords

*Vibration loading, linear motion, track irregularities, ride quality, mathematical model, simulation technique, suspension, axle suspension, rocker arm links, multi-axle wheeled vehicle*

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

## References

- [1] Zhileykin M.M., Sokolov A.V. Effect of axes balance connections on multiwheeler ease of movement. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 1987, no. 8, pp. 157.
- [2] Zhileykin M.M. Modelirovanie sistem transportnykh sredstv [Simulation of transport systems]. Moscow, Bauman Press, 2017, 97 p.
- [3] Zhileykin M.M. Razrabotka metodiki issledovaniya nagruzhennosti i prognozirovaniya pokazateley nadezhnosti agregatov avtomobiley po rezul'tatam stendovykh i dorozhnykh ispytaniy. Avtoreferat dis. kand. tekhn. nauk [Method development for loading research and predicting reliability index of major vehicle component parts based on the research findings of bench and road tests. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1991, 16 p.
- [4] Polungyan A.A., Fominykh A.B. Mathematical simulation of dynamics of wheeled vehicle transmission. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering], 2003, no. 4, pp. 15–25.

**Alborova Zh.V.** — student, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — M.M. Zhileykin, Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.