

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство  
"Инновационное машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

**В.С. Антипенко**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Е.В. Балакина**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Д.Х. Валеев**,  
д-р техн. наук  
**Ю.Э. Васильев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**С.М. Гайдар**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Л.В. Грехов**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В.А. Зорин**,  
д-р техн. наук, проф.  
**М.Ю. Карелина**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Н.Т. Катанаев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В.Н. Козловский**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В.В. Комаров**,  
канд. техн. наук  
**А.В. Кочетков**,  
д-р техн. наук, проф.

**В.А. Марков**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Л.Б. Миротин**,  
д-р техн. наук, проф.  
**А.Н. Новиков**,  
д-р техн. наук, проф.  
**А.Н. Ременцов**,  
д-р пед. наук, проф.  
**О.Н. Румянцева**,  
генеральный директор  
ООО "Изд-во  
Инновационное  
машиностроение"  
**А.Ф. Синельников**,  
канд. техн. наук, проф.  
**А.А. Солнцев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**В.С. Устименко**,  
канд. техн. наук  
**Х.А. Фасхиев**,  
д-р техн. наук, проф.  
**Н.Д. Чайнов**,  
д-р техн. наук, проф.

Корпункт:

Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:

107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12  
Тел. (499) 269-48-96  
E-mail: [gruzovik@mashin.ru](mailto:gruzovik@mashin.ru); [gruzovik.mashin@gmail.com](mailto:gruzovik.mashin@gmail.com),  
<http://www.mashin.ru>

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2  
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:

по объединенному каталогу  
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»,  
"Грузовик", 2020

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна. За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.



## В НОМЕРЕ:

### Конструкция

- 3** *Вальехо Мальдонадо П. Р., Гусаров В. В., Чайнов Н. Д.* Динамические расчеты поршневых двигателей со сложными кинематическими схемами. Часть 2

### Исследования. Расчет

- 8** *Карелина М. Ю., Балабина Т. А., Мамеев А. Н., Черепнина Т. Ю.* Влияние выпуклости протектора шины на ее качество с уводом
- 12** *Литвак П. И.* Влияние регулирования параметров активной подвески на характеристики управляемости и устойчивости автомобиля
- 17** *Жегалов И. Н.* Распространение ультразвуковых колебаний в моторном масле при его пьезоэлектрической обработке и определение эффективных акустических свойств кавитационной области

- 24** *Денисов Ил. В., Денисов И. В.* Вероятностная модель предотказного состояния системы подвески автомобиля категории М1

### Практика

- 27** *Якубович А. Н., Якубович И. А.* Оценка эксплуатационной пригодности автотранспортных средств на основе нечетких множеств

### Безопасность

- 34** *Морозов Д. А., Хмельницкий С. В., Ковалев В. А.* Метод определения скорости движения двухколесного транспортного средства при столкновении
- 38** *Агуреев И. Е., Хмелев Р. Н., Чубова Е. В.* Проблемы и перспективы аудита безопасности дорожного движения в РФ
- 46** *Крамаренко Б. А.* Допуск транспортных средств к технической эксплуатации

- 48** *Пресс-тур*

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"

Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

### Editorial council

V.S. Antipenko,  
dr. en. s., prof.  
E.V. Balakina,  
dr. en. s., prof.  
D.H. Valeev,  
dr. en. s.  
Ju.E. Vasilyev,  
dr. en. s., prof.  
S.M. Gaidar,  
dr. en. s., prof.  
L.V. Grekhov,  
dr. en. s., prof.  
V.A. Zorin,  
dr. en. s., prof.  
M.Ju. Karelina,  
dr. en. s., prof.  
N.T. Katanaev,  
dr. en. s., prof.  
V.N. Kozlovsky,  
dr. en. s., prof.  
V.V. Komarov,  
cand. tehn. s.

A.V. Kochetkov,  
dr. en. s., prof.  
V.A. Markov,  
dr. en. s., prof.  
L.B. Mirotin,  
dr. en. s., prof.  
A.N. Novikov,  
dr. en. s., prof.  
A.N. Rementsov,  
dr. hab, phd in en. s.  
O.N. Rumyantseva,  
gen. dir. JSC "Publisher  
"Innovative Engineering"  
A.F. Sinelnikov,  
cand. tehn. s., prof.  
A.A. Solntsev,  
dr. en. s., prof.  
V.S. Ustymenko,  
cand. tehn. s.  
J.A. Faskhiyev,  
dr. en. s., prof.  
N.D. Chaynov,  
dr. en. s., prof.

### Correspondent's office:

Ya.E. Karpovsky (Minsk)

### Address of the editorial office:

107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12  
Ph. (499) 269-48-96  
E-mail: gruzovik@mashin.ru; gruzovik.mashin@gmail.com;  
http://www.mashin.ru

### Address of publishing house:

107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2  
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor).  
Registration number PI number FS77.-63955 on December 9, 2015

### Subscription index:

according to the integrated catalog  
"Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House,  
"Truck", 2020



## CONTENTS:

### Design

- 3 Vallejo Maldonado P. R., Gusarov V. V., Chaynov N. D. Dynamic calculations of piston engines with complex kinematic designs. Part 2

### Research. Calculation

- 8 Karelina M. Ju., Balabina T. A., Mamaev A. N., Cherepnina T. Ju. The influence of the bulge of the tire tread on its rolling with withdrawal
- 12 Litvak P. I. The impact of regulation of parameters of the active suspension handling and vehicle stability
- 17 Zhegalov I. N. Research of the distribution of ultrasonic oscillations in a motor oil with its piezoelectric treatment and determination of the effective acoustic properties of the cavitation area

- 24 Denisov II. V., Denisov Iv. V. Probabilistic model of pre-failure condition car suspension systems category M1

### Practice

- 27 Yakubovich A. N., Yakubovich I. A. Evaluation of the serviceability of vehicles on the basis of fuzzy sets

### Security

- 34 Morozov D. A., Khmelnytsky S. V., Kovalev V. A. The method of determining the speed of movement of a two-wheeled trans-optical vehicle in a collision
- 38 Agureev I. E., Khmelev R. N., Chubova E. C. Problems and prospects of road safety audit in Russia

- 46 Kramarenko B. A. Allowing vehicles to operate

- 48 Press Tour

# КОНСТРУКЦИЯ

УДК 436.03.001

**П. Р. Вальехо Мальдонадо**, канд. техн. наук, доцент, Российский университет дружбы народов, e-mail: prvm@rambler.ru, **В. В. Гусаров**, канд. техн. наук, профессор, Московский политехнический университет, e-mail: gusarov39@yandex.ru, **Н. Д. Чайнов**, д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, e-mail: ndchainov@yandex.ru

## ДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СО СЛОЖНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СХЕМАМИ. ЧАСТЬ 2

В статье рассматривается уравнивание 5-цилиндровых четырехтактных двигателей типа VR с деаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы, позволяющие находить и анализировать силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и моменты этих сил, возникающие в двигателях VR-5 для любого заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравнивания моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.

**Ключевые слова:** уравнивание, равномерное чередование вспышек, V-образный двигатель, угол развала цилиндров.

The article analyzes the balancing of a 5-cylinder four-stroke VR-type engine with a deaxial crank mechanism and a uniform alternation of flashes. Formulas allowing to find and analyze the inertial forces of the reciprocating moving masses and the moments of these forces arising in the VR-5 engines for any given value of the break-up angle of the cylinders, the ratio of the crank radius to the length of the connecting rod and the relative displacement of the axis of the cylinder are given. A method of balancing the moments from the inertia forces of the rotating and reciprocating moving masses is proposed.

**Keywords:** equilibration, uniform alternation of flashes, V-shaped engine, cylinder break-up angle.

(Рисунки на 2–4-й полосах обложки)

Силы инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс в различных цилиндрах в функции угла поворота кривошипа с учетом принятого порядка работы 1-2-4-5-3 и дезаксажа определяются равенствами:

$$\begin{aligned}P_{j2(1)} &= c_1 \lambda \cos 2\varphi; \quad P_{j2(2)} = c_1 \lambda \cos 2(\varphi + 216 - \theta); \\P_{j2(3)} &= c_1 \lambda \cos 2(\varphi + 144); \quad P_{j2(4)} = c_1 \lambda \cos 2(\varphi + 72 - \theta); \\P_{j2(5)} &= c_1 \lambda \cos 2(\varphi + 288).\end{aligned}$$

Проекция сил инерции второго порядка на ось  $Y$  вычисляются по формуле:

$$P_{j2y(i)} = P_{j2(i)} \cos \frac{\gamma_{ц}}{2}.$$

Проекция тех же сил на ось  $X$  для 1-го, 3-го и 5-го цилиндров вычисляются по формуле:

$$P_{j2x(i)} = P_{j2(i)} \sin \frac{\gamma_{ц}}{2},$$

а для 2-го и 4-го цилиндров — углового положения последних:

$$P_{j2x(i)} = -P_{j2(i)} \sin \frac{\gamma_{ц}}{2}.$$

Складывая алгебраически проекции сил инерции второго порядка всех цилиндров сначала на ось  $Y$ , а затем на ось  $X$ , после некоторых тригонометрических преобразований выражения для результирующих получим:

$$\Sigma P_{j2y} = m_j R \lambda \omega^2 [A_{2y} \cos 2\varphi - B_{2y} \sin 2\varphi] \cos \frac{\gamma_{ц}}{2}; \quad (12)$$

$$\Sigma P_{j2x} = m_j R \lambda \omega^2 [A_{2x} \cos 2\varphi + B_{2x} \sin 2\varphi] \sin \frac{\gamma_{ц}}{2}, \quad (13)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_{2y} &= A_2 + B_2; & B_{2y} &= C_2 + D_2; \\ A_{2x} &= A_2 - B_2; & B_{2x} &= C_2 - D_2; \\ A_2 &= 1 + \cos 4\psi_1 + \cos 8\psi_1; & B_2 &= \cos 2\psi_2 + \cos 2\psi_3; \\ C_2 &= \sin 2\psi_2 + \sin 2\psi_3; & D_2 &= \sin 4\psi_1 + \sin 8\psi_1. \end{aligned} \right\} (14)$$

Для параметров двигателя VR-5 величины углов  $\varphi_{2y}$  и  $\varphi_{2x}$ , соответствующих экстремальным значениям  $\Sigma P_{j2y}$  и  $\Sigma P_{j2x}$ , имеют место при  $\operatorname{tg} \varphi_{2y(x)} = B_{2y(x)}/A_{2y(x)}$ :  $\varphi_{2y} = 84^\circ 20' \pm 90^\circ k$  ( $k = 0, 1, 2, \dots$ ) и  $\varphi_{2x} = 39^\circ 20' \pm 90^\circ k$ .

По модулю эти экстремальные значения для рассматриваемого варианта ДВС составляют

$$\left. \begin{aligned} |P_{j2y}|_{\max} &= 0,3724m_j R \lambda \omega^2; \\ |P_{j2x}|_{\max} &= 0,4195m_j R \lambda \omega^2. \end{aligned} \right\}$$

Графики результирующих сил инерции 2-го порядка ВПДМ показаны на рис. 11.

Значение результирующей силы инерции ВПДМ 2-го порядка  $\Sigma P_{j2}$  может быть найдено по значениям результирующих проекций:

$$\Sigma P_{j2} = \sqrt{(\Sigma P_{j2x})^2 + (\Sigma P_{j2y})^2}. \quad (15)$$

На рис. 12 показан годограф результирующей силы инерции 2-го порядка ВПДМ  $\Sigma P_{j2}$  двигателя VR-5.

Как и для сил инерции 1-го порядка полное уравновешивание сил  $\Sigma P_{j2y}$  и  $\Sigma P_{j2x}$  с помощью балансирных валов, вращающихся попарно в противоположных направлениях, затрудняется. Кроме того, в двигателе VR-5 вследствие небольших возмущений от действия результирующей  $\Sigma P_{j2}$  нецелесообразно уравновешивать силы инерции 2-го порядка.

**Момент от сил инерции второго порядка** возвратно-поступательно движущихся масс находят относительно центра масс "ЦМ" (как и от сил инерции 1-го порядка). В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 4) момент, действующий в вертикальной плоскости (оси  $Y$ ):

$$M_{2y} = (3a + l_{\text{ЦМ}})P_{j2y(1)} + (2a + l_{\text{ЦМ}})P_{j2y(2)} + (a + l_{\text{ЦМ}})P_{j2y(3)} + l_{\text{ЦМ}}P_{j2y(4)} - (a - l_{\text{ЦМ}})P_{j2y(5)},$$

а момент от тех же сил, действующий в горизонтальной плоскости (оси  $X$ ):

$$M_{2x} = (3a + l_{\text{ЦМ}})P_{j2x(1)} + (2a + l_{\text{ЦМ}})P_{j2x(2)} + (a + l_{\text{ЦМ}})P_{j2x(3)} + l_{\text{ЦМ}}P_{j2x(4)} - (a - l_{\text{ЦМ}})P_{j2x(5)}.$$

Подставляя в эти уравнения выражения проекций  $P_{j2y(i)}$  и  $P_{j2x(i)}$  сил инерции второго порядка на оси  $Y$  и  $X$ , получим после некоторых тригонометрических преобразований:

$$M_{2y} = m_j R \omega^2 \lambda \left[ (aA_{M2y} + l_{\text{ЦМ}}A_{M2yy}) \cos 2\varphi - (aB_{M2y} + l_{\text{ЦМ}}B_{M2yy}) \sin 2\varphi \right] \cos \frac{\gamma_{\text{Ц}}}{2}; \quad (16)$$

$$M_{2x} = m_j R \omega^2 \lambda \left[ (aA_{M2x} + l_{\text{ЦМ}}A_{M2xx}) \cos 2\varphi + (aB_{M2x} + l_{\text{ЦМ}}B_{M2xx}) \sin 2\varphi \right] \sin \frac{\gamma_{\text{Ц}}}{2}, \quad (17)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A_{M2y} &= 3 + 2A_{M2} + B_{M2}; \\ A_{M2yy} &= 1 + A_{M2} + C_{M2} + D_{M2}; \\ B_{M2y} &= 2E_{M2} + F_{M2}; \\ B_{M2yy} &= E_{M2} + G_{M2} + H_{M2}; \\ A_{M2x} &= 3 - 2A_{M2} + B_{M2}; \\ A_{M2xx} &= 1 - A_{M2} + C_{M2} - D_{M2}; \\ B_{M2x} &= 2E_{M2} - F_{M2}; \\ B_{M2xx} &= E_{M2} - G_{M2} + H_{M2}; \\ A_{M2} &= \cos 2\psi_2; & B_{M2} &= \cos 4\psi_1 - \cos 8\psi_1; \\ C_{M2} &= \cos 4\psi_1 + \cos 8\psi_1; & D_{M2} &= \cos 2\psi_3; \\ E_{M2} &= \sin 2\psi_2; & F_{M2} &= \sin 4\psi_1 - \sin 8\psi_1; \\ G_{M2} &= \sin 4\psi_1 + \sin 8\psi_1; & H_{M2} &= \sin 2\psi_3; \\ \psi_1 &= 72^\circ; & \psi_2 &= 3\psi_1 - \theta; & \theta &= \gamma_{\text{ш}} - \gamma_{\text{ц}}. \end{aligned} \right\} (18)$$

Для параметров двигателя VR-5 величины углов  $\varphi_{M2y}$  и  $\varphi_{M2x}$ , соответствующих экстремальным значениям  $M_{2y}$  и  $M_{2x}$ , находятся из выражения

$$\varphi_{M2y(x)} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{aB_{M2y(x)} + l_{\text{ЦМ}}B_{M2yy(x)}}{aA_{M2y(x)} + l_{\text{ЦМ}}A_{M2yy(x)}} \right]$$

или углов:

$$\begin{aligned} \varphi_{M2y} &= 82^\circ 43' \pm 90^\circ k \quad (k = 0, 1, 2, \dots) \\ &\text{и } \varphi_{M2x} = 20^\circ 43' \pm 90^\circ k, \end{aligned}$$

а их моменты определяются следующим образом:

$$|M_{2y}|_{\max} = m_j R \omega^2 \lambda (-5,2849a - 0,3718l_{\text{ЦМ}});$$

$$|M_{2x}|_{\max} = m_j R \omega^2 \lambda (-0,4801a - 0,3342l_{\text{ЦМ}}).$$

На рис. 13 приведены результаты прямого численного суммирования слагаемых выражений (16) и (17).

Результирующий момент от сил инерции ВПДМ 2-го порядка равен:

$$\Sigma M_{j2} = \sqrt{(\Sigma M_{j2x})^2 + (\Sigma M_{j2y})^2}. \quad (19)$$

На рис. 14 показан годограф результирующего момента  $\Sigma M_{j2}$  двигателя VR-5.

На рис. 15 приведена схема уравнивания моментов сил инерции второго порядка двигателя VR-5. Сначала выполняется раздельное уравнивание моментов, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а затем находят параметры конструкции противовесов на двух балансирных валах.

Полного уравнивания каждого из моментов  $M_{2y}$  и  $M_{2x}$  можно достичь с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположных направлениях с угловыми скоростями  $2\omega$  и  $-2\omega$  (рис. 15). Противовесы, уравнивающие момент  $M_{2y}$ , одинаковой массы  $m_{\text{пр}2y(2\omega)}$  и  $m_{\text{пр}2y(-2\omega)}$  должны быть установлены так, чтобы при повороте 1-го колена вала на угол  $82^\circ 43'$  они находились в двух плоскостях, параллельных плоскости оси  $Y$ . Момент, создаваемый парой противовесов, установленных на каждом из этих валов, должен составлять по модулю половину максимального уравниваемого момента:

$$\begin{aligned} |M_{\text{пр}2y(2\omega)}| &= |M_{\text{пр}2y(-2\omega)}| = 0,5 |M_{2y}|_{\text{max}} = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda (-2,6425a - 0,1859l_{\text{цм}}). \end{aligned}$$

Противовесы на другой паре валов одинаковой массы  $m_{\text{пр}2x(2\omega)}$  и  $m_{\text{пр}2x(-2\omega)}$  надо установить так, чтобы при повороте 1-го колена на угол  $20^\circ 43'$  они располагались в двух плоскостях, параллельных плоскости оси  $X$ . Противовесы, принадлежащие каждому из этих валов, должны создавать момент:

$$\begin{aligned} |M_{\text{пр}2x(2\omega)}| &= |M_{\text{пр}2x(-2\omega)}| = 0,5 |M_{2x}|_{\text{max}} = \\ &= m_j R \omega^2 \lambda (-0,2401a - 0,1671l_{\text{цм}}). \end{aligned}$$

Как и для моментов от сил инерции 1-го порядка количество валов и противовесов можно сократить вдвое, разместив уравнивающие массы, вращающиеся в одинаковую сторону, на одном валу и заменив их попарно общими массами, эквивалентными им по уравнивающему действию (рис. 16).

Как следует из рис. 16, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал,

действуют в разных плоскостях. Массы  $m_{\text{пр}2(2\omega)}$  "объединенных" противовесов, вращающихся с угловой скоростью  $2\omega$ , должны создавать момент:

$$\begin{aligned} M_{\text{пр}2(2\omega)} &= \\ &= \sqrt{\left( M_{\text{пр}2y(2\omega)} \right)^2 + \left( M_{\text{пр}2x(2\omega)} \right)^2 -} \\ &\quad \times \cos \left( 2\varphi_{\Sigma M_{j2x(\text{min})}} - 2\varphi_{\Sigma M_{j2y(\text{max})}} - 90^\circ \right), \end{aligned} \quad (20)$$

а массы  $m_{\text{пр}2(-2\omega)}$  противовесов, вращающихся с той же скоростью в противоположную сторону, момент:

$$\begin{aligned} M_{\text{пр}2(-2\omega)} &= \\ &= \sqrt{\left( M_{\text{пр}2y(-2\omega)} \right)^2 + \left( M_{\text{пр}2x(-2\omega)} \right)^2 -} \\ &\quad \times \cos \left( 2\varphi_{\Sigma M_{j2y(\text{min})}} - 2\varphi_{\Sigma M_{j2x(\text{max})}} - 90^\circ \right). \end{aligned} \quad (21)$$

При  $\varphi = 0$  момент  $M_{\text{пр}2(2\omega)}$ , как и его составляющие  $M_{\text{пр}2x(2\omega)}$  и  $M_{\text{пр}2y(2\omega)}$ , действует в плоскости, отстоящей от оси  $Y$  по ходу часовой стрелки на угол  $17^\circ 39'$ , от направления оси первого цилиндра — на угол  $25^\circ 9'$ , от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол  $28^\circ 29'$ .

Момент  $M_{\text{пр}2(-2\omega)}$  при  $\varphi = 0$  действует в плоскости, отстоящей от оси  $Y$  против хода часовой стрелки на угол  $10^\circ 53'$ , от направления оси первого цилиндра — на угол  $3^\circ 23'$ .

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и обозначая его  $b_2$  (см. рис. 15), найдем массы противовесов из равенств:

$$\begin{aligned} M_{\text{пр}2(2\omega)} &= m_{\text{пр}2(2\omega)} \rho_{\text{пр}2(2\omega)} (2\omega)^2 b_2; \\ M_{\text{пр}2(-2\omega)} &= m_{\text{пр}2(-2\omega)} \rho_{\text{пр}2(-2\omega)} (2\omega)^2 b_2, \end{aligned}$$

где  $\rho_{\text{пр}2}$  — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала.

### Уравнивание центробежных сил инерции от вращающихся масс и моментов от этих сил в двигателе VR-5

**Центробежные силы инерции.** Определение суммарной центробежной силы  $\Sigma K_R$  от отдельных кривошипов  $K_{R1} \dots K_{R5}$  (рис. 17) удобно выполнять путем определения их проекций на координатные оси  $X$  и  $Y$ .

$$\begin{aligned} \Sigma K_{Ry} &= K_{R1} - K_{R2} \cos(36 - \gamma_{ш}) - K_{R3} \cos(36) + \\ &+ K_{R4} \cos(72 - \gamma_{ш}) + K_{R5} \cos(72); \\ \Sigma K_{Rx} &= -K_{R2} \sin(36 - \gamma_{ш}) + K_{R3} \sin(36) + \\ &+ K_{R4} \sin(72 - \gamma_{ш}) - K_{R5} \sin(72). \end{aligned}$$

Складывая алгебраически проекции центробежных сил всех цилиндров сначала на ось  $Y$ , а затем на ось  $X$ , получим после некоторых тригонометрических преобразований выражения для результирующих:

$$\Sigma K_{Ry} = K_R \left[ \sin\left(\frac{\gamma_{ш}}{2}\right)^2 + 0,36327 \sin \gamma_{ш} \right]; \quad (22)$$

$$\Sigma K_{Rx} = K_R \left[ \frac{\sin \gamma_{ш}}{2} - 0,72654 \sin\left(\frac{\gamma_{ш}}{2}\right) \right], \quad (23)$$

где  $K_R = (m_k + m_{кш})R\omega^2$  — центробежная сила инерции, действующая в одном цилиндре;  $m_k$  — неуравновешенная масса колена, приведенная к радиусу кривошипа;  $m_{кш}$  — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки коленчатого вала.

Результирующая центробежная сила и угол ее действия:

$$\Sigma K_R = \sqrt{(\Sigma K_{Rx})^2 + (\Sigma K_{Ry})^2}, \quad (24)$$

$$\psi_R = \arctan\left(\frac{\Sigma K_{Rx}}{\Sigma K_{Ry}}\right). \quad (25)$$

Угол направления составляет  $\psi_R = 43^\circ 10'$  к вертикальной оси  $Y$  (рис. 17).

Суммарная сила  $\Sigma K_R$  может быть уравновешена разными способами, например, двумя противовесами  $m_{прK_R}$ , устанавливаемыми на продолжении крайних щек коленчатого вала 1-го и 5-го цилиндров, обеспечивающими уравновешивание результирующей центробежной силы. В этом случае уравновешивание достигается при расположении радиусов этих противовесов под углом  $136^\circ 50'$  (рис. 17) относительно первого кривошипа против направления вращения вала.

**Момент от центробежных сил инерции.** Точка отсчета (точка "0", рис. 17) для определения моментов может быть любой, так как центробежные силы уравновешены.

Момент от центробежных сил инерции вращающихся масс относительно точки "0" (рис. 17), действующий в плоскости оси  $Y$ :

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Ry} &= a \left[ 2K_{R1} - K_{R2} \sin(36 - \gamma_{ш}) - \right. \\ &\left. - K_{R4} \sin(72 - \gamma_{ш}) - 2K_{R5} \sin(72) \right], \end{aligned}$$

а момент от тех же сил, действующий в плоскости оси  $X$ :

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Rx} &= -a \left[ K_{R2} \sin(36 - \gamma_{ш}) + \right. \\ &\left. + K_{R4} \sin(72 - \gamma_{ш}) - 2K_{R5} \sin(72) \right]. \end{aligned}$$

Складывая алгебраически проекции моментов центробежных сил всех цилиндров сначала на ось  $Y$ , а затем на ось  $X$ , получим после некоторых тригонометрических преобразований выражения результирующих:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Ry} &= \\ &= aK_R \left[ 1,382 - 1,5388 \sin(\gamma_{ш}) - 1,1181 \cos(\gamma_{ш}) \right]; \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Rx} &= \\ &= aK_R \left[ 1,9021 - 1,1181 \sin(\gamma_{ш}) - 1,5388 \cos(\gamma_{ш}) \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

Результирующий момент от центробежных сил находится по значениям результирующих проекций и равен:

$$\Sigma M_R = \sqrt{(\Sigma M_{Rx})^2 + (\Sigma M_{Ry})^2}, \quad (28)$$

и направлен по ходу часовой стрелки на угол  $\psi_{M_R} = \psi_{M_{Rпл}} + 90^\circ = 14^\circ 17'$  (рис. 17) от первого кривошипа. Плоскость действия  $\Sigma M_R$  направлена против хода часовой стрелки составляет угол

$$\psi_{M_{Rпл}} = \arctan\left(\frac{\Sigma M_{Ry}}{\Sigma M_{Rx}}\right) = -75^\circ 43'$$
 также от первого

кривошипа и определяется.

Суммарный момент  $\Sigma M_R$  может быть уравновешен противовесами  $m_{прM_R}$ , устанавливаемыми в указанной плоскости на продолжении крайних щек 1-го и 5-го кривошипов (рис. 17).

По модулю уравновешивающая сила и уравновешивающий момент должны быть равны соответственно силе  $\Sigma K_R$  и моменту  $\Sigma M_R$ , поэтому масса каждого противовеса равна:

$$m_{прK_R} = \frac{\Sigma K_R}{2\rho_{прK_R}\omega^2};$$

$$m_{прM_R} = \frac{\Sigma M_R}{\rho_{прM_R} b_R \omega^2},$$

где  $b_R$  — расстояние между плоскостями вращения противовесов;  $\rho_{прK_R}$  и  $\rho_{прM_R}$  — расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала.

С учетом того, что противовесы для уравновешивания  $\Sigma K_R$  и  $\Sigma M_R$  были установлены на продолжении крайних щек 1-го и 5-го кривошипов,

можно сократить их количество с четырех до двух (рис. 18). Результирующие силы равны:

$$\Sigma K_{R \text{ пр(л)}} = \sqrt{\left(K_{R \text{ пр}}\right)^2 + \left(K_{MR \text{ пр}}\right)^2 - 2 \cos\left(\psi_R - \psi_{MR \text{ пр}}\right) K_{R \text{ пр}} K_{MR \text{ пр}}};$$

$$\Sigma K_{R \text{ пр(п)}} = \sqrt{\left(K_{R \text{ пр}}\right)^2 + \left(K_{MR \text{ пр}}\right)^2 - 2 \cos\left(\psi_{MR \text{ пр}} - \psi_R + 180^\circ\right) K_{R \text{ пр}} K_{MR \text{ пр}}},$$

где  $K_{R \text{ пр}} = m_{\text{пр}K_R} \omega^2 \rho_{\text{пр}}$ ;  $K_{MR \text{ пр}} = m_{\text{пр}MR} \omega^2 \rho_{\text{пр}}$ ;

$\rho_{\text{пр}}$  — расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала.

При  $\varphi = 0$  противовесы  $m_{\text{пр(л)}}$  и  $m_{\text{пр(п)}}$  устанавливаются по отношению к оси  $Y$  соответственно против хода часовой стрелки на угол  $97^\circ 9'$  и по ходу часовой стрелки на угол  $139^\circ$ .

По ряду конструкторско-технологических соображений (уменьшение изгибных напряжений шеек коленчатого вала, исключение резонанса крутильных колебаний) целесообразно выполнять уравнивание центробежных сил и моментов путем установки противовесов на каждую из 10 шеек коленчатого вала рассматриваемого ДВС.

## Выводы

В результате выполненного анализа получены расчетные зависимости, позволяющие определить кинематические параметры КШМ (углы заклинивания кривошипов), обеспечивающие равномерное чередование рабочих ходов с учетом задаваемых значений угла развала цилиндров и дезаксажа. Приведены формулы для определения всех действующих инерционных сил и моментов с учетом параметров анализируемого ДВС схемы VR-5 (весогабаритных, угла развала цилиндров, дезаксажа, положения центра масс). Представлена методика графоаналитического анализа, позволяющая находить параметры уравнивающих устройств.

Проведенный анализ показал возможность полного уравнивания в рассмотренном типе ДВС как моментов от всех сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, так и сил инерции и моментов от вращающихся масс. Показано, что в ДВС этого типа сложнее при-

менить балансирные валы, вращающиеся попарно в противоположных направлениях для уравнивания сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков.

Показана возможность применения разных методов для исследования инерционных сил и моментов и способов уравнивания для ДВС схемы VR-5.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Вальехо Мальдонадо П. Р., Руновский К. С., Чайнов Н. Д.** Уравнивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров  $90^\circ$  и равномерным чередованием вспышек // Грузовик. — 2015. — № 6. — С. 14–20.
2. **Кинематический** и динамический расчеты аксиального и дезаксиального кривошипно-шатунных механизмов рядного поршневого двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов. — М.: МГТУ «МАМИ», 2011. — 108 с.
3. **Кинематический** и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, Н. Д. Чайнов. — М.: МГМУ «МАМИ», 2012. — 120 с.
4. **Гусаров В. В.** Уравнивание поршневых двигателей: учебное пособие. — М.: МГИУ, 2010. — 134 с.
5. **Гусаров В. В., Газиалиев С. В.** Анализ уравниваемости двигателя типа VR-5 // Автомобильная промышленность. — 2012. — № 6. — С. 13–15.
6. **Колебания** силового агрегата автомобиля / Тольский В. Е., Корчемный Л. В., Латышев Г. В., Минкин Л. М. — М.: Машиностроение, 1976. — 266 с.
7. **Конструирование** и расчет поршневых двигателей: Учебник для вузов / Н. Д. Чайнов, Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н. Д. Чайнова. — М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. — 536 с.
8. **Сегаль В. Ф.** Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Машиностроение, 1974. — 248 с.
9. **Двигатели** внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев и др.; под ред. В. Н. Луканина. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 2005. — 400 с.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113-629.11.012

**М. Ю. Карелина**, д-р техн. наук, профессор, e-mail: karelinamu@mail.ru,

**Т. А. Балабина**, канд. техн. наук, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, e-mail: balabinata@gmail.com,

**А. Н. Мамаев**, канд. техн. наук, профессор, Московский политехнический университет, e-mail: mamist-man@rambler.ru, **Т. Ю. Черепнина**, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), e-mail: 2783974@gmail.com

## ВЛИЯНИЕ ВЫПУКЛОСТИ ПРОТЕКТОРА ШИНЫ НА ЕЕ КАЧЕНИЕ С УВОДОМ

*Протектор шины (в накачанном состоянии) может иметь выпуклую (тороидальную) форму. В настоящее время практически отсутствуют данные о влиянии этого конструктивного параметра шины на ее силовые и кинематические характеристики при качении с уводом. Решение этой задачи, приводимое в данной работе, основывается на рассмотрении контактных явлений во фрикционной паре “эластичное колесо — жесткая опорная поверхность”. В результате получены зависимости, позволяющие определять боковую силу, поворачивающий момент, действующий в плоскости контакта, потери на трение в контакте для колес с различной тороидальностью в функции угла увода и реализуемой в контакте продольной касательной силы; сделаны выводы о влиянии величины выпуклости протектора на боковую силу, стабилизирующий момент и мощность потерь на трение в контакте.*

**Ключевые слова:** шина, колесо, качение, тороидальность, выпуклость, сила, трение, мощность, увод.

*The tread of the tire (in inflated state) may have a convex (toroidal) shape. At present, there are practically no data on the influence of this structural parameter of the tire on its power and kinematic characteristics when rolling with a withdrawal. The solution of this problem, given in this paper, is based on the consideration of contact phenomena in the friction pair “elastic wheel-rigid support surface”. In the result there are the dependences allowing to determine a lateral force, turning moment acting in the plane of contact, friction losses in the contact of wheels with different toroidally as a function of slip angle and feasible contact longitudinal tangential; the conclusions about the influence of the value of the convexity of the tread on the side force stabilizing and moment capacity of the friction losses in the contact.*

**Keywords:** tire, wheel, rolling, toroidal, convexity, force, friction, power, withdrawal.

### Введение

У большинства современных шин колесного транспорта беговая дорожка (протектор) имеет форму, близкую к цилиндрической. Площадка контакта таких шин с твердой опорной поверхностью близка к прямоугольной. Наряду с этим имеются шины, у которых (в накачанном состоянии) протектор имеет выпуклую форму (тороидальную).

Как показано в [1] тороидальность (выпуклость) формы беговой дорожки колеса влияет на процесс его прямолинейного качения лишь при малых продольных касательных силах, действующих в контакте.

Вместе с тем, остается невыясненным вопрос о влиянии тороидальности беговой дорожки эластичного колеса на его качение с уводом и по криволинейной траектории.

### Постановка задачи

В данной работе решаются задачи определения силовых и кинематических характеристик эластичных колес (к которым относятся и шины) с выпуклой формой беговой дорожки при их качении с уводом, т. е. в случае, когда вектор скорости оси колеса составляет с плоскостью вращения колеса угол  $\delta$ , называемый углом увода, а именно: выводятся зависимости для нахождения величины боковой силы, стабилизирующего момента и мощности потерь на трение в контакте.

### Решение

При решении этой задачи будем использовать методику и уравнения, полученные ранее [1–7]



для колеса с цилиндрической формой беговой дорожки (форма отпечатка контакта с дорогой близка к прямоугольной).

С целью упрощения примем, что форма пятна контакта колеса с основанием близка к эллиптической, т. е. координаты контурной линии пятна контакта связаны зависимостью:

$$\frac{a^2}{A^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (1)$$

где  $A$  и  $b$  — полуоси эллипса, а нормальные давления как в продольном, так и в поперечном сечениях пятна контакта распределяются по параболическому закону [8]

$$q_n = q_{n0} \left( 1 - \frac{x^2}{A^2} - \frac{y^2}{b^2} \right), \quad q_{n0} = \frac{2F_n}{\pi Ab}. \quad (2)$$

Как и в указанных выше работах считаем, что в пятне контакта имеются две зоны — участок сцепления на входе контакт и участок скольжения на выходе из контакта.

На участке сцепления продольные и поперечные тангенциальные смещения точки беговой дорожки колеса, обусловленные действием соответственно продольной и поперечной касательных сил, определяются как [5]:

$$u_x = \Delta V_x t = \xi_x (a - x); \quad (3)$$

$$u_y = \Delta V_y t = V_y t = (a - x) \operatorname{tg} \delta \approx \delta (a - x). \quad (4)$$

Соответствующие им удельные касательные силы будут равны соответственно:

$$q_{tx} = \lambda_x u_x = \lambda_x \xi_x (a - x); \quad (5)$$

$$q_{ty} = \lambda_y u_y = \lambda_y \delta (a - x). \quad (6)$$

В этих выражениях  $\lambda_x$  и  $\lambda_y$  — коэффициенты тангенциальной жесткости колеса в продольном и в поперечном направлении:

$$\xi_x = \frac{\Delta V_x}{V_x} = 1 - \frac{r_r}{r_r^c}; \quad (7)$$

относительная потеря скорости колеса:

$$r_k = \frac{V_x}{\omega}; \quad (8)$$

радиус качения:

$$r_r^c = r_0 + \frac{a^2}{3r_0^2}, \quad (9)$$

радиус свободного качения (когда продольная сила в контакте равна нулю).

В формуле (5) величина относительной потери скорости колеса различна в разных контактирующих с основанием продольных сечений, так как в соответствии с (7) относительная потеря скорости зависит от радиуса  $r_k^c$ , который различен для разных продольных сечений [1]. Величина же коэффициента тангенциальной жесткости  $\lambda_x$  одинакова для всех продольных сечений.

В некоторой точке контакта продольного сечения по достижении суммарного тангенциального напряжения:

$$q_t = \sqrt{q_{tx}^2 + q_{ty}^2} = (a - x) \sqrt{\lambda_x^2 \xi_x^2 + \lambda_y^2 \delta^2} \quad (10)$$

наблюдаются предельные значения по сцеплению, т. е.  $|q_t| = \mu q_n$ , происходит срыв и начинается скольжение.

Координата границы участков сцепления и скольжения в каждом из продольных сечений, с учетом выражений (2) найдется как:

$$x_0 = -a \pm \frac{A^2}{\mu q_{n0}} \sqrt{\lambda_x^2 \xi_x^2 + \lambda_y^2 \delta^2}. \quad (11)$$

Боковая сила, возникающая в контакте, может быть рассчитана как:

$$F_y = \int_{-b}^{+b} t_y dy, \quad (12)$$

где

$$t_y = \int_{-a}^{x_0} q_{ty}^{\text{СК}} dx + \int_{x_0}^{+a} q_{ty} dx \quad (13)$$

погонная боковая сила;  $q_{ty}^{\text{СК}}$  — поперечная составляющая тангенциального напряжения на участке скольжения. Для ее определения следует учесть, что на участке скольжения тангенциальные напряжения  $q_{ty}^{\text{СК}} = \mu q_n$  совпадают по направлению со скоростью скольжения, и в этом случае

$$q_{ty}^{\text{СК}} = \mu q_n \frac{V_y^{\text{СК}}}{V_x^{\text{СК}}}; \quad q_{tx}^{\text{СК}} = \mu q_n \frac{V_x^{\text{СК}}}{V_x^{\text{СК}}}. \quad (14)$$

Для определения  $V_x^{\text{СК}}$ ,  $V_x^{\text{СК}}$ ,  $V_y^{\text{СК}}$  воспользуемся выражением, полученным в [3], позволяющим определять среднее значение продольной скорости скольжения:

$$V_x^{\text{СК}} = \xi_x V_x; \quad V_y^{\text{СК}} = \delta V_x. \quad (15)$$

В результате:

$$q_{ty}^{\text{СК}} = \mu q_n \frac{\delta}{\sqrt{\xi_x^2 + \delta^2}}, \quad q_{tx}^{\text{СК}} = \mu q_n \frac{\xi_x}{\sqrt{\xi_x^2 + \delta^2}}. \quad (16)$$

С учетом полученной для  $q_{ty}^{ck}$  зависимости, а также принимая во внимание выражение для  $q_{ty}$ ,  $q_n$  и  $x_0$  после некоторых преобразований, приходим к следующему выражению для погонной боковой силы:

$$t_y = \delta \left[ \frac{\mu q_{n0}}{\sqrt{\xi_x^2 + \delta^2}} \frac{2a^3 + 3a^2 x_0 - x_0^3}{3A^2} + \frac{\lambda_y}{2} (a - x_0)^2 \right]. \quad (17)$$

Подобно вышеизложенному найдется и продольная тангенциальная сила:

$$F_x = \int_{-b}^{+b} t_x dy, \quad (18)$$

где погонная продольная касательная сила выражается зависимостью

$$t_x = \int_{-a}^{x_0} q_{tx}^{ck} dx + \int_{x_0}^{+a} q_{tx} dx = \xi_x \left[ \frac{\mu q_{n0}}{\sqrt{\xi_x^2 + \delta^2}} \frac{2a^3 + 3a^2 x_0 - x_0^3}{3a^2} + \frac{\lambda_x}{2} (a - x_0)^2 \right]. \quad (19)$$

Вследствие несимметричности распределения на площадке контакта продольных и поперечных тангенциальных напряжений, в плоскости контакта возникают моменты:

$$M_{tx} = \int_{-b}^{+b} t_x y dy; \\ M_{ty} = \int_{-b}^{+b} m_y dy; \quad (20)$$

$$M_z = M_{tx} + M_{ty},$$

где  $m_y$  — элементарный момент, возникающий в продольном сечении вследствие несимметричности распределения поперечных тангенциальных напряжений:

$$m_y = \int_{-a}^{x_0} q_{ty}^{ck} x dx + \int_{x_0}^{+a} q_{ty}^{ck} x dx. \quad (21)$$

Для оценки интенсивности износа по ширине беговой дорожки тороидального эластичного колеса, катящегося с уводом по жесткому основанию, воспользуемся выражением для погонной мощности трения в контакте:

$$P_{тр}^{пог} = \int_{-a}^{x_0} \mu q_n V^{ck} dx = \frac{a - x_0}{a + x_0} \sqrt{\xi_x^2 + \delta^2} \left( a^2 x_0 - \frac{x_0^3}{3} + \frac{2}{3} a^3 \right). \quad (22)$$

Полная мощность трения, дающая интегральную оценку интенсивности износа беговой дорожки, в свою очередь, найдется как:

$$P_{тр} = \int_{-b}^{+b} P_{тр}^{пог} dy. \quad (23)$$

## Полученные результаты и выводы

Полученные зависимости позволяют рассчитать боковую силу и стабилизирующий момент, действующие в плоскости контакта катящегося с уводом тороидального колеса, и интенсивность износа беговой дорожки колеса при различных значениях углов увода  $\delta$ , реализуемой в контакте продольной касательной силы  $F_x$  и радиуса кривизны колеса  $\rho$  в поперечной плоскости, что, в свою очередь, позволяет определить аналитически коэффициент бокового увода с учетом действующей продольной силы  $F_x$  [9].

Влияние кривизны беговой дорожки колеса в поперечном направлении на величину боковой силы не столь велико. Наряду с этим резко проявляется влияние этой кривизны на величину стабилизирующего момента при небольших продольных касательных силах в контакте при  $\rho < (2...3)r$ .

Для вытянутой в продольном направлении площадки контакта  $\left(\frac{\rho}{r} < 1\right)$  боковая сила меньше, а стабилизирующий момент больше, чем для площадки, вытянутой в поперечном направлении (при прочих равных условиях).

Мощность потерь на трение в контакте при качении колеса с уводом незначительно зависит от тороидальности колеса.

В работах [10—14] авторов рассмотрены также другие вопросы механики качения колеса, в том числе — по криволинейной траектории.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** Влияние тороидальности эластичных колес на неравномерность износа по ширине беговой дорожки // Изв. вузов. Машиностроение, 1983. — № 9. — С. 94—97.
2. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** Определение мощности потерь на трение в контакте фрикционной пары — "колесо с пневматической шиной — жесткое основание" // Бесступенчато-регулируемые передачи: межвуз. сб. науч. тр. — Ярославль, 1978. — Выпуск 3. — С. 61—67.
3. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** Анализ кинематических и силовых соотношений при качении эла-

- стичного колеса по жесткому основанию // *Механика машин.* — 1980. — Вып. 57. — С. 101–106.
4. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н., Балабина Т. А.** Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью // Тезисы докладов Международной научно-практической конференции ААИ "Автомобиле- и тракторостроение", посвященной 145-летию МГТУ "МАМИ", секция 5 "Колеса и шины". — Москва, 2010 г. — С. 73–80.
  5. **Балабина Т. А., Мамаев А. Н.** Механика качения эластичного колеса по жесткой опорной поверхности. Сборник: Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития. — 2014. — С. 20–25.
  6. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** К вопросу наименьшей величины коэффициента сопротивления качению эластичного колеса по жесткой горизонтальной поверхности // *Изв. вузов. Машиностроение.* — 1987. — № 10. — С. 85–88.
  7. **Мамаев А. Н.** Определение коэффициента тангенсальной эластичности колеса с тороидальной формой беговой дорожки // *Изв. вузов. Машиностроение.* — 1982. — № 10. — С. 80–86.
  8. **Мамаев А. Н., Вуколова Г. С., Дмитриева Л. Н.** Влияние вида принимаемого закона распределения нормальных давлений в контакте колеса с жестким основанием на расчетные силовые и кинематические характеристики колеса // Сборник научных трудов, посвященных 60-летию воссоздания МАМИ. — М.: Изд. МГТУ МАМИ, 1999. — С. 112–118.
  9. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н., Маринкин А. П., Юрьев Ю. М.** Влияние режима качения эластичного колеса на величину боковой силы при боковом уводе // *Вестник машиностроения.* — 1986. — № 1. — С. 33–35.
  10. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** Анализ силовых соотношений при качении ведомого эластичного цилиндрического колеса по криволинейной траектории // *Механика машин.* — 1980. — Вып. 57. — С. 105–112.
  11. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** Исследование контактных явлений при криволинейном качении тороидального колеса // *Изв. вузов, Машиностроение.* — 1980. — № 2. — С. 33–38.
  12. **Виравов Р. В., Мамаев А. Н.** Определение сил и моментов, действующих на тороидальное колесо при криволинейном качении // *Известия вузов. Машиностроение.* — 1980. — № 3. — С. 30–34.
  13. **Мамаев А. Н., Сазанов И. В., Назаров Ю. П.** Определение силовых характеристик эластичного колеса при качении уводом по криволинейной траектории // Материалы II Всесоюзного симпозиума "Проблемы шин и резинокордных материалов. Прочность и долговечность". — М.: НИИШП. — 1990. — С. 50–56.
  14. **Мамаев А. Н.** Влияние условий работы шин на износ их беговой дорожки // *Грузовик.* — 1999. — № 9.

---

---

## Делегация из Баварии

"КАМАЗ" посетила делегация представителей Федеральной земли Бавария (ФРГ) во главе с министром экономики, регионального развития и энергетики Баварии, заместителем премьер-министра Баварии Хубертом Айвангером.

В числе гостей — руководители ведущих германских фирм, работающих в области машиностроения, металлообработки, электротехники, электроники, энергетического оборудования, транспорта, а также представители деловых и политических кругов Баварии. Ознакомительный визит баварцев на "КАМАЗ" состоялся в рамках их посещения Татарстана и Ульяновской области.

"Наш визит представляется мне важным шагом, призванным углубить сотрудничество с Россией и установить новые контакты", — прокомментировал цель встречи Хуберт Айвангер. — В ходе этой поездки я хочу внести вклад в дело освоения баварскими компаниями значительного по своему потенциалу российского рынка и одновременно продемонстрировать российским партнерам высокую эффективность и инновационные возможности нашего бизнеса".

На "КАМАЗе" члены делегации посетили Научно-технический центр, завод двигателей, совместное предприятие "ЦФ КАМА", специализирующееся на производстве коробок передач. В течение дня гости также ознакомились с работой конвейера сборки кабин и главного сборочного конвейера на автомобильном заводе, посетили завод каркасов кабин и совместное предприятие по выпуску тормозных механизмов ООО "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА".

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

УДК 629.017

П. И. Литвак, аспирант, Московский политехнический университет

E-mail: pashalitvak@mail.ru

## ВЛИЯНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ АКТИВНОЙ ПОДВЕСКИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

*В данной работе проведена оценка влияния активной подвески на управляемость и устойчивость автомобиля. Разработана одномассовая модель движения автомобиля, на которой были проведены исследования. Предложен закон управления активной подвеской. На основании сравнения показателей автомобиля с активной и пассивной подвеской проведен сравнительный анализ.*

**Ключевые слова:** система поддрессирования, активная подвеска, закон регулирования активной подвеской, активная безопасность автомобиля, управляемость и устойчивость автомобиля.

*In this paper, we assess the impact of active suspension on the handling and stability of the car. To do this, a one-mass model of the car movement was developed, on which studies were conducted. Also created a control law of the active suspension. On the basis of comparison of indicators of the car with active and passive suspension the comparative analysis was made.*

**Keywords:** suspension system, active suspension, the law of regulation of active suspension, active safety of the car, handling and stability of the car.

---

С каждым годом количество автомобилей и динамика их движения на дорогах нашей страны растет, что приводит к увеличению аварийных ситуаций. В целях предотвращения дорожно-транспортных происшествий необходимо улучшать активную безопасность транспортных средств. Для улучшения характеристик активной безопасности производители автомобилей применяют множество различных систем, влияющих на управляемость и устойчивость транспортных средств. Одним из важных элементов, влияющих на активную безопасность, является система поддрессирования автомобиля.

Системе поддрессирования уделено значительное внимание в работах [1–4], на основании которых созданы опытные образцы и производятся серийные автомобили.

На заре автомобилестроения характеристики упругого элемента и гасителя колебаний подбирались опытным путем. Данный метод эффективен, но приводит к большим финансовым затратам и увеличению срока проектирования автомобиля.

С появлением вычислительных машин инженеры начали подбирать характеристики подвески с помощью методов оптимизации. Методы позволили точнее, быстрее и дешевле получить жесткость и коэффициент демпфирования, необходимые для оптимальных характеристик плав-

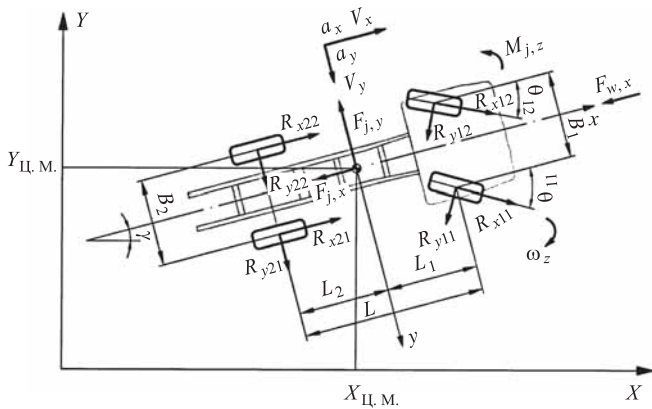
ности хода и активной безопасности. Однако подбор параметров пассивной подвески всегда является компромиссом и не позволяет добиться одинаково эффективных показателей динамики автомобиля в различных условиях и маневрах.

Для создания универсальной системы поддрессирования были разработаны разные элементы активной подвески. Активные подвески позволяют изменять жесткость, коэффициент демпфирования и дорожный просвет. В зависимости от конструкции активной подвески могут изменяться один или несколько вышеперечисленных параметров. Благодаря активной подвеске автомобиль может сохранять высокие показатели плавности хода и активной безопасности в различных маневрах и на разных типах поверхности.

Целью данной работы является оценка влияния регулирования параметров активной подвески на характеристики управляемости и устойчивости автомобиля.

Для реализации поставленной цели была разработана одномассовая модель движения автомобиля с пассивной подвеской и аналогичная модель автомобиля с активной подвеской для дальнейшего сравнения их характеристик.

Для вывода уравнений динамики курсового движения автомобиля составлена схема сил и моментов, действующих на автомобиль в плоскости,



**Рис. 1.** Расчетная схема курсового движения автомобиля

параллельной дороге (рис. 1). Векторы проецируются в подвижную систему координат, начало которой находится в центре масс автомобиля. Ось  $x$  лежит в продольной плоскости симметрии автомобиля; ось  $y$  находится в поперечной плоскости и направлена в сторону правого борта; ось  $z$  перпендикулярна плоскости дороги.

Курсовое движение описывается уравнениями поступательного движения в направлениях  $x$  и  $y$  подвижных осей и вращательного движения вокруг оси  $z$ :

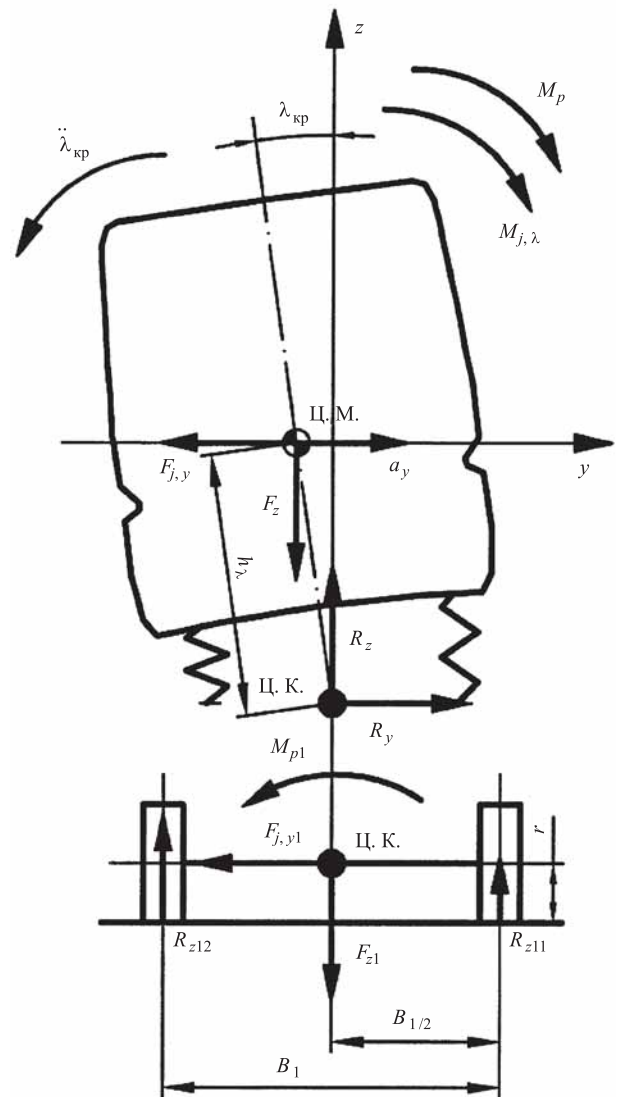
$$\begin{cases} M(\dot{V}_{ц.м.,x} - \omega_z V_{ц.м.,y}) = R_{x11} \cos \theta_{11} + R_{x12} \cos \theta_{12} + \\ + R_{x21} + R_{x22} - R_{y11} \sin \theta_{11} - R_{y12} \sin \theta_{12} - F_{w,x}; \\ M(\dot{V}_{ц.м.,y} + \omega_z V_{ц.м.,x}) = R_{x11} \sin \theta_{11} + R_{x12} \sin \theta_{12} + \\ + R_{y11} \cos \theta_{11} + R_{y12} \cos \theta_{12} + R_{y21} + R_{y22}; \\ I_z \ddot{\gamma} = I_z \dot{\omega}_z = 0,5B_1(R_{x12} \cos \theta_{12} - R_{x11} \cos \theta_{11} + \\ - R_{y11} \sin \theta_{11} - R_{y12} \sin \theta_{12}) + 0,5B_2(R_{x22} - R_{x21}) + \\ + (R_{x11} \sin \theta_{11} + R_{x12} \sin \theta_{12} + R_{y11} \cos \theta_{11} + \\ + R_{y12} \cos \theta_{12})L_1 - (R_{y21} + R_{y22})L_2, \end{cases}$$

где  $M$  — масса автомобиля;  $V_{ц.м.,x}$  и  $V_{ц.м.,y}$  — проекции вектора скорости поступательного движения центра масс автомобиля на продольную и поперечную оси;  $I_z$  — момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси;  $\gamma$  — курсовой угол;  $\omega_z$  — угловая скорость продольной оси автомобиля;  $R_{xij}$  — продольная реакция на  $j$ -м колесе  $i$ -й оси;  $R_{yij}$  — боковая реакция на  $j$ -м колесе  $i$ -й оси;  $F_{w,x}$  — продольная составляющая аэродинамического сопротивления;  $\theta_{ij}$  — угол поворота  $j$ -го колеса  $i$ -й оси;  $B_1$  и  $B_2$  — колеи передних и задних колес;  $L_1$  и  $L_2$  — расстояния от передней и задней осей до центра масс.

Схема, используемая для составления уравнения бокового крена поддрессоренной массы автомобиля и уравнений нормальных реакций (на примере переднего моста, показатели которого обозначаются индексом "1"), представлена на рис. 2.

На поддрессоренную массу действуют:

- вертикальная сила  $F_z$ , которая определяется весом поддрессоренной массы;
- боковая сила  $F_y$ , направленная противоположно боковому ускорению  $j_y$  и рассчитываемая следующим образом:  $F_y = M_n j_y$ , где  $M_n$  — поддрессоренная масса автомобиля;
- инерционный момент, возникающий при вращательном движении поддрессоренной массы



**Рис. 2.** Расчетная схема крена поддрессоренной массы автомобиля

относительно центра крена и рассчитывающийся по формуле  $M_{j, \lambda} = I_{Ц.К} \ddot{\lambda}_{кр}$ , где  $\lambda_{кр}$  — угол крена, а  $I_{Ц.К}$  — момент инерции поддресоренной массы относительно оси, проходящей через центр крена. При известном моменте инерции  $I_x$  относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести поддресоренной массы,  $I_{Ц.К}$  может быть рассчитан по теореме Гюйгенса:  $I_{Ц.К} = I_x + M_n h_\lambda^2$ ;

— реактивный момент подвески, зависящий от угла крена, угловой жесткости  $c_\lambda$  и коэффициента демпфирования  $\gamma_\lambda$  подвески следующим образом:

$$M_p = c_\lambda \lambda_{кр} + \gamma_\lambda \dot{\lambda}_{кр};$$

— нормальная  $R_z$  и боковая  $R_y$  реакции, равные соответственно силам  $F_z$  и  $F_y$  и приложенные в центре крена.

Для составления уравнения поперечного крена запишем условие равновесия моментов относительно точки Ц.К.:

$$\sum M_{Ц.К} = F_y h_\lambda \cos \lambda_{кр} + F_z h_\lambda \sin \lambda_{кр} - M_{j, \lambda} - M_p = 0.$$

Разрешение данного уравнения относительно углового ускорения  $\ddot{\lambda}_{кр}$  с учетом приведенных выражений для силовых факторов дает модель динамики поперечных угловых колебаний поддресоренной массы автомобиля:

$$\ddot{\lambda}_{кр} = \frac{M_n j_y h_\lambda \cos \lambda_{кр} + M_n g h_\lambda \sin \lambda_{кр} - (c_{\lambda 1} + c_{\lambda 2}) \lambda_{кр} - (\gamma_{\lambda 1} + \gamma_{\lambda 2}) \dot{\lambda}_{кр}}{I_x + M_n h_\lambda^2}.$$

Для определения нормальной реакции на правом колесе переднего моста составляем уравнение моментов относительно пятна контакта левого колеса и разрешаем его относительно  $R_{z11}$ :

$$R_{z11} = \frac{0,5 B_1 F_{z1} - F_{y1} r - M_{p1}}{B_1}. \quad (1)$$

Нормальную реакцию на левом колесе определяем из равновесия сил, действующих на неподдресоренную массу по оси  $z$ :

$$R_{z12} = F_{z1} - R_{z11}.$$

При учете в  $F_{z1}$  веса моста  $F_{z1} = R_{z1}$  рассчитывается с помощью системы уравнений (2) перераспределение нормальных реакций в продольной плоскости автомобиля.

Поскольку данная модель воспроизводит движение автомобиля по гладкой дороге (без учета микропрофиля), а моделируемые испытания характеризуются ускорениями и замедлениями, близкими к постоянным, а следовательно,

достаточно стабильными перераспределениями нормальных реакций, то было сочтено допустимым рассчитывать последние на основании условия статического равновесия автомобиля без учета продольных колебаний кузова (дифферента). В расчетной схеме на рис. 3 нормальные реакции перенесены в центры контакта шин с опорной поверхностью. Этот перенос вызывает появление в расчетной схеме моментов сопротивления качению  $M_{f1}$  и  $M_{f2}$ . Нормальную реакцию на передних колесах найдем, записав условие равновесия моментов относительно точки  $O_2$  контакта колес задней оси с поверхностью дороги и выразив из этого уравнения  $R_{z1}$ . Нормальную реакцию на задних колесах определим, записав сумму проекций сил на ось  $z$  и выразив из этого уравнения  $R_{z2}$ . В результате получается следующая система уравнений:

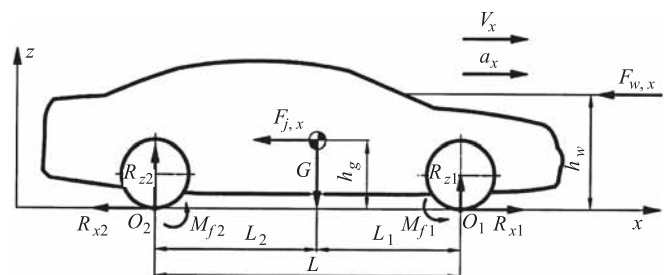
$$\begin{cases} R_{z1} = \frac{GL_2 - Ma_x h_g - F_{w,x} h_w - R_{z2} f_2 r}{L + f_1 r}, \\ R_{z2} = G - R_{z1}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $G = Mg$  — вес автомобиля;  $h_w$  — высота центра парусности автомобиля (точка приложения равнодействующей сил аэродинамического сопротивления). При расчете  $R_{z1}$  на ЭВМ значения ускорения автомобиля  $a_x$  и нормальной реакции  $R_{z2}$  берутся с предыдущего шага интегрирования.

Для моделирования сцепных свойств использована модель шины Magic Formula (MF), разработанная Н. Расејка, которая хорошо подходит как для исследования динамики автомобиля посредством виртуальных экспериментов, так и для решения оптимизационных задач, поскольку удовлетворяет следующим требованиям:

— приемлемость времени вычисления с обеспечением высокой точности описания силовых реакций шин;

— достоверность результатов вычислений в широком диапазоне изменения реакций шин



**Рис. 3.** Расчетная схема прямолинейного движения автомобиля по горизонтальной дороге

при любых сочетаниях увода и продольного проскальзывания;

- учет максимального числа параметров, влияющих на выходные характеристики шины;
- малое число коэффициентов, определяемых экспериментально.

МФ аппроксимирует продольную и боковую реакции колеса следующими функциями:

$$R_{x0} = D_x \sin [C_x \arctg \{B_x S_x - E_x (B_x S_x - \arctg(B_x S_x))\}];$$

$$R_{y0} = D_y \sin [C_y \arctg \{B_y \alpha - E_y (B_y \alpha - \arctg(B_y \alpha))\}],$$

где  $S_x$  и  $\alpha$  — соответственно продольное проскальзывание колеса и угол увода. Индекс "0" при реакциях означает, что они рассчитываются только для случаев чистого продольного  $R_{x0}$  и чистого бокового  $R_{y0}$  проскальзываний. Для учета комбинированного проскальзывания используются корректирующие функции, приводимые ниже. Коэффициенты  $B$ ,  $C$  и  $E$  во всех формулах модели МФ идентифицируются по экспериментальным данным, полученным при испытаниях шины (желательно) или автомобиля. Коэффициенты  $D$  представляют собой произведение максимального коэффициента сцепления в продольном/боковом направлении и нормальной реакции колеса:  $\varphi_{\max} R_z$ . Если в качестве  $D$  использовать только  $\varphi_{\max}$ , то выражения для касательных реакций превращаются в зависимости коэффициента сцепления от соответствующих проскальзываний, называемые  $\varphi$ - $S$  диаграммами.

Закон регулирования активной подвески основан на разности скорости рысканья автомобиля на жестких колесах и скорости рысканья автомобиля на эластичных колесах.

В данной модели регулированию подвергаются угловые жесткости передней и задней осей:

$$\begin{aligned} \Delta C_1 &= (|\omega_{ж}| - |\omega_э|) K_1; \\ \Delta C_2 &= (|\omega_{ж}| - |\omega_э|) K_2, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\Delta C_1$  — изменение жесткости передней оси;  $\Delta C_2$  — изменение жесткости задней оси;  $\omega_{ж}$  — скорость рысканья автомобиля на жестких колесах;  $\omega_э$  — скорость рысканья автомобиля на эластичных колесах;  $K_1$  — коэффициент изменения жесткости передней оси;  $K_2$  — коэффициент изменения жесткости задней оси.

Для исследования влияния характеристик активной подвески на управляемость и устойчи-

вость автомобиля был выбран эксперимент "рывок руля".

Для данного эксперимента были установлены следующие условия: дорога идеально ровная, начальная скорость  $v_0 = 12$  м/с, закон управления правым колесом представлен на рис. 4.

Принцип управления основывается на разнице скоростей рысканья автомобиля на твердых колесах к автомобилю на эластичных колесах. Разница  $\omega_{ж} - \omega_э$  дает понимание об избыточной или недостаточной поворачиваемости автомобиля (рис. 5). Соответственно, знак "+" означает недостаточную поворачиваемость и, как следствие, склонность автомобиля к сносу. Знак "-" означает избыточную поворачиваемость, т. е. склонность автомобиля к заносу. Для приближения показателей автомобиля к нормальной поворачиваемости, необходимо при знаке "+" увеличивать скорость рысканья, при знаке "-" уменьшать скорость ры-

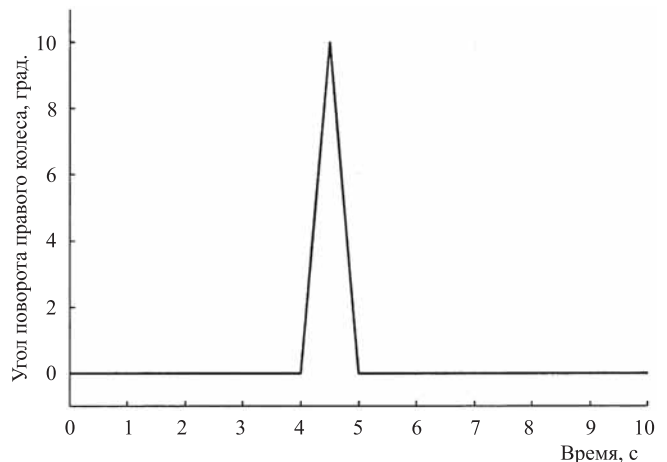


Рис. 4. Закон управления правого колеса

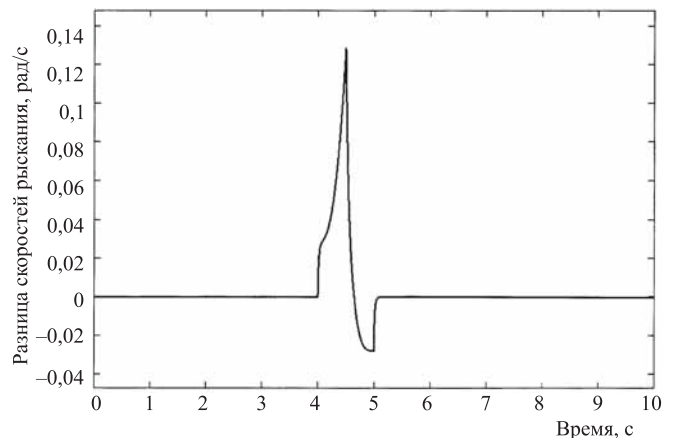


Рис. 5. Разница скоростей рысканья автомобиля на жестких и эластичных колесах с пассивной подвеской



сканья. Это достигается с помощью увеличения или уменьшения угловой жесткости подвески. Характеристика угловой жесткости передней оси автомобиля приведена на рис. 6. Эффективность данного метода демонстрирует график на рис. 7, на котором показано, что при недостаточной поворачиваемости скорость рысканья автомобиля

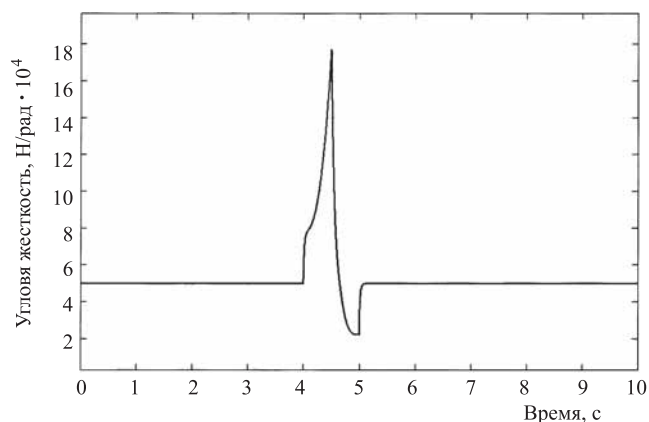


Рис. 6. Характеристика угловой жесткости передней оси автомобиля

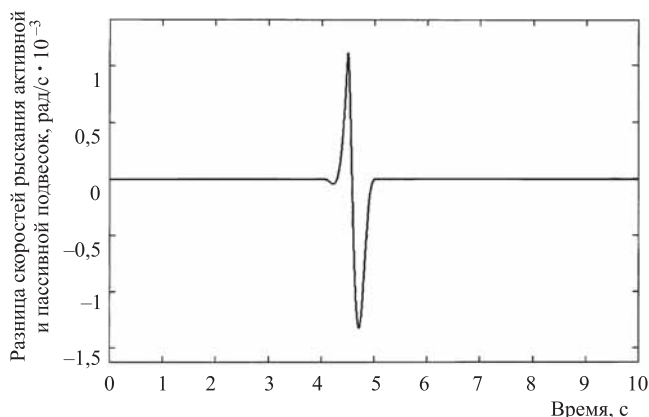


Рис. 7. Разница скоростей рысканья автомобиля с активной и пассивной подвеской

с активной подвеской увеличивается по сравнению с автомобилем с пассивной подвеской, а при избыточной поворачиваемости скорость рысканья уменьшается по сравнению с автомобилем с пассивной подвеской.

При недостаточной поворачиваемости автомобиль с активной подвеской имеет большую скорость рысканья, чем автомобиль с пассивной подвеской. При избыточной поворачиваемости скорость рысканья автомобиля с активной подвеской меньше, чем автомобиля с пассивной подвеской. Таким образом, можно отслеживать влияние параметров активной подвески на активную безопасность автомобиля.

Активная подвеска положительно влияет на характеристики активной безопасности автомобиля. Внедрение подобных систем улучшает управляемость и устойчивость автомобиля и позволит уменьшить количество дорожно-транспортных происшествий.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ахмедов А. А.** Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — М.: МАМИ, 2004.
2. **Бахмутов С. В., Рыков Е. О., Шемякин Ю. В.** Силовой метод оценки управляемости и устойчивости автомобиля // Автомобильная промышленность. — 1991. — № 3. — С. 16—19.
3. **Богомолов С. В.** Методика совершенствования управляемости и устойчивости автомобиля на основе многокритериальной оптимизации ее реакций на управляющие воздействия: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — М., 2000.
4. **Куликов И. А.** Совершенствование средств создания и исследования автомобилей с комбинированными энергоустановками с помощью технологий виртуально-физических испытаний: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — М.: МАМИ, 2005.



УДК 629.113

**И. Н. Жегалов**, адъюнкт, Рязанское гвардейское высшее воздушно-десантное командное училище имени генерала армии В. Ф. Маргелова

E-mail: zhegalov-vanya@yandex.ru

## РАСПРОСТРАНЕНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ В МОТОРНОМ МАСЛЕ ПРИ ЕГО ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КАВИТАЦИОННОЙ ОБЛАСТИ

*В статье представлены результаты теоретического исследования процесса ультразвуковой обработки моторного масла. Исследовано влияние акустических характеристик кавитирующей среды на эффективность ультразвуковой обработки. Установлены эффективные режимы пьезоэлектрического ультразвукового облучения моторного масла. Выявлены зависимости интенсивности ультразвукового излучения от вязкости обрабатываемого масла. Теоретически обоснована возможность сохранения свойств масла после обработки сериями.*

**Ключевые слова:** моторное масло, вязкость, ультразвук, акустические характеристики, режимы обработки, интенсивность, серии.

*The article presents the results of a theoretical study of the process of ultrasonic treatment of motor oil. The influence of the acoustic characteristics of the cavitating medium on the efficiency of ultrasonic treatment is investigated. The effective modes of piezoelectric ultrasonic irradiation of motor oil are established. The dependences of the intensity of ultrasonic radiation on the viscosity of the treated oil are revealed. Theoretically substantiated the possibility of maintaining the properties of the oil after processing in batches.*

**Keywords:** motor oil, viscosity, ultrasound, acoustic characteristics, processing modes, intensity, series.

---

Анализ существующих способов предпусковой подготовки дизелей в условиях низких температур, а также разработанных исследователями направлений улучшения пусковых и эксплуатационных качеств дизелей показал, что наряду с их преимуществами и недостатками, не исследовалось или незначительно разработано направление сокращения времени на подготовку дизеля к пуску посредством эффективного влияния на вязкостно-температурные свойства моторного масла. Воздействуя на число пусковых оборотов коленчатого вала, существующие способы практически не влияют на момент сопротивления прокручиванию, так как процесс снижения вязкости моторного масла при предпусковом подогреве занимает много времени, а в некоторых способах масло не подогревается вовсе, особенно в дизелях с сухим картером.

В последние годы значительно возрос интерес к возможности применения физических методов снижения вязкости, в частности ультразвуковых (УЗ) технологий. Преимущество ультразвуковой обработки перед многочисленными способами

улучшения структурно-механических свойств нефтяных дисперсных систем и методами борьбы с отложениями является его низкая энергозатратность, высокий коэффициент полезного действия, техническая и экологическая безопасность.

Уникальность и эффективность УЗ воздействия обусловлена формированием кавитационных парогазовых пузырьков, накапливающих энергию при их расширении в один полупериод УЗ колебаний и образующих ударные волны и кумулятивные струи при сжатии в другой полупериод. Ударные волны вызывают изменение структуры и свойств технологических сред. Но эффективность УЗ обработки доказана для топлив [1, 2], сохранение эксплуатационных свойств которых не представляет научного интереса. Структурный состав нефтяных моторных масел имеет ряд значительных особенностей по отношению к топливам, что обуславливает наличие определенных свойств, сохранение которых после УЗ облучения является необходимой задачей. В связи с этим необходимо выработать определенные режимы обработки масла, учитывающие интенсивность

и частоту ультразвука, продолжительность воздействия, достаточные для достижения требуемой вязкости масла в различных температурных условиях, но не превышающих значений, при которых будет наблюдаться необратимая деструкция структуры масла.

Задачей теоретического исследования, проведенного в данной статье, является установление наиболее эффективных режимов пьезоэлектрической УЗ обработки моторного масла с целью снижения его вязкости в условиях низких температур с сохранением его эксплуатационных свойств.

Из множества эффективных акустических характеристик кавитирующей среды наибольший интерес, в частности, представляет коэффициент поглощения, влияющий на распределение ультразвукового давления в гетерогенной жидкой среде и определяет эффективность кавитационного воздействия. Для выявления распределения кавитационных зон необходимо определить этот коэффициент.

Для определения акустических характеристик кавитирующей среды использовано известное уравнение [3], описывающее распространение акустического поля в жидкости, содержащей кавитационные пузырьки, заполненные паром или газом:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \Delta p = \rho_0 \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} \quad (1)$$

или, в развернутом виде,

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \left( \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) = \rho_0 \frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2}, \quad (2)$$

где  $t$  — время, с;  $p$  — мгновенное значение давления жидкости, Па;  $c_0$  — скорость звука в жидкой фазе, м/с;  $\rho_0$  — равновесная плотность жидкой фазы, кг/м<sup>3</sup>;  $\beta$  — мгновенное объемное содержание пузырьков;  $\Delta$  — оператор Лапласа:

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}.$$

Поскольку колебания кавитационных пузырьков носят нелинейный характер и содержат целый спектр частот, то для исследования уравнения (1) воспользуемся математическим аппаратом гармонического анализа, т. е. представления функций в виде рядов Фурье (в данном случае — в комплексной форме).

Известно (см., например, [4, 5]), что любая гладкая вещественнозначная функция  $f(t)$ , за-

данная на произвольном отрезке  $[a; a + T]$ , раскладывается в ряд:

$$f(t) \sim \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n \exp\left(-i \frac{2\pi n t}{T}\right),$$

коэффициенты которого называются комплексными амплитудами и вычисляются по формулам:

$$c_n = \frac{1}{T} \int_a^{a+T} f(t) \exp\left(-i \frac{2\pi n t}{T}\right) dt$$

$(n \in \mathbb{Z}).$

При этом  $\forall n \in \mathbb{N}$  для любого натурального значения  $n$ .

$$c_{-n} = \frac{1}{T} \int_a^{a+T} f(t) \exp\left(-i \frac{2\pi n t}{T}\right) dt = \bar{c}_n,$$

то есть  $c_{-n}$  и  $c_n$  — комплексно-сопряженные величины, следовательно,  $\forall n \in \mathbb{N} |c_{-n}| = |c_n|$ .

Применим эту теорию к нашей задаче в следующих обозначениях.

Пусть  $\omega$  — круговая частота колебаний акустического излучателя в жидкой среде, с<sup>-1</sup>.

Взяв:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

и

$$a = -\frac{\pi}{\omega},$$

получим, что любая заданная на отрезке:

$$\left[-\frac{\pi}{\omega}; \frac{\pi}{\omega}\right]$$

функция  $f(t)$  раскладывается в ряд:

$$f(t) \sim \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n \exp^{in\omega t} \quad (3)$$

с коэффициентами (комплексными амплитудами):

$$c_n = \frac{\omega}{2\pi} \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} f(t) \exp^{in\omega t} dt$$

$(n \in \mathbb{Z}).$

Заметим, что так как для гладких функций ряд:

$$\sum_{n=-\infty}^{\infty} |c_n|^2$$

всегда сходится [4, 5], то при  $n \rightarrow \infty$  коэффициенты  $c_n$  стремятся к нулю.

Это дает основание в первом приближении ограничиться несколькими первыми членами ряда (3), отбросив все остальные слагаемые.

В соответствии с вышесказанным разложим давление:

$$p = p(x, y, z, I, t) = p(r, I, t)$$

и объемное содержание пузырьков:

$$\beta = \beta(x, y, z, I, t) = \beta(r, I, t)$$

как функции переменной  $t$  при фиксированных координатах  $r = (x, y, z)$  и фиксированной интенсивности УЗ полей  $I = I(r)$  в ряды Фурье и подставим в уравнение (2).

Имеем:

$$p\left(r, I, t = \sum_{n=-\infty}^{\infty} p_n e^{in\omega t}\right), \quad (5)$$

где коэффициенты (комплексные амплитуды):

$$p_n = p_n(r, I) = \frac{\omega}{2\pi} \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} p(r, I, t) e^{-in\omega t} dt.$$

Дифференцируя (2, 5) по  $t$ , получаем:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \sum_{n=-\infty}^{\infty} p_n e^{in\omega t} (in\omega).$$

Повторное дифференцирование по  $t$  дает:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \sum_{n=-\infty}^{\infty} p_n e^{in\omega t} (in\omega)^2 = - \sum_{n=-\infty}^{\infty} n^2 \omega^2 p_n e^{in\omega t}. \quad (6)$$

Далее

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) p = \\ &= \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \sum_{n=-\infty}^{\infty} p_n e^{in\omega t} = \\ &= \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) p_n e^{in\omega t} = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \Delta p_n e^{in\omega t}, \end{aligned}$$

то есть:

$$\Delta p = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \Delta p_n e^{in\omega t}. \quad (7)$$

Аналогично, если:

$$\beta(r, I, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \beta_n e^{in\omega t}, \quad (8)$$

где коэффициенты (комплексные амплитуды):

$$\beta_n = \beta_n(r, I) = \frac{\omega}{2\pi} \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} \beta(r, I, t) e^{-in\omega t} dt, \quad (9)$$

то:

$$\frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} = - \sum_{n=-\infty}^{\infty} n^2 \omega^2 \beta_n e^{in\omega t}. \quad (10)$$

Подставим разложения (6), (7) и (10) в исходное уравнение (1):

$$\begin{aligned} -\frac{1}{c_0^2} \sum_{n=-\infty}^{\infty} n^2 \omega^2 e^{in\omega t} - \sum_{n=-\infty}^{\infty} \Delta p_n e^{in\omega t} = \\ = -\rho_0 \sum_{n=-\infty}^{\infty} n^2 \omega^2 \beta_n e^{in\omega t}. \end{aligned}$$

Приравнивая коэффициенты при  $e^{in\omega t}$  и умножая на  $(-1)$ , получаем уравнение для каждой из гармоник:

$$\Delta p_n + \frac{n^2 \omega^2}{c_0^2} p_n = n^2 \omega^2 \rho_0 \beta_n \quad (11)$$

$(n \in \mathbb{Z}).$

представляющее собой уравнение Гельмгольца [6].

В частности, уравнение для первой гармоники  $p_1$  (описывающей колебания, вызванные первичным ультразвуковым воздействием) имеет вид:

$$\Delta p_1 + \frac{\omega^2}{c_0^2} p_1 = n^2 \rho_0^2 \beta_1. \quad (12)$$

Преобразуем это уравнение, используя связь между интенсивностью УЗ колебаний  $I$  (Вт/м<sup>2</sup>) и комплексной амплитудой звукового давления [7]:

$$I = \frac{|p_1|^2}{2\rho c}, \quad (13)$$

где  $\rho$  — плотность кавитирующей среды, кг/м<sup>3</sup>,  $c$  — скорость звука в кавитирующей жидкости, м/с.

Из (13):

$$|p_1|^2 = 2\rho c I,$$

откуда:

$$|p_1| = \sqrt{2\rho c I}.$$

Вводя еще фазовый сдвиг  $\varphi$  (рад) ультразвукового давления  $p_1$ , запишем:

$$p_1 = |p_1| e^{i\varphi} = \sqrt{2\rho c I} e^{i\varphi}. \quad (14)$$

Далее комплексная амплитуда объемного содержания кавитационных пузырьков  $\beta_1$  может быть найдена по формуле (9) при  $n = 1$ :

$$\beta_1 = \frac{\omega}{2\lambda} \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} \beta_n(r, I, t) e^{-in\omega t} dt.$$

Подставляя сюда:

$$\beta_n(r, I, t) = \frac{4}{3} \pi R^3 n_\infty = \frac{4}{3} \pi [R(I, t)]^3 n_\infty(I),$$

где  $R = R(I, t)$  — известная функциональная зависимость радиуса пузырька от времени, а  $n_\infty = n_\infty(I)$  — стационарная концентрация количества пузырьков [3, 8]. Получаем, что:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \frac{\omega}{2\pi} \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} \frac{4}{3} \pi R^3 n_\infty e^{-in\omega t} dt = \\ &= \frac{2}{3} \omega \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} [R(I, t)]^3 n_\infty(I) e^{in\omega t} dt. \end{aligned} \quad (15)$$

С учетом (14) и (15) уравнение (12) запишется так:

$$\begin{aligned} \Delta(\sqrt{2\rho c I} e^{i\varphi}) + \frac{\omega^2}{c_0^2} \sqrt{2\rho c I} e^{i\varphi} = \\ = \frac{2}{3} \omega \int_{-\pi/\omega}^{\pi/\omega} [R(I, t)]^3 n_\infty(I) e^{in\omega t} dt. \end{aligned} \quad (16)$$

Распределение интенсивностей УЗ колебаний, найденное на основании уравнения (16) при известной геометрии УЗ излучателя и технологического объема, позволяет однозначно установить распределение кавитационных зон в объеме обрабатываемой жидкости.

Замечание. Перепишем уравнение (12) следующим образом:

$$\Delta p_1 + \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right) p_1 = 0 \quad (17)$$

или

$$\Delta p_1 + (k_1 + ik_2)^2 p_1 = 0, \quad (18)$$

где  $k_1$  — эффективное волновое число кавитирующей среды,  $m^{-1}$ ;  $k_2$  — эффективный коэффициент поглощения в кавитирующей среде, дБ/м ( $k_1$  и  $k_2$  — вещественные положительные числа) [9].

Найдем явные выражения для  $k_1$  и  $k_2$ .

Сравнивая коэффициенты перед  $p_1$  в (2, 17) и (2, 18), получаем:

$$k_1^2 - k_2^2 + 2ik_1 k_2 = \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1}. \quad (19)$$

Обозначим

$$\begin{aligned} A &= \operatorname{Re} \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right) = \frac{\omega^2}{c_0^2} - \operatorname{Re} \left( \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right) = \\ &= \frac{\omega^2}{c_0^2} - \omega^2 \rho_0 \operatorname{Re} \left( \frac{\beta_1}{p_1} \right) \end{aligned}$$

— вещественная часть правой части (19);

$$\begin{aligned} B &= \operatorname{Im} \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right) = \\ &= -\operatorname{Im} \left( \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right) = -\omega^2 \rho_0 \operatorname{Im} \left( \frac{\beta_1}{p_1} \right) \end{aligned}$$

— мнимая часть правой части (19).

В этих обозначениях уравнение (19) принимает вид:

$$k_1^2 - k_2^2 + 2ik_1 k_2 = A + iB.$$

Приравнявая в этом выражении вещественную и мнимую части, получаем систему:

$$\begin{cases} k_1^2 - k_2^2 = A, \\ 2k_1 k_2 = B. \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} k_1^2 - k_2^2 = A, \\ 2k_1 k_2 = B. \end{cases} \quad (21)$$

Выразим из (21)  $k_2$ :

$$k_2 = \frac{B}{2k_1} \Rightarrow k_2^2 = \frac{B^2}{4k_1^2}$$

и подставим в (20).

Получим:

$$k_1^2 - \frac{B^2}{4k_1^2} = A \Rightarrow 4k_1^4 - 4Ak_1^2 - B^2 = 0.$$

Возникло квадратное уравнение на  $k_1^2$ . Его корни:

$$(k_1^2)_{1,2} = \frac{2A \pm \sqrt{4A^2 + 4B^2}}{4} = \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2}}{2}.$$

При этом отрицательный корень:

$$\frac{A - \sqrt{A^2 + B^2}}{2}$$

отпадает по смыслу задачи.

Остается:

$$k_1^2 = \frac{A + \sqrt{A^2 + B^2}}{2},$$

откуда:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\sqrt{A^2 + B^2} + A}{2}}.$$

Заметим, что:

$$\sqrt{A^2 + B^2} = \left| \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right|$$

— модуль комплексного числа

$$A + iB = \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1},$$

следовательно:

$$k_1 = \sqrt{\frac{\left| \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right| + \operatorname{Re} \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right)}{2}}. \quad (22)$$

Далее:

$$\begin{aligned} k_2 &= \frac{B}{2k_1} = \frac{B}{2\sqrt{\frac{\sqrt{A^2 + B^2} + A}{2}}} = \\ &= \frac{B\sqrt{\sqrt{A^2 + B^2} + A}}{\sqrt{2}\sqrt{\sqrt{A^2 + B^2} + A}\sqrt{\sqrt{A^2 + B^2} + A}} = \\ &= \frac{B\sqrt{\sqrt{A^2 + B^2} - A}}{\sqrt{2}\sqrt{B^2}} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2 - A}{2}}, \end{aligned}$$

откуда окончательно:

$$k_2 = \sqrt{\frac{\left| \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right| - \operatorname{Re} \left( \frac{\omega^2}{c_0^2} - \frac{\omega^2 \rho_0 \beta_1}{p_1} \right)}{2}}. \quad (23)$$

Имея в виду явные выражения для входящих в формулы для  $k_1$  и  $k_2$  величин, видим, что эти коэффициенты зависят от комплексной амплитуды звукового давления в кавитирующей среде и комплексной амплитуды объемного содержания кавитационных пузырьков.

Выражение (23) дает возможность определить эффективный коэффициент поглощения кавитирующей среды, который главным образом обусловлен потерями энергии при схлопывании кавитационных пузырьков. Поэтому максимальное значение коэффициента поглощения при определенной интенсивности УЗ соответствует максимальной эффективности кавитационного воздействия.

Это утверждение справедливо, поскольку физический механизм поглощения ультразвука в об-

рабатываемом масле заключается в том, что при падении звуковой волны на одиночный пузырек последний, совершая вынужденные колебания, частично поглощает звуковую энергию вследствие потерь на вязкость и теплопроводность и частично переизлучает (рассеивает) падающую на него волну. Если же в среде имеется много пузырьков, то каждый из них находится в поле как падающей, так и рассеянных волн от соседних пузырьков, которые создают поле многократного рассеяния.

В режиме развитой кавитации поле рассеяния имеет широкий спектр, однако на вынужденные колебания отдельного пузырька основное влияние оказывает первая гармоника поля рассеяния от других пузырьков, частота которой совпадает с частотой первичной ультразвуковой волны. При этом комплексная амплитуда первой гармоники поля, рассеиваемого пузырьками, определяется стадией расширения, время протекания которой сопоставимо с периодом первичной ультразвуковой волны, а импульс давления ударной волны имеет длительность, много меньшую периода первичной УЗ волны, и, следовательно, обладает спектром в области высоких частот (до 44 МГц) [3–5]. Таким образом, коэффициент поглощения определяется зависимостью радиуса пузырьков от времени в стадии их расширения. С точки зрения закона сохранения энергии коэффициент поглощения — это затраты энергии на совершение работы по расширению пузырьков [7, 10].

Далее эта энергия мгновенно высвобождается в энергию ударной волны, которая переходит в нагрев жидкости, разрушение механических и химических связей и т. д., тем самым изменяя реологические свойства обрабатываемого масла.

Для выявления связи коэффициента поглощения с удельной мощностью ударных волн рассмотрена локальная область обрабатываемой среды объемом  $\Delta S \Delta x$ .

Из закона сохранения энергии следует, что удельная мощность ударных волн определяется согласно следующему выражению:

$$\begin{aligned} P_{уд} &= \frac{\Delta S \Delta I}{\Delta x \Delta S} = \frac{\Delta S (I - I e^{-K \Delta x})}{\Delta x \Delta S} = \frac{(I - I e^{-K \Delta x})}{\Delta x} = \\ &= K \frac{I (1 - I e^{-K \Delta x})}{K \Delta x} \approx KI, \end{aligned} \quad (24)$$

где  $I$  — интенсивность первичной УЗ волны, Вт/м<sup>2</sup>;  $\Delta I$  — изменение интенсивности УЗ в результате поглощения, Вт/м<sup>2</sup>;  $K$  — коэффициент поглощения, м<sup>-1</sup>.

Согласно представленному выражению (24) удельная энергия ударных волн, создаваемых

в единицу времени, равна произведению коэффициента поглощения на интенсивность первичной УЗ волны. Таким образом, коэффициент поглощения фактически пропорционален КПД ультразвуковой кавитации, т. е. отношению полезной энергии, создаваемой в виде ударных волн и необходимой для реализации физико-химических процессов, к энергии вводимых УЗ колебаний.

Это служит обоснованием того факта, что значение коэффициента поглощения может служить мерой эффективности кавитационного воздействия.

На рис. 1 приведены зависимости коэффициента поглощения в кавитирующих жидкостях от интенсивности воздействия для различных по реологическим свойствам гетерогенных сред с жидкой фазой.

Полученные зависимости позволяют оценить распределение звукового давления и размеры зон развитой кавитации в технологических объемах. Так, согласно приведенным зависимостям для жидкостей с первоначальной вязкостью  $4 \text{ Па} \cdot \text{с}$  при интенсивности вводимых УЗ колебаний  $8 \dots 10 \text{ Вт/см}^2$  значение коэффициента поглощения составляет  $0,43 \text{ дБ/см}$  вблизи поверхности.

Численные оценки показывают, что на расстоянии  $12 \text{ см}$  от излучателя интенсивность будет значительно ниже и составит  $6 \dots 7 \text{ Вт/см}^2$ , что означает снижение эффективности кавитации на  $25 \dots 30 \%$ .

Это подтверждает ограниченность формируемой кавитационной зоны в неньютоновских жидкостях, установленную на основании анализа известных научно-технических результатов в направлении диссертационного исследования.

Поскольку зависимость коэффициента поглощения от интенсивности воздействия имеет экстремальный характер, и положение максимума изменяется в широких пределах, то возник

ает необходимость в определении оптимальной интенсивности УЗ воздействия в зависимости от реологических свойств обрабатываемого масла.

Выявлены оптимальные интенсивности для моторного масла с различной начальной вязкостью в зависимости от температуры, которые представлены на рис. 2.

В представленных зависимостях наблюдается единая закономерность — интенсивность воздействия, при которой энергетическая эффективность ультразвуковой обработки максимальна, прямо пропорционально увеличивается с ростом вязкости.

Из данных зависимостей следует, что при вязкости масла более  $4 \text{ Па} \cdot \text{с}$  необходимо осуществлять УЗ воздействие с интенсивностью более  $12 \text{ Вт/см}^2$ . Однако для вязкости  $10 \text{ Па} \cdot \text{с}$  требуются интенсивности воздействия свыше  $30 \text{ Вт/см}^2$ , при которых, как было отмечено ранее, происходит разрушение химических связей в молекуле масла с безвозвратной ее деструкцией.

При этом понижение средней вязкости моторного масла перестает наблюдаться через  $9 \dots 12 \text{ с}$  после начала УЗ воздействия.

Таким образом, полученные результаты свидетельствуют о необходимости непрерывного контроля реологических свойств обрабатываемых жидкостей в процессе обработки и автоматического дозирования энергии ультразвукового воздействия.

В таблице приведены значения оптимальных интенсивностей воздействия для различной вязкости моторного масла в зависимости от температуры.

Представленные результаты могут быть в непосредственном виде использованы для определения интенсивности УЗ колебаний, необходимой для обеспечения наибольшей совокупной мощности кавитационных ударных волн в объеме, т. е. для определения оптимальной интенсивности. Как

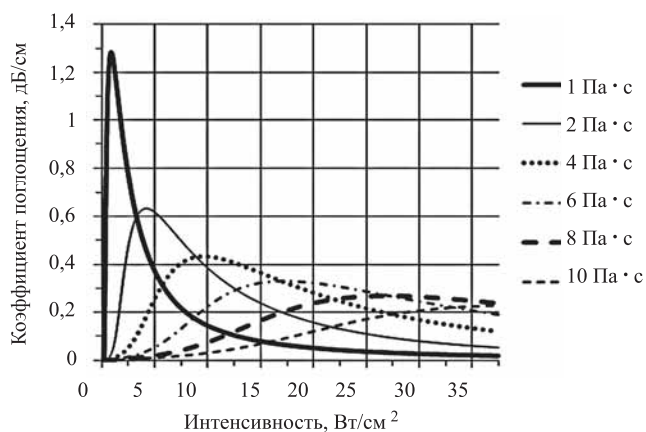


Рис. 1. Зависимости коэффициента поглощения в кавитирующей жидкости от интенсивности воздействия

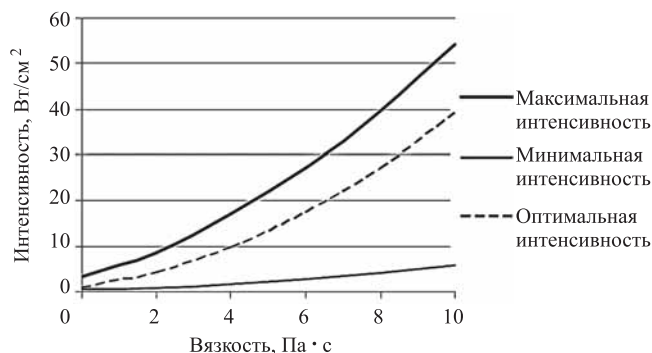


Рис. 2. Зависимости минимальной, максимальной и оптимальной интенсивностей воздействия от вязкости

**Значения оптимальных интенсивностей воздействия на моторное масло при различной его температуре**

Температура масла, °С	Начальная вязкость, Па·с	Оптимальная интенсивность, Вт/см <sup>2</sup>
0	3,4	7,8
Минус 10	4,6	12,1
Минус 20	6,2	18,2
Минус 30	8,4	30,6
Минус 40	12,8	>50

было отмечено ранее, начальная вязкость влияет на эффективные режимы воздействия.

Существуют максимально допустимые интенсивности УЗ воздействия, при которых кавитационные пузырьки перестают схлопываться и начинают вырождаться в долгоживущие.

Также существуют оптимальные интенсивности УЗ воздействия, при которых удельная мощность ударных волн (при схлопывании кавитационных пузырьков) максимальна. Например, для вязкости моторного масла до 4 Па·с оптимальные интенсивности составляют до 12 Вт/см<sup>2</sup>, а для масла с вязкостью свыше 4 Па·с — выше 12 Вт/см<sup>2</sup>.

Полученные результаты используются в дальнейшем для анализа формирования кавитационных зон в баке смазочной системы дизеля и выявления оптимальных условий воздействия.

Установлено, что ультразвуковая обработка моторного масла при определенной интенсивности приводит к разрыву межмолекулярных связей (Ван-Дер-Ваальсовых сил) в длинных полимерных цепочках масла, образовавшихся при понижении температуры, а также связей в макромолекулах (кристаллах) парафинов. Однако повышение интенсивности ультразвукового излучения может привести к разрыву химических связей внутри молекулы масла, произойдет безвозвратная деструкция молекул, и его эксплуатационные свойства ухудшатся. Так, граничная интенсивность ультразвукового излучения, при которой безвозвратного разрушения структуры масла не наблюдается, составляет 10...12 Вт/см<sup>2</sup>. Для масла же с вязкостью выше 4 Па·с необходимо обеспечить интенсивность выше пороговой, т. е. выше 12 Вт/см<sup>2</sup>.

Эффективность ультразвуковой обработки масла, как отмечено выше, прямо пропорциональна интенсивности ультразвукового излучения и времени обработки и обратно пропорциональна вязкости масла, т. е.

$$E_{УЗО} = \frac{It}{\eta}, \quad (25)$$

где  $E_{УЗО}$  — эффективность ультразвуковой обработки;  $I$  — интенсивность УЗ излучения;  $t$  — время УЗ обработки;  $\eta$  — вязкость масла.

Из зависимости (25) видно, что при невозможности достичь требуемой эффективности УЗ обработки, повышая интенсивность облучения при заданной вязкости, обеспечить эффективность можно, увеличивая продолжительность облучения. Но продолжительная УЗ обработка (свыше 10 с) приводит к образованию в обрабатываемом масле режима вырождения кавитации, когда пузырьки перерастают в долгоживущие, и эффект от УЗ излучения теряется. В связи с этим УЗ обработку целесообразно прекращать через 10 с после начала и возобновлять спустя 10 с повторно, т. е. сериями.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Василевский А. В.** Способ подготовки дизелей военной автомобильной техники к пуску в условиях низких температур: дис. ... канд. техн. наук: 20.02.17 / Василевский Александр Викторович. — Рязань, 2012. — 151 с.
2. **Ануфриев Р. В.** Влияние ультразвуковой обработки на структурно-механические свойства и состав нефтяных дисперсных систем: диссертация ... кандидата химических наук: 20.00.13 / Ануфриев Роман Викторович. — Томск, 2017. — 170 с.
3. **Bretz N.** Numerical simulation of ultrasonic waves in cavitating fluids with special consideration of ultrasonic cleaning / N. Bretz, J. Strobel, M. Kaltenbacher, R. Lerch // IEEE Ultrasonics Symposium, 2005. — P. 703—706.
4. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1984. — 832 с.
5. **Лавров А. М.** Тригонометрические ряды Фурье. Рязань, РГРТА, 1996. — 72 с.
6. **Владимиров В. С.** Уравнения математической физики. Изд. 4-е. — М.: Наука, 1981. — 512 с.
7. **Golykh R. N., Khmelev V. N., Khmelev S. S.** Process Modeling of Cavitation Zone in Process Vessels with High-viscous and Fine-dispersed Liquid Media // International Conference and Seminar on Micro. Nanotechnologies and Electron Devices. EDM'2011: Conference Proceedings. — Novosibirsk: NSTU, 2011. — P. 251—256.
8. **Выявление** оптимальных условий ультразвуковой кавитационной обработки высоковязких и неньютоновских жидких сред / В. Н. Хмелев, Р. Н. Голых, С. С. Хмелев, А. В. Шалунов // Электронный журнал "Южно-Сибирский научный вестник". — 2014. — № 2. — С. 138—142. — Режим доступа: [http://s-sibsb.ru/images/articles/2014/2\(6\)/SSibSB\\_Issue\\_6.pdf](http://s-sibsb.ru/images/articles/2014/2(6)/SSibSB_Issue_6.pdf).
9. **Голых Р. Н.** Повышение эффективности ультразвукового кавитационного воздействия на химико-технологические процессы в гетерогенных системах с несущей высоковязкой или неньютоновской жидкой фазой: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.08 / Голых Роман Николаевич. — Бийск, 2014. — 188 с.
10. **Голых Р. Н., Хмелев В. Н., Хмелев С. С.** Моделирование процесса формирования кавитационной области в высоковязких и высокодисперсных жидких средах // Электронный журнал "Южно-Сибирский научный вестник". — 2012. — № 1. — С. 22—26. — Режим доступа: [http://ssibsb.ru/images/articles/2012/1/Section1/4\\_22-26.pdf](http://ssibsb.ru/images/articles/2012/1/Section1/4_22-26.pdf).

УДК 629.331

**Ил. В. Денисов**, канд. техн. наук, доцент, e-mail: denisoviv@mail.ru,

**Ив. В. Денисов**, канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО "Владимирский государственный университет имени А. Г. и Н. Г. Столетовых", e-mail: denisoviv2@mail.ru

## ВЕРОЯТНОСТНАЯ МОДЕЛЬ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ КАТЕГОРИИ М1

*В настоящей статье разработана вероятностная модель предотказного состояния подвески колесной транспортной машины (КТМ) категории М1, использование которой в процессе технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобильной техники позволяет определять значения комплексного показателя безотказности (КПБ) системы в требуемые моменты времени в зависимости от конструктивных, эксплуатационных и организационно-производственных факторов. С целью обеспечения практической реализации предложенной математической модели система дифференциальных уравнений Колмогорова преобразована в линейные алгебраические зависимости, позволяющие прогнозировать отказы автотранспортных средств (АТС), оптимизировать интервалы проведения регламентных работ, а также ремонтных технических воздействий, реализуемых на предприятиях сервиса.*

**Ключевые слова:** автотранспортное средство, передняя подвеска автомобиля, задняя подвеска автомобиля, вероятность безотказной работы, надежность, вероятностная модель предотказного состояния.

*In this article, a probabilistic model of the pre-failure condition of the suspension of a wheeled transport vehicle (Car) of the M1 category is developed, the use of which in the process of technical maintenance (MOT) and repair of automotive equipment allows us to determine the values of the complex failure-free indicator (CFFI) of the system at the required times depending on the design, operational and organizational and production factors. In order to ensure the practical implementation of the proposed mathematical model, the Kolmogorov system of differential equations is transformed into linear algebraic dependencies, which make it possible to predict motor vehicle failures, to optimize intervals for routine maintenance, as well as repair technical actions implemented at service enterprises.*

**Keywords:** vehicle, front suspension of the car, rear suspension of the car, probability of no-failure, reliability, probabilistic model of a prenegative state.

---

### Введение

Автомобиль является сложной технической системой, поэтому при решении задач, связанных с обеспечением его надежности в эксплуатации, необходимо применять комплексный подход, сущность которого заключается в исследовании влияния подсистем колесной транспортной машины (КТМ) на ее безопасность во взаимодействии. В рамках реализации данного метода в работе [2] предлагался ввод комплексного показателя безотказной (КПБ) работы подсистем автотранспортного средства (АТС). Указанный параметр базируется на вероятностях безотказной работы (ВБР) трех наиболее важных подсистем автомобиля: рулевого управления, тормозной системы и подвески, которые, в свою очередь, функционально взаимосвязаны с их показателями работоспособности. В тех случаях, когда показатель работоспособности указанных систем КТМ выходит за область предельно

допустимых значений, то ВБР становится меньше 0,95, что соответствует ее параметрическому отказу.

### Постановка задачи исследования

Управление техническим состоянием КТМ требует наличия информации о работоспособности ее систем и элементов. Конструкция ходовой части автомобиля категории М1 включает подвеску кузова (ПК). Авторы настоящей статьи рассматривают указанную систему как восстанавливаемую, разделив ее на две подсистемы: переднюю и заднюю подвеску (далее в статье ПП и ЗП). Для обеспечения безотказности ПК в эксплуатации необходимо знать возможные ее состояния и вероятности пребывания в них. Практическое решение указанной задачи потребовало построения графа состояний системы и разработку вероятностной модели согласно методике, изложенной в работе [2].



## Результаты исследования и их обсуждение

ПП и ЗП автомобиля рассмотрены в виде физической системы  $S$ , в которой могут протекать случайные процессы с дискретным состоянием:  $S_1, S_2, \dots, S_i, \dots, S_n$ , число которых конечно. Исследование авторами настоящей публикации механизма перехода системы из одного состояния в другое, позволило выполнить построение графа состояния, представленного на рисунке [4, 6].

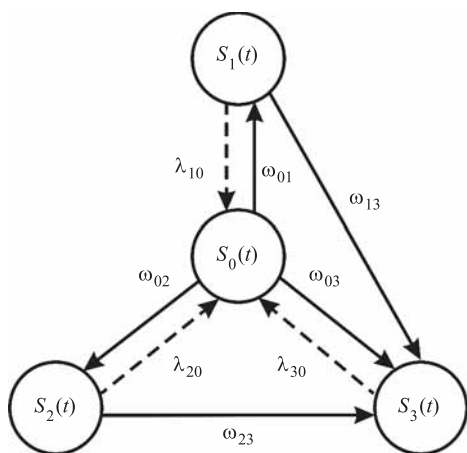
Для нахождения искомых вероятностей состояния ПК КТМ использован метод дифференциальных уравнений [7]. В рассматриваемой системе случайные процессы имеют дискретные состояния с непрерывным временем. Согласно рисунку подвеска автомобиля находится в одном из четырех возможных состояний.

При попадании системы в состояния  $S_1, S_2, S_3$  ей соответствует событие, характеризующее параметрическим отказом какой-либо подсистемы или их совместное появление. Надежность системы подвески АТС в состояниях  $S_1, S_2$  определяется ВБР подсистемы ПП и ЗП соответственно, а в состоянии  $S_3$ , согласно теореме умножения вероятностей, произведением значений указанных вероятностей.

Так как сумма вероятностей состояний  $P_1(t), P_2(t), \dots, P_n(t)$  системы  $S$  в любой случайный момент времени  $t$  образует полную группу событий и равна единице, то правомерно записать нормировочное условие [5, 7]:

$$\sum_{i=1}^n P_i(t) = 1, \quad (1)$$

где  $P_i(t)$  — вероятность нахождения системы  $S$  в  $i$ -м состоянии;  $n$  — число возможных состояний.



**Граф возможных состояний восстанавливаемой системы ПК КТМ категории М1:**

$S_0(t)$  — исправное состояние;  $S_1(t)$  — неисправна ПП;  $S_2(t)$  — неисправна ЗП;  $S_3(t)$  — неисправны ПП и ЗП

В течение времени система претерпевает изменения, возникают отказы и последующие восстановления, интенсивность которых  $\omega_{ij}$  и  $\lambda_{ij}$ . Данные параметры зависят от существующих условий эксплуатации и переводят систему  $S$  из состояния  $i$  в состояние  $j$ . Согласно ГОСТ 27.002—2015 "Надежность в технике. Термины и определения" параметр потока отказов (интенсивность перехода)  $\omega_{ij}$  представляет собой отношение математического ожидания числа отказов восстанавливаемого объекта за достаточно малую его наработку к значению этой наработки. В свою очередь, под интенсивностью восстановления  $\lambda_{ij}$  понимают условную плотность вероятности восстановления работоспособного состояния объекта, определяемая для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента восстановление не было завершено [1].

Для графа состояний ПК КТМ, изображенного на рисунке, составлена система дифференциальных уравнений Колмогорова, решение которой позволит получить значения искомых вероятностей [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_0(t)}{dt} &= -(\omega_{01} + \omega_{02} + \omega_{03})P_0(t) + \lambda_{10}P_1(t) + \\ &+ \lambda_{20}P_2(t) + \lambda_{30}P_3(t), \\ \frac{dP_1(t)}{dt} &= \omega_{01}P_0(t) - (\lambda_{10} + \omega_{13})P_1(t), \\ \frac{dP_2(t)}{dt} &= \omega_{02}P_0(t) - (\lambda_{20} + \omega_{23})P_2(t), \\ \frac{dP_3(t)}{dt} &= \omega_{03}P_0(t) + \omega_{13}P_1(t) + \omega_{23}P_2(t) - \lambda_{30}P_3(t). \end{aligned} \right\} (2)$$

В тех случаях, когда не требуется определение вероятностей состояний системы  $S$  в конкретный момент времени, а идет речь о длительных интервалах, например наработки изделий, то систему дифференциальных уравнений Колмогорова можно привести к системе линейных алгебраических уравнений. При этом полученные вероятности состояний ПК КТМ будут носить предельный характер, а сами состояния называться установившимися (при  $t \rightarrow \infty$ ) [5]. После несложных математических преобразований системы уравнений (2), сущность которых состояла в приравнивании производных  $P_i(t)$  к нулю, совместно с нормировочным условием (1), получена система алгебраических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -(\omega_{01} + \omega_{02} + \omega_{03})P_0(t) + \lambda_{10}P_1(t) + \\ + \lambda_{20}P_2(t) + \lambda_{30}P_3(t) &= 0, \\ \omega_{01}P_0(t) - (\lambda_{10} + \omega_{13})P_1(t) &= 0, \\ \omega_{02}P_0(t) - (\lambda_{20} + \omega_{23})P_2(t) &= 0, \\ \omega_{03}P_0(t) + \omega_{13}P_1(t) + \omega_{23}P_2(t) - \lambda_{30}P_3(t) &= 0, \\ P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) &= 1. \end{aligned} \right\} (3)$$

В результате решения системы уравнений (3) установлена формула расчета вероятности нахождения системы в состоянии  $S_0$  (автомобиль исправен):

$$P_0(t) = \frac{1}{\left(1 + \frac{\omega_{01}}{(\lambda_{10} + \omega_{13})} + \frac{\omega_{02}}{(\lambda_{20} + \omega_{23})} + \frac{1}{\lambda_{30}} \left( (\omega_{01} + \omega_{02} + \omega_{03}) - \frac{\lambda_{10}\omega_{01}}{(\lambda_{10} + \omega_{13})} - \frac{\lambda_{20}\omega_{02}}{(\lambda_{20} + \omega_{23})} \right) \right)}, \quad (4)$$

здесь  $\omega_{ij}$  — параметр потока отказов;  $\lambda_{ij}$  — интенсивность восстановления.

Вероятность нахождения системы в состоянии  $S_1$  (отказ ПП КТМ) определяется из выражения:

$$P_1(t) = \frac{\omega_{01}P_0(t)}{(\lambda_{10} + \omega_{13})}. \quad (5)$$

Вероятность нахождения системы в состоянии  $S_2$  (отказ ЗП АТС) может быть рассчитана на основании математической зависимости:

$$P_2(t) = \frac{\omega_{02}P_0(t)}{(\lambda_{20} + \omega_{23})}. \quad (6)$$

Расчетная формула определения вероятности нахождения системы в состоянии  $S_3$  (совместный отказ ПП и ЗП автомобиля) имеет вид:

$$P_3(t) = \frac{P_0(t)}{\lambda_{30}} \left( \frac{\omega_{13}\omega_{01}}{(\lambda_{10} + \omega_{13})} + \frac{\omega_{23}\omega_{02}}{(\lambda_{20} + \omega_{23})} + \omega_{03} \right). \quad (7)$$

При переходе системы подвески АТС в одно из четырех возможных состояний, которым в большинстве случаев свойственен отказ ПП или ЗП, а также их совместная потеря работоспособности, за исключением исправного состояния, подсистема, явившаяся причиной проявления отказа, будет лимитирующей при определении КПБ АТС. Таким образом, для состояния  $S_3$  формула расчета безотказности ПК КТМ примет вид:

$$P_{\text{БП}}(t) = P_{\text{ПП}}(t)P_{\text{ЗП}}(t), \quad (8)$$

где  $P_{\text{БП}}(t)$ ,  $P_{\text{ПП}}(t)$ ,  $P_{\text{ЗП}}(t)$  — ВБР системы подвески автомобиля и ее подсистем соответственно.

## Вывод

Разработанная вероятностная модель предотказного состояния ПК КТМ категории М1 позволяет выявить подсистемы, лимитирующие ее надежность. Полученные математические зависимости определения вероятностей пребывания рассматриваемой системы в одном из состояний представляют научную новизну и практическую ценность. Их использование при внедрении предложенной модели в технологические процессы

ТО и ремонта техники на предприятиях автомобильного сервиса дает возможность на основании диагностической информации и сведений о надежности установить значение КПБ подвески автомобиля в зависимости от конструктивных, эксплуатационных и организационно-производственных факторов. Фактическая расчетная величина указанного параметра может свидетельствовать об эксплуатации АТС в предотказном состоянии, что исключает случаи пропуска неисправности, т. е. проявления ошибок второго рода. При этом вариация значения КПБ системы на различной наработке отражает динамику изменения ее технического состояния во времени и позволяет решить задачу прогнозирования остаточного ресурса с целью назначения оптимальных сроков проведения технических воздействий для предупреждения отказа.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ 27.002—2015** Надежность в технике. Термины и определения. — М.: Стандартинформ, 2016. — 63 с.
2. **Денисов Ив. В.** Разработка методики управления техническим состоянием систем автомобиля, влияющих на безопасность движения: Дис. ... канд. техн. наук / Ив. В. Денисов. — Владимир, 2011. — 224 с.
3. **Денисов Ив. В., Денисов Ил. В., Баженов Ю. В.** Вероятностная модель предотказного состояния автомобиля // Бюллетень транспортной информации. — 2010. — № 9 (183). — С. 35—38.
4. **Разговоров К. И.** Разработка оптимальной системы поддержания автомобилей в работоспособном состоянии: На примере передней подвески и рулевого привода переднеприводных автомобилей семейства ВАЗ: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Разговоров Константин Игоревич. — Владимир, 2003. — 170 с.
5. **Моделирование** производственных процессов автомобильного транспорта. Учеб. пособие / Владим. гос. ун-т; сост. С. И. Коновалов, С. А. Максимова, В. В. Савин. — Владимир, 2005. — 244 с.
6. **Ходес И. В.** Методология прогнозирования управляемости колесной машины. Автореферат дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / Ходес Иосиф Викторович. — Волгоград, 2007 — 30 с.
7. **Вентцель Е. С., Овчаров Л. А.** Теория вероятностей и ее инженерные приложения. — М.: Наука, 1988. — 480 с.

УДК 656.135+004.942

А. Н. Якубович, д-р техн. наук, И. А. Якубович, д-р техн. наук, МАДИ

E-mail: yakubovich\_irina@mail.ru

## ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРИГОДНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ

*Предложено оценивать эксплуатационную пригодность автотранспортного средства на основе теории нечетких множеств. Для этой цели используется параметр состояния АТС (накопленный пробег, объем транспортной работы), увеличение которого свидетельствует об ухудшении эксплуатационной пригодности. Количественно эксплуатационная пригодность оценивается на основе функции принадлежности, аргументом которой является параметр состояния. Выделяются базовая функция принадлежности (параметры которой определяются на основе статистических данных об эталонных АТС) и объектные функции принадлежности, описывающие изменение эксплуатационной пригодности определенного АТС по мере увеличения параметра состояния. Приведена методика, позволяющая количественно оценивать влияние мероприятий по поддержанию и частичному восстановлению работоспособности на эксплуатационное состояние и прогнозируемую продолжительность эксплуатации. Методика также позволяет оптимизировать распределение ресурса, выделенного на поддержание работоспособности, по отдельным мероприятиям, с целью максимизации прогнозного периода эксплуатации АТС.*

**Ключевые слова:** эксплуатация автотранспорта, моделирование, нечеткая логика.

*It is offered to estimate operational suitability of the motor vehicle on the basis of the theory of fuzzy sets. For this purpose, the status parameter (accumulated mileage, volume of transport work) is used, the increase of which indicates deterioration in operational suitability. Quantitatively, operational suitability is evaluated based on the membership function, the argument of which is the status parameter. The basic membership function (the parameters of which are determined on the basis of statistical data on the reference motor vehicle) and object membership functions describing the change in the operational suitability of a particular motor vehicle as the state parameter increases are distinguished. The method allowing estimating quantitatively influence of actions for maintenance and partial restoration of working capacity on an operational condition and the predicted duration of operation is resulted. The method also allows optimizing the distribution of the resource allocated for maintenance of operability, on separate actions, for the purpose of maximization of the forecast period of operation of motor vehicle.*

**Keywords:** operation of motor vehicles, modeling, fuzzy logic.

### Введение

Для описания состояния технических систем широко используется фазовое пространство, размерность которого совпадает с количеством параметров состояния рассматриваемой системы. Состояние системы в каждый момент времени представляет собой изображающую точку фазового пространства, координатами которой являются значения параметров ее состояния. Изменение значений этих параметров в процессе эксплуатации системы отображается как последовательность точек фазового пространства (фазовая линия) [1].

Для оценки пригодности технической системы к дальнейшей эксплуатации в фазовом про-

странстве обычно выделяется две области. Первая область соответствует нормальной эксплуатации, соответственно, нахождение изображающей точки в этой области однозначно означает возможность продолжения функционирования системы и выполнения предусмотренных в ней полезных производственных функций. Вторая область фазового пространства, напротив, отражает полную невозможность продолжения эксплуатации системы; состояние, при котором изображающая точка находится в этой области, называется отказом.

Такой бинарный подход (возможность пребывания системы только в двух состояниях — есть отказ или нет отказа), несмотря на его широкую распространенность [2, 3], не позволяет в полной

мере оценить перспективы продолжения эксплуатации системы, изображающая точка которой находится в первой области фазового пространства. Это связано с вероятностным характером границы между областями: даже достаточно большая удаленность точки от этой среднестатистической границы не позволяет однозначно гарантировать работоспособность конкретной системы даже в ближайшей перспективе. Для количественной характеристики эксплуатационной пригодности системы часто используется вероятность ее отказа, обычно определяемая по степени близости изображающей точки к среднестатистической границе между областями [4, 5]. Но даже при таком подходе, когда вероятность отказа является непрерывной величиной, значения которой могут принимать любые значения в диапазоне от 0 до 1, бинарность по отношению к фактическому состоянию системы по существу сохраняется. Более того, в отдельных случаях имеет место несоответствие положения точки в пространстве состояний и ее фактической пригодности к эксплуатации: работоспособная система, изображающая точка которой уже находится в области ожидаемых отказов, и наоборот, невозможность функционирования системы при нахождении ее изображающей точки в области нормальной эксплуатации.

Попытка преодолеть данное противоречие достаточно явно прослеживается в современных нормах расчета строительных конструкций. В них выделяется две группы предельных состояний — по несущей способности и по пригодности к нормальной эксплуатации. Предполагается, что состояния первой группы отражают физическую целостность системы (строительной конструкции, здания, сооружения), в которых основным критерием разрушения, определяющим в том числе и границу между двумя областями фазового пространства, является превышение прочностей материалов напряжениями, возникающими в элементах системы под действием внешних нагрузок. При выходе изображающей точки в область отказов немедленно наступает физическое разрушение, которое, естественно, делает дальнейшую эксплуатацию полностью невозможной.

Состояния второй группы (например, деформации отдельных элементов под нагрузкой) связаны с функциональностью системы менее очевидным образом. Возможность эксплуатации системы сохраняется в широком диапазоне значений каждого параметра состояния. При этом такие параметры являются непосредственно наблюдаемыми — их текущие значения могут

быть достаточно легко зафиксированы (измерены), в отличие от параметров состояния первой группы. Увеличение значений параметров второй группы явно свидетельствует об ухудшении эксплуатационного состояния объекта. Таким образом, величина параметров (или одного параметра) состояния второй группы может служить для количественной характеристики текущего эксплуатационного состояния технической системы.

Достоинствами такого подхода являются как четкая граница в фазовом пространстве первой группы состояний (между областью нормального функционирования и областью отказов), так и принципиальная возможность использования параметров состояния второй группы для расширенной характеристики эксплуатационной пригодности системы. В то же время в действующих нормах строительного проектирования эта возможность практически не реализована, поскольку для параметров второй группы фиксируются предельно допустимые значения, превышение которых (независимо от величины этого превышения) интерпретируется как отказ, и наоборот, непревышение предельно допустимых значений трактуется как полностью работоспособная система. Это возвращает характеристику эксплуатационной пригодности технической системы к бинарному диапазону значений (есть отказ или его нет, без каких-либо промежуточных значений).

Расширение диапазона значений для показателей эксплуатационной пригодности технических систем возможно при использовании аппарата нечеткой логики. Базовым объектом логики при этом являются нечеткие множества, в отношении которых нельзя с полной уверенностью сказать — принадлежит ли конкретный элемент данному множеству или нет. Нечеткое множество  $U$  может быть описано как:

$$U = \{x, B(x)\}, \quad (1)$$

где  $x$  — элемент, для которого оценивается принадлежность множеству  $U$ ;  $B(x)$  — функция принадлежности, ставящая в соответствие каждому элементу  $x$  некоторое действительное число из диапазона  $[0; 1]$ .

Если  $B(x) = 1$ , то элемент  $x$  однозначно принадлежит множеству  $U$ , если же  $B(x) = 0$ , то  $x$  однозначно не принадлежит данному множеству. В промежуточных случаях, когда  $0 < B(x) < 1$ , принадлежность элемента множеству является нечеткой; степень этой принадлежности тем выше, чем ближе значение функции принадлежности к 1.

С элементом  $x$  может быть связано значение параметра состояния технической системы  $p$ , который должен быть, подобно параметрам второй группы предельных состояний, наблюдаемым, а его текущее значение должно однозначно отражать уровень эксплуатационной пригодности системы. Эта связь может быть как тождественной ( $x = p$ ), так и функциональной, когда  $x = f(p)$ . Тогда эксплуатационная пригодность технической системы с известным значением параметра  $p$  будет характеризоваться величиной  $0 \leq B[f(p)] \leq 1$ . Такой подход позволяет окончательно уйти от бинарной оценки эксплуатационной пригодности (нет отказа — полная пригодность, есть отказ — полная непригодность) и существенно расширить возможности по прогнозированию процессов функционирования системы.

Наиболее целесообразный (наиболее точно отражающий степень эксплуатационной пригодности) вид параметра состояния  $p$  зависит от особенностей рассматриваемой технической системы. Применительно к автотранспортным средствам, например, может использоваться величина наработки (пробега) [6], или некоторая скалярная характеристика шумового спектра, создаваемого транспортным средством в процессе его эксплуатации и отражающая появление и развитие определенного класса скрытых дефектов [7].

В целом, нечеткие множества достаточно широко используются для оценки надежности и эксплуатационной пригодности технических систем [8—11]. Сильными сторонами такого подхода являются возможность использования языка, близкого к естественному, при постановке задачи и интерпретации полученных результатов, а также универсальность (нечеткая логика позволяет аппроксимировать любую традиционную математическую систему) и эффективность процедур решения задачи методами нечеткой логики. Вместе с тем необходимо отметить, что как исходный набор правил нечеткой логики, так и вид функции принадлежности, назначаются аксиоматически, и при решении практических задач необходимо использовать дополнительные математические и организационные процедуры по минимизации влияния субъективного фактора на конечный результат.

## Функции принадлежности и сервисные функции

В качестве функции принадлежности  $B(p)$  может использоваться любая функция, убывающая в диапазоне  $[p_{\min}; p_{\max}]$  и принимающая на гра-

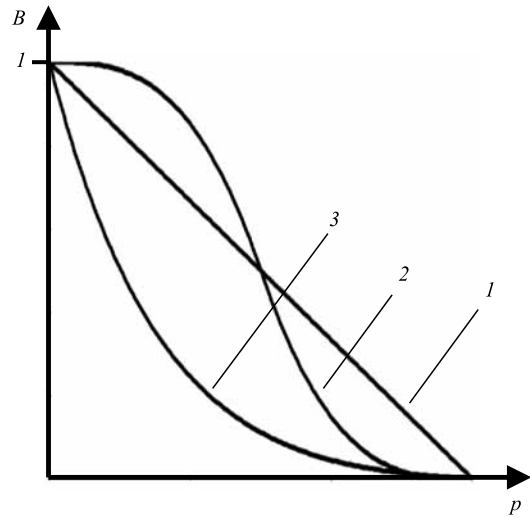


Рис. 1. Разновидности функции принадлежности:

1 — линейная; 2 — сигмоидальная; 3 — вогнутая

ницах этого диапазона значения  $B(p_{\min}) = 1$  и  $B(p_{\max}) = 0$ . Возможные виды функции принадлежности (для случая  $p_{\min} = 0$ ) показаны на рис. 1.

Необходимо выделить два вида функций принадлежности, в зависимости от наличия или отсутствия мероприятий по поддержанию и частичному восстановлению работоспособности технической системы. К первому виду относятся функции, характеризующие систему при отсутствии таких мероприятий вплоть до достижения параметром  $p$  значения  $p_{\max}$ , что интерпретируется как однозначная непригодность к эксплуатации; эти функции принадлежности в дальнейшем будут называться базовыми. Второй вид соответствует системам, в которых подобные мероприятия осуществлялись (объектные функции принадлежности). Периоды осуществления таких мероприятий и интенсивности их влияния на базовую функцию принадлежности определяются сервисной функцией  $S(p)$ , которая может быть непрерывной или дискретной. Необходимо подчеркнуть, что под сервисом, количественно описываемым соответствующей функцией  $S(p)$ , в данном случае понимается весь спектр технических мероприятий по поддержанию и восстановлению работоспособности системы, осуществляемых в течение всего периода ее эксплуатации (техническое обслуживание, текущие и капитальные ремонты и т. д.). Связь между сервисной функцией и функциями принадлежности имеет вид:

$$B(p) = B_0(p) + S(p), \quad (2)$$

где  $B(p)$  и  $B_0(p)$  — объектная и базовая функции принадлежности соответственно.

Непрерывная сервисная функция описывает поддерживающие работоспособность системы мероприятия, осуществляемые либо постоянно в течение всего периода эксплуатации, либо имеющие достаточно малые интервалы между отдельными сервисными воздействиями на систему. В этом случае все точки объектной функции принадлежности смещены вверх относительно соответствующих им точек базовой функции; величина такого смещения в диапазоне  $[p_{\min}; p_{\max}]$  в общем случае неодинакова и отражает улучшение эксплуатационного состояния системы как результат сервисных воздействий. Дискретная сервисная функция, при которой сервисные воздействия разделены явно выраженными промежутками, формирует  $B(p)$  со скачкообразными изменениями, соответствующими времени осуществления каждого такого воздействия (при этом время как аргумент сервисной функции используется не в явном виде, а через соответствующие конкретным моментам времени значения параметра состояния  $p$ ). Таким образом, объектная функция принадлежности, в отличие от базовой, на отдельных своих участках может быть возрастающей, но в любом случае ограничена сверху как  $B(p) \leq 1$ .

На величину сервисной функции оказывают влияние два фактора. Первым фактором являются виды и объемы технических мероприятий по поддержанию работоспособности системы, которые функционально связаны со значениями  $S(p)$ . Поскольку перечень таких мероприятий достаточно разнообразен, как и единицы измерения их объемов, оценку их влияния на эксплуатационную пригодность целесообразно осуществлять на основе стоимости этих мероприятий. При этом значение сервисной функции для мероприятий общей стоимостью  $c$ , осуществленных в момент, когда величина параметра состояния была равна  $p_c$ , в простейшем случае может быть определено как:

$$S(p_c) = \frac{c}{C_0} k_{s,c}, \quad (3)$$

где  $C_0$  — стоимость новой системы, соответствующая начальному моменту ее эксплуатации, когда  $p = p_{\min}$  и  $B(p_{\min}) = 1$ ;  $k_{s,c} < 1$  — коэффициент эффективности сервисных мероприятий.

Использование в (3) понижающего коэффициента  $k_{s,c}$  может быть обосновано следующими соображениями. Достаточно часто в момент профилактической замены деталей, узлов или элементов технической системы, их ресурс, хотя и достаточно близок к своему физическому пределу, но этого предела все-таки не достигает. Соответ-

ственно, возникает определенная "невыработанная стоимость", которая с экономической точки зрения неоправданно заменяется стоимостью новых элементов. Кроме того, стоимость работ по поддержанию работоспособности, как составная доля  $c$ , на величину работоспособности влиять, очевидно, не может (в отличие от стоимости обновляемых физических элементов системы); чем выше данная доля в составе общей стоимости мероприятий, тем ниже будет коэффициент эффективности этих мероприятий.

Вторым фактором, влияющим на значения  $S(p)$ , является техническое состояние системы на момент осуществления сервисных мероприятий. По мере увеличения общего физического износа системы, эффективность мероприятий по поддержанию работоспособности, очевидно, должна сокращаться. Влияние данного фактора предлагается учитывать коэффициентом  $k_{s,p}$ , дополнительным к зависимости (3). Приняв линейный характер уменьшения эффективности при возрастании параметра состояния  $p$ , получим выражение для рассматриваемого коэффициента в виде:

$$k_{s,p} = 1 - \frac{p - p_{\min}}{p_{\max} - p_{\min}}. \quad (4)$$

## Методика оценки и прогнозирования эксплуатационной пригодности АТС

В основе методики лежит процедура восстановления базовой функции принадлежности на основе некоторого массива статистических данных, и определение с ее помощью прогнозных периодов эксплуатации АТС при заданных сроках осуществления и стоимостях мероприятий по поддержанию работоспособности. Методика также позволяет оптимальным образом определять сроки проведения поддерживающих работоспособность мероприятий и их объемы (через их стоимость), которые обеспечивают максимальную продолжительность эксплуатации АТС.

Восстановление  $B_0(p)$  осуществляется в следующей последовательности. На *этапе формирования аксиоматики* сначала фиксируется параметр  $p$ , отражающий уровень эксплуатационной пригодности технической системы. Параметр состояния  $p$  должен быть измеряемым, и его величина должна быть связана с эксплуатационной пригодностью обратной зависимостью. Применительно к АТС в качестве  $p$  может использоваться величина пробега, объем выполненной транспортной

работы и т. д. Далее задается общий вид базовой функции принадлежности в виде:

$$B_0(p) = f(p, h_1, \dots, h_n), \quad (5)$$

где  $h_1 - h_n$  — постоянные числовые параметры, значения которых впоследствии будут определены исходя из требования наилучшего согласования  $B_0(p)$  с известными эмпирическими данными.

Формирование аксиоматики завершается описанием правил для определения коэффициентов  $k_{s,c}$  и  $k_{s,p}$  в сервисной функции  $S(p)$ .

На *этапе подбора параметров*  $h_1 - h_n$  рассматривается массив статистических данных, содержащий сведения об истории эксплуатации  $m$  эталонных АТС в виде:

$$\{(p_1; V_1), (p_2; V_2), \dots, (p_n; V_n), p_{\max}\}_i, \quad i = 1 \dots m, \quad (6)$$

где  $p$  — значение параметра состояния, при котором осуществлялись мероприятия по поддержанию работоспособности АТС;  $V$  — характеристика перечня и объема этих мероприятий;  $p_{\max}$  — значение параметра состояния, при котором зафиксирован полный отказ (прекращение эксплуатации) АТС.

Множество пар  $(p_j; V_j)$  характеризует дискретную сервисную функцию. Для ее описания в явном виде для каждой такой пары определяются соответствующие ей значения  $c_j$ ,  $k_{s,c,j}$  и  $k_{s,p,j}$  и с помощью (3), (4) вычисляется значение сервисной функции  $S_j$ . В результате (6) преобразуется к виду:

$$\{(p_1; S_1), (p_2; S_2), \dots, (p_n; S_n), p_{\max}\}_i, \quad i = 1 \dots m. \quad (7)$$

Подбор численных значений  $h_1 - h_n$  производится из условия:

$$\sum_{i=1}^m |p_{\max, i} - p_{0, i}| \rightarrow \min, \quad (8)$$

в котором предельные значения параметра состояния  $p_{0,i}$  соответствуют нулевым значениям объектной функции принадлежности в (5):

$$B(p_{0,i}) = f(p_{0,i}, h_1, \dots, h_n) + S(p_{0,i}) = 0, \quad i = 1 \dots m. \quad (9)$$

При построении объектной функции принадлежности учитывается, что сервисная функция каждый раз не только скачкообразно увеличивает значение функции  $B(p)$ , но и отодвигает вправо

по оси  $p$  точку  $p_0$ , для которой  $B(p_0) = 0$ . Это смещение вправо точки  $p_0$  соответствует увеличению периода эксплуатации АТС за счет соответствующих мероприятий по поддержанию его работоспособности. Величина смещения  $\Delta p_j$ , как результат  $j$ -го комплекса мероприятий, осуществленного в момент, когда параметр состояния имел значение  $p_j$ , определяется из условия:

$$\begin{aligned} B\left(p_j - \sum_{n=1}^{j-1} \Delta p_n\right) + S_j &= \\ &= B\left(p_j - \sum_{n=1}^{j-1} \Delta p_n - \Delta p_j\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Поиск значений  $h_1 - h_n$ , удовлетворяющих (8), где для каждого эталонного АТС  $p_{\max, i}$  зафиксировано в исходном массиве статистических данных, а  $p_{0, i}$  вычисляется на основе (9) и (10), осуществляется численными методами.

На *этапе прогнозирования* при известных  $h_1 - h_n$  для находящегося в эксплуатации транспортного средства строится его объектная функция принадлежности. На ее основе можно оценить как изменение эксплуатационного состояния АТС с течением времени (значения функции  $B(p)$ ), так и увеличение прогнозируемого периода эксплуатации за счет деятельности по поддержанию его работоспособности. Общее прогнозируемое увеличение периода эксплуатации, по сравнению со значением в базовой функции принадлежности, равно:

$$\Delta p_s = \sum_{j=1}^n \Delta p_j, \quad (11)$$

где  $n$  — общее количество мероприятий за весь период эксплуатации.

На *этапе оптимизации* возможно распределение фиксированного объема ресурсов, расходующихся на поддержание работоспособности, таким образом, чтобы они обеспечили максимально возможное увеличение прогнозируемого периода эксплуатации АТС.

## Численная реализация методики

Данные по двум эталонным АТС в преобразованной к (7) форме приведены в таблице, где начальное (соответствующее полной пригодности к эксплуатации) значение параметра состояния  $p_{\min} = 0$ . Значения сервисной функции  $S(p_j)$  указаны с учетом коэффициента  $k_{s,c}$  (3); в дальнейшем дополнительно к значениям сервисной

**Данные электронных АТС**

№ п/п	Мероприятия по поддержанию работоспособности						$p_{\max}$
	первое		второе		третье		
	$p_1$	$S_{(p_1)}$	$p_2$	$S_{(p_2)}$	$p_3$	$S_{(p_3)}$	
1	50	0,2	80	0,2	110	0,2	180
2	70	0,3	140	0,3	—	—	170

функции из таблицы учитывался коэффициент  $k_{s,p}$ , определяемый в соответствии с (4).

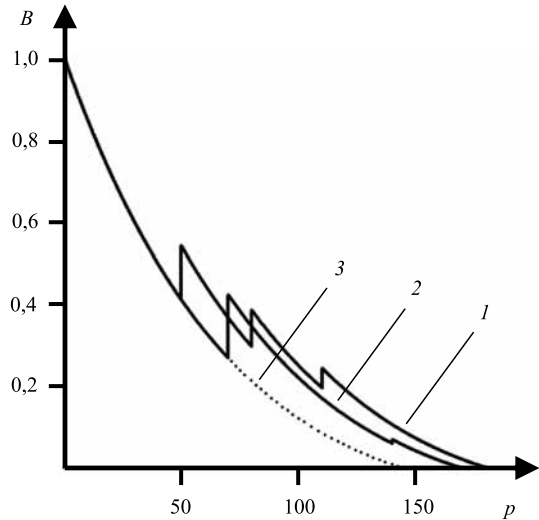
Выражение для базовой функции принадлежности содержало два параметра:  $h_1$  и  $h_2$ :

$$B_0(p) = \left(1 - \frac{p}{h_1}\right) e^{h_2 \frac{p}{h_1}}. \quad (12)$$

В зависимости (12) параметр  $h_1$  характеризует усредненный прогнозируемый период эксплуатации, для которого  $B_0(h_1) = 0$ . Параметр  $h_2$  определяет форму базовой функции принадлежности: при  $h_2 < 0$  функция вогнутая (рис. 1, поз. 3), а при  $0 < h_2 \leq 1$  — выпуклая. Значения  $h_2 > 1$  в зависимости (12) невозможны, поскольку в этом случае функция принадлежности в отдельных точках диапазона  $[0; h_1]$  принимает недопустимые значения  $B_0(p) > 1$ .

Численными методами получены значения параметров базовой функции принадлежности, определенные по данным таблицы в соответствии с (8)—(10):  $h_1 = 144,68$  и  $h_2 = -1,3472$ . При этом суммарное минимально возможное расхождение между эмпирическими данными из таблицы ( $p_{\max}$ ) и определенными по (12) значениями  $p_0$  для двух эталонных АТС составило 0,87. График восстановленной базовой функции принадлежности и построенные на ее основе объектные функции принадлежности эталонных АТС показаны на рис. 2. Хорошо видно, что эффективность мероприятий (характеризуемая величиной скачка функции принадлежности в момент их осуществления) снижается со временем; особенно заметно это сказывается по мере приближения  $p_i$  к прогнозируемому периоду эксплуатации  $p_0$  ( $p_2 = 140$  для второй эталонной АТС).

На основе восстановленной функции  $B_0(p)$  произведена оптимизация распределения ресурсов, расходуемых на поддержание работоспособности, в течение периода эксплуатации АТС. При этом учитывалось, что проведение поддерживающих эксплуатационное состояние мероприятий на ранних сроках не может приводить к значениям  $B(p) > 1$ , что вызывало необходимость дополнительных ограничений на величину эффекта,

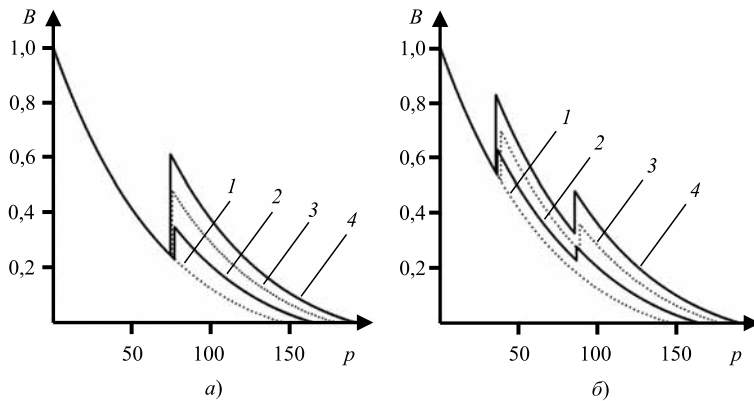


**Рис. 2. Восстановление базовой функции принадлежности (3) по эмпирическим данным (1, 2) из таблицы**

вызываемого данными мероприятиями. В случае единственного мероприятия оптимальные сроки его осуществления показаны на рис. 3, а, как значения параметра состояния  $p$ , соответствующие скачкообразному возрастанию объектных функций принадлежности. При предельном значении параметра состояния базовой функции принадлежности, равном  $h_1 = 144,68$ , мероприятия по поддержанию работоспособности позволяют прогнозировать повышение этого значения до величин от  $p_{0,2} = 162,2$  до  $p_{0,4} = 187,8$ . Однако относительный прогнозируемый эффект с увеличением интенсивности сервисной функции предсказуемо снижается.

Также был рассмотрен случай, когда несколько мероприятий могут осуществляться в разные сроки, при этом суммарное количество ресурса  $\sum S_i$  является фиксированным и выступает в качестве ограничения оптимизационной задачи. Численные решения показали, что независимо от количества мероприятий (и, соответственно, слагаемых, из которых складывается суммарный объем ресурса) все они "стягиваются" в одну точку и оптимальное решение полностью повторяет решение одноточечной задачи на рис. 3, а. Если же между мероприятиями зафиксировать минимально допустимое расстояние (представленное как расстояние между соответствующими точками объектной функции по оси  $p$ ), то оптимальное решение также получается в результате "перетекания" всего объема ресурса в одну точку. Остальные точки, формально присутствующие на графике и расположенные на требуемом минимальном расстоянии друг от друга, характеризуются нулевыми объемами ресурса, и влияния на вид объектной функции принадлежности не оказывают.





**Рис. 3. Оптимальные функции принадлежности для данных из таблицы в случае одноточечной (а) и двухточечной (б) сервисной функции:**

1 — базовая функция принадлежности; 2, 3, 4 — объектные функции принадлежности при суммарной интенсивности сервисной функции 0,25, 0,5 и 0,75 соответственно

Оптимальное решение для случая, когда рассматриваются два мероприятия с одинаковым расходом ресурса (что препятствует сведению задачи к одноточечной) и минимальным расстоянием между ними по оси  $p$ , равным 50 единиц, показано на рис. 3, б. Можно видеть, что моменты осуществления максимально эффективных мероприятий практически не зависят от интенсивности сервисной функции (так же, как и в случае единственного мероприятия). Это упрощает практическое использование методики, поскольку вычислительно трудоемкая задача оптимизации (определение расположения  $n$  точек возрастания функции принадлежности) может быть решена только один раз (для каждого заданного  $n$  и минимально допустимого расстояния между точками). В дальнейшем это решение может быть использовано для оптимизации процессов восстановления работоспособности при любых интенсивностях мероприятий, образующих данные процессы.

## Выводы

1. Использование функции принадлежности для количественной характеристики эксплуатационной пригодности АТС позволяет существенно расширить диапазон получаемых значений этой характеристики (по сравнению с традиционными вероятностными подходами и бинарными оценками есть отказ/нет отказа).

2. Предлагаемая методика, основанная на представлении эксплуатационной пригодности АТС как нечеткой величины, позволяет количественно прогнозировать влияние сроков осуществления и интенсивности мероприятий по поддержанию ра-

ботоспособности на предельные значения показателей состояния АТС, непосредственно связанные с возможной продолжительностью их эксплуатации.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Якубович А. Н., Трофименко Ю. В., Якубович И. А. Моделирование и оценка природных и техногенных рисков в автотранспортном комплексе // М.: Изд-во МАДИ, 2018. — 232 с.
2. Викторова В. С., Свердлик Ю. М., Степанянц А. С. Анализ надежности систем сложной структуры на многоуровневых моделях // Автоматика и телемеханика. — 2010. — № 7. — С. 143—148.
3. Якубович А. Н., Якубович И. А., Рассоха В. И. Оценка надежности автотранспортных систем методами статистического моделирования (аналитический обзор) // Интеллект. Инновации. Инвестиции. — 2016. — № 1. — С. 89—94.
4. Анализ надежности технических систем на основе математико-статистического моделирования / В. Е. Гвоздев, Г. И. Таназлы, А. Ю. Хасанов, М. А. Абдрафиков // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. — 2011. — № 2. — Т. 15. — С. 22—28.
5. Якубович А. Н., Якубович И. А. Надежность элементов АТС, описываемых двухфакторной моделью // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2016. — № 1 (44). — С. 7—14.
6. Стрельников В. П. Закономерности изменения наработки между отказами технических систем в процессе эксплуатации // Надежность. — 2011. — № 1. — С. 17—22.
7. Якубович А. Н. Применение цифрового виртуального анализатора звуковых сигналов в целях диагностики неисправностей АТС // Грузовик. — 2015. — № 1. — С. 22—23.
8. Семенов М. Г., Черняев С. И. Моделирование сложных технических объектов на основе формализма нечеткой логики // Фундаментальные исследования. — 2013. — № 6-2. — С. 291—294.
9. Ротштейн А. П. Алгебра алгоритмов и нечеткая логика в анализе надежности систем // Известия РАН. Теория и системы управления. — 2010. — № 2. — С. 87—99.
10. Макаров А. Н., Корнеев К. Б. Прогнозирование эксплуатационной надежности на основе методов нечеткой логики // Нечеткие системы и мягкие вычисления. — 2007. — № 3. — С. 85—88.
11. Розенгауз М. Б. Моделирование многофакторных показателей надежности с помощью аппарата нечеткой логики // Всероссийская научная конференция по проблемам управления в технических системах. — 2015. — № 1. — С. 218—222.
12. Родионов Ю. В., Обшивалкин М. Ю., Паули Н. В. Исследование влияния уровня затрат на надежность и эффективность грузовых автомобилей // Мир транспорта и технологических машин. — 2013. — № 1. — С. 3—11.

# БЕЗОПАСНОСТЬ

УДК 629.113

Д. А. Морозов, канд. техн. наук, С. В. Хмельницкий, канд. техн. наук,

В. А. Ковалев, канд. техн. наук, доцент, Сибирский Федеральный университет, Красноярск

E-mail: DMorozov@sfu-kras.ru

## МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ДВУХКОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ СТОЛКНОВЕНИИ

*В статье авторами рассматривается частный случай ДТП с участием мотоцикла. Сложность проведения исследований подобного типа заключается в конструктивных особенностях мотоциклов (отсутствие ABS, меньшая масса мотоцикла по сравнению с автомобилем, два колеса, в данном случае — отсутствие следов юза обоих транспортных средств), которые необходимо учесть. Стандартные подходы не позволяют получить достоверные данные и ответить на поставленные в рамках данного дела вопросы. Однако аналитический подход позволяет получить результаты даже при наличии минимальных исходных данных.*

**Ключевые слова:** дорожное движение, ДТП, осмотр аварийных транспортных средств, мотоцикл, скорость, столкновение с мотоциклом, автомобилем.

*The article examines a private case of an accident involving a motorcycle. The difficulty of conducting research of this type lies in the design features of motorcycles (lack of ABS, smaller weight of the motorcycle compared to the car, two wheels, in this case - the absence of traces of the yuza of both vehicles), which must be taken into account data.*

**Keywords:** traffic accident, examination of an accident, motorcycle, speed, collision with a motorcycle, car.

### Постановка проблемы

Существует мнение [1], что метод определения скорости движения транспортного средства по величине деформаций наиболее противоречив и не находит своего широкого применения. Однако при анализе ДТП с участием мотоцикла количество исходных данных, которые необходимо учесть, значительно уменьшается. Кроме того, получение данных (протяженность юза колеса мотоцикла или режим движения мотоцикла), необходимых для применения других методов представляется затруднительным. На основании вышесказанного в статье рассмотрен подход к определению скорости движения транспортного средства именно по деформациям.

Анализ последних исследований и публикаций. Практические и теоретические аспекты определения скорости транспортного средства в момент столкновения рассмотрены в работах многих отечественных (Евтюков С. А., Волошин Г. Я., Иларионов В. А., Зырянов В. В.) и зарубежных авторов (Collins J. C., Morris J. L., Christopher J. L. Murray).

Это обусловлено тем, что это один из самых частых вопросов, возникающих в экспертной деятельности по нескольким причинам:

- водители очень часто допускают нарушение скоростного режима, тем самым нарушая ПДД;
- время остановки транспортного средства, а также угол обзора водителя увеличивается и уменьшается соответственно с увеличением скорости движения.

ДТП с участием мотоцикла случаются несколько реже и имеют ряд особенностей в силу конструкции мотоцикла, поэтому остаются не до конца исследованными.

### Цель статьи

Предложить подход к применению метода определения скорости движения мотоцикла по деформациям при ДТП и произвести расчеты.

### Изложение основного материала

Процесс удара мотоцикла (ТС1) об автомобиль (ТС2) (рис. 1) следует рассматривать как наезд ТС1 на неподвижное препятствие (лобовой удар



**Рис. 1. Распространенный вариант ДТП с участием мотоцикла**

со стороны ТС1 в правую центральную боковую часть кузова ТС2) в соответствии с заключением трассологической экспертизы.

## Условие энергетического баланса

С учетом закона сохранения энергии

$$W_{k1} = A_{\Delta 1} + A_{\Delta 2} + A_{ш2}, \quad (1)$$

где  $W_{k1}$  — кинетическая энергия ТС1;  $A_{\Delta 1}$  — работа деформации ТС1;  $A_{\Delta 2}$  — работа деформации элементов кузова ТС2;  $A_{ш2}$  — работа деформации шин заторможенного ТС2.

## Работа деформации элементов кузова ТС2

При ударе ТС1 о ТС2 часть кинетической энергии ТС1 расходуется на деформацию упругих амортизирующих элементов буфера, большая часть — на изгиб основания буфера (рис. 2). Геометрические параметры нижнего поперечного сечения места изгиба основания буфера имеют следующие значения: высота ( $b$ ) = 70 мм; толщина стенок ( $h_1$ ) = ( $b_1$ ) = 1,5 мм; внутреннее расстояние между стенками ( $h$ ) = 28,5 мм.



**Рис. 2. Стандартный буфер**

$$M_y = A_{\Delta 2} = \sigma_B W_y, \quad (2)$$

где  $\sigma_B$  — временное сопротивление, для стали 25Г = 50 кг/мм<sup>2</sup>;  $W_y$  — момент сопротивления изгибу, мм<sup>3</sup>. Тогда:

$$W_y = \frac{(h + h_1)b^3 - h(b - 2b_1)^3}{6b}. \quad (3)$$

Подставим значения элементов, входящих в выражение (3), получим:

$$W_y = \frac{(28,5 + 1,5) \cdot 70^3 - 28,5 \cdot (70 - 2 \cdot 1,5)^3}{6 \cdot 70} = 4091 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

Подставим значение  $W_y$  в выражение (2), получим:

$$A_{\Delta 2} = 50 \cdot 10^6 \cdot 4091 \cdot 10^{-9} = 204,6 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Так как конструкция буфера состоит из 2 частей, то:

$$A_{\Delta 2} = 204,6 \cdot 2 \approx 409,1 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

## Работа деформации ТС1

Работа деформации ТС1 складывается из работы изгиба амортизаторов передней подвески и работы деформации обода переднего колеса.

## Работа изгиба амортизаторов передней подвески

Работа изгиба амортизаторов передней подвески складывается из работы изгиба резервуара и цилиндра и работы изгиба штока амортизатора.

$$A_{1B} = \sigma_B W n \cdot 1,8, \quad (4)$$

где  $\sigma_B$  — для стали 10ХСНД равно 54 кг/мм<sup>2</sup>;  $n$  — число амортизаторов,  $n = 2$ ;  $W$  — для тонкостенных цилиндров; 1,8 — учитывает изгиб одновременно двух цилиндров.

$$W = \frac{\pi D^2 \delta}{4}, \quad (5)$$

где  $\pi = 3,14$ ;  $D$  — диаметр цилиндра,  $D = 40$  мм;  $\delta = D/10 = 4$ .

Тогда:

$$W = \frac{3,14 \cdot 40^2 \cdot 4}{4} = 5024 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

Подставим значения элементов, входящих в выражение (4), получим:

$$A_{1в} = 54 \cdot 10^6 \cdot 5024 \cdot 10^{-9} \cdot 2 \cdot 1,8 \cong 976,7 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Работа изгиба штока амортизатора:

$$A_{1ш} = \sigma_B W n, \quad (6)$$

где  $\sigma_B$  — для стали 40ХН равно  $100 \cdot 10^6$  кг/м<sup>2</sup>;  $W$  — для круглого сечения диаметром 10 мм равен  $0,1 \cdot 10^3$  мм<sup>3</sup> или  $100 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup> [3].

Тогда:

$$A_{1ш} = 100 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot 10^{-9} \cdot 2 = 20 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

## Работа деформации обода переднего колеса

Геометрические параметры поперечного сечения обода имеют следующие значения: длина ( $b$ ) = 110 мм; толщина стенок ( $h_1$ ) = ( $b_1$ ) = 2 мм; внутренняя высота борта ( $h$ ) = 68 мм.

Рассчитаем координату  $Y_c$  по формуле

$$Y_c = \frac{bh_1^2 + 2b_1h(2h_1 + h)}{2(bh_1 + 2b_1h)}. \quad (7)$$

Подставим значения элементов, входящих в выражение (7), получим:

$$Y_c = \frac{110 \cdot 10^2 + 2 \cdot 2 \cdot 68 \cdot (2 \cdot 2 + 68)}{2(110 \cdot 2 + 2 \cdot 2 \cdot 68)} = 20 \text{ мм}.$$

Рассчитаем осевой момент  $J_x$  относительно центральной оси  $X$ :

$$J_x = \frac{bh^3 + 2b_1h^3}{12} + bh_1 \left( Y_c - \frac{h_1}{2} \right)^2 + 2b_1h \left( \frac{h}{2} + h_1 - Y_c \right)^2. \quad (8)$$

Подставим значения элементов, входящих в выражение (8), получим:

$$J_x = \frac{110 \cdot 2^3 + 2 \cdot 2 \cdot 68^3}{12} + 110 \cdot 2 \left( 20 - \frac{2}{2} \right)^2 + 2 \cdot 2 \cdot 68 \left( \frac{68}{2} + 2 - 20 \right)^2 = 175 \, 238 \text{ мм}^4.$$

Подставим значения  $J_x$  и  $Y_c$  в выражение:

$$W_x = \frac{J_x}{h + h_1 - Y_c}. \quad (9)$$

Получим:

$$W_x = \frac{15 \, 328}{68 + 2 - 20} = 3506,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

Для материала обода АК9  $\sigma_B = 25$  кг/мм<sup>2</sup>. Тогда работа деформации обода:

$$A_{1об} = \sigma_B W_x. \quad (10)$$

Откуда:

$$A_{1об} = 25 \cdot 10^6 \cdot 3506,6 \cdot 10^{-9} = 87,7 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

## Работа деформации шин ТС2

Работу деформации шин ТС2 рассчитаем по формуле

$$A_{ш2} = W_{p2} G_p l^2 n \phi \frac{m_1}{m_2}, \quad (11)$$

где  $W_{p2}$  — объем резины, подвергнутой деформации,  $W_{p2} = 405 \, 000 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup>;  $l$  — относительная деформация резины,  $l = 2,5$ ;  $n$  — число шин,  $n = 4$ ;  $\phi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой,  $\phi = 0,85$ ;  $m_1$  — масса ТС1,  $m_1 = 31$  кг;  $m_2$  — масса ТС2,  $m_2 = 112,5$  кг;  $G_p$  — модуль касательной упругости резины.

$$G_p = \frac{E}{2(1 + \mu)},$$

где  $E$  — модуль нормальной упругости,  $E \approx 12$  МПа;  $\mu$  — коэффициент Пуассона, для резины  $\mu = 0,47$ .

$$G_p = \frac{12}{2(1 + 0,47)} \approx 4 \text{ МПа}.$$

Тогда:

$$A_{ш2} = 405 \, 000 \cdot 10^{-9} \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 10^{-1} \times 6,25 \cdot 4 \cdot 0,85 \cdot 0,028 = 963,9 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Суммарная работа деформации:

$$A_{\Delta 2} + A_{\Delta 1} + A_{ш2} = A_{\Delta 2} + A_{1в} + A_{1ш} + A_{1об} + A_{ш2}. \quad (12)$$

Подставим значения элементов правой части уравнения 11, получим:

$$A_{\Delta 2} + A_{\Delta 1} + A_{ш2} = 409,1 + 976,7 + 20 + 87,7 + 963,9 = 2457,4 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Полученное значение работы приравняем к левой части выражения (1):

$$W_{k1} = 2457,4.$$

Откуда:

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} = 2457,4, \quad (13)$$

где  $v_1$  — скорость ТС1 на момент столкновения с ТС2, м/с.

Откуда:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2457,4 \cdot 2}{m_1}} = \sqrt{\frac{2457,4 \cdot 2}{31}} = 12,6 \text{ м/с} \approx \\ \approx 45,3 \text{ км/ч.}$$

## Выводы

В данной дорожной ситуации, при указанных обстоятельствах скорость движения мотоцикла в момент столкновения с автомобилем со-

ставляла более 45,3 км/ч, так как затраты энергии мотоцикла на деформацию автомобиля и амортизирующих элементов буфера не учитывались.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. <https://sud-exp.ru/stat13.html>
2. Ларионов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1986. — 240 с.
3. Физические величины: Справочник / А. П. Бабичев, Н. А. Бабушкина, А. М. Братковский и др. — М.: Энергоиздат, 1991. — 1232 с.
4. Яворский Б. М., Детлаф А. А. Справочник по физике. — М.: Наука, 1990. — 624 с.
5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1984. — 833 с.
6. Афанасьев Л. Л., Дьяков А. Б., Иларионов В. А. Конструктивная безопасность автомобиля. — М.: Машиностроение, 1983. — 212 с.
7. Справочник металлиста: В 5-ти т. / ГНТИ машиностроительной литературы. — М., 1958. — 974 с. — Т. 2.

## Разработан роботизированный КАМАЗ

ПАО "КАМАЗ", "ВИСТ Групп" (Группа компаний "Цифра") и Назарбаев Университет (Казахстан) завершили крупный международный проект по созданию роботизированного седельного тягача КАМАЗ-5490 NEO. Для реализации проекта "КАМАЗ" предоставил один из новых популярных автомобилей в спектре продукции компании — КАМАЗ-5490 NEO. На первом этапе проекта сотрудниками подразделения компании "ВИСТ Групп", отвечающего за роботизированные системы, автомобиль был частично переоборудован и подготовлен к автономному движению. На грузовик установлен комплекс систем для обеспечения автономного движения, значительная часть которых является собственной разработкой компании. Для безопасного движения и сканирования окружения автомобиль был оснащен лидарами, радаром и системой позиционирования ведущих мировых производителей Continental, Quanergy, Trimble. В рамках первого этапа были произведены испытания на специальном полигоне, расположенном на территории инновационного центра Сколково.

«Для "ВИСТ Групп" седельный тягач является новой беспилотной платформой, которая увеличивает наши компетенции в области роботизированной техники. Интерес к внедрению беспилотных перевозок среди промышленных предприятий увеличивается, что позволяет нам предлагать более комплексные решения по их цифровизации», — прокомментировал генеральный директор "ВИСТ Групп" Дмитрий Владимиров.

На втором этапе проекта к доработке беспилотного тягача на испытательном полигоне в Казахстане подключились специалисты Назарбаев Университета. Разработчики из Казахстана добавили к функциональности автомобиля систему компьютерного зрения, с помощью которого автомобиль может распознавать различные объекты — людей, животных, дорожные ограждения, разметку, а также самостоятельно перестраивать маршрут с учетом объезда этих препятствий.

«Проект является уникальным в контексте Казахстана и отчасти даже амбициозным, но пока речь идет о трансфере технологий и наработке компетенций. Несмотря на то что проект является достаточно сложным и наукоемким, все поставленные задачи были выполнены при тесном взаимодействии с инженерами "ВИСТ Групп". Команда проекта насчитывает порядка 20 человек, большинство из которых — это студенты, магистранты и докторанты Назарбаев Университета. Накопленный опыт станет основой для дальнейшего развития в области беспилотных автомобилей как в части исследований, так и в части потенциальной генерации "know-how" и коммерциализации технологий», — прокомментировал научный руководитель проекта Жандос Исенбаев.

Разработка роботов в классе грузовых автомобилей позволит использовать их для перевозок грузов внутри промышленных объектов, а также реализовывать комплексные программы по цифровизации предприятий, которыми занимается партнер "КАМАЗа" — Группа компаний "Цифра".

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

УДК 656.13

**И. Е. Агуреев**, д-р техн. наук, e-mail: agureev-igor@yandex.ru, **Р. Н. Хмелев**, д-р техн. наук, e-mail: hrn@yandex.ru, **Е. В. Чубова**, аспирант, ФГБОУ ВО "Тулский государственный университет (ТулГУ)", e-mail: elena-elena2015@bk.ru

## ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ АУДИТА БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В РФ

*Рассматриваются ключевые этапы развития аудита БДД, раскрываются основные проблемы использования аудита БДД в РФ. Особое внимание уделено детальному анализу роли аудита в системе выявления и предотвращения причин ДТП. Приводятся рекомендации для внедрения аудита БДД.*

**Ключевые слова:** аудит БДД, аварийность, безопасность дорожного движения, дорожно-транспортное происшествие.

*The article deals with the key stages of development of BDD audit. The article deals with the main problems of the use of BDD audit in the Russian Federation. Particular attention is paid to the detailed analysis of the role of audit in the system of detection and prevention of the causes of accidents. Recommendations for the implementation of BDD audit are given.*

**Keywords:** audit of road safety, road safety, road accident.

---

Аудит безопасности дорожного движения (БДД) — это проверка результатов деятельности организаций при проектировании, строительстве и эксплуатации автомобильных дорог на соответствие действующим требованиям нормативно-технических документов по организации и безопасности дорожного движения. Концепция "аудит безопасности" впервые появилась в 1980-е годы в Великобритании. В 1987 г. Департамент транспорта Соединенного Королевства сформулировал стратегию развития, нацеленную на понижение количества ДТП на треть к 2000 г. В 1988 г. [1] перед всеми дорожными администрациями была поставлена задача по снижению аварийности на вновь построенных дорогах. В результате были подготовлены и опубликованы: Сборник результатов мер и практик в области обеспечения безопасности движения (1989 г.) и Руководство по аудиту безопасности автомобильных дорог (1990, 2-е издание в 1996 г.). Понятие "аудит" было рассмотрено и японским ученым Исикава Каору. В 1998 г. он рассмотрел аудит как систему управления качеством, которую можно было бы описать как некую статическую процедуру, ориентированную в основном на совершенствование операций и технологий. Однако она была направлена прежде всего на исправление последствий, а не причин возникновения плохого качества. Исправляя проблему качества в одном месте, трудовые коллективы зачастую следовали принципу "не трогай систему, пока она не сломалась" [2].

В 1991 г. проведение аудита безопасности стало обязательным для всех национальных магистральных и скоростных дорог. Первая публикация по аудиту безопасности появилась в 1994 г. Публикация включает широкий перечень различных руководств в рамках национальной программы аудита безопасности движения, а также адаптированные листы контроля, разработанные при сотрудничестве с Дорожной администрацией Новой Зеландии. В 1996 г. Федеральная дорожная администрация США использовала опыт проведения аудита безопасности Австралии и Новой Зеландии. Очевидные выгоды применения аудита безопасности на протяжении двух десятилетий и, потенциал этой концепции для дальнейшего повышения безопасности дорожных сетей определили распространение практики аудита для дорожных сетей Новой Зеландии, Австралии, США, ЮАР, Дании, Нидерландов, Сингапура, Северных стран Европы. Руководства по проведению аудита, разработанные в этих странах, отражают местные особенности дорожных систем, стандартов проектирования, климатических условий.

В Финляндии официального принятия концепции аудита дорожной безопасности нет, но изучение финского опыта показало, что в этом нет необходимости. Принципы аудита изначально интегрированы во все технологические стадии деятельности дорожной отрасли Финляндии: планирование, проектирование, строительство, содержание и эксплуатацию. На каждой из этих

стадий планировщики, проектировщики, строители и специалисты дорожно-эксплуатационных организаций ориентированы на пользователя и принимают профессиональную ответственность за безопасность для пользователя дорожной сети [3]. Россия совместно с Финляндией запустила первый международный проект в рамках аудита БДД под названием "Принципы и инструменты повышения безопасности дорожного движения в населенных пунктах. Международный опыт" в 1998 г., результатом которого стал сборник. По результатам первого совместного проекта в 2004 г. был подготовлен Сборник "Принципы и инструменты повышения безопасности дорожного движения в населенных пунктах. Международный опыт". Оба Сборника размещены на сайте Комиссии по Безопасности дорожного движения Ленинградской области, который стал дискуссионной площадкой (<http://bddlenobl.ru/comission.htm>). В Сборнике "Принципы и инструменты повышения безопасности дорожного движения в населенных пунктах. Международный опыт" были описаны основные принципы и инструменты для повышения безопасности дорожного движения на дорогах общего пользования с учетом международного опыта.

В 2008 г. вышел дополненный сборник "Принципы и инструменты повышения безопасности дорожного движения на дорогах общего пользования. Международный опыт", являющийся результатом российско-финского проекта в области повышения безопасности дорожного движения. В нем впервые аудит безопасности рассматривался как система сквозного контроля качества дорожной инфраструктуры, снижающая издержки сообщества от аварийности. Предупреждая ошибки человека в процессе дорожного движения, аудит безопасности вносит вклад в развитие такого перспективного качества дорог, как "самопояснение" [4]. Стоит отметить, что практика аудита безопасности наиболее полезна для содействия выявлению и решению существующих проблем аварийности, выявления и решения потенциальных проблем, связанных с человеческим фактором еще до того, как ошибка станет причиной реального ДТП. В сборнике "Принципы и инструменты повышения безопасности дорожного движения на дорогах общего пользования. Международный опыт" аудит безопасности дорожного движения впервые рассмотрели в качестве развивающейся дисциплины, способной содействовать решению такой задачи, как повышение безопасности сети дорог, особенно, если технические решения

дополняются согласованными действиями всех служб, ответственных за конечный результат. Дополнение профессиональных действий усилиями общественности — способ ускорять решение проблемы аварийности не только техническими и правовыми средствами, но и формировать социальную среду, способную нивелировать поведение групп риска. Авторы сборника сделали вывод, что аудит БДД выступает основополагающим инструментом для повышения безопасности дорожного движения на дорогах общего пользования, повышая безопасность для всех категорий дорожных пользователей путем снижения вероятности совершения ими ошибок, которые могут привести к ДТП [5].

Авторы в своей работе отмечают, что аудит БДД позволяет восполнять отсутствие данных о ДТП (место, причины), предлагать решения для устранения дефектов дороги, "виновных" в ДТП, предупреждать появление новых участков концентрации аварийности, оптимизировать затраты дорожной администрации, предупреждать аналогичные дефекты в новых дорожных проектах, повышать квалификацию и ответственность сотрудников администрации и проектировщиков. Говоря о развитии аудита безопасности дорожного движения надо отметить, что на международной научно-практической конференции говорилось о проблемах дорожно-транспортного комплекса [6], в рамках которого А. В. Каменчуков в своей статье рассмотрел вопросы повышения качества и безопасности дорожного движения, целесообразность и эффективность применения методов и средств аудита БДД как первоочередного этапа повышения БДД, выдвинул основные принципы и рекомендации по применению методов аудита для повышения БДД, обозначил основные требования к повышению эффективности работ по аудиту БДД. В 2015 г. Л. С. Абрамова впервые предложила методы определения аварийности и подход к оценке безопасности на автомобильных дорогах в рамках аудита. Впервые был рассмотрен вопрос проведения аудита пешеходного движения.

В том же году Д. А. Стрижевский в своей диссертации "Обоснование введения ограничений режима движения автомобильного транспорта на основе оценки показателей ровности дорожного покрытия" впервые привел анализ результатов отечественных исследований и законодательства в области мониторинга и аудита безопасности дорожного движения. Впервые был сделан вывод о том, что аудит способен на прогнозирование объемов дорожного движения [7]. Он впервые рассма-

тривает аудит как инструмент надзорного органа при проверке организации дорожного движения, который проводится в целях установления соответствия результатов деятельности юридических лиц и индивидуальных предпринимателей, осуществляющих проектирование, строительство, реконструкцию, капитальный ремонт, ремонт, содержание и эксплуатацию автомобильных дорог, объектов улично-дорожной сети, прилегающих территорий и инженерных коммуникаций, а также установку, демонтаж, модернизацию, капитальный и текущий ремонт и содержание технических средств организации дорожного движения действующим нормативным правовым и нормативно-техническим требованиям по организации и безопасности дорожного движения. Освещение данных проблем позволило сделать вывод о том, что на любой стадии аудита требуется решение следующих задач: сведение к минимуму вероятности возникновения ДТП на стадии эксплуатации объекта; применение результативных решений для сведения к минимуму последствий вероятных ДТП на тех участках дороги, где невозможно исключить риск полностью; сокращение задержек движения транспортных потоков; снижение затрат на последующих этапах технологического развития дорожного проекта за счет выявления и исключения дефектов на предыдущих этапах [8].

Аудит дорожной безопасности предусматривает предварительное изучение всех имеющихся материалов по ДТП, включая карточки учета ДТП, а также выезд на проблемный участок для более детального изучения причин ДТП. К сожалению, истинной проблемой является не сама карточка учета ДТП, а качество ее заполнения. Данные, занесенные в карточку учета ДТП, чаще всего не позволяют определить истинную причину проблемы. Мнение самих работников ГИБДД — карточки заполняются инспекторами ДПС, которые имеют, как правило, образование не выше школы милиции, и изучение сопутствующих факторов ДТП не входит в их задачу. Основная проблема — заполнение карточки по основным данным и составление протокола ДТП для целей страхования [18]. Комплексная методика программно-целевого сокращения аварийности в местах концентрации ДТП рассматривает только те километровые участки, на которых за последние 3 года произошло не менее трех ДТП, но не позволяет выявить потенциально опасные участки дорог, где участники движения могут совершить ошибку. Главная задача аудита — не только выявить участки дороги с потенциальным риском

возникновения ДТП из-за ошибки человека, но и подготовить рекомендации для устранения этого риска, еще до того, как ДТП на этих участках случатся [9]. Предупреждая ошибки человека в процессе дорожного движения, аудит безопасности вносит вклад в развитие такого перспективного качества дороги, как "самопояснение", т. е. способность дороги быть однозначно воспринимаемой всеми участниками дорожного движения, независимо от их опыта, возраста, национальности и т.п., стимулировать желательное поведение участников дорожного движения с помощью профессионально применяемых мер физического и психологического воздействия на участников дорожного движения.

К сожалению, шаги по внедрению и интеграция аудита БДД как компонента современной системы управления безопасностью требуют наличия важных элементов: введение аудита в обязанности руководства, наличия политики социальной безопасности, усовершенствование программ обучения для всех пользователей дороги, опытных auditors. Обычно для внедрения аудита рекомендуется подход "сверху вниз". Например, дорожная администрация может:

- реализовать один или несколько пилотных проектов по аудиту;
- разработать политику по аудиту и принять аудит на вооружение;
- осуществлять постоянный мониторинг, разработку, развитие и продвижение методологии аудита: процесс исполнения правил обеспечения финансирования и поощрения исполнения политики аудита реализуется "внизу", в отделах (плановый, технический, эксплуатации и содержания) или через подразделения администрации (районные агентства) [10].

В России методы аудита БДД развиваются медленно, особенно в районах, отдаленных от центральной и европейской частей страны. Например, на Дальнем Востоке целенаправленных работ по развитию методик аудита БДД не проводилось и управляющие организации не знакомы с современными теоретическими и практическими основами предупреждения аварийности на дорогах. Можно сказать, что данная методика основана на принципах относительного контроля и предупреждения развития аварийных ситуаций с учетом технико-эксплуатационных показателей, и специфических психофизических критериев удобства пользования дорогой участниками движения. При этом основная цель методики заключается в раннем выявлении и



заблаговременном устранении возможных причин дорожно-транспортных происшествий.

По смысловому содержанию, задачи аудита БДД подразделяют на три группы.

1) Повышение качества и безопасности дорожного движения, путем совершенствования схем организации движения и устранения очагов аварийности.

2) Изучение и анализ причинно-следственных связей возникновения ДТП и разработка мероприятий предупреждения развития аварийных ситуаций на стадии проектирования, строительства и эксплуатации транспортных сооружений.

3) Снижение эксплуатационных и экономических затрат на развитие сети автомобильных дорог региона.

По формам организационно-технического обеспечения аудит БДД подразделяется на: внутренний — направленный на решение задач первой группы; внешний — предназначенный не только для решения задач 1—3 группы, но и для оценки эффективности деятельности дорожно-эксплуатационной организации.

Объекты аудита также подразделяются на три группы.

1) Проектная и нормативно-техническая документация на линейные объекты капитального строительства, в том числе схемы организации и распределения транспортных потоков.

При проектировании дорожных объектов необходимо, чтобы проект не только соответствовал минимально допустимым требованиям норм проектирования, но и удовлетворял не формальным условиям ясности и простоты восприятия дороги ее пользователями [11]. Для этого необходимо моделировать процессы движения и распределения транспортных потоков на каждой стадии разработки и согласования вариантов проектных решений (при проектировании плана трассы и продольного профиля дороги).

2) Участки строящихся, реконструируемых и ремонтируемых автомобильных дорог.

В процессе строительства дороги необходимо не только контролировать соответствие технологических процессов требованиям проектной и нормативной документации, но и выявлять участки несоответствия фактических и проектных условий производства работ. Кроме этого, необходимо выполнять оценку безопасности движения по дороге в дневное и в ночное время суток (особенно для объектов ремонта и реконструкции).

3) Транспортно-эксплуатационные показатели эксплуатируемых автомобильных дорог с выделе-

нием характеристических участков, в том числе детальное изучение мест концентрации ДТП.

Аудит эксплуатируемых дорог является основным и наиболее значимым с позиции совершенствования системы организации дорожного движения, повышения качества и безопасности движения транспортных потоков [12]. Поэтому на эксплуатируемых дорогах регулярно необходимо выполнять работу по изучению статистики ДТП, выявлению причин возникновения аварий, измерению геометрических параметров проезжей части и оценивать правильность, ясность и простоту восприятия элементов дорожного обустройства в дневное и ночное время суток, в зимний и летний периоды эксплуатации дороги.

При этом на эксплуатируемых дорогах выделяют две группы объектов обследования.

1) Общие для всех дорог — прямолинейные участки дорог с двумя и более полосами движения, участки закругления трассы и виражи, места стоянки транспортных средств и автобусные остановки, пересечения с автомобильными и железными дорогами в одном и разных уровнях, съезды и примыкания к автомобильным дорогам.

2) Характерные для улично-дорожной сети городов и других населенных пунктов — наземные нерегулируемые и регулируемые пешеходные переходы, надземные и подземные пешеходные переходы, пересечения с трамвайными путями и трамвайные остановки, регулируемые железнодорожные переезды, площади и участки кольцевого движения.

Последовательность работ можно разделить на следующие этапы.

1) Изучение проектно-сметной и нормативно-технической документации, анализ статистических данных и установление характерных участков обследования.

2) Полевые исследования, сбор дополнительной статистической информации.

3) Анализ и систематизация полученных данных, выявление главных и второстепенных факторов, влияющих на аварийность.

4) Разработка и предложение комплексов мероприятий по улучшению качества и безопасности движения на аварийных участках.

Аудит БДД на стадии эксплуатации дороги должен являться неотъемлемой частью работ по диагностике и паспортизации дорог и проводиться специализированными организациями. Для эффективного внедрения методов аудита БДД необходимо создавать специальные аудиторские организации. Они могут быть как государствен-

ными, на базе вузов и НИИ, так и частными компаниями.

Наибольшая эффективность работ достигается при условии полной независимости аудиторских организаций от отраслевых организаций, занимающихся проектированием, строительством и эксплуатацией дорог; государственной поддержки и заинтересованности пользователей дорог; регулярности обследований на всех стадиях жизненного цикла дороги; квалифицированного кадрового состава.

Результативность аудита безопасности определяется соблюдением трех основных требований: наличия политики аудита; обязательности и регулярности аудита на каждом этапе технологического развития проекта (для этого требуется совместная работа экспертов, обладающих опытом проектирования, эксплуатации и обеспечения БДД) и формальностью процедуры аудита.

Выполнение последнего требования упрощается с помощью руководств и стандартных листов контроля с перечнем элементов и их эксплуатационных характеристик, которые должны быть проверены аудиторами. Практика аудита безопасности особенно полезна при выявлении и разрешении потенциальных проблем, связанных с человеческим фактором, еще до того, как ошибка человека станет причиной реальной аварии.

Аудит существующих дорог должен быть направлен на выявление и своевременное устранение неудовлетворительных дорожных условий, способствующих возникновению дорожно-транспортных происшествий и участков их концентрации. Простой перенос форм и методов и механическое использование аудита без учета отечественной нормативно-технической базы и действующих организационно-управленческих структур в сфере обеспечения безопасности дорожного движения делает его применение проблематичным [13]. Сегодня уже существуют нормативно-правовые документы, которые являют собой совокупность знаний, правил, опыта по данному направлению. Среди них ОДМ 218.6.027—2017. Отраслевой дорожный методический документ. Рекомендации по проведению аудита безопасности дорожного движения при проектировании, строительстве и эксплуатации автомобильных дорог. ОДМ 218.6.024—2017. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по определению квалификационных требований к участникам закупок на проведение аудита безопасности дорожного движения. ОДМ 218.6.026—2017. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по определению

сметной стоимости процедуры проведения аудита безопасности дорожного движения при проектировании, строительстве и эксплуатации автомобильных дорог. ОДМ 218.6.010—2013. Отраслевой дорожный методический документ. Методические рекомендации по организации аудита безопасности дорожного движения при проектировании и эксплуатации автомобильных дорог. Методические рекомендации по проведению мероприятий по улучшению условий дорожного движения и повышению безопасности дорожного движения в целях ликвидации мест концентрации дорожно-транспортных происшествий, включающие типовые решения. Распоряжение Правительства РФ от 31.12.2009 № 2146-р (ред. от 29.06.2019) "Об утверждении программы деятельности Государственной компании "Российские автомобильные дороги" на долгосрочный период (2010—2020 годы)". Приказ Минтранса России от 16.11.2012 № 402 (ред. от 13.11.2018) "Об утверждении Классификации работ по капитальному ремонту, ремонту и содержанию автомобильных дорог". Распоряжение Росавтодора от 12.05.2015 № 853-р (ред. от 31.01.2017) "Об издании и применении ОДМ 218.6.015—2015. "Рекомендации по учету и анализу дорожно-транспортных происшествий на автомобильных дорогах Российской Федерации". "Паспорт национального проекта "Безопасные и качественные автомобильные дороги" (утв. президиумом Совета при Президенте РФ по стратегическому развитию и национальным проектам, протокол от 24.12.2018 № 15) и т. д.

К сожалению, ни один из указанных документов не ориентирован на дорожного пользователя. А именно в этом и состоит смысл аудита дорожной безопасности. Также ни один из вышеперечисленных документов не рассматривает безопасность дороги с позиции всех участников дорожного движения и в разных условиях дорожного движения (в том числе в темное время суток), а особенно наименее защищенных их категорий — пешеходов и велосипедистов [14].

До сих пор имеет место существенное расхождение между данными официальной статистики и научных исследований в определении доли причин ДТП, связанных с отдельными элементами системы "человек—автомобиль—дорога—среда" [15]. Это в первую очередь касается дорожных условий и технической неисправности транспортных средств и прежде всего связано с тем, что взаимодействие элементов системы очень сложно и мало изучено, а также, что исследуя причинные связи, которые определяются "человеческим фак-

тором", расследование, установив несработавшее звено, на этом останавливается. Именно это объясняет то обстоятельство, что к "человеческому фактору" в статистической отчетности относят 80—95 % всех ДТП. Мероприятия по БДД, предлагаемые для реализации в целях ликвидации МКДТП, должны определяться на основе результатов анализа причин и условий совершения ДТП, а также факторов дорожных условий, которые могут способствовать совершению различных видов ДТП и образованию МКДТП.

С целью изучения условий и причин, способствующих возникновению МКДТП, проводится анализ каждого ДТП: оцениваются причины совершения ДТП по вине водителей и пешеходов, недостатки транспортно-эксплуатационного состояния УДС в местах совершения ДТП, факторы, оказывающие влияние на режим движения, в местах совершения ДТП, а также объекты, находящиеся в непосредственной близости от места совершения ДТП и т. д. [16].

На каждом аварийно-опасном участке устанавливается преобладающий вид ДТП, выявляется наличие (отсутствие) повторяемости в регистрации отдельных причин возникновения ДТП, недостатков транспортно-эксплуатационного состояния УДС и условий (состояние погоды и покрытия проезжей части, освещение) в местах совершения ДТП. На основе сведений о местоположении аварийно-опасных участков, выявленных за предшествующий отчетный год, оценивается стабильность местоположения рассматриваемого МКДТП.

При наличии данных диагностики состояния дорог и дорожных сооружений рекомендуется проводить их анализ и выявлять факторы дорожных условий, которые могут способствовать совершению различных видов ДТП и образованию МКДТП используя не конкретные, а всего лишь наиболее вероятные факторы дорожных условий, способствующие возникновению ДТП.

Действующая система учета анализа ДТП не в полной мере обеспечивает информацию о причинах и факторах аварийности и эффективности внедряемых мероприятий по повышению БДД. Мероприятия по БДД в ОА УДС разрабатываются без учета ресурсных возможностей соответствующих служб и ведомств. Отсутствует система целевого подхода (система управления) по выявлению, анализу и устранению причин и факторов аварийности [17].

Для более глубокого анализа причин и условий возникновения МКДТП рекомендуется проведе-

ние аудита безопасности дорожного движения и специальных обследований с целью установления на аварийно-опасных участках мероприятий по приведению эксплуатационного состояния дорог и улиц в соответствие с нормативными требованиями и иных мероприятий по профилактике возникновения ДТП [18].

Для снижения уровня аварийности в МКДТП также рекомендуется проводить анализ применяемых схем организации дорожного движения в целях определения необходимых мер по обеспечению эффективности организации дорожного движения. В качестве метода (инструмента) на данном этапе целесообразно в том числе применять транспортное моделирование с использованием программных продуктов математического моделирования [19].

Транспортная модель позволяет провести оценку характеристик транспортных потоков на конкретном участке, выявить негативные факторы и оценить эффект от воздействия предлагаемых к реализации мероприятий.

Рекомендуется также выявлять причины и условия возникновения ДТП, которые не связаны с дорожной деятельностью, для обоснования проведения профилактических мероприятий, связанных с изменением расположения объектов притяжения или транспортного обслуживания населения и т. п.

Выбор мероприятий по снижению аварийности и ликвидации МКДТП, оценку их эффективности рекомендуется также осуществлять с использованием технологий информационного моделирования, обеспечивающих:

- цифровую реконструкцию ДТП, включая построение 3D-моделей;

- проведение натуральных видеоисследований психофизиологического восприятия участниками дорожного движения дорожной обстановки в МКДТП;

- моделирование транспортных потоков с учетом исходной ситуации и реализуемых мероприятий при изменении параметров геометрических элементов дороги, скоростного режима, организации дорожного движения и др.

Установлено, что учет ДТП в органах внутренних дел и других заинтересованных ведомствах проводится недостаточно полно. До 10 % информации теряется (искажается) при заполнении карточек учета ДТП по материалам расследования происшествий. Практически не ведется учет и анализ ДТП с материальным ущербом. Имеются определенные расхождения в системе учета ста-

статистических данных ДТП и дорожно-транспортных преступлений [20]. В работе показано, что действующие в настоящее время подходы по выявлению и устранению мест концентраций ДТП на улично-дорожной сети не позволяют существенным образом повлиять на общее состояние уровня аварийности в масштабах города. Назрела необходимость, исходя из результатов анализа причинно-следственных факторов аварийности, переходить на использование программно-целевых методов планирования мероприятий по повышению БДД, реализуемых в масштабах города, и, в частности, в рамках соответствующих целевых комплексных программ. Анализ, проведенный с помощью аудита БДД, помогает установить и описать взаимосвязь субъективных и объективных факторов и дает возможность оценить количественную сторону существующих связей между ДТП, причинами и факторами аварийности, и мероприятиями по повышению БДД, которые могут быть реализованы.

Предупреждая ошибки человека в процессе дорожного движения, аудит безопасности вносит вклад в развитие такого перспективного качества дороги, как "самопояснение" [21]. Соответствие проектных характеристик дороги характеру движения позволяет водителям предполагать характер дорожного движения и адаптировать свое поведение к транспортной ситуации, исключая непредсказуемые действия отдельных участников дорожного движения вследствие непонимания ситуации. Водителю свойственно ошибаться, если то, что он видит отличается от того, что он ожидал увидеть. Поэтому на дороге не должно быть неожиданностей, а плавная последовательность рационально сопряженных элементов плана и профиля дороги (прямые участки, повороты, подъемы, спуски) является лучшим средством обеспечения плавного движения посредством зрительного ориентирования водителей. Принцип зрительного ориентирования основан на закономерной плавности трассы, обеспечивающей возможность подсознательного экстраполирования направления и характеристик дороги за пределы физической видимости. Подобное качество дороги можно определить как "психологическая видимость", когда водитель получает ясное представление об условиях движения для уверенного и безопасного управления автомобилем. Определение качества зрительного ориентирования водителя и степени психологического воздействия дороги и ее окружения на водителя с точки зрения безопасности дорожного движения — явля-

ется областью применения такой перспективной концепции в дорожной отрасли, как "аудит безопасности", т. е. стратегическая задача аудита — это развитие "самопоясняющих" свойств дороги для программирования желаемого поведения пользователей посредством проектных решений и дорожного обустройства [22].

Предупреждая ошибки человека в процессе дорожного движения, аудит безопасности вносит вклад в развитие введения аудита в обязанности руководства, наличия политики социальной безопасности, усовершенствование программ обучения для всех пользователей дороги. Обычно для внедрения аудита рекомендуется подход "сверху вниз". Например, дорожная администрация может: реализовать один или несколько пилотных проектов по аудиту; разработать политику по аудиту и принять аудит на вооружение; осуществлять постоянный мониторинг, доработку, развитие и продвижение методологии аудита.

Первоочередные мероприятия, способствующие быстрому и качественному внедрению аудита БДД, связаны с обеспечением всего персонала органа управления дорогами ясного представления о том, какие дорожные проекты должны проходить аудит, и на каких этапах аудит должен проводиться. Не менее важно обеспечить, чтобы аудит безопасности дорожного движения занял прочное положение в органе управления дорогами. Обе эти потребности лучше всего удовлетворить, приняв политику аудита для органа управления дорогами. Такая политика должна детализировать: типы дорожных проектов, которые должны проходить аудит, этап (этапы) аудита, который будет проводиться, и системы представления отчетов и ответов на них [23].

Мировая практика предлагает широкий набор результативных, проверенных десятилетиями и экономически обоснованных инструментов для снижения дорожной аварийности. Адаптация этих инструментов для российских условий самый быстрый путь для снижения аварийности, поскольку именно решения по изменению дороги и ее окружения непосредственно влияют на поведение человека в процессе дорожного движения в отличие от менее быстрого эффекта мер, нацеленных на воспитание участников дорожного движения. Применение практики аудита в течение двух десятилетий доказало его результативность в деле реального повышения безопасности дорожных сетей. Поэтому дорожные администрации, как организации, ответственные перед пользователем за качество дорожных сетей, имеют

основание для заинтересованности в развитии аудита безопасности [58]. Любая дорожная администрация может внести свой вклад в развитие практики аудита, например, в форме предложений по совершенствованию процедур аудита; контроля за решением проблем, выявляемых в ходе аудита; анализа экономической обоснованности и выгод от практики аудита безопасности; совершенствования листов контроля.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **FHWA Road Safety Audit Guidelines**, Federal Highway Administration (Федеральная Администрация Автомагистралей, США N FHWA-SA-06-06), Washington D. C.
2. **Принципы и инструменты** для повышения безопасности дорожного движения в населенных пунктах. Международный опыт [Текст]: сб. науч. статей / ООО "Автодорожный Консалтинг". — Архангельск, 2003.
3. **Проект НИОКР**. Разработка программы мероприятий по повышению безопасности дорожного движения на дорогах общего пользования Архангельской области [Текст]: техн. отчет / ООО "Автодорожный Консалтинг". — Архангельск, 2005.
4. [https://www.carecprogram.org/uploads/CAREC-Manual-1\\_RSA\\_English-ru.pdf](https://www.carecprogram.org/uploads/CAREC-Manual-1_RSA_English-ru.pdf)
5. [http://akpspb.ru/files/files/bdd\\_01.pdf](http://akpspb.ru/files/files/bdd_01.pdf)
6. **Исикава К.** Японские методы управления качеством [Текст] / Каору Исикава. — М.: "Экономика", 1988 г., 199 с.
7. **Дальний Восток**: проблемы развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплекса [Текст]: материалы Международной научно-практической конференции / [отв. ред. И. Н. Пугачев]. — Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2017. — Вып. 17. — 690 с. (Научные чтения памяти профессора М. П. Даниловского). ISBN 978-5-7389-2433-0.
8. **Абрамова Л. С.** Особенности аудита дорожной безопасности [Текст] / Л. С. Абрамова, доц., к.т.н.; Харьковский национальный автомобильно-дорожный ун-т, Автомобильный транспорт. — Вып. 36. — 2015. — 165 с.
9. **Road Transport Research "Improving Road Safety by Attitude Modification"**, The OECD Scientific Expert Group.
10. **Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б.** Организация дорожного движения [Текст]: Учеб. для вузов. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 2001. — 247 с.
11. **Guidelines for: The Safety Audit of Highways**. The institution of Highways and Transportation, UK, London, 1990.
12. **Официальный сайт Норвежской Дорожной Администрации** [www.vegvesen.no](http://www.vegvesen.no)
13. **Официальный сайт Европейской Программы** по оценке безопасности новых автомобилей EuroNCAP [www.euroncap.com](http://www.euroncap.com)
14. **Сергеев А. С., Бургонутдинов А. М.** Аудит дорожной безопасности по автомобильной дороге Р 242 Пермь-Екатеринбург [Текст] / А. С. Сергеев, А. М. Бургонутдинов; Вестник ПНИПУ. — Вып. 2. — 2011. — 174 с.
15. **Каменчуков А. В., Пугачев И. Н.** Перспективные методы оценки качества и безопасности дорожного движения [Текст] / А. В. Каменчуков, к.т.н., И. Н. Пугачев, д.т.н.; Тихоокеанский государственный ун-т, Международный научно-исследовательский журнал. — Вып. 1. — 2017. — 187 с.
16. **Аудит безопасности дорожного движения**: монография / Д. В. Капский [и др.]; науч. ред. Д. В. Капский; Мин-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. — Гомель: БелГУТ, 2015. — 428 с.
17. **Короткевич В. С., Воронов Ю. Е.** Перспективы развития транспортного аудита // Вестник КузГТУ. — 2004.— Вып. 4. — 111 с.
18. **Калмыков Б. Ю., Новиков А. И., Мицик В. Ф.** Совершенствование управления безопасностью дорожного движения на пассажирских автотранспортных средствах // International scientific review. — 2016.
19. **Гусельников Ю. А.** Проблемы контроля обеспечения безопасности дорожного движения в субъектах транспортной деятельности // Вестник КГУ. — 2015. — Вып. 3. — 124 с.
20. **Никулин В. В.** Применение методов прогнозирования при оценке уровня аварийности и транспортного травматизма в Брянской области // Вестник Брянской ГСХА. — 2018. — Вып. 3. — 76 с.
21. **Рыбин А. Л.** Показатели риска ДТП для оценки участков автомобильных дорог при аудите безопасности дорожного движения // Сб. науч. статей. ФГБУ "РОСДОРНИИ". — 2015. — 168 с.
22. **Управление рисками на дорогах**, как вклад в спасение народа России [Текст]: доклад о НИР / Международный ин-т исследования рисков; исполн.: Кирюшкин В. Е. — М., 2010. — 17 с.
23. **Юнгханс М.** Возможности оценки риска безопасности дорожного движения на перекрестках с помощью новых методов // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. — 2014. — 60 с.

УДК 629.33.083.4

Б. А. Крамаренко, советник ректора МАДИ

E-mail: kramarenko.brs@mail.ru

## ДОПУСК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ К ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*За прошедшие годы количество дорожно-транспортных происшествий сократилось на 11,8 %, существенно уменьшились социальный и транспортный риски. При этом уровень автомобилизации в стране возрос более чем в 1,5 раза: сейчас во многих городах на тысячу жителей приходится в среднем по 300 транспортных средств. Увеличивающееся несоответствие между количеством транспортных средств и протяженностью улично-дорожной сети приводит к диспропорции, так как современный уровень дорожно-транспортной инфраструктуры соответствует значению 60–100 транспортных средств на 1000 жителей. В результате растет число заторов и, как следствие, ухудшаются условия дорожного движения. Естественно, что при этом возрастает количество дорожно-транспортных происшествий.*

**Ключевые слова:** организация безопасности дорожного движения, дорожно-транспортное происшествие, транспортное средство, дорога, транспортный риск.

*Over the years, the number of road accidents decreased by 11.8 %, significantly reduced social and transport risks. At the same time, the level of motorization in the country has increased by more than 1.5 times: now in many cities per thousand inhabitants account for an average of 300 vehicles. The widening discrepancy between the number of vehicles and the length of the road network leads to a disparity, as the current level of road infrastructure corresponds to the value of 60 to 100 vehicles per 1,000 inhabitants. As a result, congestion is increasing and traffic conditions are deteriorating as a result. Naturally, the number of traffic accidents increases.*

**Keywords:** road safety, traffic accident, vehicle, road, traffic risk.

---

Фактор массовой автомобилизации не может и не должен быть обоснованием неизбежности аварий и их трагических последствий. Наоборот, мы должны добиться кардинального снижения числа погибших и пострадавших при ДТП. За прошедшее десятилетие в результате таких происшествий получили ранения более 3 млн человек, погибло при этом 350 тыс. человек [7].

Понятие термина "федеральный надзор" связано с принятием Федерального закона № 242-ФЗ от 18 июля 2011 г. "О внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации по вопросам осуществления государственного контроля (надзора) и муниципального контроля" [8]. Этим законом внесены изменения в Федеральный закон "О безопасности дорожного движения" [9], установленных в Положении о Федеральном надзоре. К ним следует отнести соблюдение юридическими и физическими лицами, эксплуатирующими транспортные средства (ТС), обязательных требований к конструкции и техническому состоянию ТС и элементов их дополнительного оборудования, а также к изменению конструкции зарегистрированных в Госавтоинспекции МВД России автомобилей и прицепов

к ним. Контроль качества технического состояния ТС можно осуществлять как на стадии проектирования и изготовления, так и на стадии технической эксплуатации.

В конструкцию ТС, зарегистрированных в Госавтоинспекции МВД России, могут быть внесены изменения. При этом, естественно, будут использованы составные элементы и предметы иного оборудования, запасные части и т. д. Организация контроля за внесением возможных конструктивных изменений возложена на подразделения Госавтоинспекции МВД России, осуществляющих функции по техническому надзору независимо от места государственного учета ТС, а в случаях их отсутствия — в подразделениях, определяемых Главным государственным инспектором безопасности дорожного движения по субъекту РФ (см. требования раздела 4 главы V Технического Регламента Таможенного Союза "О безопасности колесных транспортных средств", утвержденного решением Комиссии Таможенного Союза № 877 от 09.12.2011 г. и вступившего в законную силу с 1 января 2015 г. [10]).

Одна из важнейших государственных задач по допуску ТС к технической эксплуатации должна

быть направлена на обеспечение безопасности дорожного движения и охрану окружающей среды. Оценка вносимых владельцами ТС изменений в конструкцию должна быть объективна, поскольку ТС — это средства повышенной опасности. Такая оценка проводится как на стадии проекта и изготовления предшествующей реализации ТС (путем проведения обязательной сертификации), так и в процессе технической эксплуатации в соответствии с правилами и регламентами, утвержденными МВД России.

Решение поставленной задачи по разработке концепции повышения результирующей составляющей по оптимизации Федерального государственного надзора (контроля) в конечном итоге будет способствовать повышению эффективности надзорной деятельности за обеспечением безопасности дорожного движения на территории Российской Федерации как составной части национальных задач. А ими являются: охрана жизни, здоровья и имущества граждан, защита их прав и законных интересов, обеспечение личной безопасности, решение демографических, социальных и экономических проблем, а также защита интересов общества и государства путем предупреждения дорожно-транспортных происшествий, снижения тяжести их последствий.

Усугубление ситуации с ДТП, как следствие проблем по организации безопасности дорожного движения, требует разработки и реализации долгосрочной государственной стратегии, а также формирования эффективных механизмов взаимодействия органов государственной власти РФ в принятии регламентирующего документа, цель которого заключается в повышении уровня безопасности дорожного движения в том числе и при внесении изменений в конструкцию ТС при его технической эксплуатации. В сфере нового регламентирующего документа необходимо разработать функциональную схему и алгоритм системы по допуску ТС к участию в дорожном движении. Вполне естественно, что при этом необходимо

будет изменить порядок проведения процедуры экспертиз конструкций автомобилей и прицепов к ним, что потребует выработки и реализации долгосрочной государственной стратегии, координации усилий государства и общества. В этом во многом будет способствовать Указ Президента Российской Федерации от 07.05.2018 г. № 204 "О национальных целях и задачах развития Российской Федерации на период до 2024 года".

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Всемирный доклад** о предупреждении дорожно-транспортного травматизма / Пер. с англ. — М.: Издательство "Весь мир". 2004. — С. 4—6.
2. **Суковицын В. И.** Периодический технический осмотр транспортных средств. Обзорная информация. Вып. 1. — НИЦ ГАИ МВД России. — М., 1996. — 36 с.
3. **Райтман Б. А., Суворов В. И.** Безопасность автомобиля в эксплуатации. — М.: Транспорт, 1987. — 207 с.
4. **Лукьянов В. В.** Дорожно-транспортные преступления и административные правонарушения. Проблемы и решения. — М.: НИП "2Р", 2005. — 88 с.
5. **Якимов А. Ю.** Федеральный закон "О безопасности дорожного движения": проблемы и перспективы. Транспорт РФ, 2009, № 1(20).
6. **Коноплянко В. И., Логувенко В. В.** Экономический механизм повышения безопасности дорожного движения в Российской Федерации. "Транспорт Российской Федерации", 2009, № 6 (25).
7. **Государственный доклад** по БДД по итогам 2001—2017 годов. Статистика ГИБДД 2001—2017 годов.
8. **Федеральный закон** от 18 июля 2011 г. № 242-ФЗ "О внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации по вопросам осуществления государственного контроля (надзора) и муниципального контроля".
9. **Федеральный закон** от 10 декабря 1995 г. № 196-ФЗ "О безопасности дорожного движения".
10. **Технический регламент** Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств"/ Утв. Решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 г. № 877.

# ПРЕСС-ТУР

## ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

### СТУДЕНТАМ О СИСТЕМЕ МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА "КАМАЗА"

Спикером очередной гостевой лекции, которые "КАМАЗ" проводит в учебных заведениях города в рамках программы профориентации, стал заместитель директора департамента качества Александр Абраменко. Он предложил будущим конструкторам и технологам вспомнить историю создания Международной организации по стандартизации. Вопрос актуальный, сегодня "КАМАЗ" поставляет свою продукцию в 80 стран мира.

Спикер сообщил также, что главная задача для "КАМАЗа", который намерен конкурировать

с большой семеркой производителей грузовиков (в нее входят Volvo, Mercedes, Scania, Renault, MAN, Iveco и DAF), — выпускать продукт соответствующего уровня качества.

"Сделать рынок в этой сфере призвана трансформация системы менеджмента качества. В течение двух лет были проанализированы все производственные процессы, во многие из них внесены коррективы", — пояснил лектор.

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

### НОВЫЙ ФИЛИАЛ В НОВОСИБИРСКЕ

География присутствия Лизинговой компании "КАМАЗ" продолжает расширяться: теперь у "КАМАЗ-ЛИЗИНГа" есть представительство, которое работает с Новосибирской областью.

"Мы знаем, насколько важна для наших клиентов оперативность, поэтому вне зависимости от их местонахождения предлагаем наши выгодные финансовые программы по приобретению автотехники КАМАЗ в лизинг от производителя в различных регионах страны", — отметил генеральный директор АО "Лизинговая компания "КАМАЗ" Андрей Гладков.

Открытие нового филиала "КАМАЗ-ЛИЗИНГа" в Новосибирске нацелено на усиление присутствия компании в Сибирском федеральном округе РФ. В представительстве Лизинговой компании "КАМАЗ", расположенном по адресу: г. Новосибирск, ул. Советская, дом 52, офис 309, клиенты могут получить консультации по приобретению

автотехники КАМАЗ и оборудования для сервисных центров в лизинг по программам от производителя. Более того, представитель компании может выехать к покупателю в офис, а также вместе с ним - в дилерский центр "КАМАЗ" для подбора программы по приобретению техники в лизинг совместно с поставщиком.

На сегодня у "КАМАЗ-ЛИЗИНГа" есть несколько лизинговых предложений, по которым можно приобрести автотехнику КАМАЗ: акция "Лови удачу!", в рамках которой клиент получает бонус (1000 литров топлива в подарок либо лизинговые каникулы на один месяц), программа "Лизинг от производителя", предложение для повторных клиентов "Старый друг", "Аренда" — для техники с пробегом, а также программа "Лизинг оборудования" — для дилерской сети ПАО "КАМАЗ".

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

---

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 29.11.2019. Подписано в печать 15.01.2020. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.

Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Авансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)