

УДК 521.597

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ПАР ТРЕНИЯ БАРАБАННО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА В ЕДИНОМ ПОЛЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

С.И. Криштопа, доцент, к.т.н, ИФНТУНГ

*Аннотация.* В материалах статьи проиллюстрирована роль градиентной теории в математическом моделировании энергонагруженности рабочих слоев металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов автотранспортных средств в едином тепловом поле взаимодействия исследуемых процессов с учетом принципов суперпозиции.

*Ключевые слова:* пара трения, моделирование, тормозной барабан, фрикционная накладка, тормозная колодка, градиентная теория, принцип суперпозиции, траектория, омывающая среда.

## МОДЕЛЮВАННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ БАРАБАННО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА В ЄДИНОМУ ПОЛІ ВЗАЄМОДІЇ

С.І. Криштопа, доцент, к.т.н, ІФНТУНГ

*Анотація.* У матеріалах статті проілюстрована роль градієнтної теорії в математичному моделюванні енергонавантажності робочих шарів металополімерних пар тертя барабанно-колодкових гальм автотранспортних засобів в єдиному тепловому полі взаємодії досліджуваних процесів з урахуванням принципів суперпозиції.

*Ключові слова:* пара тертя, моделювання, гальмівний барабан, фрикційна накладка, гальмівна колодка, градієнтна теорія, принцип суперпозиції, траєкторія, омиваюче середовище.

## DESIGN OF ENERGY LOADING OF METALL POLYMER PAIRS OF FRICTION OF DRUM-BLOCK BRAKE IN THE SINGLE FIELD OF COOPERATION

S. Kryshtopa, associate professor, cand. eng. sc.,  
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

*Abstract.* The role of gradient theory in the mathematical design of energy loading of working layers of metal polymer pairs of friction of drum-block brakes of vehicles in the single thermal field of explored processes accounting principles of superposition is illustrated in materials of the article.

*Key words:* friction pair, design, drum-block brake, friction strap, brake skid, gradient theory, principles of superposition, trajectory, washing environment.

### Введение

В последнее десятилетие взоры теоретиков и экспериментаторов в области трибологии, касающейся взаимодействия микровыступов металлополимерных пар трения барабанно-

колодочных тормозов транспортных средств, обращены к нанотрибологии. Последняя, на электронно-ионном уровне, позволяет дать ответы на вопросы, относящиеся к электро-термомеханическому трению, при котором происходят процессы, явления и эффекты на

различных полях (механическом, электрическом, электромагнитном, тепловом и химическом) трибосистемы [1, 2]. Перечисленные поля, находящиеся на рабочих поверхностях и в приповерхностных слоях металлополимерных пар трения тормоза при движении автотранспортного средства взаимодействуют с различной интенсивностью с линиями токов скорости поля омывающих сред, как при замкнутом (между микровыступами), так и разомкнутом (между зазорами) состоянии металлополимерных пар трения тормоза.

### Анализ публикаций

При трении металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза одни шероховатые микровыступы скользят по другим, при этом касание между ними осуществляется лишь в отдельных точках, которые находятся в контакте весьма непродолжительное время –  $10^{-7}$ - $10^{-8}$  с [1]. За это время на истинных пятнах касания появляются как импульсные вспышки электрических, так и тепловых токов. В контактирующих телах теплота, генерируемая на истинных пятнах контакта, увеличивается за счет импульсных электрических токов, перетекающих вглубь тела, снижая градиент температуры по его толщине и поднимая при этом в каждом из тел объемную температуру и тем самым их поверхностные градиенты. При этом в каждое из тел направляется различное количество теплоты, исходя из их энергоемкости, пропорционально коэффициенту распределения тепловых потоков  $a_{т.п.}$  [2].

Величина поверхностной температуры зависит не только от числа торможений, выполняемых барабанно-колодочным тормозом автотранспортного средства, но и от физико-химических свойств приповерхностных слоев их металлополимерных пар трения. Установлено, что в начале торможения генерируемая электрическая энергия, наряду с тепловой, затрачивается на поверхностях пар трения тормоза на прогрев обода барабана [3]. При этом прирост температуры в ободу барабана является минимальным, но зато в дальнейшем он возрастает за счет увеличения времени торможения и слабой вынужденной теплоотдачи от матовой поверхности обода тормозного барабана в окружающую среду. Причиной этого является увеличение работы торможения и полного прогрева обода барабана в процессе торможения [4].

В конце периода торможения механическая, электрическая и тепловая нагрузка возрастают, что ведет к трещинообразованию на рабочей поверхности обода тормозного барабана и разрушению поверхностного слоя материалов фрикционных накладок. При этом механическая нагрузка (нормальные силы, удельные нагрузки, динамический коэффициент трения, тормозной момент) не в такой степени влияют на энергетические уровни поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения тормоза, по сравнению с многократной импульсной и длительной тепловой нагрузкой, которые имеют место при циклических и длительных режимах испытания барабанно-колодочных тормозных механизмов автотранспортных средств по нормам ЕЭК ООН (правило №13).

### Цель и задачи исследований

Цель настоящей работы – моделирование траекторий и расхода омывающих сред во взаимодействии с тепловыми полями металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза на основании градиентной теории. При этом поставлены следующие задачи исследований:

- на основании градиентной теории с использованием принципа суперпозиции в металлополимерной паре «генерирование – сток» теплоты за период торможения определить ее энегонагруженность;
- смоделировать траектории омывающих сред в зазоре между парами трения и оценить их энергетический баланс;
- установить расчетным путем расход омывающих сред, проходящих через зазор между парами трения за периоды времени между торможениями.

### Энегонагруженность периода торможения в металлополимерной паре трения «генерирование – сток» теплоты на основе градиентной теории с учетом принципа суперпозиции

Градиентная теория предусматривает рассмотрение изменения температуры на поверхности металлополимерных пар трения и объемной температуры по толщине обода тормозного барабана.

Запишем дифференциальное уравнение баланса теплоты ( $Q$ ) при торможении фрикционными узлами барабанно-колодочного

тормоза за время  $d\tau$

$$Qd\tau = cmd\Delta t + A_2\alpha_n\Delta t d\tau_1, \quad (1)$$

где  $c$  и  $m$  – теплоемкости материала и масса обода тормозного барабана;  $\Delta t$  – градиент температуры на поверхностях взаимодействия;  $A_2$  – поверхность взаимодействия микровыступов полимерной накладки;  $\alpha_n$  – коэффициент распределения теплоты, воспринимаемой приповерхностным слоем накладки.

Приняв условие, что во время торможения вся работа трения превращается в теплоту и, рассмотрев и решив дифференциальное уравнение теплопроводности для цилиндрического диска обода тормозного барабана, находящегося в его средней части как наиболее энергонагруженного с учетом различных условий, после некоторых преобразований получим зависимость, которая устанавливает связь между темпом нагревания обода тормозного барабана и его температурными градиентами

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{A_1\lambda}{cm} \frac{\partial \Delta t}{\partial \tau}, \quad (2)$$

где  $A_1$  – площадь полированной поверхности обода тормозного барабана;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материалов обода барабана;  $\frac{d\Delta t}{d\tau}$  – градиент температуры по элементарному радиусу обода тормозного барабана.

Однако, в зависимости (2) необходимо ввести величину  $\delta$ , т.е. толщину поверхностного и приповерхностного слоев фрикционных элементов для более точной оценки степени их нагреву. Для этого воспользуемся подстановкой  $a = \lambda/(c\rho)$  (где  $\rho$  – плотность фрикционных материалов) и  $V = A_1\delta$  (где  $V$  – объем фрикционного материала). В результате подстановок и преобразований получаем

$$\frac{d\Delta t}{d\tau} = \frac{a_{об}}{b_{об}} \frac{\partial \Delta t}{\partial b_{об}}. \quad (3)$$

Проведем анализ зависимости (3) по параметрам. Увеличение рабочей (полированной) площади обода шкива способствует росту

его металлоемкости и, как следствие, момента инерции. Увеличение коэффициента теплопроводности, а вместе с ним и теплопроводности материалов обода шкива вызывает быстрый прогрев его по толщине и, как следствие, уменьшение температурного градиента.

Если обозначить  $\frac{A_1\lambda}{cm} = b$ , то установим связь

между темпом нагревания  $\left(\frac{d\Delta t}{d\tau}\right)$  и градиентом температуры  $\left(\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{об}}\right)$ , имеющим место на

рабочей поверхности обода тормозного барабана.

Что касается зависимости (3), то здесь несколько иная картина. Значение закономерности изменения коэффициента теплопроводности материалов обода тормозного барабана от температуры, а также времени проникновения теплоты в его слой позволяет более точно, нежели в первом случае определять отношение  $\left(\frac{a_{об}}{b_{об}}\right)$ .

При этом используется зависимость, предложенная А.В. Чичинадзе, вида  $b_{об.эф} = 1,73\sqrt{a_{об}}\tau$  (для обода тормозного барабана) и  $b_{н.эф} = 1,73\sqrt{a_n}\tau$  (для полимерной накладки) для определения эффективной глубины проникновения теплоты в тела обода и полимерной накладки при длительном и импульсном режимах.

В дальнейшем установлены закономерности проникновения теплоты в тело обода тормозного барабана и фрикционной накладки при импульсном и длительном режимах их нагружения. При расчетах время изменялось следующим образом: при импульсном подведении теплоты от 0,0001 с до 0,0015 с; при длительном – от 1,0 с до 14,0 с.

Таким образом, энергонагруженность обода тормозного барабана такова, что эффективная глубина проникновения тепловых токов заведомо больше его номинальной толщины при длительном тепловом режиме нагрузки.

На основании полученных данных установлена численная связь между темпом нагревания с возникающими градиентами температуры на поверхностях взаимодействия и по

толщине металлополимерных пар трения.

Принцип суперпозиции (наложения) за период торможения в металлополимерной паре трения при процессах «генерирование – сток» теплоты рассмотрен с учетом:

- линий токов скоростного поля омывающих сред;
- наложения процессов и их оценкой комплексным потенциалом;
- оценки энергетических уровней при взаимодействии различных типов контактов;
- энергонагруженности поверхностных слоев.

#### Градиентация трения при моделировании траекторий и расхода омывающих сред металлополимерных пар трения тормоза в едином поле взаимодействия

Градиентная теория при моделировании траекторий и расхода омывающих сред через зазор между парами трения базируется на градиенте их плотностей.

Циркуляция воздуха в барабанно-колодочном тормозном механизме изображена на рис. 1.

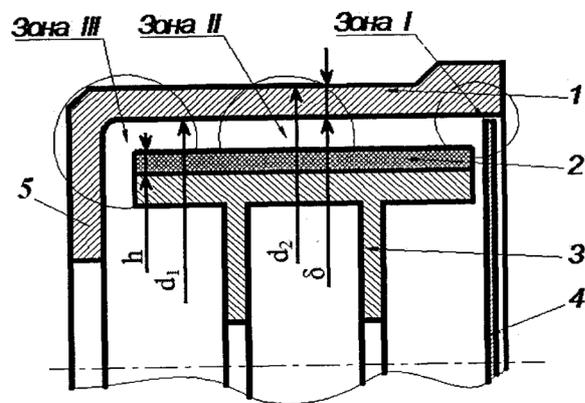


Рис. 1. Фрагмент барабанно-колодочного тормоза: 1 – тормозной барабан; 2 – фрикционная накладка; 3 – тормозная колодка; 4 – тормозной щит; 5 – боковая стенка

При описании движения воздуха в полости тормозного механизма условно выделены три зоны (рис. 1), которые расположены между: рабочей поверхностью обода тормозного барабана и торцом тормозного щита (зона I); рабочими поверхностями обода

тормозного барабана и фрикционной накладки (зона II). В зоне III воздух омывает тормозную колодку и боковую стенку обода тормозного барабана (4, 5).

После преобразований уравнений неразрывности потока воздуха и его аэродинамики была получена система уравнений (4) по нахождению траекторий его движения в зоне II

$$\begin{cases} w_u = \frac{1}{C_1 - \frac{C_{x0} \cdot \rho \cdot \pi \cdot d_u^2 \cdot \tau}{m_u \cdot 4}}, \\ v_u = \frac{1}{C_2 - \left( \frac{C_{x0} \cdot \rho \cdot \pi \cdot d_u^2}{m_u \cdot 4} + \frac{1}{r} \right) \cdot \tau}. \end{cases} \quad (4)$$

где  $m_u$  – масса частицы, кг;  $w_u$ ,  $v_u$  – горизонтальная и вертикальная составляющие скорости частицы, соответственно, м/с;  $C_{x0}$  – безразмерный аэродинамический коэффициент сопротивления, определяемый из критерия подобия Фруда;  $d_u$  – диаметр частиц, м;  $\rho$  – плотность потока воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $r$  – радиус траектории частицы, м;  $\tau$  – время, с.

В зоне II омывающий поток воздуха движется по криволинейному каналу с учетом его поворота ( $\phi = \pi/2$ ) и в этом случае система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} \frac{dr}{d\tau} = \tau_p \frac{v^2}{r}, \\ \frac{d\phi}{d\tau} = \frac{v}{r}. \end{cases} \quad (5)$$

где  $\tau_p$  – время релаксации частицы, с;  $v$  – окружная скорость потока воздуха, м/с.

Циркуляция потоков воздуха, омывающего фрикционный узел барабанно-колодочного тормозного механизма, происходит за счет разности давлений между внутренним объемом, который находится в полости тормозного механизма и окружающей средой, и определяется по зависимости вида

$$V = \int_0^{\tau} \left( \frac{\left( 2gD_C \left( \frac{p_B}{T_{BX}} - \frac{p_{II}}{T_{II}} \right) - \xi_{ВИХР} \cdot \frac{p_{II}}{T_{II}} \delta_3 (d_B - 2\delta_3) \right)}{\xi_{BX} \cdot \frac{p_B}{T_{BX}} \cdot F_{BX}^2 + (\xi_{ТР} + \xi_{КИН}) \cdot \frac{p_{II}}{T_{II}} \cdot F_{II}^2 + \xi_{ВЫХ} \cdot \frac{p_{ВЫХ}}{T_{ВЫХ}} \cdot F_{ВЫХ}^2} \right)^{1/2} d\tau. \quad (6)$$

где  $D_C$  – средний диаметр рассматриваемой поверхности, м;  $F_{BX}$ ,  $F_{ВЫХ}$ ,  $F_{II}$  – площади тормозного механизма: входного и выходного сечения, полости тормоза, м<sup>2</sup>;  $\xi_{ВИХР}$  – коэффициент потери энергии на вихреобразование потока воздуха;  $\xi_{BX}$ ,  $\xi_{ВЫХ}$  – коэффициенты сопротивления воздуху на входе и выходе из тормозного механизма;  $\xi_{ТР}$  – коэффициент потери энергии на трение потока воздуха о поверхность;  $\xi_{КИН}$  – коэффициент потери энергии на нагревание потока воздуха при омывании тормоза;  $T_{BX}$ ,  $T_{ВЫХ}$  – средняя температура воздуха, поступающего и выходящего из зазора между фрикционными парами, К;  $T_{II}$  – средняя температура воздуха в полости тормозного механизма, К;  $d_B$  – средний радиус внутренней поверхности обода тормозного барабана, м;  $p_B$  – давление окружающего воздуха, МПа;  $p_{II}$  – среднее давление в полости тормозного механизма, МПа;  $p_{ВЫХ}$  – среднее давление воздуха на выходе из полости тормозного механизма, МПа;  $\delta_3$  – зазор между парами трения, м;  $\tau$  – время охлаждения, с.

Циркуляция потоков воздуха, омывающего фрикционный узел барабанно-колодочного тормозного механизма, сопровождается потерями механической энергии. Последние обусловлены:

- силами трения;
- образованием вихрей в местах изменения зазора между элементами тормоза;
- преодолением подъемных сил;
- неравномерностью движения воздуха при неизотермическом течении.

#### Линии токов скоростного поля омывающих сред металлополимерных пар трения тормозов

Рассматривая зазоры между микровыступами металлополимерных пар трения при их взаимодействии и в разомкнутом состоянии для омывающей среды в каждый заданный мо-

мент в каждой точке можно построить вектор скорости. Совокупность таких векторов образует так называемое поле скоростей. Так как вектор скорости  $v$  зависит от координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$  и времени  $\tau$ , то в общем случае поле скоростей будет изменяться с течением времени. Однако в частном случае  $v$  может быть функцией только координат. В этом случае поле скоростей будет установившимся.

Линия, в любой точке которой касательная совпадает с направлением вектора скорости, называется линией тока. Касательная к линии тока составляет с осями координат углы косинусы которых, соответственно, определяются выражениями

$$\frac{dx}{ds}, \quad \frac{dy}{ds}, \quad \frac{dz}{ds}.$$

Косинусы углов, которые составляют скорости с осями координат, будут равны

$$\frac{v_x}{v}, \quad \frac{v_y}{v}, \quad \frac{v_z}{v}.$$

На основании определения линий тока соответствующие углы должны быть равны. Следовательно, дифференциальные уравнения линий тока будут иметь вид

$$\begin{aligned} \frac{dx}{v_x(x, y, z, \tau)} &= \frac{dy}{v_y(x, y, z, \tau)} = \\ &= \frac{dz}{v_z(x, y, z, \tau)} = \frac{ds}{v}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $ds$  – элемент дуги линии тока;  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  – его проекции на оси декартовой системы координат;  $\tau$  – время.

Уравнения (7) определяют семейство линий тока. При изменении  $\tau$  будет изменяться семейство линий тока. В частном случае стационарного поля скоростей [или  $v=v(x, y, z)$ ] время не рассматривается. Благодаря этому линии тока не изменяются с течением времени и представляют собой траектории, вдоль

которых перемещаются частицы сплошной омывающей среды. Уравнения семейства линий тока и траекторий в этом случае будут иметь вид

$$\frac{dx}{v_x(x, y, z)} = \frac{dy}{v_y(x, y, z)} = \frac{dz}{v_z(x, y, z)}. \quad (8)$$

В общем случае линии токов и траектории точек омывающей среды не совпадают.

Одной из существенных характеристик поля скоростей омывающей среды является понятие потока скорости. Под последним подразумевается объем омывающей среды ( $\sigma$ ), которая находится в зазорах между микровыступами металлополимерных пар трения при взаимодействии и при их разомкнутом состоянии, циркулирующей между ними за единицу времени. Обозначив поток скорости через  $Q$ , на основании определения запишем его в виде поверхностного интеграла

$$Q = \int_{\sigma} v d\sigma = \int_{\sigma} v_n d\sigma = \int_{\sigma} v_x dy dz + v_y dz dx + v_z dx dy,$$

где  $d\sigma$  – вектор направлений перпендикулярно к площади поверхностей взаимодействия  $d\sigma$ ,  $v$  – вектор скорости,  $v_n$  – его проекция на  $d\sigma$ .

Если поверхность  $\sigma$  замкнута, в качестве  $d\sigma$  выбирается внешняя нормаль к поверхности. При этом условно принято, что объем вытекающей среды положителен, а втекающей – отрицателен.

Поверхностный интеграл на основании теоремы Гаусса можно записать в виде

$$Q = \int_{\sigma} v d\sigma = \int_V \operatorname{div} v dV. \quad (9)$$

Наряду с объемом омывающей среды, циркулирующей между зазорами, определяем объем выходящей из них с помощью интеграла

$$\int_{\sigma} \rho v d\sigma.$$

Вышеприведенный интеграл оценивает поток массы омывающей среды. Если принять, что  $\sigma$  рассматривается в замкнутом объеме исследуемых зазоров, то

$$\int_{\sigma} \rho v d\sigma = \int_V \operatorname{div} \rho v dV. \quad (10)$$

Понятие потока массы позволяет оценить неразрывность потока для омывающей среды. Именно, поток массы определяет выходящую омывающую среду из зазоров между микровыступами при трении и неодинакового при разомкнутых парах трения. Это повлечет за собой уменьшение плотности в точках внутри объемов за единицу времени на величину  $\frac{\partial \rho}{\partial \tau}$  и соответствующее уменьшение массы омывающей среды, заключенной в  $\sigma$ , равно  $-\int_V \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV$ , т.е.

$$\int_V \operatorname{div} \rho v dV = -\int_V \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV. \quad (11)$$

Так как объем  $V$  произволен, то из последнего уравнения имеем

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div} \rho v = 0.$$

Это и есть уже указанное ранее уравнение неразрывности омывающего потока среды.

Второй существенной характеристикой поля скоростей является понятие циркуляции скорости  $\Gamma$ , которая определяется как криволинейный интеграл по замкнутой кривой  $L$  с заданным направлением обхода, т.е. совпадает с направлением вращения металлического фрикционного элемента

$$\Gamma = \oint_L v ds = \oint_L v_x dx + v_y dy + v_z dz, \quad (12)$$

где  $ds$  – элемент кривой  $L$ .

Согласно теореме Стокса циркуляцию скорости  $\Gamma$  можно записать еще в виде

$$\Gamma = \oint_L v ds = \int_{\sigma} \operatorname{rot} v d\sigma, \quad (13)$$

где  $\sigma$  – любая поверхность, ограниченная  $L$ . Известно, что скорость вращения частиц омывающей среды в зазоре между парами трения определяется вектором

$$\Omega = 2\omega = \text{rot } v, \text{ где } \omega = \frac{1}{2} \text{rot } v.$$

Указанный вектор называется вектором завихренности движения омывающего потока или вектором вихря скорости. Этот вектор, как очевидно, характеризует вращение частиц сплошной среды. Как следует из формулы (13), циркуляция скорости равна потоку завихренности омывающей среды между микровыступами металлополимерных пар трения при их взаимодействии или в разомкнутом состоянии, ограниченную контуром  $L$ .

Полученная зависимость (13) для оценки скорости циркуляции  $\Gamma$  потоков может быть использована для их определения применительно к сжатому воздуху, циркулирующему между металлополимерными парами трения, благодаря расположенному многоструйному эжектору в межребренном пространстве тормозных колодок в барабанно-колодочном тормозе.

Произведенная оценка интенсивности вынужденного охлаждения пар трения барабанно-колодочных тормозов автотранспортных средств с учетом расхода омывающего воздуха показала его недостаточную эффективность (до 7,0 %).

### Выводы

Таким образом, на основании градиентной теории сделана оценка энергонагруженности рабочих слоев металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов авто-

транспортных средств в едином тепловом поле их взаимодействия с соблюдением принципов суперпозиции применительно к исследуемым процессам «нагревание - охлаждение».

### Литература

1. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 572 с.
2. Барабанно-колодочные тормозные устройства: Монография / А.А.Петрик, А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко. – В 2-х томах. Том 1. – Краснодар, 2006. – 263.
3. Вольченко О. І. Темпи нагрівання та охолодження ободів металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв / О. І. Вольченко, Д.О. Вольченко, І.О. Бекіш, Н.М. Стебелецька // Науковий вісник ІФНТУГ: зб. наук. пр. – Івано-Франківськ, 2011. - №1(27). – с. 44-48.
4. Буров А.А. Континуальная модель запыленного криволинейного течения газа / А.А. Буров, А.И. Буров, В.Я. Гамоліч // Тр-ды Одесского политехн. Ун-та. – Одесса, 2007. Вып. 1(27) – с. 235-237.
5. Дейг М.Е. Техническая газодинамика / М.Е. Дейг. – М.: Госэнергоиздат, 1971. – 704 с.

Рецензент: А.И. Вольченко, профессор, д.т.н., ИФНТУНГ.

Статья поступила в редакцию 14 сентября 2013 г.