

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КРАНА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ДОРОГИ

Хахов А.А.

*Астраханский государственный технический университет, Астрахань,
Россия*

Ключевые слова: автомобильный кран, неровности дороги, метод конечных элементов, линейно-спектральный метод, динамический анализ, сопротивление усталости.

Аннотация. В статье описывается принцип конечно-элементного моделирования автомобильных кранов. Представлена модель кинематических связей колес двухосевого автомобильного крана и дорожных неровностей. Приведено матричное дифференциальное уравнение движения механической системы с учетом кинематического воздействия от опорной поверхности дороги. Описан принцип реализации решения уравнения движения с использованием линейно-спектрального метода. Предложена методика оценки несущей способности металлоконструкций автомобильных кранов.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF THE INTERACTION OF A TRUCK CRANE WITH THE ROAD SURFACE

Khakhov A.A.

Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

Keywords: truck crane, road irregularities, finite element method, linear-spectral method, dynamic analysis, fatigue resistance.

Abstract. The article describes the principle of finite element modeling of truck cranes. A model of the kinematic connections of the wheels of a two-axle truck crane and road irregularities is presented. A matrix differential equation of motion of a mechanical system is given, taking into account the kinematic influence from the supporting road surface. The principle of solving the motion equation using the linear-spectral method is described. A method for assessing the load-bearing capacity of metal structures of truck cranes has been proposed.

Введение

Стреловой самоходный кран – кран стрелового типа, который может быть снабжен башенно-стреловым оборудованием и может перемещаться с грузом или без груза, не требуя специальных путей, и устойчивость которого обеспечивается за счет силы тяжести. По виду передвижения различают стреловые самоходные краны на гусеничном, колесном и специальном ходу. Из колесных стреловых самоходных кранов при производстве строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ на рассредоточенных объектах широкое распространение получили автомобильные краны и краны на специальном шасси автомобильного типа (рис. 1).

Автомобильный кран представляет собой сложную динамическую систему, подверженную колебаниям при взаимодействии с неровностями дороги, что в значительной степени влияет на несущую способность

элементов металлических конструкций крановой системы и шасси автомобиля. С целью обеспечения работоспособности автомобильных кранов на этапе их проектирования необходимо учитывать динамические эффекты, возникающие при передвижении по неровной поверхности.



Рис. 1. Стреловые самоходные краны на колесном ходу: а – автомобильный кран КС-35715; б – кран на специальном шасси автомобильного типа КС-6476

Динамические нагрузки, вызванные передвижением автомобильных кранов по неровностям дороги, оценивают расчетом с помощью соответствующих моделей с учетом свойств колесной машины и поверхности перемещения (ГОСТ 32579.1-2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок).

Поверхность перемещения может быть представлена нормальным двумерным марковским полем (рис. 2) [1]. Учитывая диаметр колес и скорость движения автомобильного крана, определяют функции проекций линейных ускорений центров окружностей колес на вертикальную ось z .

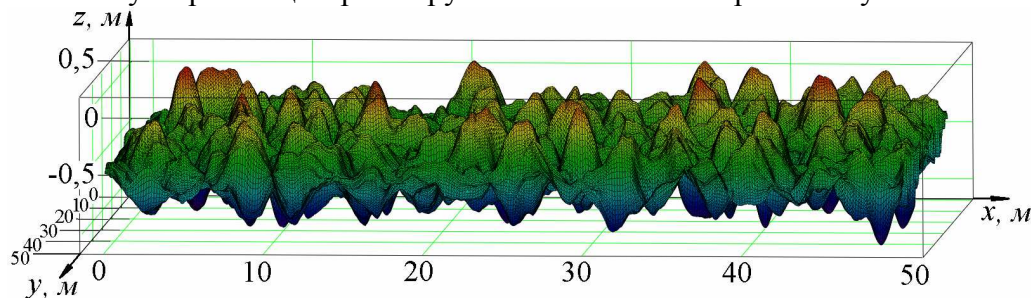


Рис. 2. Порожденное нормальное двумерное марковское поле с параметрами грунтовой дороги

Анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкций автомобильного крана методом конечных элементов

Модель связей колес двухосного автомобильного крана с поверхностью дороги приведена на рисунке 3. В принятой модели автомобильный кран представлен как механическая система на упругом основании. При выполнении динамического анализа вертикальное линейное ускорение сообщается точкам E_1 , E_2 , E_3 и E_4 . Для реализации возможного отрыва

колес от дорожной поверхности в модель введены стержневые элементы-пружины A_iE_i , имеющие малую жесткость при растяжении.

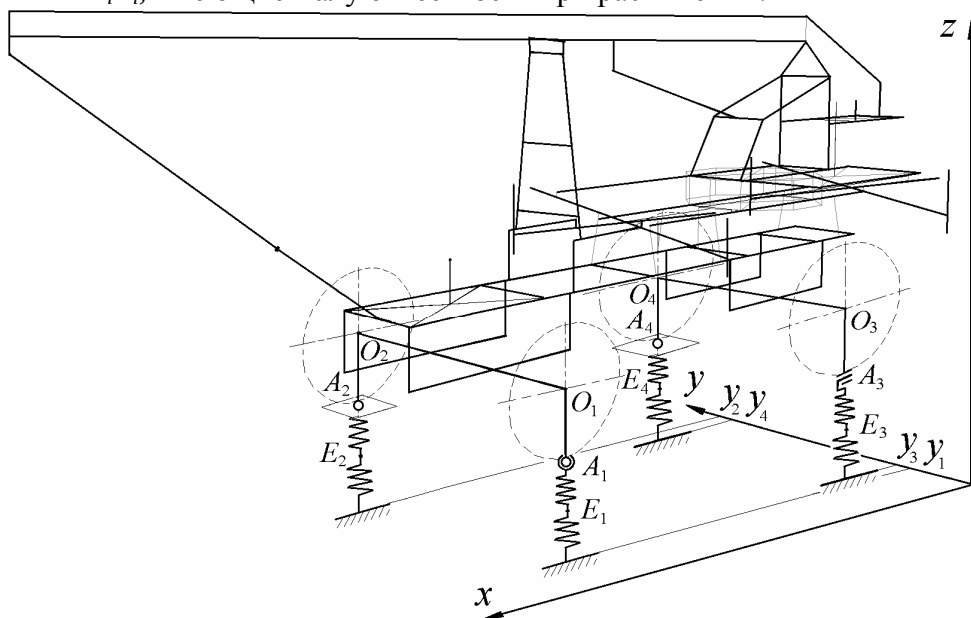


Рис. 3. Модель кинематических связей колес двухосевого автомобильного крана и дорожных неровностей

Перемещения и напряжения в узлах конструкций определяют методом конечных элементов – способом представления непрерывного объекта с помощью большого количества элементов конечно малого размера. Для получения достоверных результатов расчета конечно-элементная модель автомобильного крана должна учитывать характеристики упругих связей канатов, рессор шасси автомобиля, шин, гидроцилиндров, виброизоляторов кабины, резиновых элементов крановой системы. Так полученная в результате дискретизации конечно-элементная модель автомобильного крана КС-35715 (рис. 4) имеет 1170163 узлов, 2124055 конечных элементов. Количество степеней свободы полученной системы $n = 3510207$ [2].

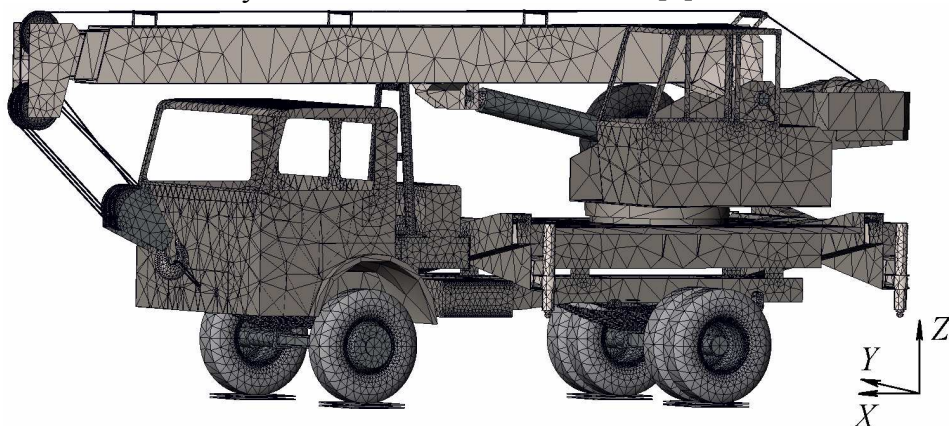


Рис. 4. Конечно-элементная модель автомобильного крана КС-35715

Матричное уравнение движения системы с n степенями свободы имеет вид [3]:

$$[M]\{\ddot{V}\} + [C]\{\dot{V}\} + [K]\{V\} = \{P\}, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс системы характеризующая действие сил инерции; $[C]$ – матрица демпфирования, характеризующая рассеивание (диссипацию) энергии; $[K]$ – матрица жесткости системы, характеризующая действие упругих восстанавливающих сил; $\{V\}$, $\{\dot{V}\}$, $\{\ddot{V}\}$ – векторы обобщенных перемещений, скоростей и ускорений системы соответственно, характеризующие смещения, скорости и ускорения моделируемой системы в общей системе координат; $\{P\}$ – вектор внешних (статических и динамических) нагрузок на систему.

Уравнение (1) можно записать в виде:

$$[M]\{\ddot{V}\} + [C]\{\dot{V}\} + [K]\{V\} = \{P_c\} - [M]\{\ddot{A}(t)\}, \quad (2)$$

где $\{P_c\}$ – вектор статических нагрузок на систему; $\{\ddot{A}(t)\}$ – вектор ускорений узлов конечно-элементной модели.

Связь между обобщенными перемещениями $\{V\}$ и нормальными координатами $\{\psi\}$ определяется соотношением:

$$\{V\} = [\Phi]\{\Psi\}, \quad (3)$$

где $[\Phi]$ – матрица форм собственных колебаний; $\{\psi\}$ – вектор нормальных координат.

Матрица $[\Phi]$ содержит в качестве столбцов собственные векторы (формы колебаний):

$$[\Phi] = [\varphi_1 \dots \varphi_m \dots \varphi_n] = \begin{bmatrix} \varphi_{11} \dots \varphi_{1m} \dots \varphi_{1n} \\ \vdots \\ \varphi_{n1} \dots \varphi_{nm} \dots \varphi_{nn} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где Φ_m – собственный вектор m -й формы колебаний.

Умножив уравнение (2) на транспонированный вектор m -й формы колебаний $\{\phi_m\}^T$ получим:

$$\begin{aligned} & \{\boldsymbol{\phi}_m\}^T [M][\Phi]\{\ddot{\boldsymbol{\psi}}\} + \{\boldsymbol{\phi}_m\}^T [C][\Phi]\{\dot{\boldsymbol{\psi}}\} + \{\boldsymbol{\phi}_m\}^T [K][\Phi]\{\boldsymbol{\psi}\} = . \\ & = \{\boldsymbol{\phi}_m\}^T \{P_c\} - \{\boldsymbol{\phi}_m\}^T [M]\{\ddot{A}(t)\} . \end{aligned} \quad (5)$$

В соответствии с условиями ортогональности Рэлея для m -й формы колебаний:

$$\begin{aligned} & \{\boldsymbol{\varphi}_m\}^T [M] \{\boldsymbol{\varphi}_m\} \ddot{\boldsymbol{\Psi}}_m + \{\boldsymbol{\varphi}_m\}^T [C] \{\boldsymbol{\varphi}_m\} \dot{\boldsymbol{\Psi}}_m + \{\boldsymbol{\varphi}_m\}^T [K] \{\boldsymbol{\varphi}_m\} \boldsymbol{\Psi}_m = \\ & = \{\boldsymbol{\varphi}_m\}^T \{P_c\} - \{\boldsymbol{\varphi}_m\}^T [M] \{\ddot{A}(t)\}, \end{aligned} \quad (6)$$

где Ψ_m , $\dot{\Psi}_m$, $\ddot{\Psi}_m$ – перемещения, скорости и ускорения в нормальных координатах.

Введем обозначения:

$$\begin{aligned}
M_m &= \{\varphi_m\}^T [M] \{\varphi_m\}; & C_m &= \{\varphi_m\}^T [C] \{\varphi_m\}; \\
K_m &= \{\varphi_m\}^T [K] \{\varphi_m\}; & P_m &= \{\varphi_m\}^T \{P_c\}; \\
D_m &= \{\varphi_m\}^T [D].
\end{aligned}$$

С учетом введенных обозначений уравнение (2) распадается на n несвязанных уравнений колебаний, имеющих для m -й формы колебаний вид:

$$M_m \ddot{\psi}_m + C_m \dot{\psi}_m + K_m \psi_m = P_m - D_m \{\ddot{A}(t)\}, \quad (7)$$

$$\text{или} \quad \ddot{\psi}_m + 2\zeta_m \omega_m \dot{\psi}_m + \omega_m^2 \psi_m = \frac{P_m - D_m \{\ddot{A}(t)\}}{M_m}, \quad (8)$$

где ω_m – собственная частота колебаний; ζ_m – относительное демпфирование.

Интегрирование дифференциальных уравнений движения системы позволяет определить значения перемещений, скоростей, ускорений узлов системы на каждом временном шаге интегрирования.

Если известны перемещения узлов конечных элементов, определяемые тремя компонентами u , v , w в направлении осей x , y , z (рис. 5), то можно определить и деформации:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix}, \quad (9)$$

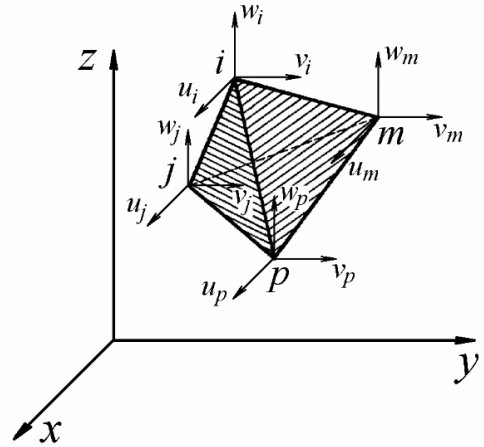


Рис. 5. Тетраэдрический конечный элемент

где ε_x , ε_y , ε_z – относительные деформации в направлении осей x , y , z ; γ_{xy} , γ_{yz} , γ_{zx} – углы сдвига.

Вектор напряжений, выраженных через начальные и найденные деформации, имеет вид:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\}, \quad (10)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальные напряжения, действующие на три взаимно перпендикулярные грани элементарного параллелепипеда; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – касательные напряжения, действующие на три взаимно перпендикулярные грани элементарного параллелепипеда; $\{\epsilon_0\}$ – начальные деформации; $\{\epsilon\}$ – расчетные деформации; $\{\sigma_0\}$ – начальные напряжения; $\{D\}$ – матрица упругости, содержащая характеристики материала.

Напряжения, действующие на три взаимно перпендикулярные грани элементарного параллелепипеда, используют для определения главных напряжений σ_1, σ_2 и σ_3 . Главные напряжения являются корнями кубического уравнения:

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0, \quad (11)$$

где I_1, I_2, I_3 – первый, второй и третий инварианты напряженного состояния, определяемые по формулам:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z; \quad (12)$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2; \quad (13)$$

$$I_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z - \sigma_x\tau_{xy}^2 - \sigma_y\tau_{yz}^2 - \sigma_z\tau_{zx}^2 + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx}. \quad (14)$$

Найденные напряжения позволяют оценить сопротивление усталости металлических конструкций автомобильных кранов. Расчетное подтверждение сопротивления усталости конструкции имеет целью показать, что при эксплуатации машины в штатном режиме в течение установленного ресурса в элементах металлических конструкций не появятся усталостные трещины. Усталостное повреждение является локальным, поэтому расчет выполняют для конкретных расчетных зон, то есть таких мест конструкций, в которых действуют достаточно высокие переменные во времени напряжения и присутствует существенная концентрация напряжений. Для подтверждения сопротивления усталости необходимо на основании анализа условий нагружения конструкции и опыта эксплуатации подобных сооружений установить перечень расчетных зон потенциально опасных с позиции усталостного повреждения. Для каждой из расчетных зон проводят расчет на сопротивление усталости (ГОСТ 33169-2022. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности).

Расчет узлов и элементов конструкции на сопротивление усталости при объемном напряженном состоянии целесообразно проводить по эквивалентным напряжениям, определяемым по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (15)$$

Для подтверждения сопротивления усталости металлических конструкций необходимо за время движения автомобильного крана определить максимальные и минимальные эквивалентные напряжения. При определении эквивалентных напряжений следует иметь в виду, что они положительны по определению. Учитывая, что объемное напряженное

состояние в «точке» может соответствовать простому растяжению или сжатию, целесообразно эквивалентные напряжения определять с учетом знака среднего напряжения [4]:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}. \quad (16)$$

Тогда максимальное и минимальное эквивалентные напряжения за расчетный интервал времени с учетом знака:

$$\sigma_{\text{экв. max}} = (\sigma_{1\text{max}} - \sigma_{3\text{max}}) \text{sign}(\sigma_{0\text{max}}), \quad (17)$$

$$\sigma_{\text{экв. min}} = (\sigma_{1\text{min}} - \sigma_{3\text{min}}) \text{sign}(\sigma_{0\text{min}}). \quad (18)$$

Расчет на сопротивление усталости выполняют по методу допускаемых напряжений.

Условие сопротивления усталости

$$\Delta\sigma_{\text{max}} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{k_{\text{nc}} n_f}, \quad (19)$$

где $\Delta\sigma_{\text{max}}$ – расчетный размах напряжений; $\Delta\sigma_R$ – предел выносливости по размаху напряжений на базе $N_R = 2 \cdot 10^6$; k_{nc} – коэффициенты приведения пределов выносливости к расчетному количеству циклов; n_f – коэффициент запаса прочности.

Расчетный размах напряжений

$$\Delta\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{экв. max}} - \sigma_{\text{экв. min}}. \quad (20)$$

Пределы выносливости для узлов без сварных соединений или прошедших после сварки термообработку для снятия остаточных напряжений:

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_{Rn} \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{s0}} \right)^{0,35} \frac{1-R}{1-R+(1+R)\psi_k}, \quad (21)$$

где $\Delta\sigma_{Rn}$ – нормативный предел выносливости по размаху нормальных напряжений, определенный на базе N_R ; σ_s – временное сопротивление материала конструкции; $\sigma_{s0} = 400$ МПа – временное сопротивление материала базового образца; $R = \frac{\sigma_{\text{экв. min}}}{\sigma_{\text{экв. max}}}$ – коэффициент асимметрии цикла; $\psi_k = 0,15$.

Пределы выносливости для сварных узлов в состоянии после сварки при расчете по основному элементу:

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_{Rn} \left(\frac{s_0}{s} \right)^{0,25}, \quad (22)$$

где $s_0 = 20$ мм – толщина базового образца.

Результаты анализа

В результате интегрирования матричного уравнения движения системы с использованием линейно-спектрального метода получены значения

перемещений, скоростей, ускорений, узлов системы в произвольные моменты времени. На основе геометрических и физических соотношений определены напряжения в узлах конечных элементов.

Расчетный размах напряжений в отдельных конечных элементах разработанной конечно-элементной модели автомобильного крана КС-35715 (рис. 4) достигал предельных значений, установленных для материала металлоконструкций нормами.

Выводы

Учитывая, что разрушение металлических конструкций автомобильных кранов носит усталостный характер, полученные значения напряжений позволяют оценить сопротивление усталости расчетных узлов и внести на этапе проектирования необходимые изменения с целью повышения сопротивления усталости опасных зон. Кроме того, результаты динамического расчета дают возможность оценить безопасность автомобильных кранов при их выпуске в обращение и нахождении в эксплуатации на единой таможенной территории Таможенного союза (ТР ТС 018/2011. Технический регламент Таможенного союза. О безопасности колесных транспортных средств).

Заключение

Разработанная методика может служить основой для совершенствования и развития нормативно-технической документации по расчету прочности и сопротивления усталости металлоконструкций стреловых самоходных кранов.

Результаты исследования могут быть использованы в конструкторских отделах предприятий, занимающихся разработкой металлических конструкций крановых систем и рам шасси автомобилей.

Финансирование

Статья написана при финансовой поддержке ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет» в рамках выполнения научно-исследовательской работы «Проблемы и перспективы развития транспортной логистики, безопасности и эксплуатации транспортно-технологического комплекса Региона» по заказу университета в 2025 году.

Список литературы

1. Мазманишвили А.С., Александрова Т.Е. Построение случайных поверхностей движения объектов бронетанковой техники // Системи озброєння та військової техніки. – 2012. – №1(29). – С. 68-71.
2. Хахов А.А. Разбитая грунтовая дорога как источник кинематического воздействия на металлические конструкции автомобильных кранов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2024. – №24. – С. 43-51.
3. Панасенко Н.Н., Дербенев Н.А., Смирнов В.В., Синельщиков А.В., Юзиков В.П. Строительная механика сварных пространственных металлоконструкций. Специальные главы: учебное пособие. – Волгоград: Волгоградское научное издательство, 2017. – 492 с.

4. Семенов-Ежов И.Е., Ширшов А.А. Расчет по усталостной прочности при неоднородном напряженном состоянии // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – №7. – С. 29-33.

References

1. Mazmanishvili A.S., Aleksandrova T.E. Construction of random surfaces of movement of objects of armored vehicles // Systems of armament and military equipment. 2012, no. 1(29), pp. 68-71.
2. Khakhov A.A. Broken dirt road as a source of kinematic impact on metal structures of automobile cranes // Transport, mining and construction engineering: science and production. 2024, no. 24, pp. 43-51.
3. Panasenko N.N., Derbenev N.A., Smirnov V.V., Sinelshchikov A.V., Yuzikov V.P. Structural Mechanics of Welded Spatial Metal Structures. Special Chapters: Textbook. – Volgograd: Volgograd Scientific Publishing House, 2017. – 492 p.
4. Semenov-Ezhov I.E., Shirshov A.A. Calculation of Fatigue Strength under Uniaxial Stress State // News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2015, no. 7, pp. 29-33.

Хахов Алексей Алексеевич – доцент кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт» halax@mail.ru	Khakhov Aleksey Alekseevich – associate professor of the Department of General Engineering Disciplines and Ground Transport
--	--

Received 26.06.2025