

АВТОТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА

УДК 629.33

МЕТОДЫ РАСЧЕТА РЕАЛИЗУЕМОГО КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ
ПРИ КАЧЕНИИ КОЛЕСА В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

А.Н. Туренко, профессор, д.т.н., С.И. Ломака, профессор, к.т.н., Л.А. Рыжих, профессор, к.т.н., Д.Н. Леонтьев, аспирант, А.В. Быкадоров, магистр, ХНАДУ

Аннотация. Проанализированы известные методы расчета реализуемого коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью при качении колеса в тормозном режиме и произведено сравнение полученных $\varphi - S$ диаграмм с экспериментальной, с целью определения наиболее пригодного для практики расчетного метода. Установлено, что максимальный коэффициент сцепления (φ_{\max}) существенно зависит от вертикальной нагрузки на колесо, и предложен вариант учета этого явления при расчетах $\varphi - S$ диаграмм.

Ключевые слова: динамика торможения, реализуемый коэффициент сцепления, $\varphi - S$ диаграмма, математическая модель, анализ методов.

МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ, ЩО РЕАЛІЗУЄТЬСЯ
ПРИ КОЧЕННІ КОЛЕСА В ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

А.М. Туренко, професор, д.т.н., С.Й. Ломака, професор, к.т.н., Л.О. Рижих, професор, к.т.н., Д.М. Леонтьєв, аспірант, О.В. Бикадоров, магістр, ХНАДУ

Анотація. Проаналізовано відомі методи розрахунку коефіцієнта зчеплення, що реалізується між шиною та опорною поверхнею при коченні колеса в гальмівному режимі, та проведено порівняння отриманих $\varphi - S$ діаграм з експериментальною, з метою визначення придатного для практичних цілей розрахункового методу. Виявлено, що максимальний коефіцієнт зчеплення (φ_{\max}) суттєво залежить від вертикального навантаження на колесо, та запропоновано варіант врахування цього явища при розрахунках $\varphi - S$ діаграм.

Ключеві слова: динаміка гальмування, коефіцієнт зчеплення, що реалізується; $\varphi - S$ діаграма, математична модель, аналіз методів.

CALCULATION METHODS OF REALIZED COEFFICIENT OF COHESION
AT WHEEL ROLLING IN BRAKING MODE

A. Turenko, Professor, Doctor of Technical Science, S. Lomaka, Professor, Candidate of Technical Science, L. Ryzhyh, Professor, Candidate of Technical Science, D. Leontiev, graduate, A. Bykadorov, master, KhNAHU

Abstract. The known methods of the realized rate of tyre coefficient of cohesion with the supporting surface at wheel rolling in the brake mode are analysed. The comparison of the obtained $\varphi - S$ planes with the experimental one for the purpose of determining the most suitable method of practical calculation cohesion is carried out. It is established that the maximum (φ_{\max}) calculation coefficient of cohesion essentially depends on the vertical load applied to the wheel, and a variant allowing to calculate this phenomenon at $\varphi - S$ planes calculation is offered.

Key words: track record of braking, realized tyre friction, $\varphi - S$ plane, mathematical model friction, analysis of methods.

Введение

При исследовании динамики торможения транспортного средства с системой автоматического регулирования перед исследователем возникает вопрос выбора математической модели реализуемого коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью. Задача теоретического определения и анализа реализуемого коэффициента сцепления является одной из наиболее сложных и наукоемких в теории автомобиля, поскольку на тормозящее колесо оказывают влияние множество изменяющихся факторов (скорость движения, тип и форма опорной поверхности, свойства шин и др.).

Цель и постановка задачи

Целью и задачей настоящего исследования является определение наиболее рационального метода расчета реализуемого коэффициента сцепления для моделирования динамики движения затормаживаемого колеса при наличии системы автоматического регулирования в тормозном приводе транспортного средства.

Обзор материалов и результаты исследования

Реализуемый коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью (φ_x) характеризует величину тормозной силы, возникающей в контакте колеса с дорогой при затормаживании последнего в заданных условиях (рис. 1).

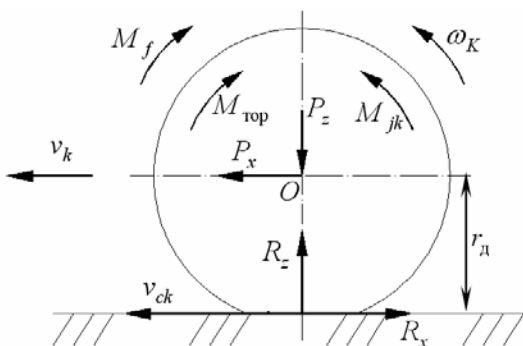


Рис. 1. Силовые и кинематические параметры затормаживаемого колеса при его движении по недеформируемой поверхности: v_k – линейная скорость движения центра колеса, равная скорости транспортного средства; v_{ck} – скорость скольжения колеса относительно опорной поверхности; ω_k – угловая скорость вра-

щения колеса; P_z – вертикальная нагрузка на колесо; P_x – продольная сила, приложенная к колесу со стороны транспортного средства; R_x – касательная реакция дороги на колесо; R_z – нормальная реакция; $M_{\text{тор}}$ – тормозной момент, приложенный к колесу; M_f – момент сопротивления качению колеса; M_{jk} – инерционный момент вращающейся массы колеса; r_d – динамический радиус колеса

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_z}. \quad (1)$$

Реализуемый коэффициент сцепления φ_x часто представляется в виде функции проскальзывания колеса S [1]. Проскальзывание S определяется зависимостью

$$S = \frac{v_{ck}}{v_k}. \quad (2)$$

График функции $\varphi_x = f(S)$ получил название $\varphi - S$ диаграммы (рис. 2), и именно она чаще всего используется при моделировании динамики торможения колеса, снабженного той или иной системой автоматического регулирования.

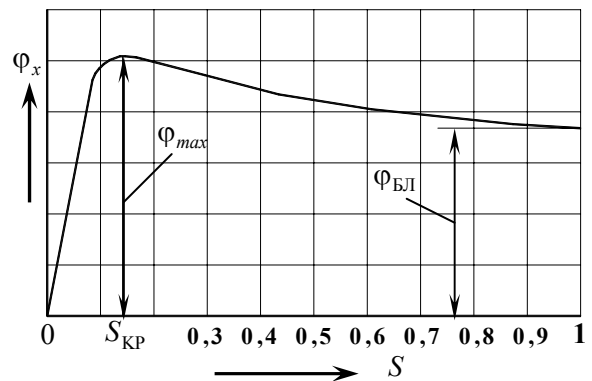


Рис. 2. Примерный вид $\varphi - S$ диаграммы: φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления; $\varphi_{\text{БЛ}}$ – коэффициент сцепления при полном блокировании колеса; $S_{\text{КР}}$ – проскальзывание колеса, соответствующее максимальному коэффициенту сцепления (критическое проскальзывание)

Известен ряд математических моделей, построенных на основе предварительных экспериментальных данных [2–4]. Рассмотрим некоторые из предлагаемых моделей:

Модель Расејка' 89

Данная модель [2] является наиболее популярной среди исследователей динамики торможения транспортных средств. Она названа в честь известного голландского специалиста в области теории автомобиля Н. Расејка. Согласно этой модели функция $\varphi_x = f(S)$ представляется как аппроксимирующая эмпирическая зависимость вида

$$\varphi_x = (D \cdot \sin(C \cdot \arctg(B \cdot s^* - E \cdot (B \cdot s^* - \arctg(B \cdot s^*)))))) + Sv, \quad (3)$$

где C – коэффициент, определяющий вид (форму) кривой, выбирается в пределах $2 \div 2,5$; D – коэффициент, определяющий максимум кривой $D = \varphi_{\max}$; B – коэффициент, определяющий критическое проскальзывание колеса S_{ED} , выбирается в пределах $5 \div 10$; E – коэффициент, определяющий коэффициент сцепления при блокировании колеса $\varphi_{\text{БЛ}}$, выбирается в пределах $0,95 \div 1,05$; s^* – продольное проскальзывание колеса с учетом смещения начала кривой $\varphi - S$ диаграммы:

$$s^* = S + Sh, \quad (4)$$

Sh – горизонтальное смещение кривой; Sv – вертикальное смещение кривой.

Модель Burckhardt

Это вторая по распространенности модель, используемая для описания изменения реализуемого коэффициента сцепления в зависимости от проскальзывания. При этом учтено также изменение линейной скорости движения транспортного средства. Данную модель предложил исследователь М. Burckhardt [3]. Она представлена экспоненциальной зависимостью вида

$$\varphi_x = [C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S}) - C_3 \cdot S] \cdot e^{-C_4 \cdot S^V}, \quad (5)$$

где C_1 – коэффициент, равный максимуму кривой $\varphi_x = f(S)$, то есть:

$$C_1 = \varphi_{\max}; \quad (6)$$

C_2 – коэффициент, определяющий форму кривой в функции проскальзывания S :

$$C_2 \cdot e^{-C_2 S} = \frac{C_3 \cdot 100}{C_1}; \quad (7)$$

C_3 – коэффициент, который учитывает падение коэффициента сцепления от максимума до коэффициента сцепления при полном блокировании. Определяется как разность:

$$C_3 = \varphi_{\max} - \varphi_{\text{БЛ}}; \quad (8)$$

C_4 – коэффициент, характеризующий влажность окружающей среды, принимается равным $0,02 \dots 0,04$.

Модель Denny

Mark Denny [4], известный немецкий исследователь, предложил использовать для описания $\varphi - S$ диаграммы модифицированную модель авторов U. Kiencke и A. Daiss. Зависимость $\varphi_x = f(S)$ в этом случае имеет вид

$$\varphi_x = \frac{a \cdot S}{b + c \cdot S + S^2}, \quad (9)$$

где a, b, c – коэффициенты, зависящие от $\varphi_{\max}, \varphi_{\text{БЛ}}$ и критического проскальзывания $S_{\text{КР}}$:

$$a = \frac{\varphi_{\max} \cdot \varphi_{\text{БЛ}}}{\varphi_{\max} - \varphi_{\text{БЛ}}} \cdot (1 - S_{\text{КР}})^2, \quad (10)$$

$$b = S_{\text{КР}}^2, \quad (11)$$

$$c = \frac{\varphi_{\text{БЛ}} \cdot (1 + S_{\text{КР}}^2) - 2 \cdot \varphi_{\max} \cdot S_{\text{КР}}}{\varphi_{\max} - \varphi_{\text{БЛ}}}. \quad (12)$$

Модель метода парабол

Известна также модель [3], представляющая $\varphi - S$ диаграмму в виде сочетания двух парабол. Она включает в себя два уравнения вида

$$\varphi_x = \begin{cases} a_0 \cdot S^2 + b_0 \cdot S + c_0 & \text{при } S \leq S_{\text{КР}}, \\ a_1 \cdot S^2 + b_1 \cdot S + c_1 & \text{при } S \geq S_{\text{КР}}, \end{cases} \quad (13)$$

где $a_0, b_0, c_0, a_1, b_1, c_1$ – определяются по формулам:

$$a_0 = \frac{d_0}{S_{\text{КР}}} - \frac{\varphi_{\text{max}}}{S_{\text{КР}}^2}, \quad (14)$$

$$b_0 = \frac{2 \cdot \varphi_{\text{max}}}{S_{\text{КР}}} - d_0, \quad (15)$$

$$c_0 = 0, \quad (15)$$

$$a_1 = \frac{d_1}{S_{\text{КР}}} - \frac{\varphi_{\text{max}}}{S_{\text{КР}}^2} + \frac{c_1}{S_{\text{КР}}^2}, \quad (16)$$

$$b_1 = \frac{2 \cdot \varphi_{\text{max}}}{S_{\text{КР}}} - \frac{2 \cdot c_1}{S_{\text{КР}}} - d_1, \quad (17)$$

$$c_1 = \frac{S_{\text{КР}}^2 \cdot (\varphi_{\text{БЛ}} + d_1)}{1 - 2 \cdot S_{\text{КР}} + S_{\text{КР}}^2} - \frac{S_{\text{КР}} \cdot (2 \cdot \varphi_{\text{max}} - d_1) + \varphi_{\text{max}}}{1 - 2 \cdot S_{\text{КР}} + S_{\text{КР}}^2}. \quad (18)$$

В приведенной системе уравнений коэффициенты d_0 и d_1 описывают прогиб первой и второй парабол на соответствующих участках во всем диапазоне проскальзывания колеса относительно опорной поверхности. Коэффициент d_0 выбирается из диапазона $(-0,5 \div 0,1)$, а коэффициент d_1 , соответственно, из диапазона $(-0,5 \div 0)$.

Сравнение результатов исследования

Сравнение методов описания $\varphi-S$ диаграммы с экспериментальными данными при одинаковых исходных параметрах, полученных в результате обработки экспериментальной $\varphi-S$ диаграммы, реализовано при помощи составленной в программном обеспечении MATLAB компьютерной модели, соответствующей большому инерционному стенду кафедры автомобилей ХНАДУ.

Стенд состоит из автомобильного колеса ЗиЛ-4335 с шиной 11,00-R20, бегового барабана, инерционных масс, имитирующих вес автомобиля, приходящийся на колесо, электродвигателя, который приводит в движение беговой барабан, нагрузочного устройства и тормозного привода автомобиля ЗиЛ-4335.

Модель, составленная в программном обеспечении MATLAB, состоит из модуля, описывающего работу экспериментального инерционного стенда и поочередно подключаемых модулей расчетных функций (рис. 3).

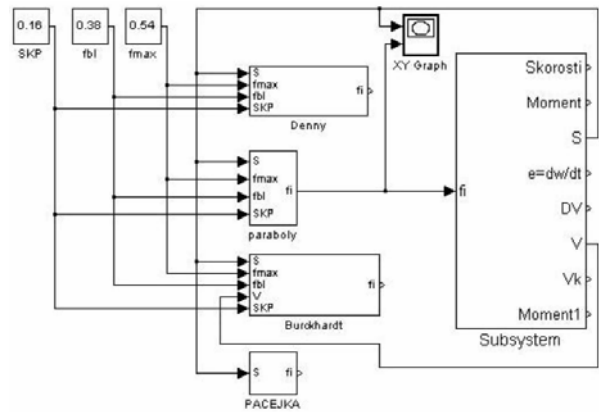


Рис. 3. Компьютерная модель построения $\varphi-S$ диаграммы

Полученные таким образом диаграммы были сопоставлены друг с другом и экспериментальной кривой (рис. 4). Анализ данных позволил установить, что модель Расејка и модель парабол являются более универсальными и могут быть настроены под любой вид $\varphi-S$ диаграммы, полученной в результате экспериментальных исследований.

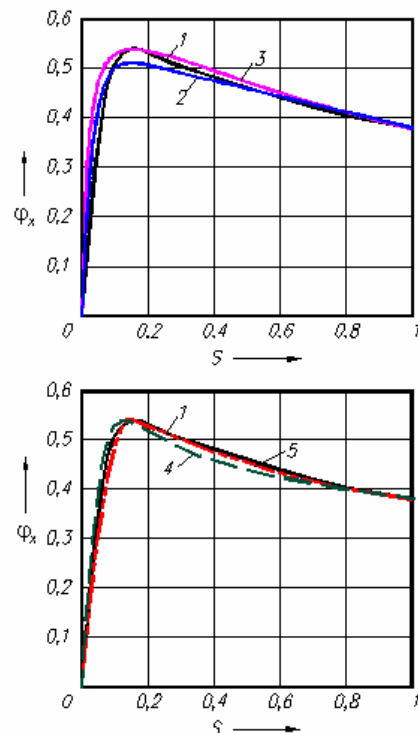


Рис. 4. Сравнение методов описания экспериментальных $\varphi-S$ диаграмм: 1 – экспериментально полученная кривая; 2 – модель Burckhardt; 3 – модель Denny; 4 – модель Расејка; 5 – модель парабол

Реализуемый коэффициент сцепления в стендовых условиях определялся в соответствии с зависимостью вида [1]

$$\varphi_x = \frac{M_{\text{ТОР}} - I \cdot \frac{d\omega_k}{dt}}{R_z \cdot r_d}, \quad (19)$$

где $M_{\text{ТОР}}$ – тормозной момент, фиксируемый датчиком LPX-10000 на длине рычага 0,85 м, который имеет жесткую связь с опорами тормозных колодок; $\frac{d\omega_k}{dt}$ – угловое ускорение колеса, определяемое при помощи датчика АДЮИ.40711.003М4; R_z – усилие прижатия колеса к барабану, определяемое с помощью датчика давления в нагрузочных цилиндрах инерционного стенда ХНАДУ (давление имеет пропорциональную связь с усилием на штоке нагрузочного цилиндра).

Перед испытаниями все датчики были протарированы на образцовых установках в лабораториях кафедры автомобилей ХНАДУ и кафедры мостов, конструкций и строительной механики.

Экспериментальная кривая реализуемого коэффициента сцепления 1 на рисунке 4 была получена при следующих начальных условиях: усилие прижатия колеса к беговому барабану 2700 кг; начальная скорость торможения 60 км/ч; давление в шине 0,65 МПа; максимальное давление в тормозной камере 0,8 МПа; время срабатывания тормозного крана 0,18 с; время наполнения тормозной камеры от 0 до 0,8 МПа – 0,5 с.

Относительное отклонение кривых, построенных по представленным математическим моделям от экспериментальной кривой, приведено в табл. 1.

Таблица 1 Относительное отклонение значения

Метод	$\Delta\varphi_{\text{max}}$	$\Delta S_{\text{КР}}$
Denny	< 1 %	5 %
Burckhardt	5 %	8 %
Расејка	< 1 %	18 %
Модель парабол	< 1 %	8 %

Расхождение значений реализуемого коэффициента сцепления с экспериментальными данными можно обусловить тем, что все представленные модели являются эмпирическими функциями и не учитывают того, что φ_{max} и $\varphi_{\text{БЛ}}$ не являются постоянными величинами, а изменяются в зависимости от скорости торможения (рис. 5) [1], нагрузки на ко-

лесо [3, 5] и других факторов, влияние которых в данной статье не рассматривается.

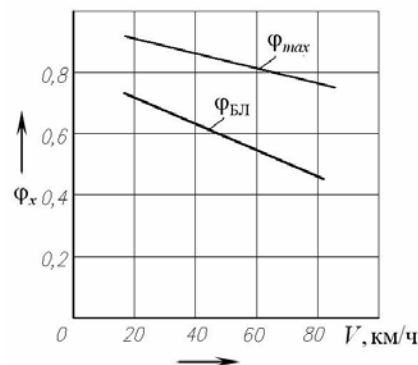


Рис. 5. Зависимость изменения φ_{max} и $\varphi_{\text{БЛ}}$ от скорости

При моделировании динамики движения транспортного средства, оборудованного системой автоматического регулирования, например АБС, необходимо учитывать изменение φ_{max} не только от начальной линейной скорости торможения, но и от нагрузки, проходящейся на колеса транспортного средства. Таким образом, моделирование работы систем автоматического регулирования позволит более точно описать процесс торможения и оценить влияние системы АБС на выходные параметры транспортного средства.

Исследования [3] процесса качения колеса в тормозном режиме на пределе блокирования показали, что с уменьшением прижимной силы реализуемый коэффициент сцепления повышается, и наоборот, с увеличением нагрузки снижается. Автор книги [6] отмечает подобное явление, но не указывает численных значений реализуемого коэффициента сцепления.

Полученные экспериментальные данные в статье [3] можно представить в виде графика (рис. 6).

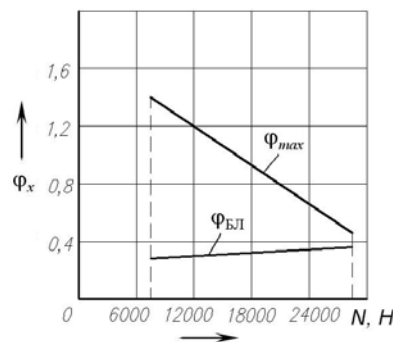


Рис. 6. Зависимость изменения φ_{max} и $\varphi_{\text{БЛ}}$ от нагрузки на колесо

На рис. 6 реализуемый коэффициент сцепления φ_{\max} был получен в стендовых условиях при качении колеса по металлическому барабану на пределе блокирования. Для определения значения φ_{\max} подбиралось давление в тормозной камере такое, при котором колесо не блокировалось бы. Нагрузка изменялась на колесе в диапазоне от 8000 Н до 24000 Н.

Для описания характера изменения кривой φ_{\max} от нагрузки и от начальной скорости торможения транспортного средства можно использовать линейное уравнение вида

$$\varphi_{\max} = \left(\varphi_{\max}^{N_{\min}} \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{\varphi_{\max}^{V=10}}{\varphi_{\max}^{N_{\min}}} \times \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \times \left(1 - \left(1 - \frac{\varphi_{\max}^{V=80}}{\varphi_{\max}^{V=10}} \right) \cdot \frac{V}{80} \right) \right) \cdot \frac{N_{\text{дин}}}{N_{\text{ст}}} \right) \right), \quad (20)$$

где $\varphi_{\max}^{N_{\min}}$ – максимальный реализуемый коэффициент сцепления при минимальной динамической нагрузке на колесо; $\varphi_{\max}^{V=10}$ и $\varphi_{\max}^{V=80}$ – максимальные реализуемые коэффициенты сцепления при начальной скорости торможения соответственно 10 км/ч и 80 км/ч; V – линейная скорость движения затормаживаемого транспортного средства, км/ч; $N_{\text{дин}}$ – динамическая вертикальная нагрузка, приходящаяся на затормаживаемое колесо, Н; $N_{\text{ст}}$ – вертикальная нагрузка, приходящаяся на колесо в статическом состоянии транспортного средства, Н.

Выводы

1. В результате проведенного анализа было установлено, что на сегодняшний день не существует математической модели, которая бы описывала изменение реализуемого коэффициента сцепления без известных экспериментальных данных о значениях реализуемых коэффициентов сцепления φ_{\max} и $\varphi_{\text{БЛ}}$.

2. Модели, используемые авторами [2–4], позволяют с достаточной степенью точности описать реализуемый коэффициент сцепления, полученный при определенных условиях проведения эксперимента, но они не применимы для моделирования работы систем автоматического регулирования.

3. Анализ экспериментальных данных, приведенных в работах [1, 3, 5], позволил выявить зависимость изменения максимального реализуемого коэффициента сцепления от скорости и динамической нагрузки.

4. Использование уравнения (20) при моделировании работы систем автоматического регулирования, совместно с методами расчета реализуемого сцепления [2–4], позволяют повысить точность моделирования динамики торможения транспортных средств, оборудованных системами автоматического регулирования.

Литература

1. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения / С.И. Ломака, Н. Н. Алекса, Е.М. Гецович. – К. : УДК ВО, 1988. – 85 с.
2. Carlos Canudas-de-Wit Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efsthios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics. – 2002. – Vol. 39(3). – P.189–226.
3. Рыжих Л. А. Особенности качения колеса в режиме торможения при изменении темпа наполнения тормозной камеры / Л. А. Рыжих, Д. Н. Леонтьев, А. А. Чебан // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. – 2009. – Вип. 1. – С. 140–145.
4. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. – 2005. – Vol. 26, №6. – P. 1007–1016.
5. Ломака С. И. Системы автоматического регулирования и практическая реализация алгоритма управления их исполнительными механизмами / С. И. Ломака, Л. А. Рыжих, Д. Н. Леонтьев, А. А. Чебан, А.Н. Красюк // Вестник национального технического университета «ХПИ». – 2009. – Вып. 47. – С. 9–18.
6. Вахламов В. К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В. К. Вахламов. – 2-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 240 с.

Рецензент: В. П. Волков, профессор, д. т. н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 13 октября 2010 г.