# Грузовик

5
2016

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"**
**Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО**



**Редакционный совет**

**Д.Х. Валеев,** д-р техн. наук
**В.А. Волчков**
**С.М. Гайдар,** д-р техн. наук
**Л.В. Грехов,** д-р техн. наук, проф.
**В.А. Зорин,** д-р техн. наук
**В.В. Комаров,** канд. техн. наук
**В.А. Марков,** д-р техн. наук, проф.
**А.Н. Ременцов,** д-р пед. наук, канд. техн. наук
**О.Н. Румянцева,** ген. дир. ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
**А.Ф. Синельников,** канд. техн. наук, проф.
**А.А. Солнцев,** д-р техн. наук
**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; 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 каталогу "Роспечать" 373409,**
**по объединенному каталогу "Пресса России" 39799,**
**по каталогу "Почта России" 25782**



ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2016

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., Руновский К. С., Чайнов Н. Д.* Уравновешивание 6-цилиндрового четырехтактного двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15° и дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом

**14** *Антропов Б. С., Жишко С. А.* Исследование эффективности применения газовых двигателей на автобусах городского типа

**16** *Коваленко Н. А., Геращенко В. В., Фридкин В. М.* Устройство для бортового диагностирования тормозной системы транспортного средства

**19** *Марти А. Н., Марти С. А.* К вопросу о динамической стабилизации водительского сиденья


### *Исследования. Расчет*


**30** *Путинцев С. В., Гуськов В. Ф., Фомин П. В.* Влияние трибологического состава в смазочном материале механической коробки перемены передач на энергоэкономические показатели силовой установки с автомобильным двигателем

**33** *Антипенко В. С., Ходяков А. А., Абу-Ниджим Р. Х.* Поляризация образцов автомобильного лакокрасочного покрытия


### *Практика*


**36** *Дубовик Е. А.* Обобщенный критерий оценки предприятия сервиса по сегменту рынка


### *Безопасность*


**43** *Стрижевский Д. А., Козин А. А., Карпеев С. В., Чванов А. В., Кочетков А. В.* Изменение показателей безопасности с учетом ограничения скоростного режима дорожного движения



***Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней***

**Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru**

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

# Truck

5
2016

## SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

**Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"**
**Editor-in-Chief S.N. PEDENKO**



**Editorial council**

**D.Kh. Valeev,** dr.en.s.
**V.A. Volchkov**
**S.M. Gaydar,** dr.en.s., prof,
**L.V. Grekhov,** dr.en.s., prof.
**V.A. Zorin,** dr.en.s.
**V.V. Komarov,** PhD in en.s.
**V.A. Markov,** dr.en.s., prof.
**A.N. Rementsov,** dr.Hab, PhD in en.s.
**O.N. Rumyantseva,** General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
**A.F. Sinel'nikov,** PhD in en.s., prof.
**A.A. Solntsev,** dr.en.s.
**V.S. Ustimenko,** PhD in en.s.
**Kh.A. Faskhiev,** 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, p. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: qnjzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

**Address of publishing house**
107076, Kolodezny Lane, house 2, p. 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 catalog "Rospechat" 373409,**
**according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799,**
**according to the catalog "Russian Post" 25782**

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2016



The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

# CONTENTS:


### *Design*

**3** *Vallejo Maldonado P. R., Runovsky K. S., Chainov N. D.* Balancing of a 6-cylinder four-stroke engine of VR type with cylinders arranged at 15° and desaxial crank mechanism

**14** *Antropov B. S., Zhishko S. A.* Evaluating the effectiveness of gas engines on the bus urban

**16** *Kovalenko N. A., Geraschenko V. V., Fridkin V. M.* The device for the on-bord diagnosis of the braking system of a vehicle

**19** *Marty A. N., Marty S. A.* To a question of dynamic stabilization of driver's sitting

### *Research. Calculation*

**30** *Putintsev S. V., Gus'kov V. F., Fomin P. V.* Influence of the tribological structure in a mechanical gear box lubricant on energy efficient indicators of an engine unit with the automobile engine

**33** *Antipenko V. S., Hodjakov A. A., Abu-Nidzhim R. H.* Polarization of samples of the paint and car varnish covering

### *Practice*

**36** *Dubovik E. A.* The generalized criterion of evaluation service businesses by sales services market

### *Security*

**43** *Strizhevsky D. A., Kozin A. A., Karpeev S. V., Chvanov A. V., Kochetkov A. V.* Change of indicators of safety taking into account restriction of the high-speed mode of traffic



***The magazine is included into the list of the approved VAK of the Russian Federation of editions for the publication of works of competitors of academic degrees***

**System of the Russian index of scientific citing www.elibrary.ru**

Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 436.03.001

**П. Р. Вальехо Мальдонадо,** канд. техн. наук, доцент, e-mail: prvm@rambler.ru,
**К. С. Руновский,** канд. техн. наук, доцент, Университет машиностроения,
**Н. Д. Чайнов,** д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, e-mail: ndchainov@yandex.ru

# УРАВНОВЕШИВАНИЕ 6-ЦИЛИНДРОВОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТИПА VR С УГЛОМ РАЗВАЛА ЦИЛИНДРОВ 15° И ДЕЗАКСИАЛЬНЫМ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

*В статье рассматривается уравновешивание 6-цилиндрового четырехтактного двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15°, дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы, позволяющие описать и проанализировать возникающие в двигателе VR-6 моменты от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс для любого заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравновешивания неуравновешенных моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.*

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

*The article considers balancing of a 6-cylinder four-stroke engine of VR type with cylinders arranged at 15°, desaxial crank mechanism and uniform alteration of flashes. The article puts forward formulas allowing to describe and analyze momenta resulting in the VR-6 engine from inertial forces of the reciprocating moving masses for any given value of the camber angle of the cylinders, the relationship of the crank radius to the length of the connecting rod and relative to the axis of the cylinder. A method is proposed for balancing unbalanced momenta of inertial forces of rotating and reciprocating moving masses.*

***Keywords:*** *balancing, uniform alternating flashes, V-engine, included angle of cylinders.*

Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм (КШМ) со смещением оси цилиндра получил распространение в современных двигателях со сверхкомпактным расположением цилиндров по схеме VR (рис. 1). Двигатель VR-6 устанавливают, например, на автомобиль Golf концерна Volkswagen; на базе двигателя VR-6 создан силовой агрегат по схеме W12 для автомобиля Audi A8.

Цилиндры двигателей VR-6 разведены под углом $\gamma_ц = 15°$, и дезаксаж здесь необходим для предотвращения пересечения поверхностей цилиндров в их нижней части. Оси правых цилиндров имеют поэтому положительный дезаксаж, а оси левых цилиндров смещены относительно оси коленчатого вала в отрицательном направлении.

Дезаксаж в таких двигателях необходимо учитывать при определении формы коленчатого вала, обеспечивающей равномерность чередования вспышек, т.е. приход поршней в ВМТ через одинаковые углы поворота коленчатого вала. Так, согласно рис. 1, в ВМТ будут одновременно приходить два поршня — по одному из левого и правого ряда цилиндров, если угол смещения кривошипов этих цилиндров сделать равным:

$$\gamma_ш = \gamma_ц + 2|\varphi_{вмт}|, \qquad (1)$$

где $|\varphi_{вмт}| = \arcsin\dfrac{\lambda K}{(1+\lambda)}$ — абсолютное значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при положении механизма в ВМТ; $K = e/R$ — относительное смещение оси цилиндра по модулю; $R$ — радиус кривошипа; $e$ — абсолютная величина смещения оси цилиндра; $\lambda = R/L_ш$; $L_ш$ — длина шатуна.

Для значений $e = 12{,}5$ мм, $K = 0{,}263$ и $\lambda = 0{,}283$ получим $\varphi_{вмт} = 3°20'$; $\gamma_ш = 21°40'$.

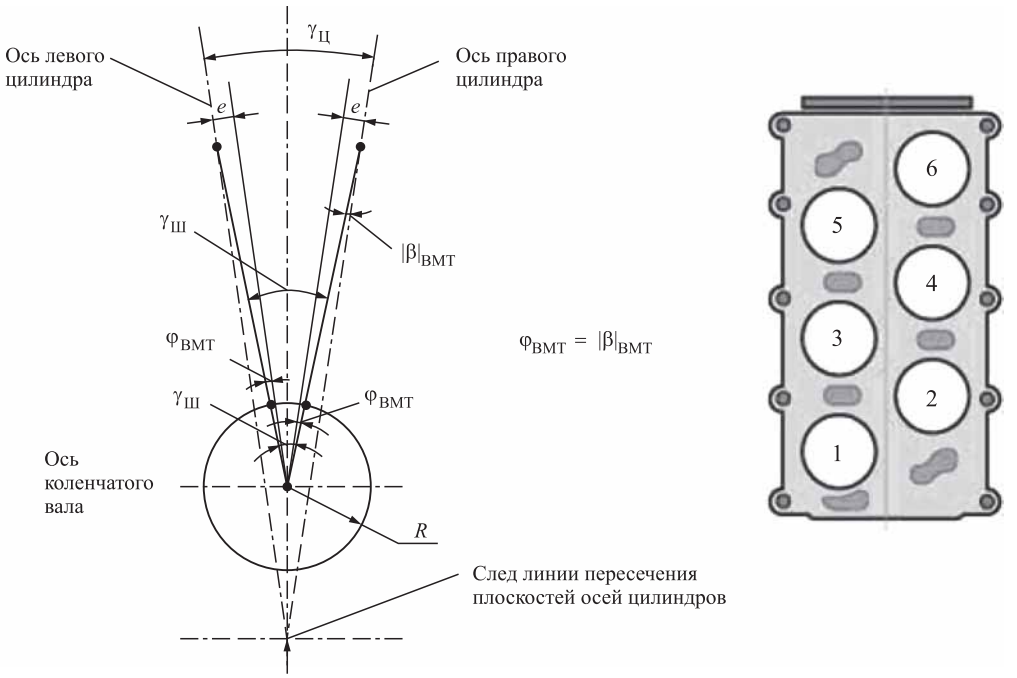



**Рис. 1. Кинематическая схема двигателя VR-6 с дезаксиальным КШМ**

С учетом соотношения (1) равномерное чередование вспышек в четырехтактном двигателе типа VR с четным числом *i* цилиндров можно получить, установив угол развала кривошипов (рис. 2 и 3) каждого ряда цилиндров равным:

$$\delta = \frac{720^\circ}{0,5i},$$

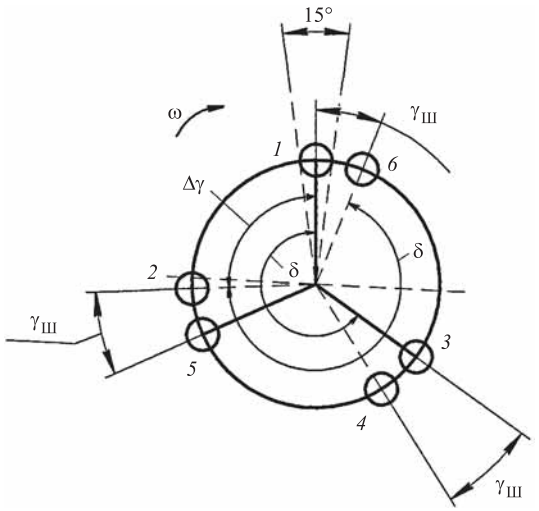



**Рис. 2. Расположение кривошипов коленчатого вала, обеспечивающее равномерное чередование вспышек в четырехтактном 6-цилиндровом двигателе типа VR с углом развала цилиндров 15°**

а угол смещения кривошипов 1-го и 2-го цилиндров равным:

$$\Delta\gamma = \frac{720^\circ}{i} - \gamma_ш.$$

Для двигателя VR-6 с указанными выше параметрами $\delta = 240^\circ$; $\Delta\gamma = 98^\circ 20'$.

Анализ уравновешенности двигателя VR-6 в отношении центробежных сил инерции вращающихся масс КШМ и их моментов удобно выполнять,

**Рис. 3. Общий вид полноопорного коленчатого вала двигателя VR-6**

рассматривая его как объединение двух — левого (со стороны носка коленчатого вала) и правого — рядных 3-цилиндровых двигателей, связанных общим коленчатым валом с углом между кривошипами вала каждого двигателя 120° и смещением кривошипов вала правого двигателя относительно левого на угол 21°40′ по направлению вращения вала.

Как известно, в каждом из таких 3-цилиндровых двигателей центробежные силы инерции вращающихся масс КШМ являются уравновешенными, значит они уравновешены и в рассматриваемом двигателе.

**Момент от центробежных сил инерции** в анализируемом двигателе возникает в случае, если не уравновешена отдельным противовесом центробежная сила в каждом цилиндре. Равнодействующий момент от центробежных сил инерции [4], возникающих в левой 3-цилиндровой половине двигателя:

$$M_{R1.5} = 2\sqrt{3}K_R a,$$

где $K_R$ — центробежная сила инерции (по модулю), действующая в одном цилиндре;

$$K_R = (m_к + m_{кш})R\omega^2;$$

$m_к$ — неуравновешенная масса колена, приведенная к радиусу кривошипа; $m_{кш}$ — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки; ω — угловая скорость коленчатого вала; $2a$ — расстояние между осями цилиндров, расположенных в одном ряду.

Момент $M_{R1.5}$ действует во вращающейся плоскости, опережающей плоскость 1-го кривошипа на угол 30°, и может быть уравновешен противовесами $m_{прR1.5}$, устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек 1-го и 5-го кривошипов (рис. 4 и 5).

Направление взаимного смещения кривошипов в правой 3-цилиндровой половине рассматриваемого 6-цилиндрового двигателя противоположно принятому для его левой половины. В связи с этим равнодействующий момент от центробежных сил инерции, возникающих в правой 3-цилиндровой половине:

$$M_{R2.6} = 2\sqrt{3}K_R a,$$

действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 2-го кривошипа на угол 30° (от плоскости 1-го кривошипа — на 30° + 98°20′ = 128°20′). Этот момент может быть уравновешен противовесами $m_{прR2.6}$, устанавливаемыми в указанной плоскости на продолжении щек 2-го и 6-го кривошипов (рис. 4 и 5).

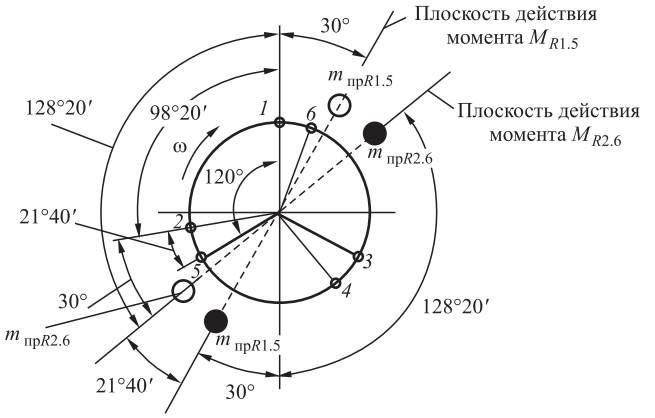



**Рис. 4. Уравновешивание моментов от центробежных сил инерции**

Массы $m_{прR1.5}$ и $m_{прR2.6}$ вращающихся противовесов создают уравновешивающие моменты:

$$M_{R1.5ур} = m_{прR1.5}\rho_{прR1.5}\omega^2 b_{R1.5};$$
$$M_{R2.6ур} = m_{прR2.6}\rho_{прR2.6}\omega^2 b_{R2.6},$$

где $b_{R1.5}$ и $b_{R2.6}$ — расстояния между плоскостями вращения противовесов; $\rho_{прR1.5}$ и $\rho_{прR2.6}$ — расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения вала.

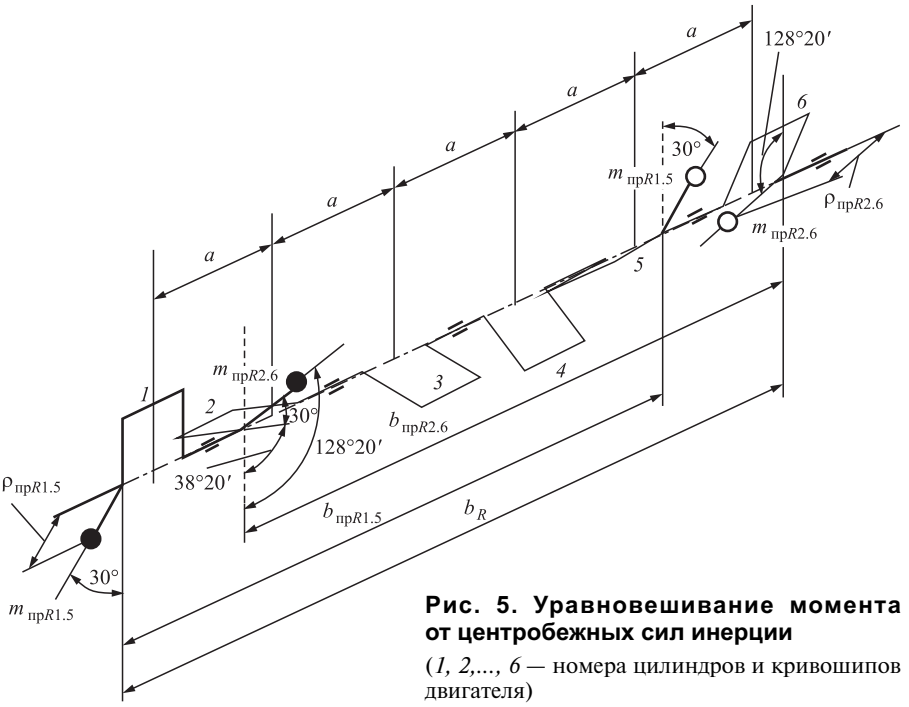



**Рис. 5. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции**

(*1, 2,..., 6* — номера цилиндров и кривошипов двигателя)

По модулю уравновешивающие моменты должны быть равны моментам $M_{R1.5}$ и $M_{R2.6}$, поэтому:

$$m_{\text{пр}R1.5} = 2\sqrt{3}m_R \frac{R}{\rho_{\text{пр}R1.5}} \cdot \frac{a}{b_{R1.5}},$$

$$m_{\text{пр}R2.6} = 2\sqrt{3}m_R \frac{R}{\rho_{\text{пр}R2.6}} \cdot \frac{a}{b_{R2.6}}.$$

Учитывая взаимное расположение масс $m_{\text{пр}R1.5}$ и $m_{\text{пр}R2.6}$ в анализируемом двигателе, целесообразно сократить количество уравновешивающих противовесов — с четырех до двух, заменяя для этого противовесы, расположенные на одном конце вала одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию. Угловое положение таких противовесов и их массы узнаем, определив величину и плоскость действия суммарного момента $M_R$ от всех центробежных сил инерции. Выполняя векторное сложение моментов $M_{R1.5}$ и $M_{R2.6}$ (рис. 6), найдем, что суммарный момент $M_R$ в двигателе VR-6, вычисленный по теореме косинусов, равен:

$$\Sigma M_R = 1{,}302 K_R a,$$

действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 1-го кривошипа на угол 49°10′, и может быть уравновешен противовесами

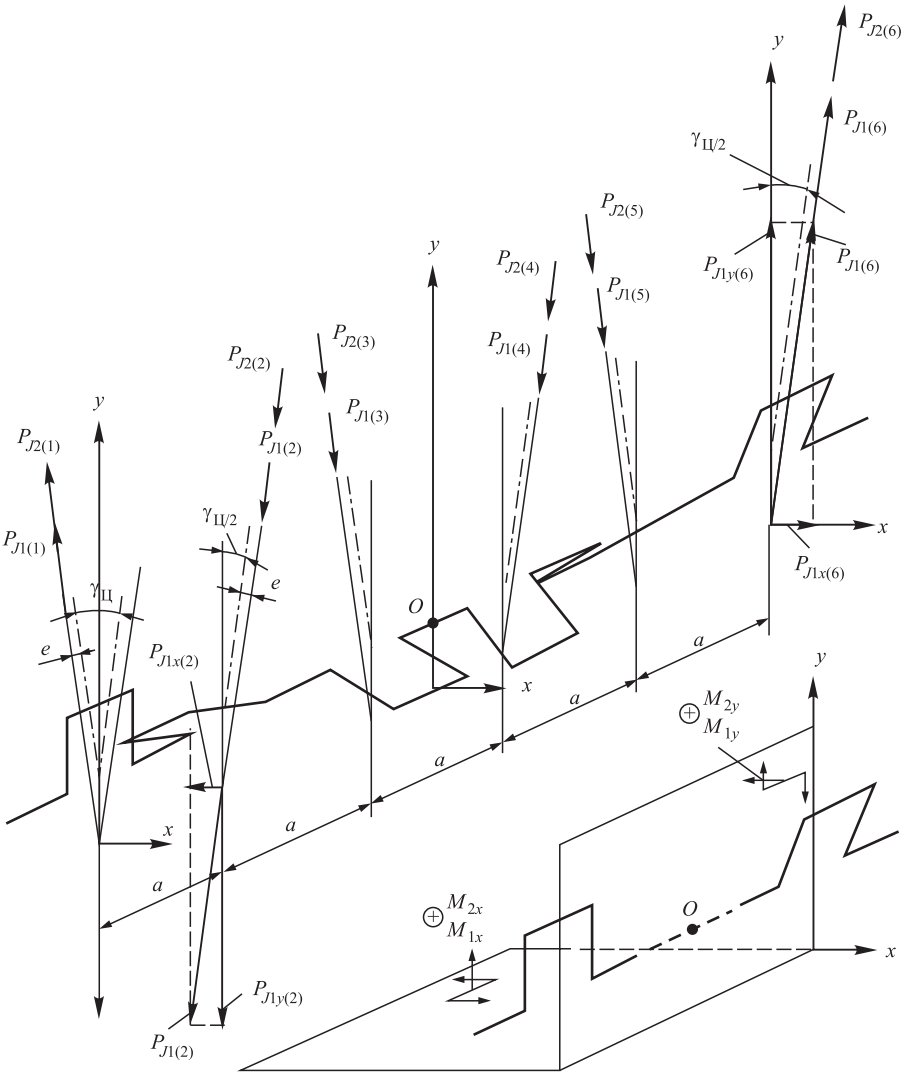



**Рис. 7. Расчетная система координат**

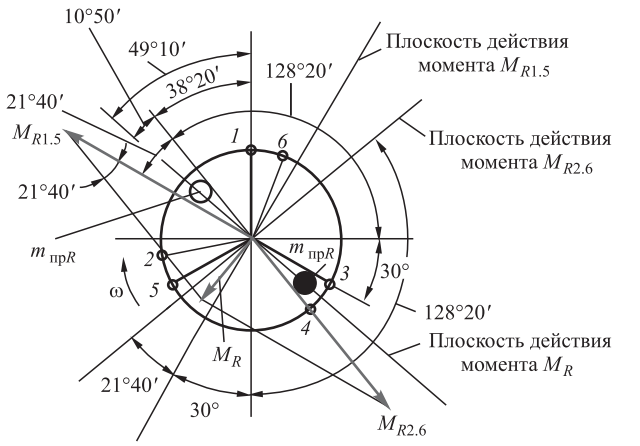



**Рис. 6. Уравновешивание суммарного момента $M_R$ от центробежных сил инерции**

$m_{\text{пр}R}$, устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек 1-го и 6-го цилиндров.

По модулю уравновешивающий момент должен быть равен моменту $M_R$, поэтому

$$m_{\text{пр}R} = 1{,}302 m_R \frac{R}{\rho_{\text{пр}R}} \cdot \frac{a}{b_R},$$

где $b_R$ — расстояние между плоскостями вращения противовесов; $\rho_{\text{пр}R}$ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала.

Уравновешивание суммарного момента $M_R$ вместо отдельного уравновешивания моментов $M_{R1.5}$ и $M_{R2.6}$ позволяет уменьшить общую массу используемых для этого противовесов примерно в 5 раз.

**Уравновешивание сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов** в двигателе VR-6 удобно анализировать, заменяя указанные силы

их проекциями на ортогональные координатные оси $X$ и $Y$. Ось $Y$ перпендикулярна оси коленчатого вала и совпадает с направлением биссектрисы угла развала цилиндров; ось $X$ перпендикулярна плоскости таких биссектрис в точках, принадлежащих линии пересечения плоскостей осей цилиндров левого и правого ряда (рис. 7).

Силы инерции первого порядка, действующие по оси соответственно 1-го, 2-го и других цилиндров, в функции угла поворота кривошипа дезаксиального КШМ определяются формулами:

$$P_{j1(1)} = c_1[\cos\varphi - \lambda K\sin\varphi];$$

$$P_{j1(2)} = c_1\left(\cos\left(\varphi + 240 + \theta\right) + \lambda K\sin\left(\varphi + 240 + \theta\right)\right);$$

$$P_{j1(3)} = c_1[\cos(\varphi + 120) - \lambda K\sin(\varphi + 120)];$$

$$P_{j1(4)} = c_1\left(\cos\left(\varphi + 120 + \theta\right) + \lambda K\sin\left(\varphi + 120 + \theta\right)\right);$$

$$P_{j1(5)} = c_1[\cos(\varphi + 240) - \lambda K\sin(\varphi + 240)];$$

$$P_{j1(6)} = c_1[\cos(\varphi + \theta) + \lambda K\sin(\varphi + \theta)],$$

где $c_1 = m_j R\omega^2$; $m_j$ — масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение;

$$\theta = \gamma_{ш} - \gamma_{ц} = 2\left|\varphi_{вмт}\right| = 2\arcsin\frac{\lambda K}{(1+\lambda)}.$$

Знак "минус" перед $\lambda K$ в первой, третьей и пятой из этих формул учитывает отрицательное смещение осей цилиндров левого ряда.

Проекции сил инерции первого порядка на ось $Y$ вычисляются по общей формуле:

$$P_{j1y(i)} = P_{j1(i)}\cos\frac{\gamma_{ц}}{2}.$$

Проекции тех же сил на ось $X$ выражаются формулами, разными для левого и правого ряда цилиндров:

для 2-го, 4-го и 6-го цилиндров:

$$P_{j1x(i)} = P_{j1(i)}\sin\frac{\gamma_{ц}}{2},$$

для 1-го, 3-го и 5-го цилиндров:

$$P_{j1x(i)} = -P_{j1(i)}\sin\frac{\gamma_{ц}}{2}.$$

Складывая алгебраически проекции сил инерции первого порядка всех цилиндров сначала на оси $Y$, а затем на ось $X$, найдем:

$$P_{j1y} = \sum_{i=1}^{6} P_{j1y(i)} = 0;\quad P_{j1x} = \sum_{i=1}^{6} P_{j1x(i)} = 0.$$

Таким образом, силы инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе VR-6 полностью уравновешены.

**Момент от сил инерции** возвратно-поступательно движущихся масс удобно определять относительно точки "$O$" — середины коленчатого вала (рис. 7). Будем считать, что относительно этой точки положительные проекции сил инерции в 1-м, 2-м и 3-м цилиндрах создают положительные моменты, а в 4-м, 5-м и 6-м — отрицательные моменты. Тогда момент от сил инерции первого порядка, действующий в плоскости осей $Y$:

$$M_{1y} = 2{,}5aP_{j1y(1)} + 1{,}5aP_{j1y(2)} + 0{,}5aP_{j1y(3)} - \\ - 0{,}5aP_{j1y(4)} - 1{,}5aP_{j1y(5)} - 2{,}5aP_{j1y(6)}, \quad (2)$$

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

$$M_{1x} = 2{,}5aP_{j1x(1)} + 1{,}5aP_{j1x(2)} + 0{,}5aP_{j1x(3)} - \\ - 0{,}5aP_{j1x(4)} - 1{,}5aP_{j1x(5)} - 2{,}5aP_{j1x(6)}. \quad (3)$$

Подставляя в эти уравнения выражения проекций $P_{j1y(i)}$ и $P_{j1x(i)}$ сил инерции первого порядка на оси $Y$ и $X$, получим после несложных тригонометрических преобразований

$$M_{1y} = m_j R\omega^2 a\left(A_{1y}\cos\varphi + B_{1y}\sin\varphi\right)\cos\frac{\gamma_{ц}}{2};$$

$$M_{1x} = m_j R\omega^2 a\left(A_{1x}\cos\varphi + B_{1x}\sin\varphi\right)\sin\frac{\gamma_{ц}}{2},$$

где

$$\left.\begin{aligned} A_{1y} &= 3 - \sqrt{3}\lambda K - \left(3 + \sqrt{3}\lambda K\right)\cos\theta + \left(\sqrt{3} - 3\lambda K\right)\sin\theta; \\ B_{1y} &= -\sqrt{3} - 3\lambda K + \left(3 + \sqrt{3}\lambda K\right)\sin\theta + \left(\sqrt{3} - 3\lambda K\right)\cos\theta; \\ A_{1x} &= -3 + \sqrt{3}\lambda K - \left(3 + \sqrt{3}\lambda K\right)\cos\theta + \left(\sqrt{3} - 3\lambda K\right)\sin\theta; \\ B_{1x} &= \sqrt{3} + 3\lambda K + \left(3 + \sqrt{3}\lambda K\right)\sin\theta + \left(\sqrt{3} - 3\lambda K\right)\cos\theta. \end{aligned}\right\} (4)$$

При $\lambda = 0{,}283$; $K = 0{,}263$; $\theta = \gamma_{ш} - \gamma_{ц} = 6°40'$ получим:

$$M_{1y} = m_j R\omega^2 a \times \\ \times\left(-0{,}0615\cos\varphi - 0{,}0935\sin\varphi\right)\cos\frac{\gamma_{ц}}{2}; \quad (5)$$

$$M_{1x} = m_j R\omega^2 a\left(-5{,}8037\cos\varphi + 3{,}817\sin\varphi\right)\sin\frac{\gamma_{ц}}{2}. \quad (6)$$

Приравняв нулю производные выражений (5) и (6) по углу $\varphi$, найдем, что экстремальные значения

$M_{1y}$ и $M_{1x}$ имеют место при tgφ = $B/A$, т.е. соответственно при

$$\varphi_{1y} = 56°40' \pm 180°\,\kappa\ (\kappa = 0, 1, 2,...) \text{ и}$$
$$\varphi_{1x} = 146°40' \pm 180°\,\kappa.$$

По модулю эти экстремальные значения составляют:

$$\left|M_{1y}\right|_{\max} = 0{,}111 m_j R\omega^2 a;$$

$$\left|M_{1x}\right|_{\max} = 0{,}907 m_j R\omega^2 a.$$

Данные выводы подтверждаются результатами прямого численного суммирования слагаемых по формулам (2) и (3), выполненного на ЭВМ (рис. 8).

Полное уравновешивание каждого из моментов $M_{1y}$ и $M_{1x}$ достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, параллельных оси коленчатого вала. Валы располагают обычно в плоскости, перпендикулярной соответствующей координатной оси — $Y$ для $M_{1y}$ и $X$ для $M_{1x}$ (рис. 9) — и вращаются попарно в разные стороны с угловыми скоростями ω и −ω.

Противовесы, уравновешивающие момент $M_{1y}$, одинаковой массы $m_{\text{пр}1y(\omega)}$ и $m_{\text{пр}1y(-\omega)}$, надо установить так, чтобы при повороте первого кривошипа на угол 56°40′ они находились в двух плоскостях, параллельных плоскости осей $Y$. Момент, создаваемый парой противовесов, установленных на каждом из этих валов, должен, очевидно, составлять по модулю половину максимального уравновешиваемого момента:

$$M_{\text{пр}1y(\omega)} = M_{\text{пр}1y(-\omega)} = 0{,}5\left|M_{1y}\right|_{\max} = 0{,}056 m_j R\omega^2 a.$$

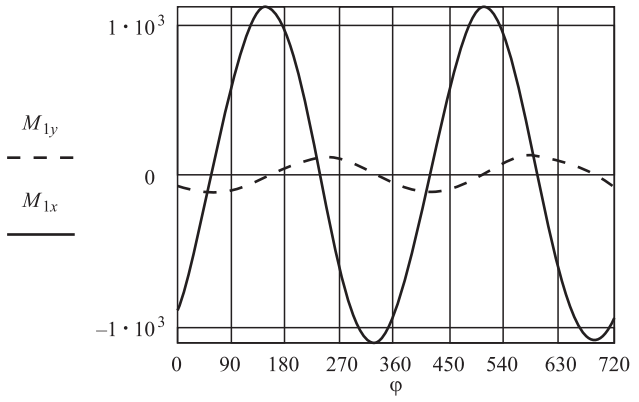



**Рис. 8. Графики изменения моментов от сил инерции первого порядка, Н·м, в плоскостях осей *Y* и *X* двигателя VR-6**

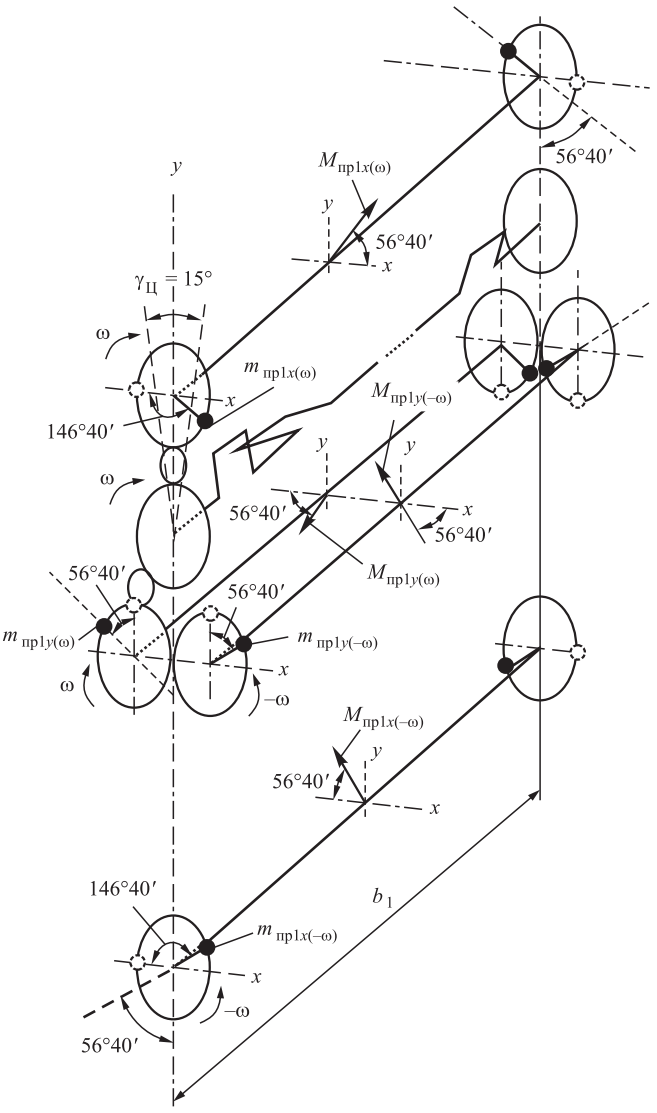



**Рис. 9. Схема уравновешивания моментов от сил инерции первого порядка в 6-цилиндровом двигателе типа VR с углом развала цилиндров 15°, дезаксиальным КШМ и равномерным чередованием вспышек (φ = 0)**

Противовесы на другой паре валов, одинаковой массы $m_{\text{пр}1x(\omega)}$ и $m_{\text{пр}1x(-\omega)}$, должны быть установлены так, чтобы при повороте первого кривошипа на угол 146°40′ они располагались в двух плоскостях, параллельных плоскости осей $X$. Противовесы, принадлежащие каждому из этих валов, должны, очевидно, создавать момент:

$$M_{\text{пр}1x(\omega)} = M_{\text{пр}1x(-\omega)} = 0{,}5\left|M_{1x}\right|_{\max} = 0{,}454 m_j R\omega^2 a.$$

Количество уравновешивающих валов и противовесов можно сократить вдвое. Используя плоско-параллельный перенос дополнительных валов, переместим все противовесы, вращающиеся в одинаковую

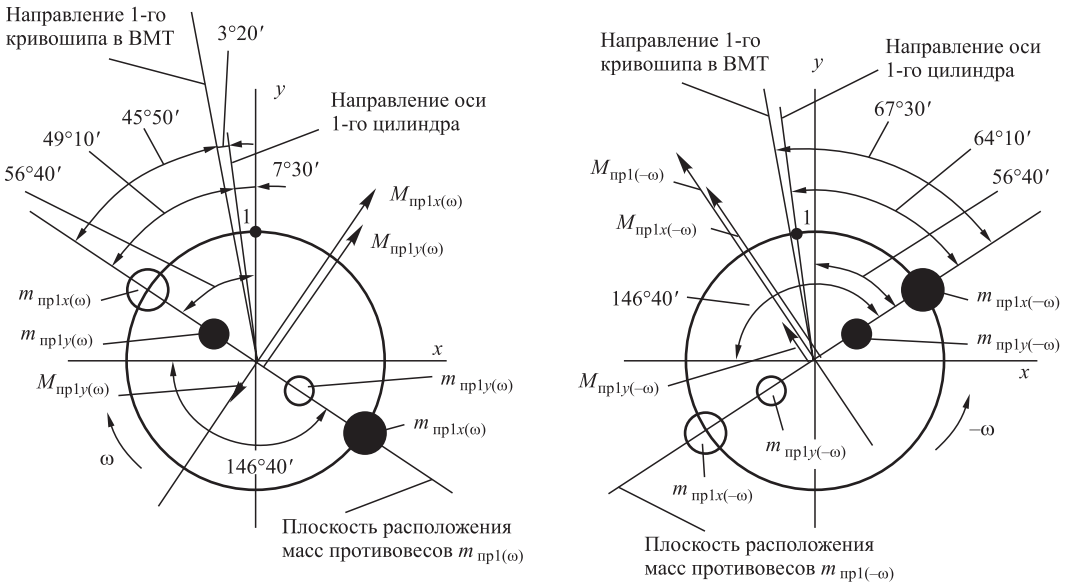



**Рис. 10. Уравновешивание моментов от сил инерции первого порядка (φ = 0)**

сторону, с двух валов на один общий вал [1], и каждые два противовеса, оказавшихся на одном конце этого вала, заменим одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию (рис. 10).

Так, массы $m_{пр1(ω)}$ "объединенных" противовесов вала, вращающегося с угловой скоростью ω, должны создавать момент, определяемый векторной суммой:

$$\overline{M}_{пр1(ω)} = \overline{M}_{пр1x(ω)} + \overline{M}_{пр1y(ω)},$$

а массы $m_{пр1(-ω)}$ противовесов другого вала — момент:

$$\overline{M}_{пр1(-ω)} = \overline{M}_{пр1x(-ω)} + \overline{M}_{пр1y(-ω)}.$$

Как следует из рис. 10, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал, действуют в одной плоскости. Соответственно, их векторы, перпендикулярные этой плоскости, можно расположить на одной линии и векторное сложение моментов заменить алгебраическим:

$$M_{пр1(ω)} = M_{пр1x(ω)} - M_{пр1y(ω)} = 0{,}398 m_j R ω^2 a;$$

$$M_{пр1(-ω)} = M_{пр1x(-ω)} - M_{пр1y(-ω)} = 0{,}51 m_j R ω^2 a.$$

При φ = 0 момент $M_{пр1(ω)}$, как и его составляющие $M_{пр1x(ω)}$ и $M_{пр1y(ω)}$, действует в плоскости, отстоящей от оси *Y* против хода часовой стрелки на угол 56°40′, от направления оси первого цилиндра — на угол 49°10′, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол 45°50′.

Момент $M_{пр1(-ω)}$ при φ = 0 действует в плоскости, отстоящей от оси *Y* по ходу часовой стрелки на угол 56°40′, от направления оси первого цилиндра — на угол 64°10′, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол 67°30′.

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и обозначая его $b_1$, найдем массы противовесов из равенств:

$$M_{пр1(ω)} = m_{пр1(ω)} ρ_{пр1(ω)} ω^2 b_1;$$

$$M_{пр1(-ω)} = m_{пр1(-ω)} ρ_{пр1(-ω)} ω^2 b_1,$$

где $ρ_{пр1}$ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала.

Учитывая значения $M_{пр1(ω)}$ и $M_{пр1(-ω)}$, получим:

$$m_{пр1(ω)} = 0{,}398 m_j \frac{R}{ρ_{пр1(ω)}} \cdot \frac{a}{b_1};$$

$$m_{пр1(-ω)} = 0{,}51 m_j \frac{R}{ρ_{пр1(-ω)}} \cdot \frac{a}{b_1}.$$

При длине дополнительных валов, составляющей примерно три четверти длины двигателя, и радиусе вращения "объединенных" противовесов, равном приблизительно половине радиуса кривошипа, большая из этих масс ($m_{пр1(-ω)}$) не превышает четверти массы, совершающей возвратно-поступательное движение в одном цилиндре.

В качестве вала, вращающегося с угловой скоростью ω, можно использовать коленчатый вал, разместив на нем противовесы в плоскости, отстающей от плоскости первого кривошипа на угол 49°10′.

Используя формулы (4), в которых, напомним, $\theta = \gamma_{ш} - \gamma_{ц} = 2|\varphi_{вмт}| = 2\arcsin\frac{\lambda K}{(1+\lambda)}$, можно найти значения амплитуд $A$ и $B$ в уравнениях моментов от сил инерции первого порядка для любых заданных значений $\lambda$ и $K$. Полученные таким образом новые уравнения этих моментов позволяют определить и новые положения плоскости их действия, и новые значения их экстремумов. Тем самым решается задача о массах противовесов, уравновешивающих указанные моменты, и их расположении на дополнительных валах для любых выбранных значений $\lambda$ и $K$.

Возможность выбора угла развала цилиндров, отличного от 15°, учитывается в уравнениях моментов множителями $\cos\frac{\gamma_ц}{2}$ и $\sin\frac{\gamma_ц}{2}$.

**Силы инерции второго порядка** возвратно-поступательно движущихся масс соответственно для 1-го, 2-го и других цилиндров в функции угла поворота кривошипа определяются равенствами:

$$P_{j2(1)} = c_1\lambda\cos2\varphi;\ P_{j2(2)} = c_1\lambda\cos2(\varphi + 240 + \theta);$$
$$P_{j2(3)} = c_1\lambda\cos2(\varphi + 120);\ P_{j2(4)} = c_1\lambda\cos2(\varphi + 120 + \theta);$$
$$P_{j2(5)} = c_1\lambda\cos2(\varphi + 240);\ P_{j2(6)} = c_1\lambda\cos2(\varphi + \theta).$$

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

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

Проекции тех же сил на ось $X$ для 2-го, 4-го и 6-го цилиндров вычисляются по формуле:

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

а для 1-го, 3-го и 5-го цилиндров — формулой

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

Очевидно, суммарная сила инерции второго порядка в направлении координатных осей равна нулю:

$$P_{j2y} = \sum_{i=1}^{6} P_{j2y(i)} = 0;\quad P_{j2x} = \sum_{i=1}^{6} P_{j2x(i)} = 0.$$

Таким образом, силы инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе VR-6 полностью уравновешены.

**Момент от сил инерции второго порядка** возвратно-поступательно движущихся масс относительно точки "$O$" (см. рис. 7), действующий в плоскости осей $Y$,

$$M_{2y} = 2{,}5aP_{j2y(1)} + 1{,}5aP_{j2y(2)} + 0{,}5aP_{j2y(3)} - \\ - 0{,}5aP_{j2y(4)} - 1{,}5aP_{j2y(5)} - 2{,}5aP_{j2y(6)}, \quad (7)$$

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

$$M_{2x} = 2{,}5aP_{j2x(1)} + 1{,}5aP_{j2x(2)} + 0{,}5aP_{j2x(3)} - \\ - 0{,}5aP_{j2x(4)} - 1{,}5aP_{j2x(5)} - 2{,}5aP_{j2x(6)}. \quad (8)$$

Преобразуя уравнения (7) и (8) с учетом выражений проекций $P_{j2y(i)}$ и $P_{j2x(i)}$, получим:

$$M_{2y} = m_j R\omega^2\lambda a\left(A_{2y}\cos2\varphi + B_{2y}\sin2\varphi\right)\cos\frac{\gamma_ц}{2};$$

$$M_{2x} = m_j R\omega^2\lambda a\left(A_{2x}\cos2\omega + B_{2x}\sin2\varphi\right)\sin\frac{\gamma_ц}{2},$$

где

$$\left.\begin{aligned} A_{2y} &= 3 - 3\cos2\theta - \sqrt{3}\sin2\theta;\\ B_{2y} &= \sqrt{3} + 3\sin2\theta - \sqrt{3}\cos2\theta;\\ A_{2x} &= -3 - 3\cos2\theta - \sqrt{3}\sin2\theta;\\ B_{2x} &= -\sqrt{3} + 3\sin2\theta - \sqrt{3}\cos2\theta. \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

При $\lambda = 0{,}283$; $K = 0{,}263$; $\theta = \gamma_{ш} - \gamma_{ц} = 6°40'$ получим:

$$M_{2y} = m_j R\omega^2\lambda a\times \\ \times\left(-0{,}3185\cos2\varphi + 0{,}7385\sin2\varphi\right)\cos\frac{\gamma_ц}{2}; \quad (10)$$

$$M_{2x} = m_j R\omega^2\lambda a\times \\ \times\left(-6{,}3185\cos2\varphi - 2{,}7255\sin2\varphi\right)\sin\frac{\gamma_ц}{2}. \quad (11)$$

Анализируя уравнения (10) и (11) на экстремумы, найдем, что максимальные по модулю значения $M_{2y}$ и $M_{2x}$ имеют место соответственно при:

$\varphi_{2y} = 56°40' \pm 90°\kappa$ ($\kappa = 0, 1, 2,...$) и $\varphi_{2x} = 11°40' \pm 90°\kappa$.

и выражаются формулами:

$$|M_{2y}|_{max} = 0{,}797 m_j R\omega^2\lambda a;$$

$$|M_{2x}|_{max} = 0{,}898 m_j R\omega^2\lambda a.$$

Данные выводы подтверждаются результатами прямого численного суммирования на ЭВМ слагаемых по формулам (7) и (8) (рис. 11).

Полного уравновешивания каждого из моментов $M_{2y}$ и $M_{2x}$ можно достичь с помощью четырех про-

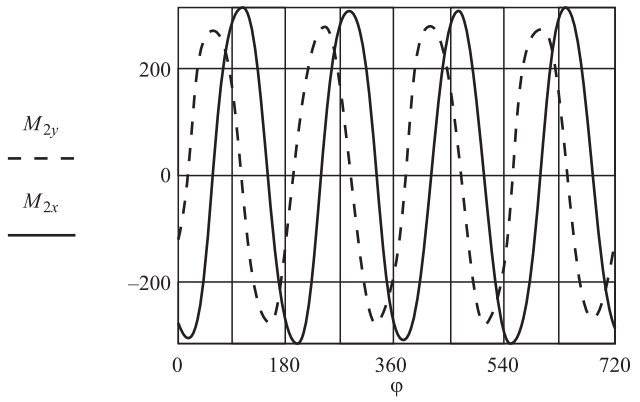



**Рис. 11. Графики изменения моментов от сил инерции второго порядка, Н·м, в плоскостях осей *Y* и *X* двигателя VR-6**

тивовесов, установленных на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположных направлениях с угловыми скоростями 2ω и –2ω (рис. 12). Противовесы, уравновешивающие 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 56°40′ они находились в двух плоскостях, параллельных плоскости осей *Y*. Момент, создаваемый парой противовесов, установленных на каждом из этих валов, должен составлять по модулю половину максимального уравновешиваемого момента:

$$M_{\text{пр}2y(2\omega)} = M_{\text{пр}2y(-2\omega)} = \\ = 0,5\left|M_{2y}\right|_{\max} = 0,398 m_j R\omega^2 \lambda a.$$

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 11°40′ они располагались в двух плоскостях, параллельных плоскости осей *X*. Противовесы, принадлежащие каждому из этих валов, должны, очевидно, создавать момент:

$$M_{\text{пр}2x(2\omega)} = M_{\text{пр}2x(-2\omega)} = \\ = 0,5\left|M_{2x}\right|_{\max} = 0,449 m_j R\omega^2 \lambda a.$$

Как и для моментов от сил инерции 1-го порядка, количество валов и противовесов можно сократить вдвое, разместив уравновешивающие массы, вращающиеся в одинаковую сторону, на одном валу и заменив их попарно общими массами, эквивалентными им по уравновешивающему действию (рис. 13).

Положение таких "объединенных" противовесов и их массы найдем, как и для 1-го порядка,

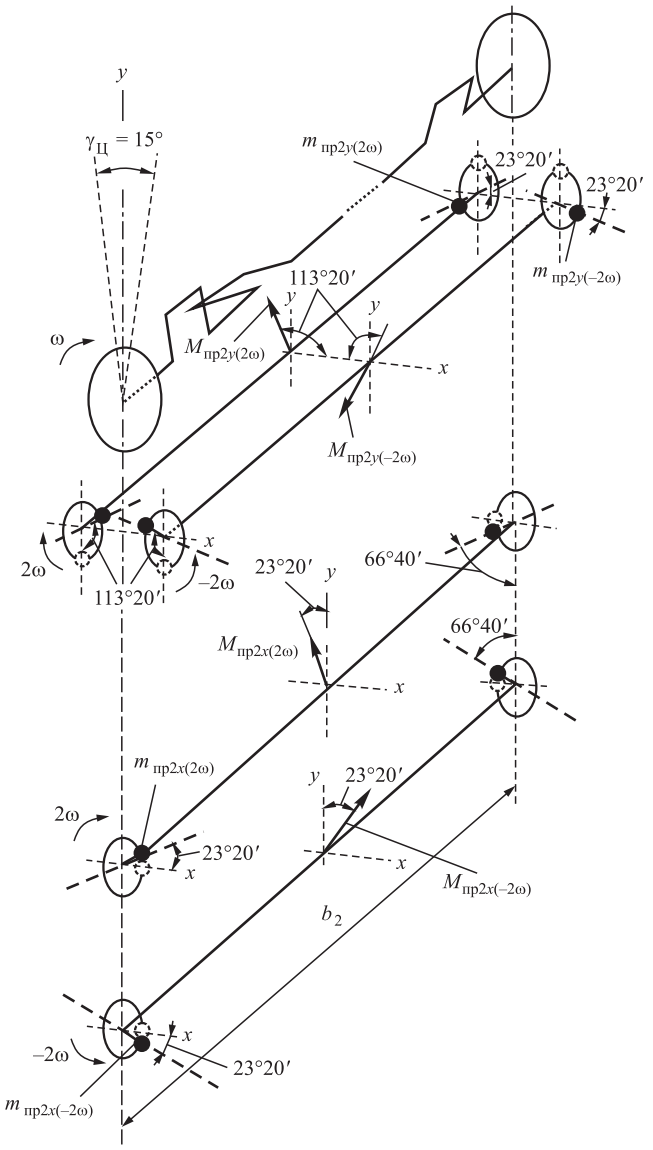



**Рис. 12. Схема уравновешивания моментов от сил инерции второго порядка в 6-цилиндровом двигателе типа VR с углом развала цилиндров 15°, дезаксиальным КШМ и равномерным чередованием вспышек (φ = 0)**

выполняя векторное сложение моментов, создаваемых заменяемыми противовесами. Массы $m_{\text{пр}2(2\omega)}$ "объединенных" противовесов, вращающихся с угловой скоростью 2ω, должны создавать момент:

$$\overline{M}_{\text{пр}2(2\omega)} = \overline{M}_{\text{пр}2x(2\omega)} + \overline{M}_{\text{пр}2y(2\omega)},$$

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

$$\overline{M}_{\text{пр}2(-2\omega)} = \overline{M}_{\text{пр}2x(-2\omega)} + \overline{M}_{\text{пр}2y(-2\omega)}.$$

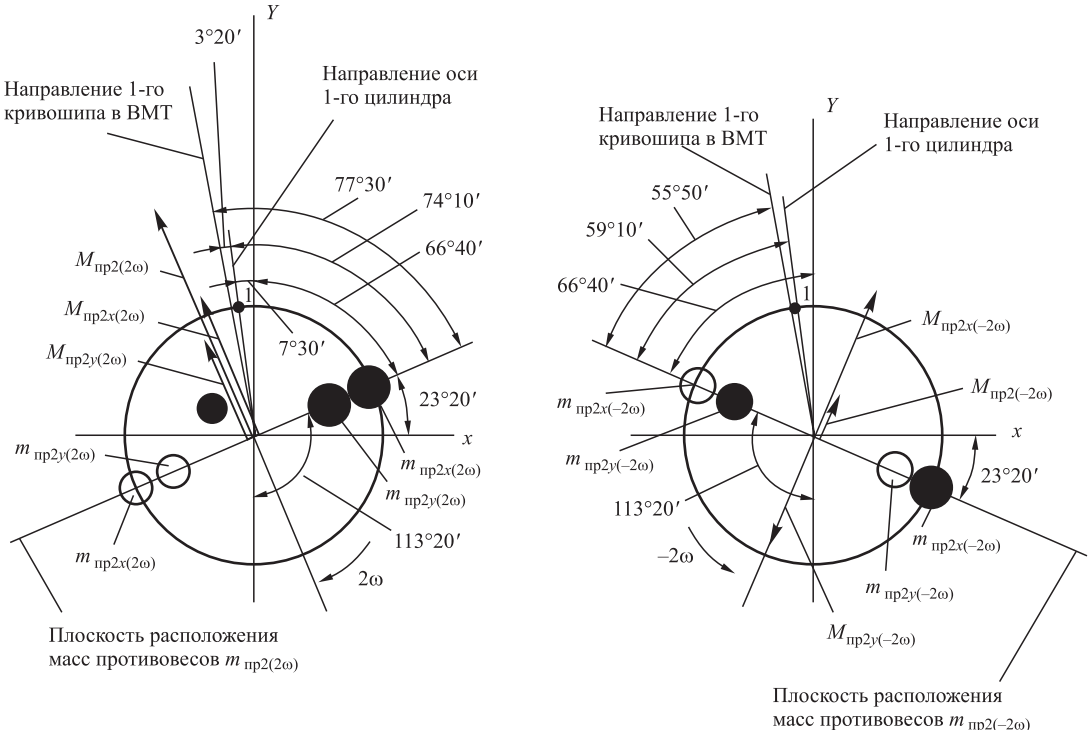



**Рис. 13. Уравновешивание моментов от сил инерции второго порядка (φ = 0)**

Как следует из рис. 13, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал, действуют в одной плоскости. Учитывая это обстоятельство, векторное сложение моментов заменим алгебраическим:

$$M_{пр2(2ω)} = M_{пр2x(2ω)} + M_{пр2y(2ω)} = 0{,}847 m_j R ω^2 λ a;$$

$$M_{пр2(-2ω)} = \\ = M_{пр2x(-2ω)} - M_{пр2y(-2ω)} = 0{,}051 m_j R ω^2 λ a.$$

Согласно этим формулам значения суммарных моментов, которые должны быть уравновешены "объединенными" противовесами, различаются больше, чем на порядок.

При φ = 0 момент $M_{пр2(2ω)}$, как и его составляющие $M_{пр2x(2ω)}$ и $M_{пр2y(2ω)}$, действует в плоскости, отстоящей от оси $Y$ по ходу часовой стрелки на угол 66°40′, от направления оси первого цилиндра — на угол 74°10′, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол 77°30′.

Момент $M_{пр2(-2ω)}$ при φ = 0 действует в плоскости, отстоящей от оси $Y$ против хода часовой стрелки на угол 66°40′, от направления оси первого цилиндра — на угол 59°10′, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол 55°50′.

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и обозначая его $b_2$, найдем массы противовесов из равенств:

$$M_{пр2(2ω)} = m_{пр2(2ω)} ρ_{пр2(2ω)} (2ω)^2 b_2;$$

$$M_{пр2(-2ω)} = m_{пр2(-2ω)} ρ_{пр2(-2ω)} (2ω)^2 b_2,$$

где $ρ_{пр2}$ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала.

Учитывая значения $M_{пр2(2ω)}$ и $M_{пр2(-2ω)}$, получим:

$$m_{пр2(2ω)} = 0{,}212 m_j \frac{Rλ}{ρ_{пр2(2ω)}} \cdot \frac{a}{b_2};$$

$$m_{пр2(-2ω)} = 0{,}013 m_j \frac{Rλ}{ρ_{пр2(-2ω)}} \cdot \frac{a}{b_2}.$$

Массы "объединенных" противовесов, как и уравновешиваемые или моменты от сил инерции второго порядка, отличаются друг от друга больше, чем на порядок.

При длине дополнительных валов, равной примерно половине длины двигателя, и радиусе вращения "объединенных" противовесов, равном приблизительно четверти радиуса кривошипа, большая

из этих масс ($m_{пр2(2\omega)}$) составляет менее 8 % массы, совершающей возвратно-поступательное движение в одном цилиндре двигателя.

Используя формулы (9), можно, как и для первого порядка, найти значения амплитуд $A$ и $B$ в уравнениях моментов от сил инерции второго порядка для любых заданных значений $\lambda$ и $K$. Это решает задачу о массах противовесов, уравновешивающих данные моменты, и их расположении на дополнительных валах для любых выбранных значений указанных параметров. Как уже отмечалось, возможность выбора угла развала цилиндров, отличного от 15°, учитывается в уравнениях моментов множителями $\cos\frac{\gamma_ц}{2}$ и $\sin\frac{\gamma_ц}{2}$.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Вальехо Мальдонадо П. Р., Руновский К. С., Чайнов Н. Д.** Уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек // Грузовик, 2015. № 6. С. 14—20.
2. **Конструирование** двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н. Д. Чайнова. — М.: Машиностроение, 2010. — 496 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. **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.


## Бульдозеры-тяжеловесы ЧЕТРА для "Краснодаргазстроя"

"ЧЕТРА-Промышленные машины" поставила два бульдозера тяжелого класса — 50-тонный ЧЕТРА Т25 и 63-тонный ЧЕТРА Т35 компании "Краснодаргазстрой" — предприятию, занимающемуся строительством крупных объектов нефтегазовой инфраструктуры на территории России, стран СНГ и стран дальнего зарубежья: специалисты "Краснодаргазстроя" ввели в эксплуатацию свыше 10 тыс. км трубопроводов, 22 компрессорные станции, участвовали в строительстве магистральных газопроводов "Уренгой—Помары—Ужгород", "Ямал— Европа", "Россия—Турция", "СРТО—Торжок", "Починки—Грязовец", "Грязовец—Выборг", "Ухта—Торжок". Предприятие входит в группу компаний "Стройгазмонтаж" (СГМ).

Бульдозеры российской марки будут заняты в строительстве многоцелевых трубопроводов и различных сооружений нефтегазового комплекса, над которыми трудятся специалисты "Краснодаргазстрой". Сегодня в технологическом парке предприятия уже работают промышленные тракторы ЧЕТРА легкого класса — универсальные ЧЕТРА Т11: машины задействованы в расчистке трасс для прокладки трубопроводов.

Напомним, что благодаря конструкторским и технологическим решениям бульдозеры ЧЕТРА имеют большую производительность и успешно выполняют тяжелую землеройную работу, в том числе, разрабатывают мерзлые и скальные грунты, и успешно эксплуатируются в инфраструктурном строительстве.

Повышенные тяговые свойства при выполнении тяжелых землеройных работ бульдозерам ЧЕТРА обеспечивают мощные двигатели: ЧЕТРА Т35 по желанию заказчика может быть оснащен дизельным двигателем QSK19-C650 мощностью 490 л. с. фирмы Cummins, либо двигателем производства Ярославского моторного завода — ЯМЗ 850.10 мощностью 520 л. с, тогда как ЧЕТРА Т25 агрегатируется двигателем Cummins мощностью 419 л. с. либо ЯМЗ мощностью 405 л. с.

При этом бульдозеры ЧЕТРА могут эксплуатироваться при климатических условиях от –50 до +35 °С. На машинах установлена кабина с двойным остеклением, обеспечивающая максимальный обзор оборудования и рабочих зон. Одновременно шумопоглощающая обивка кабины, подрессоренное и регулируемое сиденье сводят к минимуму шум и вибрации, обеспечивая благоприятные условия труда для оператора бульдозера.

Вместе с тем, бульдозеры ЧЕТРА удобны в техническом обслуживании, так как имеют модульную конструкцию всех узлов и систем: трансмиссии, ходовой системы, рабочего оборудования, системы охлаждения трактора, кабины и управления трактором. Такое конструкторское решение обеспечивает удобную проверку и дозаправку всех систем промышленного трактора, возможность снятия и установки узлов силовой передачи отдельными модулями, и, при необходимости, их последующего их ремонта.

Система онлайн-мониторинга работающей техники, которой оснащаются бульдозеры ЧЕТРА, позволяет добиться еще более эффективной эксплуатации бульдозера: при наличии доступа в интернет в режиме реального времени можно следить за местонахождением каждой машины ЧЕТРА, расходом топлива, состоянием аварийных датчиков, временем наработки и т.д. Информацию о состоянии техники собирает и передает бортовое навигационно-связное оборудование ГЛОНАСС/GPS, установленное на всей линейке оборудования марки.

*Пресс-служба компании "ЧЕТРА"*

УДК 629.331

**Б. С. Антропов,** д-р техн. наук, профессор, **С. А. Жишко,** инж.,
Ярославский государственный технический университет
E-mail: info@ystu.ru

# ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА АВТОБУСАХ ГОРОДСКОГО ТИПА

*Оценивается эффективность перевода дизельного двигателя на газ и экономический эффект работы двигателя на газе.*

**Ключевые слова:** *двигатель, газ, дизельное топливо, экология, выхлопные газы.*

*Evaluated the effectiveness of the transfer of the diesel engine on the gas and the economic effect of the engine on gas.*

**Keywords:** *engine, gas, diesel, ecology, exhaust gases.*

*(Рисунки на 4-й полосе обложки)*

В настоящее время основным транспортом, перевозящим пассажиров в РФ, являются автобусы ЛиАЗ и ПАЗ, оборудованные дизельными двигателями. Основным их недостатком является вредность выпускных газов, нарушающих экологическую обстановку в городах и населенных пунктах.

Одним из возможных решений повышения экологической безопасности дизельных автобусов является перевод их на газовое топливо. В состав отработавших газов дизелей входят такие вредные компоненты, как сажа, углеводороды, окислы углерода и азота. У двигателей, работающих на газе, в выхлопных газах указанные компоненты содержатся в разы меньше и к тому же отсутствует сажа, что положительно влияет на экологическую обстановку в населенных пунктах и на ресурс двигателя.

Как известно, дизельное топливо дороже газового. При работе на дизельном топливе на деталях двигателей появляются нагароотложения, к тому же возможно разжижение топливом картерного масла, что особенно имеет место при установке топливной аппаратуры на серийных двигателях ЯМЗ. Все это негативно сказывается на работоспособности деталей, снижает их ресурс и ресурс двигателя в целом.

В настоящее время дизельные двигатели как легковых, так и грузовых автомобилей можно довольно просто перевести на газ. Однако в отличие от перевода бензинового двигателя на газ, в дизельном есть некоторые сложности, которые требуют больших материальных и трудовых затрат.

При переходе с бензина на газ особых сложностей не возникает. Однако у дизеля потребуется изменить систему зажигания. Газ в камере сгорания не будет самовоспламеняться просто от сжатия, так как температура самовоспламенения газа составляет 700 °С, а у дизельного топлива 350 °С, что намного ниже, чем нужно. Поэтому очевидно, что при переходе с дизельного топлива на газ, возникают проблемы, которые могут быть решены следующим образом:

— приспособить дизельный двигатель к работе на газе;

— совместное использование газа и дизельного топлива.

Первый способ более простой и надежный в эксплуатации, но требует сложных, дорогостоящих и трудоемких переделок в системе питания двигателя. При этом демонтируется топливная аппаратура, вместо которой устанавливается система зажигания, которая специально предусмотрена для климата, условий эксплуатации и модели автомобиля. Вместо форсунок устанавливаются свечи зажигания. На автомобиль устанавливается газобаллонное оборудование. Газ при помощи форсунки поступает во впускной коллектор или непосредственно в цилиндры.

Для долгосрочной работы двигателя этого всего недостаточно. Степень сжатия, которая используется для самовоспламенения смеси дизельного топлива, слишком критична для метана с октановым числом 90—110.

**Оценка экономической эффективности автобусов ЛиАЗ-529**

| Основные технико-экономические показатели | Автобус, работающий на газовом топливе, ЛиАЗ-529271 | Автобус, работающий на дизельном топливе, ЛиАЗ-529222 |
|---|---|---|
| Стоимость автобуса, руб. | 10 785 000 | 9 085 000 |
| Расход топлива на 100 км | 69 м$^3$ | 48 л |
| Цена топлива, руб. | 15,20 | 34 |
| Переменные эксплуатационные затраты за 800 тыс. км пробега | 12 230 400 | 16 192 000 |
| Затраты на топливо, руб. | 8 390 400 | 13 056 000 |
| Затраты на ТО и ТР, руб. | 3 840 000 | 3 136 000 |
| Экологический класс | Евро 5 (EEV) | Евро 5 |
| Мощность двигателя, кВт | 206 | 180 |
| Внешний шум, дБ | 76 | 80 |
| Экономический эффект на единицу транспортного средства при использовании КПГ за время эксплуатации, руб. | 2 261 600 | — |

При эксплуатации и работе двигателя без дальнейших улучшений будет возникать вредное явление, именуемое как детонация, которая приведет к выходу мотора из строя.

Степень сжатия двигателя надо уменьшить до 12—14. Производится это путем увеличения внутреннего объема камеры сгорания.

В результате изменений от исходной конструкции дизельного двигателя мало что остается, поэтому усовершенствованный двигатель называют газовым. По техническим характеристикам переделанный дизельный двигатель будет сравним с переведенным на газ бензиновым двигателем (если будет соблюдена степень сжатия 12—14). Для работы газового двигателя потребуется заправляться только газом.

При втором способе двигатель представляет собой симбиоз дизельного и газового двигателя без сложных и затратных переделок конструкции. Однако возникает проблема, связанная с самовоспламенением газа. В газодизеле используют следующую схему: в цилиндры двигателя, в конце такта сжатия, впрыскивается порция дизтоплива, которая поджигает газовоздушную смесь, поданную на такте впуска. Кроме установки газовой системы необходимо на двигателе отрегулировать насос высокого давления на подачу запальной порции топлива. В газодизель можно переоборудовать любой дизельный двигатель.

Важным преимуществом газодизельных двигателей является их универсальность. При наличии газа можно существенно экономить на перевозках пассажиров. Но если поблизости нет газовых заправок, то не будет проблемой перейти на дизельное топливо.

Широкие работы по газовому двигателю ведутся на Камском автомобильном заводе [1]. На рис. 1 приведен внешний вид двигателя КАМАЗ 820.60-260, работающего на метане [2].

На рис. 2 представлена схема газобаллонного оборудования (ГБО) двигателя КАМАЗ-820.60-260, работающего на метане [2].

Для сравнения в таблице приведены значения для городских автобусов ЛиАЗ-529, работающих на газовом топливе, и ЛиАЗ-529, работающих на дизельном топливе. Значения, полученные при расчетах с использованием данных, приведены в источнике [3].

Используя автобусы с газовым двигателем, можно получить следующие результаты:

1. Уменьшение токсичности выпускных газов.
2. Уменьшение затрат на топливо.
3. Увеличение ресурса картерного масла и двигателя в целом.
4. Затраты на приобретение автобуса окупятся за 5 лет или 400 тыс. км пробега.
6. Прибыль за весь срок эксплуатации автобуса составит 2267 тыс. руб.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Семейство газовых двигателей КАМАЗ 820.60.** URL: http://www.kamaz.ru/production/related/semeystvo-gazovykh-dvigateley-kamaz-820-60/
2. **Двигатель на метане.** URL: http://raritek-gba.ru/met/
3. **Расширение использования природного газа** в качестве моторного топлива URL: http://www.mosgortrans.ru/fileadmin/press_center/news/2013/Gazprom.pdf
4. **Сервисный центр КАМАЗ на метан.** URL:http://kamazcentrug.ru/service_gas.php#text
5. **Что такое газодизель?** URL: http://bez-benzina.ru/bez-benzina_gazodizel/
6. **Двигатели на метане.** URL: http://cngas.ru/produkty/nabory-dlya-konversii-benzinovyx-i-dizelnyx-dvigatelej/
7. **Перевод дизельного двигателя на газ.** URL: http://www.autoshcool.ru/3788-perevod-dizelnogo-dvigatelya-na-gaz.html

УДК 629.114

**Н. А. Коваленко,** канд. техн. наук, доцент, **В. В. Геращенко,** канд. техн. наук, доцент,
ГУ ВПО "Белорусско-Российский университет",
**В. М. Фридкин,** д-р техн. наук, профессор, МГУПС МИИТ
E-mail: mogilev-kovalenko@rambler.ru

# УСТРОЙСТВО ДЛЯ БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

*Разработано новое бортовое устройство для диагностирования тормозной системы транспортного средства. Показана возможность повышения показателей безопасности движения путем создания на транспортном средстве устройства для измерения времени торможения.*

***Ключевые слова:*** *устройство, транспортное средство, тормозная система, бортовая диагностика, время торможения.*

*It developed a new on-bord device for diagnosing a vehicle braking system. The possibility to improve safety by creating movement in the vehicle a device for measuring the deceleration time.*

***Keywords:*** *device, vehicle, brake system, on-bord diagnosis, deceleration time.*

Устройство относится к транспортному машиностроению, а именно к бортовым устройствам для диагностирования тормозной системы транспортного средства, и может быть использовано для повышения безопасности вождения и снижения расходов на их ремонт путем определения фактического технического состояния тормозной системы транспортного средства непосредственно в процессе их эксплуатации и последующего устранения разрегулировок и неисправностей, если они обнаруживаются.

В результате проведения научно-исследовательских работ выявлено, что диагностирование тормозной системы транспортного средства на известных инерционных стендах отличается большими погрешностями, так как недостаточно точно определяется на стенде такой диагностический параметр, как время торможения $t_{ТОР}$. Оно определяется как промежуток времени между моментом времени $t_1$ нажатия на педаль водителем и моментом времени $t_2$ отпускания им педали сразу после остановки транспортного средства.

Объясняется это тем, что условия диагностирования тормозной системы на стенде отличаются малой степенью приближения к реальным эксплуатационным условиям работы автомобиля. Это отличие происходит потому, что ведущие колеса транспортного средства, установленного на стенд для диагностирования тормозной системы, вращаются по поверхности роликов, которые отличаются от поверхности дороги. Транспортные средства испытывают также воздействия и от внешней среды. Кроме того, на создание и эксплуатацию стенда для диагностирования тормозной системы требуются большие затраты, в то время как на разработку и оборудование транспортного средства устройством для бортового диагностирования тормозной системы затраты уменьшаются в десятки раз.

Известен переносной прибор — деселерометр, состоящий из корпуса, подвижной инерционной массы — груза, маятник, измеритель — стрелочное устройство, шкала, сигнальная лампа. Замедление измеряют на ровном горизонтальном участке дороги, при этом транспортное средство разгоняют до скорости 10 км/ч, что соответствует его идеальным условиям измерений, а не его естественным условиям работы, отличающимися работой по дорогам с неровностями [2].

Однако деселерометр отличается ограниченными функциональными возможностями, так как на нем не обеспечивается диагностирование тормозной системы транспортного средства по такому параметру, как время торможения.

Наиболее близким является инерционный тормозной стенд с цифровым измерителем тормозного пути, содержащий датчик перемещения тормозной педали, импульсный преобразователь, дифференцирующую цепь, восьмиразрядный суммирующий электронный счетчик с восемью выходами, восемь светоизлучающих диодов, каждый из которых соединен с одним из восьми выходов счетчика и мультивибратор [3].

Однако и этот стенд имеет ограниченные функциональные возможности, так как на нем не обеспечивается диагностирование тормозной системы по времени торможения, наиболее информативному параметру технического состояния тормозной системы, измеряемому непосредственно в условиях эксплуатации.

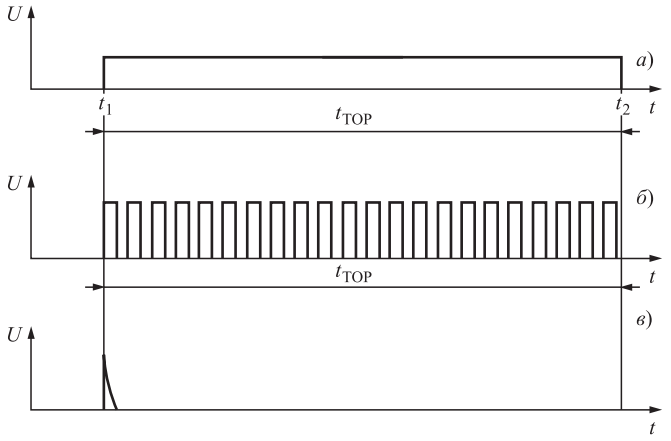



**Рис. 1. Электрические сигналы в цепях устройства:**

*а* — напряжение, прикладываемое к мультивибратору; *б* — напряжение на выходе автоколебательного мультивибратора; *в* — положительный импульс напряжения на выходе дифференцирующей цепи

Разработанное устройство (рис. 1 и 2) содержит датчик *1* перемещения тормозной педали с импульсным преобразователем *2*, выполненным щелевым, установленным на кронштейне *3* вблизи тормозной педали *4*, дифференцирующую цепь *5*, выполненную на двух резисторах *6*, *7*, конденсаторе *8* и отсекающем диоде *9*, восьмиразрядный суммирующий электронный счетчик *10* с восемью выходами *11*, *12*, *13*, *14*, *15*, *16*, *17*, *18*, входом *19* установки нуля и счетным входом *20*, восемь светоизлучающих диодов *21*, *22*, *23*, *24*, *25*, *26*, *27*, *28*, каждый из которых соединен с одним из восьми выходов *11*, *12*, *13*, *14*, *15*, *16*, *17*, *18*, мультивибратор *29*, выполненный автоколебательным симметричным на двух логических элементах *30*, *31*, двух конденсаторах *32*, *33*, двух резисторах *34*, *35* и двух диодах *35*, *37*, входом соединенный посредством резистора *38* с выходом импульсного щелевого преобразователя *2*, а выходом посредством резистора *39* со счетным входом суммирующего электронного счетчика *10*, дифференцирующая цепь *5* входом соединена с выходом импульсного щелевого преобразователя *2*, а выходом соединена с входом нуля электронного суммирующего счетчика *10*.

Устройство работает следующим образом. При нажатии на тормозную педаль *4* на выходе преобразователя *2* импульсного щелевого датчика перемещения педали формируется напряжение постоянного

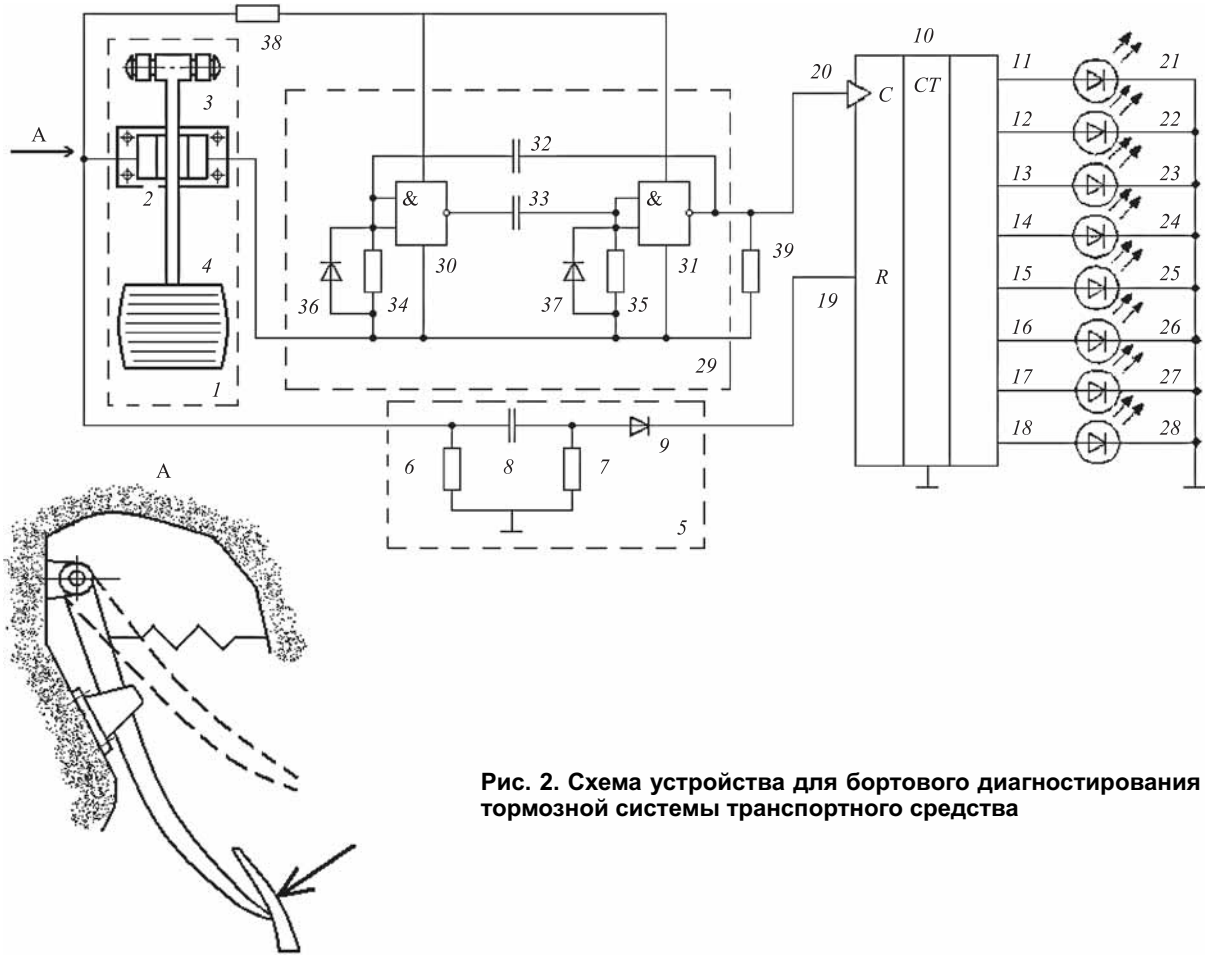



**Рис. 2. Схема устройства для бортового диагностирования тормозной системы транспортного средства**

уровня, прикладываемое посредством резистора *38* к автоколебательному мультивибратору *29*. На выходе автоколебательного мультивибратора *29* появляются прямоугольные импульсы (см. рис. 1, *б*).

Происходит это следующим образом. Пусть логический элемент *30* (см. рис. 2) закрыт, тогда второй логический элемент *31* открыт. Это означает, что на выходе логического элемента *30* имеется высокий уровень напряжения (логическая единица) и конденсатор *33* заряжается через резистор *35*. Когда напряжение на резисторе *35* достигнет порогового значения, логический элемент *31* начнет закрываться. Увеличение напряжения на выходе логического элемента *31* через конденсатор *32* будет передано на вход логического элемента *30* и вызовет его отпирание.

Вследствие этого произойдет снижение напряжения на выходе логического элемента *30*, которое через конденсатор *33* будет передано на вход логического элемента *31* и приведет к дальнейшему уменьшению протекающего через него тока.

Благодаря наличию этой положительной обратной связи с выхода одного логического элемента на вход другого, логический элемент *30* окажется открытым, а логический элемент *31* закрытым. В результате начнется зарядка конденсатора *32* и разрядка конденсатора *33*, что в конце этих протекающих процессов разрядки и зарядки соответствующих конденсаторов окажется закрытым логический элемент *30*, а логический элемент *31* будет открыт. Таким образом, на выходе логического элемента *31* сформируется прямоугольный импульс.

Далее аналогичным образом формируется второй и последующие импульсы. На выходе логического элемента *31* появляется последовательность прямоугольных импульсов. Период этих импульсов определяется произведением $1{,}4RC$, где $R$ — сопротивление каждого из резисторов автоколебательного симметричного мультивибратора *29*; $C$ — емкость каждого из конденсаторов автоколебательного симметричного мультивибратора *29*.

Величина этого произведения определяет точность цифрового преобразования времени торможения и может быть равна, например, 0,1 с. Это означает, что за время торможения, равное, например, 5 с на счетчик *10* поступит 50 импульсов, и на выходе счетчика *10* в этом случае будет код, равный 00110010.

Одновременно при нажатии водителем на педаль *4* на входе дифференцирующей цепи *5* с отсекающим диодом *9* появляется напряжение от импульсного щелевого преобразователя *2*. Оно дифференцируется, и на выходе этой цепи появляется положительный импульс (см. рис. 1, *в*), который подается на вход *19* (см. рис. 2) установки нуля счетчика *10*. Последний обнуляется и готов к преобразованию импульсов, которые поступят на счетный вход *20* счетчика *10*, в цифровой код.

Далее счетчиком *10* происходит подсчет импульсов, поступающих от автоколебательного симметричного мультивибратора *29* на счетный вход *20* счетчика *10* и преобразования его в цифровой код. При окончании процесса торможения, водитель отпускает тормозную педаль *4*, напряжение на выходе импульсного щелевого преобразователя *2* становится равным нулю, а это значит, что и на входе автоколебательного симметричного мультивибратора *29* напряжение становится равным нулю. На выходе автоколебательного симметричного мультивибратора *29* импульсы не образуются и не поступают на счетный вход *20* счетчика *10*. На выходе счетчика *10* появляется время торможения транспортного средства в виде цифрового кода, отображающего время его торможения от нажатия тормозной педали *4* до ее отпускания.

При сравнении этого времени торможения с нормативным (для данных условий движения), принимается решение о техническом состоянии тормозной системы транспортного средства. Если, например, время торможения транспортного средства превышает нормативное, принимается решение о наличии неисправности.

Таким образом, использование информации о возникшей неисправности позволяет повысить безопасность движения путем предотвращения эксплуатации транспортного средства с неисправной тормозной системой, а также снизить расходы на ремонт транспортных средств путем определения фактического технического состояния тормозной системы транспортных средств непосредственно в процессе их эксплуатации.

## Выводы по работе

1. Создано устройство бортового диагностирования тормозной системы транспортных средств по времени торможения, измеряемого от момента нажатия на педаль до момента ее отпускания.

2. Применение этого устройства повысит безопасность движения путем выявления транспортных средств с неисправной тормозной системой и последующего недопущения их к эксплуатации.

3. Также произойдет снижение расходов на ремонт транспортных средств в связи с определением фактического технического состояния тормозной системы транспортных средств непосредственно в процессе их эксплуатации.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Техническая эксплуатация автомобилей**. Под ред. Г. В. Крамаренко. — М.: Транспорт, 1983. — С. 146.
2. **Мирошников Л. В., Болдин А. П., Пал В. И.** Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях — М.: Транспорт, 1977. — С. 94.
3. **Геращенко В. В., Трофименко И. Л., Веприцев Н. В., Куклин В. С.** Цифровой измеритель тормозного пути для инерционных тормозных стендов // Автомобильная промышленность. — 2012, № 11. С. 34—35.

УДК 621.3; 681.5

**А. Н. Марти,** д-р техн. наук, **С. А. Марти,** НИИ "Систем управления и привода",
Российская Федерация
E-mail: aleksandr_marti@mail.ru

# К ВОПРОСУ О ДИНАМИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ВОДИТЕЛЬСКОГО СИДЕНЬЯ

*Сформулирована и решена научная задача динамической стабилизации положения незакрепленной инерционной массы на подвижном основании. Разработана методика проектирования адаптивных систем стабилизации водительских сидений на основе механических мышц MARTI.*

***Ключевые слова:*** *колебания, подрессоренные массы, неподрессоренные массы, автомобиль, сиденье водителя, механизм подрессоривания, динамическая стабилизация положения водителя, потенциальная энергия, механические мышцы MARTI, производная ускорения, интенсивность изменения потенциальной энергии.*

*The scientific problem of dynamic stabilization of provision of loose inertial weight on the mobile basis is formulated and solved. The technique of design of adaptive systems of stabilization of driver's seats on the basis of mechanical muscles of marti is developed.*

***Keywords:*** *fluctuations, podressorenny masses, nepodressorenny masses, car, sitting of the driver, podressorivaniye mechanism, dynamic stabilization of position of the driver, potential energy, mechanical muscles of MARTI, acceleration derivative, intensity of change of potential energy.*

Важным аспектом повышения конкурентоспособности современных отечественных транспортных средств является обеспечение комфортности их эксплуатации. К основным задачам повышения комфортности управления автомобилем относится снижение колебаний и вибраций сидений салона транспортного средства, в частности сиденья водителя грузовика или автобуса. Трудно назвать комфортным сиденье, которое случайным образом колеблется относительно кузова и органов управления автомобилем.

В системе "водитель—автомобиль—дорога" источником колебаний водителя является дорога. Движение по неровной дороге порождает случайные колебания неподрессоренных масс автомобиля. Система подвески автомобиля закономерным образом демпфирует колебания неподрессоренных масс автомобиля. В результате амплитуда колебаний подрессоренных масс автомобиля уменьшается, но остается неприемлемо высокой для водителя. Считается, что нормальные условия его работы можно обеспечить, оснастив водительское сиденье собственной системой подрессоривания.

Сформулируем условия, при которых будет обеспечен комфорт и безопасность управления автомобилем: положение водителя относительно органов управления должно оставаться неизменным, но при этом его организм не должен испытывать динамических воздействий при случайных колебаниях автомобиля.

Обратимся к физике процесса. Система подвески автомобиля демпфирует колебания неподрессоренных масс самого автомобиля только благодаря наличию кинематической связи между подрессоренными и неподрессоренными массами.

Но водитель не привинчен к сиденью. В системе "водитель — сиденье водителя" водитель представляет собой своеобразную незакрепленную инерционную массу. Эта инерционная масса просто размещена на пружине, закрепленной на случайно колеблющемся основании.

Так возможно ли стабилизировать положение незакрепленной инерционной массы относительно колеблющегося случайным образом основания, не допуская при этом возникновения динамических реакций между основанием и незакрепленной инерционной массой?

Реализация поставленной задачи позволит российской автомобильной промышленности оснащать отечественные автомобили действительно комфортными сиденьями [2].

## Колебательная система водительских сидений

Основным элементом, формирующим колебательную систему водительского сиденья, является механизм подрессоривания. Существует две схемы механизмов. Схема "пантограф" и схема "ножницы" (рис. 1).

Применение той или иной схемы определяет место установки водительского сиденья. Оно может быть установлено либо на пол кабины, либо на арку переднего колеса. Установка на арку переднего колеса накладывает серьезные ограничения на конструктивную высоту механизма подрессоривания.

Подрессоривание по схеме "ножниц" — классика водительских сидений. Существуют три различных варианта исполнения торсиона данного механизма подрессоривания (рис. 2).

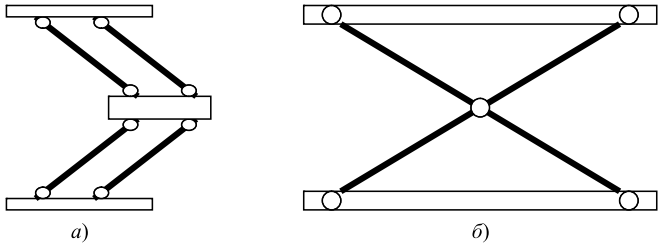



**Рис. 1. Принципиальные схемы механизмов подрессоривания сидений водителя:**

*а* — схема "пантограф"; *б* — схема "ножницы"

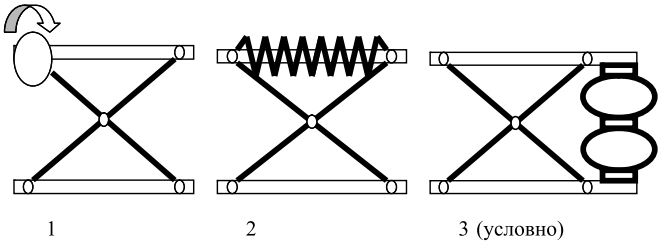



**Рис. 2. Варианты реализации механизмов подрессоривания по схеме ножниц:**

*1* — исполнение торсиона в виде скручивающихся пластин (сиденье КАМАЗ, ПАЗ); *2* — исполнение торсиона в виде витых цилиндрических пружин (сиденья PILOT); *3* — исполнение торсиона в виде баллонного цилиндра (сиденья МАЗ)

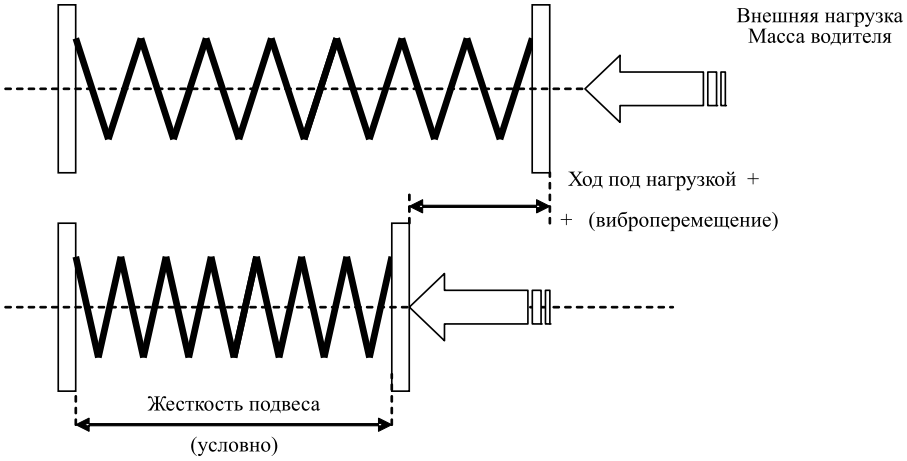



**Рис. 3. Схема работы торсионных механизмов подрессоривания**

Первые два варианта это в принципе ничем не отличающиеся схемы с механическим торсионом. В третьем варианте используются толкающие пневматические мембраны или баллонные цилиндры. Баллонный цилиндр представляет собой разновидность толкающей сетчатой оболочки. Будучи установленным в рычажный механизм, такой цилиндр используется для подъема верхней платформы основания сиденья. Как и обычный цилиндр, баллонный не инвариантен к перемещению и не может использоваться для позиционирования сиденья.

Невозможность позиционирования положения водительского сиденья при помощи торсионов обусловливает общую и характерную особенность эксплуатации всех рассмотренных схем. Общий для всех механизмов подрессоривания принцип работы торсионных механизмов подрессоривания показан на рис. 3.

Верхняя схема соответствует начальной высоте механизма до посадки водителя. После посадки водителя происходит проседание механизма до уравновешивания силой упругости торсиона веса водителя. Поскольку в начальном состоянии торсион не нагружен, то ход проседания весьма значителен.

Выхода из этой ситуации два:

— увеличить жесткость самого торсиона;

— обеспечить начальное нагружение торсиона.

Первый вариант ограничен по реализации. Для второго варианта схема работы и регулировки торсионного механизма приобретает вид, показанный на рис. 4. Существенным отличием схемы с начальным нагружением торсиона, является появление ограничивающих упоров в верхнем положении сиденья и появление механизма предварительного нагружения торсиона.

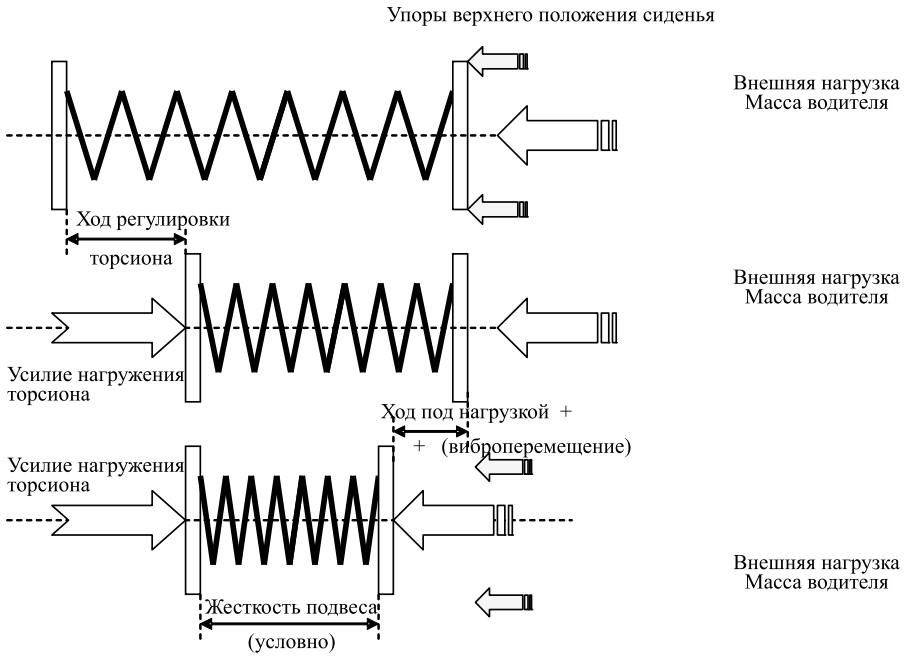



**Рис. 4. Схема регулировки и работы торсионных механизмов подрессоривания**

Для обеспечения предварительного нагружения торсиона, специальным механизмом производят прижатие верхней части механизма к упорам. Возникающая сила реакции торсиона обусловливает две различные схемы работы механизма. Допустим, что сила предварительного нагружения торсиона равна или больше веса водителя. В этом случае посадка водителя на сиденье не приводит к смещению подвеса. Механизм не работает.

В том случае, если сила предварительного нагружения торсиона меньше веса водителя, то при его посадке на сиденье, механизм сместится на некоторую, в принципе ничем не контролируемую, величину (влияние сил трения).

В случае возникновения внешних колебаний верхняя часть сиденья будет занимать ряд промежуточных положений, ограниченных сверху упорами, а снизу плавающей точкой уравновешивания торсиона динамической нагрузкой от веса водителя. Наличие некомпенсированных сил трения и зазоров механизма позволяют утверждать, что в процессе работы сиденье никогда не возвращается в исходное состояние.

## Особенности собственной динамики рычажного механизма подрессоривания

Известно, что любой механизм обладает собственными кинематическими и динамическими характеристиками. Собственная динамика механизма оказывает существенное влияние на эксплуатационные показатели изделия, разработанного на его основе.

Исследуем собственную динамику рычажного механизма, используемого в подвеске сидений водителя. Абстрагируемся от конкретного исполнения торсиона. Будем говорить о силовом элементе, усилие которого линейно зависит от длины. Это свойство всех торсионов.

Рассмотрим классический механизм подрессоривания сиденья водителя (рис. 5).

Механизм состоит из двух пар неравноплечих рычагов *5*, соединенных между собой. При этом одна пара рычагов *5* закреплена в неподвижной, от-

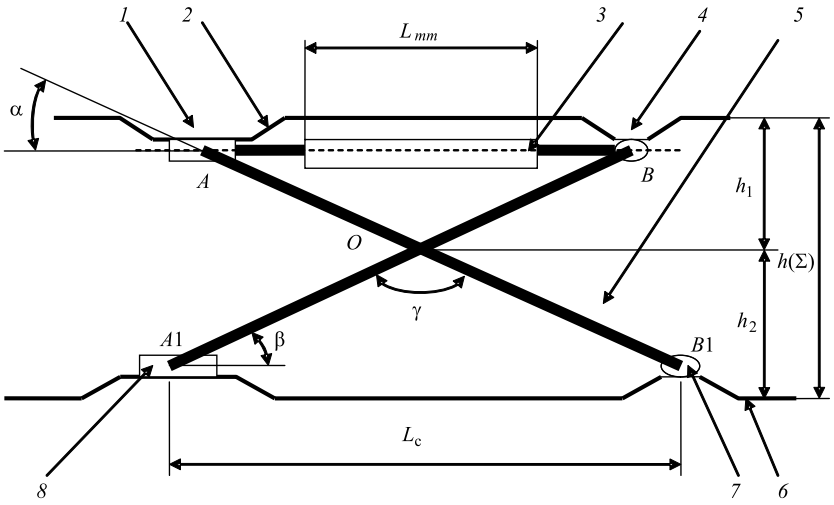



**Рис. 5. Расчетная схема механизма подрессоривания:**

$L_{mm}$ — текущая длина торсиона; $L_c$ — текущая длина скольжения ползуна; $h_1$ — высота подъема верхней части механизма; $h_2$ — высота подъема нижней части механизма; $h(\Sigma)$ — суммарная высота подъема стола механизма; α, β — углы в основаниях рычагов "*A*" и "*B*"; γ — угол в основании "ножниц"; *1* — ползун; *2* — поднимаемая платформа; *3* — торсион; *4* — цилиндрическая опора вращения, сообщенная с платформой *2*; *5* — неравноплечие рычаги механизма подрессоривания; *6* — неподвижное основание; *7* — цилиндрическая опора вращения, сообщенная с основанием *6*; *8* — ползун, сообщенный с основанием *6*

носительно основания *6*, цилиндрической опоре *7*. Вторая пара рычагов *5* закреплена в перемещаемой, относительно основания *6*, цилиндрической опоре *4*, принадлежащей верхней поднимаемой платформе *2*. Свободные концы рычагов *5*, закреплены соответственно в ползунах *1* и *8*, принадлежащих соответственно платформе *2* и основанию *6*. Подъемное усилие создается торсионом *3*, закрепленным между опорой *4* и ползуном *1* платформы *2*.

Поскольку рычаги *5* механизма подрессоривания в общем случае, могут быть выполнены неравноплечими, то обозначим длину верхней части рычага *5*, соответствующую отрезку длине отрезка *OA* через "*a*". Длину нижней части рычага *5*, соответствующую отрезку длине отрезка *OB*1 через "*ви*". Находим высоту подъема $h_1$ верхней части механизма относительно точки *O*. Для этого отдельно рассмотрим треугольник $\Delta AOB$. Данный треугольник можно представить, как образованный двумя прямоугольными треугольниками, с общим катетом, равным высоте треугольника $\Delta AOB$. Из $\Delta AOB$, на основании теоремы Пифагора и после преобразований, имеем:

$$L_{mm}^2 + 4h_1^2 = 4a^2. \quad (1)$$

Откуда:

$$4h_1^2 = 4a^2 - l_{mm}^2. \quad (2)$$

Выражая $h_1$ получаем:

$$h_1^2 = \frac{4a^2 - l_{mm}^2}{4}. \quad (3)$$

Для нахождения общей высоты подъема $h(\Sigma)$ необходимо выразить $L_c$ через текущую длину $L_{mm}$ — длину торсиона. Это можно сделать, учитывая равенство углов $\gamma$ для обоих треугольников $\Delta AOB$, $\Delta A1OB1$. На основании теоремы косинусов:

$$l_{mm}^2 = a^2 + a^2 - 2a^2\cos\gamma;\ \ l_c^2 = b^2 + b^2 - 2b^2\cos\gamma. \quad (4)$$

Поскольку углы $\gamma$ равны, то выразим $\cos\gamma$ и приравняем правые части формул:

$$-2a^2\cos\gamma = l_{mm}^2 - 2a^2; \quad (5)$$

$$-2b^2\cos\gamma = l_c^2 - 2b^2. \quad (6)$$

Откуда:

$$\cos\gamma = -\frac{l_{mm}^2 - 2a^2}{2a^2}; \quad (7)$$

$$\cos\gamma = -\frac{l_c^2 - 2b^2}{2b^2}. \quad (8)$$

Приравняв правые части формул, получим:

$$\frac{l_{mm}^2 - 2a^2}{2a^2} = \frac{l_c^2 - 2b^2}{2b^2}. \quad (9)$$

Откуда:

$$l_c^2 - 2b^2 = \frac{2b^2\left(l_{mm}^2 - 2a^2\right)}{2a^2}. \quad (10)$$

Сокращая правую часть выражения на 2, получим:

$$l_c^2 - 2b^2 = \frac{b^2\left(l_{mm}^2 - 2a^2\right)}{a^2}. \quad (11)$$

Выражая $(L_c)^2$ получим:

$$l_c^2 = \frac{b^2\left(l_{mm}^2 - 2a^2\right)}{a^2} + 2b^2. \quad (12)$$

Окончательно:

$$l_c^2 = b^2\left(\frac{l_{mm}^2 - 2a^2}{a^2} + 2\right). \quad (13)$$

Совершенно аналогично находим высоту подъема $h_2$ нижней части механизма относительно точки *O* (центр ножниц):

$$h_2^2 = \frac{4b^2 - l_c^2}{4}. \quad (14)$$

Находим общую высоту подъема:

$$h_\Sigma = h_1 + h_2. \quad (15)$$

Учитывая, что

$$h_1 = \sqrt{\frac{4a^2 - l_{mm}^2}{4}} = \frac{\sqrt{4a^2 - l_{mm}^2}}{\sqrt{4}} = \frac{1}{2}\sqrt{4a^2 - l_{mm}^2}; \quad (16)$$

$$h_2 = \sqrt{\frac{4b^2 - l_c^2}{4}} = \frac{\sqrt{4b^2 - l_c^2}}{\sqrt{4}} = \frac{1}{2}\sqrt{4b^2 - l_c^2}; \quad (17)$$

Откуда общая высота подъема $h(\Sigma)$ равна:

$$h_\Sigma = \frac{1}{2}\left(\sqrt{4a^2 - l_{mm}^2} + \sqrt{4b^2 - l_c^2}\right). \quad (18)$$

Окончательно основное уравнение кинематики механизма:

$$h_\Sigma = \frac{1}{2}\left(\sqrt{4a^2 - l_{mm}^2} + b\sqrt{2 - \frac{l_{mm}^2 - 2a^2}{a^2}}\right). \quad (19)$$

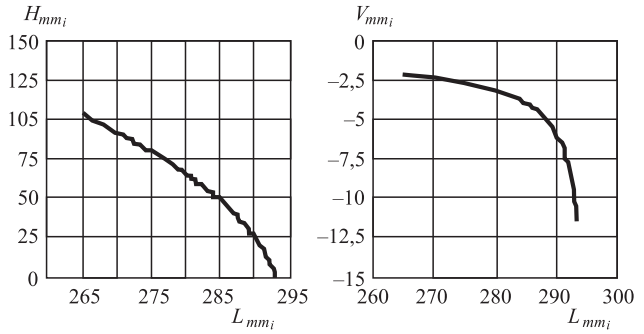



**Рис. 6. Графики зависимости высоты и скорости подъема механизма от длины силового элемента. Внимание! Обратный отсчет по оси ОХ графиков!**

Расчетная схема приведена на рис. 5. Основное уравнение динамики механизма (19): $L_{mm}$ — текущая длина торсиона (диапазон изменения от 265 до 295 мм); $H_{mm}$ — текущая высота подъема механизма (диапазон значений от 0 до 105 мм); $V_{mm}$ — текущая скорость подъема механизма (диапазон значений от 0 до 12 мм/с)

Задавая конкретные значения длин рычагов *a* и *b*, и давая приращение длине торсиона $L_{mm}$, можем исследовать работу механизма.

С учетом основного уравнения кинематики механизма (19), построим графики высоты подъема $H_{mm}$ и скорости подъема $V_{mm}$ рычажного механизма в функции длины сокращения торсиона (рис. 6). Мы видим, что собственная динамика механизма существенно нелинейна. Механизм интенсивно разгоняет инерционную нагрузку в начале обратного хода.

## Системный недостаток механизмов подрессоривания

Выявленная причина разгона инерционной нагрузки рычажным механизмом подвески сиденья определяет негативные эксплуатационные особенности всех типов существующих сидений.

**Особенность 1.** Рассмотрим поведение рычажного механизма подрессоривания сиденья при проезде вогнутой единичной неровности. Под весом водителя верхняя платформа начинает смещаться вниз. Вследствие скручивания торсиона, растут силы сопротивления. Следует отметить, что ходу сиденья вниз амортизатор не препятствует.

Принципиален вопрос о кинетической энергии, приобретаемой водителем при движении вниз. При ходе вниз кинетическая энергия не рассеивается амортизатором, а запасается системой.

При обратном ходе вверх, рычажный механизм нагружен только весом водителя. Однако усилие торсиона максимально, что в совокупности с собственной динамикой механизма, обусловливает максимальное ускорение, сообщаемое водителю в начале обратного хода (рис. 7).

По завершении переходных процессов в амортизаторе, после выборки суммарных зазоров механизма, амортизатор включается в работу и начинает рассеивать кинетическую энергию.

Какую кинетическую энергию рассеивает амортизатор? Поскольку между сиденьем и водителем автомобиля отсутствует жесткая связь, то **ускорение водителя и ускорение верхней части сиденья никогда не совпадают.** Водитель продолжает движение под воздействием первоначального максимального ускорения, сообщенного ему механизмом подвеса сиденья. Верхняя часть сиденья движется под воздействием энергии, запасенной торсионом, за вычетом энергии, выводимой из процесса амортизатором.

**Особенность 2.** Амортизатор рассеивает энергию в функции скорости дросселирования жидкости, а не в функции перемещения верхней части сиденья. Вследствие этого наступает момент, когда силовое воздействие между водителем и сиденьем достигает своего минимума.

В этот момент водитель начинает движение вниз, а сиденье продолжает двигаться вверх. Описанный выше цикл накопления кинетической энергии, обусловленный разгонной динамикой механизма,

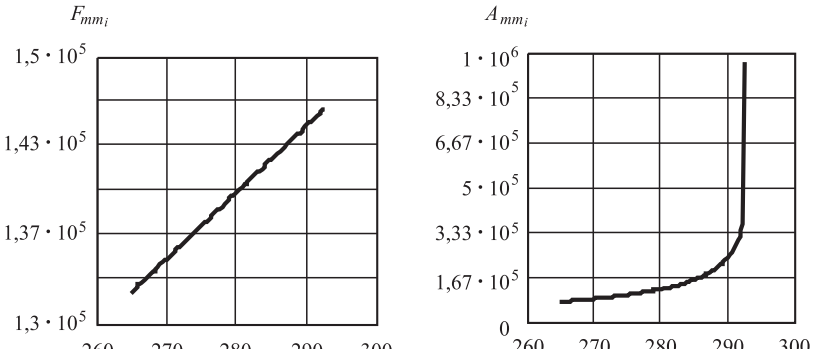



**Рис. 7. Графики зависимости усилия торсиона и совершаемой торсионом работы на обратном ходе сиденья от длины деформации торсиона. Внимание! Обратный отсчет по оси ОХ графиков!**

Расчетная схема приведена на рис. 5. Основное уравнение динамики механизма (19): $L_{mm}$ — текущая длина торсиона (диапазон изменения от 265 до 295 мм); $F_{mm}$ — текущее усилие предварительно напряженного торсиона (не путать с весом водителя), Н; $A_{mm}$ — текущая работа, совершаемая торсионом за один полный цикл работы механизма подрессоривания, Н · мм

повторяется. Мы не видим источника энергии, который мог бы вернуть сиденье вместе с водителем в исходную точку.

**Особенность 3.** Вследствие такой особенности динамики водители вынуждены увеличивать начальное усилие торсиона. В этом случае все рассмотренные негативные явления усиливаются. Однако сиденье возвращается в исходную точку. Правда вывести его из этой точки становится все сложнее. Подвес сиденья становится жестким, а само сиденье неудобным в эксплуатации.

При моделировании системы "водитель — автомобиль — дорога" водитель может быть представлен, как незакрепленная инерционная масса. Водитель не связан ни с подрессоренной, ни с неподрессоренной массой автомобиля. Инерционная масса просто находится на собственной колебательной системе с нелинейной разгонной характеристикой, с которой она также не связана. Чем в этой системе можно управлять?

### Динамическая стабилизация положения водителя

В рабочем диапазоне частот и амплитуд колебаний неподрессоренных масс автомобиля, система стабилизации сиденья водителя должна обеспечивать стабилизацию положения водителя относительно рабочей зоны управления автомобилем без возникновения динамических нагрузок на организм водителя.

Заметим, что демпфирование колебаний инерционной массы и стабилизация положения инерционной массы это разные физические задачи. Стабилизация положения орудия танка не является результатом демпфирования, так же как и демпфирование случайных колебаний не приводит к стабилизации положения инерционной массы.

Теоретическое решение задачи динамической стабилизации положения незакрепленной инерционной массы далеко не очевидно.

Динамическое воздействие на водителя оказывает посадочная часть водительского сиденья, стремящаяся вывести находящуюся на ней инерционную массу из равновесия. Это произойдет в случае, если посадочная часть сиденья начнет двигаться относительно водителя. Такое перемещение возможно только в случае деформации. Но деформация — это потенциальная энергия, которая сообщает ускорение водителю.

Сущность динамической стабилизации — преобразовать кинетическую энергию возмущения неподрессоренных масс автомобиля в потенциальную энергию системы стабилизации сиденья, а затем стабилизировать потенциальную энергию системы с целью сохранения положения водителя в пределах поля допуска "нуля" стабилизации. При этом динамических нагрузок на организм водителя не возникнет.

Теоретическое решение заявленной задачи состоит в устремлении к нулю производной ускорения незакрепленной инерционной массы, посредством управления энергетическим состоянием двигателя системы стабилизации.

### Двигатель системы динамической стабилизации

Рассмотрим какой рабочей характеристикой должен обладать двигатель системы стабилизации положения незакрепленной инерционной массы. Поскольку задачей двигателя является стабилизация положения незакрепленной инерционной массы на случайно колеблющемся основании, то основной характеристикой становится зависимость энергетического состояния двигателя от первой производной ускорения колеблющегося основания.

Требуемой характеристикой обладают только скелетные мышцы живого существа. Неоднократно предпринимались попытки создать технический аналог скелетной мышцы. Однако практическая реализация таких устройств весьма сложна.

Промышленно применимый аналог скелетной мышцы возможен только как сокращающаяся эластичная оболочка. Теоретически возможны две схемы создания сокращающихся оболочек. Это схема внутреннего армирования эластичной оболочки и схема внешнего армирования эластичной оболочки. Выбранная схема армирования определяет как технологию производства, так и рабочие характеристики изделия.

В настоящее время известны два производителя сокращающихся оболочек. Это Российский НИИ "Систем управления и привода" и немецкий концерн "FESTO".

FESTO производит сокращающиеся оболочки с внутренней схемой армирования (рис. 8). Коммерческое название изделия "Пневматический мускул MAS". Модельный ряд представлен мускулами MAS 20; MAS 40; MAS 80. Цифра обозначает наружный диаметр в мм [4].

**Рис. 8. Пневматические мускулы фирмы FESTO**

Производителем механических мышц с внешней схемой армирования материала является НИИ "Систем управления и привода" (рис. 9). Изделие выпускается под торговой маркой "Механическая мышца MARTI" и образует размерный ряд: MARTI 16; MARTI 28; MARTI 58. Цифра также обозначает наружный диаметр в мм [1, 3].

При внешней схожести, это два совершенно разных изделия с существенно различными характеристиками (таблица).

| Наименование параметра | Мускул MAS 20 | Мышца MARTI 20 | Отличия |
|---|---|---|---|
| Предельное рабочее давление | 0,8 МПа (воздух)<br>Нет данных | 1,0 МПа (воздух)<br>3,5 МПа (жидкость) | В 1,25 раза<br>В 4,37 раза |
| Рабочая среда | Сжатый воздух | Сжатый воздух<br>Синтетические жидкости | Качественное отличие |
| Предельное усилие при 8 бар | 1800 Н | 12 000 Н | В 6,51 раза |
| Теоретически возможное сокращение | 25 % | 36 % | В 1,44 раза |
| Деформация материала при максимальном сокращении | 660 % | 250 % | В 2,64 раза |
| Интервал рабочих температур | + 5 + 50 °С | –40...+ 85 °С | В 2,77 раза |
| Гистерезис | 4 % длины шланга | 0 % | Качественное отличие |
| Релаксация | 4 % длины шланга | 0 % | Качественное отличие |
| Максимальное начальное напряжение | 4 % длины шланга | 0 % | Качественное отличие |
| Максимальная начальная нагрузка | 400 Н | 12 000 Н | В 30 раз |
| Работа боковой поверхностью | Не допускается | Допускается | Качественное отличие |
| Стоимость изделия | 100 Евро | 800 руб. | В 34 раза |

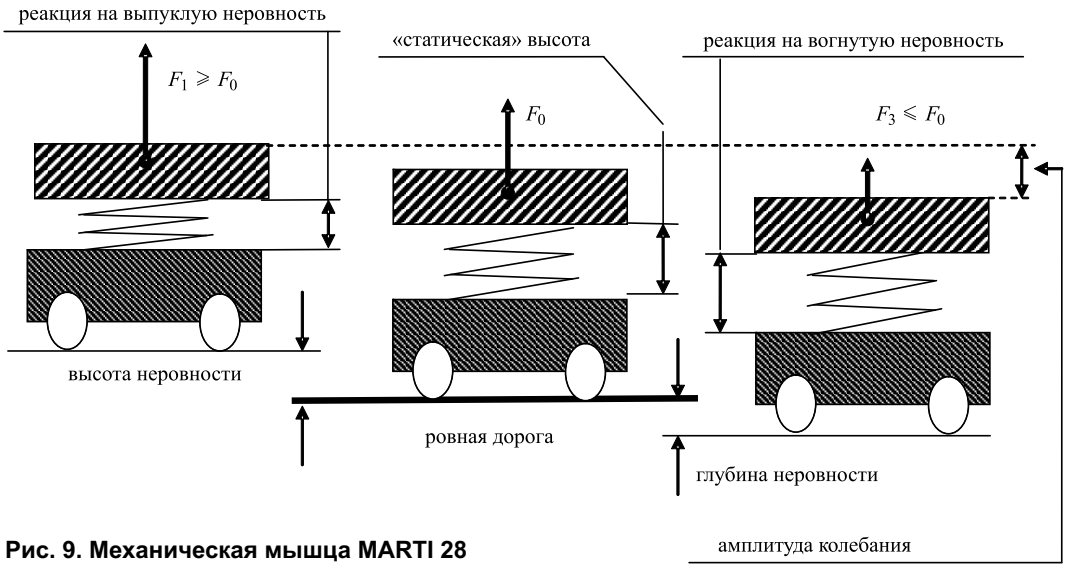



**Рис. 9. Механическая мышца MARTI 28**

Многократное превышение рабочих характеристик изделия российского разработчика над немецким аналогом обусловлено примененной схемой армирования [3, 4].

### Работа системы динамической стабилизации

Как указано выше, энергетическое состояние двигателя системы стабилизации сиденья не зависит от колебаний транспортной машины, а определено давлением рабочего тела и кривизной поверхности секций механической мышцы, как входными параметрами независимого управления потенциальной энергией и усилием двигателя.

Стабилизация давления внутри оболочки также не зависит от колебаний автомобиля. Она устанавливается регулятором давления и определяет положение "нуля" стабилизации. Внешняя стабилизация давления означает, что энергия случайных колебаний автомобиля не может изменить энергетическое состояние двигателя системы стабилизации. Действительно, колебание подрессоренной массы автомобиля изменяет длину механической мышцы в системе стабилизации сиденья. Изменение длины означает изменение кривизны поверхности секций. Изменение кривизны поверхности означает синхронное и обратное изменение объема и тянущего усилия мышцы. Однако давление в оболочке стабилизировано и не зависит от возмущающего колебания.

При проезде единичной выпуклой неровности мышца принудительно вытягивается. Объем рабочего тела уменьшается, а тянущее усилие увеличивается. Уменьшение объема означает рост давления, что еще больше увеличивает тянущее усилие. В случае если давление стабилизировано, то уменьшение объема не приводит к росту давления. Поскольку энергия сжатого газа определена произведением давления на объем, то энергетическое состояние мышцы не изменяется. Тянущее усилие остается постоянным (рис. 10).

При проезде единичной вогнутой неровности мышца принудительно сокращается. Объем рабочего тела увеличивается, а тянущее усилие снижается.

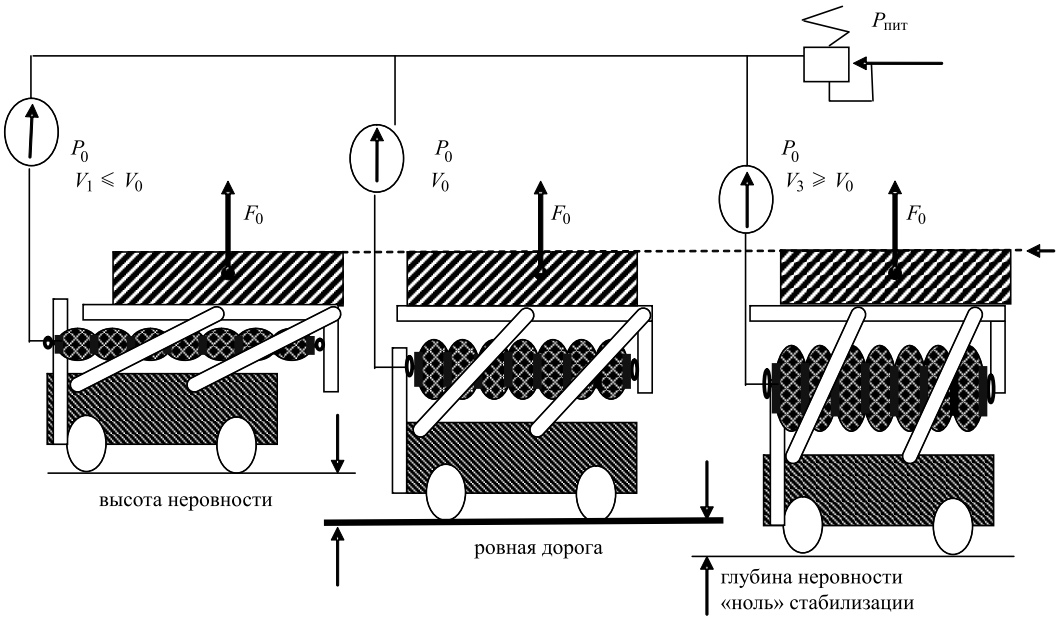



**Рис. 10. Сравнение принципа работы торсионного подвеса и системы стабилизации:**

*а* — работа основания сиденья с классическим торсионом, в том числе с толкающей мембраной; *б* — работа основания сиденья с заявленной системой стабилизации; $F_0$ — усилие торсиона при неподвижном автомобиле; $F_1$ — усилие торсиона при проезде выпуклой неровности; $F_3$ — усилие торсиона при проезде вогнутой неровности; $P_{пит}$ — давление питания (рабочее давление в пневмосистеме автомобиля, МПа; $P_0$ — стабилизированное давление в пневмоподвесе водительского сидения, МПа; $F_0$ — стабилизируемое усилие системы "незакрепленная инерционная масса — основание", Н; $V_0$ — начальный объем механической мышцы, соответствующий "нулю" стабилизации, м$^3$; $V_1$ — объем механической мышцы, компенсирующей проезд выпуклой неровности, м$^3$; $V_3$ — объем механической мышцы, компенсирующей проезд вогнутой неровности, м$^3$

Увеличение объема означает снижение давления, что уменьшает тянущее усилие. В случае если давление стабилизировано, то увеличение объема не приводит к снижению давления. Поскольку энергия сжатого газа определена произведением давления на объем, то энергетическое состояние мышцы не изменяется.

При этом устраняется основная причина колебаний водителя на подрессоренном водительском сиденье: однозначная зависимость между деформацией и упругостью.

Известно, что интенсивность изменения ускорения пневмомеханической системы определена интенсивностью изменения давления. Интенсивность изменения давления в механической мышце определяет интенсивность изменения потенциальной энергии системы стабилизации и одновременно определяет параметры предстоящего механического движения.

Стабилизация давления в механической мышце и синхронизация перемещения подрессоренных масс автомобиля с рабочим сокращением мышцы в системе стабилизации позволяют устремить к нулю третью производную перемещения незакрепленной инерционной массы. Стабилизация давления осуществляется регулятором давления. Синхронизация амплитуды перемещения подрессоренных масс с рабочим сокращением мышцы осуществляется кинематикой рычажного механизма, сообщающего стабилизируемую платформу с подрессоренной массой.

На рис. 11 схематически изображено основание сиденья с системой стабилизации. Основание сиденья содержит нижнюю раму *9*, поднимаемую платформу *3*, сообщенную с нижней рамой *9* посредством рычагов *6*. Рычаги *6* объединены попарно посредством вращательной кинематической пары *7*. Рычаги *6* посредством вращательных кинематических пар *5* и *8* сообщены с поднимаемой платформой *3* и нижней рамой *9*. Рычаги *6* посредством вращательных кинематических пар *11* и *13* сообщены с ползунами *10* и *12*. Стабилизируемая платформа *1* посредством рычагов *4* сообщена с поднимаемой платформой *3*. Стабилизируемая платформа *1* посредством хотя бы одной механической мышцы *2* сообщена с поднимаемой платформой *3*. Мышца *2* сообщена с энергоносителем посредством регулятора давления *14*.

Основание сиденья транспортной машины с системой стабилизации работает следующим образом.

Изменением расстояния $L1$ между кинематической парой *8* и кинематической парой *11* ползуна *10* любым известным техническим способом выставляют начальную высоту сиденья.

После размещения незакрепленной инерционной массы (водителя) на платформе *1* изменением давления сжатого воздуха регулятором *14*, посредством управляемого сокращения механической мышцы *2* выводят стабилизируемую платформу *1* в положение "нуля" стабилизации. "Ноль" стабилизации может быть материализован в любом положении рабочего диапазона смещения платформы *1*, в том числе и в середине рабочего хода платформы *1*. При этом никаких жестких упоров, как в торсионных подвесах, не требуется.

Любая инерционная масса статически и динамически устойчива. С целью сохранения положения

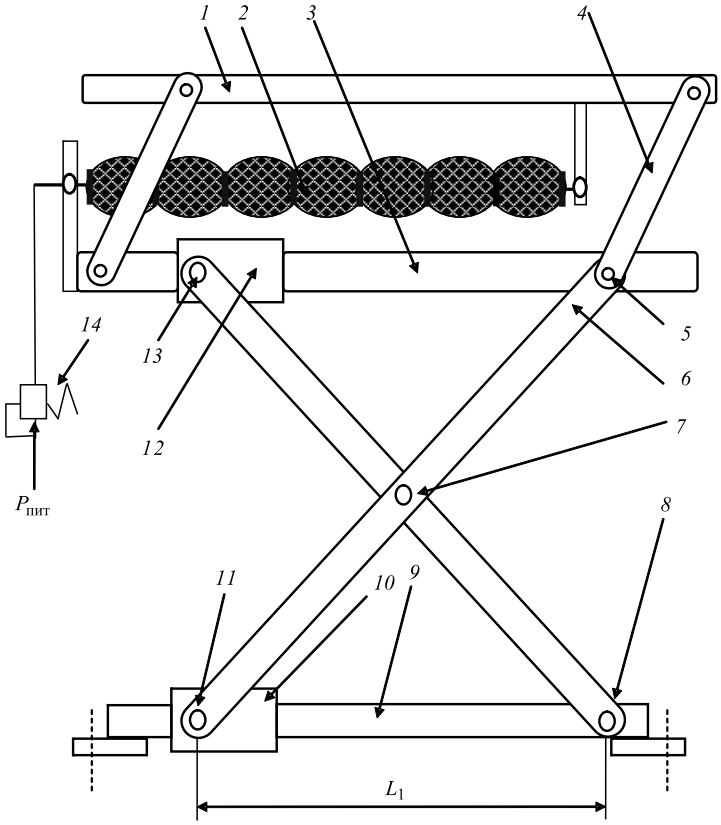



**Рис. 11. Базовый вариант основания сиденья водителя:**

*1* — стабилизируемая платформа; *2* — механическая мышца; *3* — поднимаемая платформа; *4* — рычаги платформы стабилизации; *5* — опора вращения; *6* — рычаг; *7* — ось вращения рычагов *6*; *8* — опора вращения; *9* — нижняя рама; *10* — ползун неподвижного основания; *11* — ось ползуна *10*; *12* — ползун поднимаемой платформы; *13* — ось ползуна *12*; *14* — регулятор давления

инерционной массы нужно не допустить изменения сил, удерживающих массу в равновесии. Поскольку сила есть результат изменения потенциальной энергии, то управляя в реальном времени энергетическим состоянием двигателя системы стабилизации, возможно устремить к нулю третью производную перемещения незакрепленной инерционной массы (водителя).

Некомпенсируемая подвеской автомобиля составляющая перемещения неподрессоренных масс приводит к смещению подрессоренной массы. Нижняя рама *9* сообщена с подрессоренной массой автомобиля. При случайном смещении нижней рамы *9* происходит смещение поднимаемой платформы *3*, сообщенной с нижней рамой *9* посредством рычагов *6*, которые при помощи вращательных кинематических пар *5* и *8*, а также вращательных кинематических пар *11* и *13* ползунов *10* и *12* сообщены с платформой *3*.

При смещении платформы *3* происходит поворот рычагов *4* сообщенных как с платформой *3*, так и со стабилизируемой платформой *1*. Поворот рычагов *14* приводит к принудительному изменению длины механической мышцы *2*. Мышца *2* сообщена с энергоносителем посредством регулятора давления *14*.

Изменение длины механической мышцы *2* сопровождается синхронным изменением кривизны поверхности секций мышцы. Изменение кривизны поверхности секций означает синхронное и противоположное по направлению изменение объема и тянущего усилия мышцы *2*.

Если мышца *2* принудительно вытягивается, то объем рабочего тела уменьшается, а тянущее усилие увеличивается. Уменьшение объема означает рост давления, что еще больше увеличивает тянущее усилие. Поскольку давление стабилизировано регулятором давления *14*, то уменьшение объема не приводит к росту давления. Поскольку энергия сжатого газа определена произведением давления на объем, то энергетическое состояние мышцы не изменяется. При этом тянущее усилие остается постоянным.

Если мышца *2* принудительно сокращается, то объем рабочего тела увеличивается, а тянущее усилие уменьшается. Увеличение объема означает снижение давления, что еще больше снижает тянущее усилие. Поскольку давление стабилизировано регулятором давления *14*, то увеличение объема не приводит к снижению давления. Поскольку энергия сжатого газа определена произведением давления на объем, то энергетическое состояние мышцы не изменяется. При этом тянущее усилие остается постоянным.

Интенсивность изменения ускорения пневмомеханической системы определена интенсивностью изменения давления. Интенсивность изменения давления в механической мышце определяет интенсивность изменения потенциальной энергии системы стабилизации и одновременно определяет параметры предстоящего механического движения.

**Рис. 12. Механизм подрессоривания сиденья водителя СВ-10-680010**

Синхронизация амплитуды перемещения подрессоренных масс с рабочим сокращением мышцы осуществляется кинематикой рычажного механизма системы стабилизации. Способность механической мышцы к адаптации позволяет устремить к нулю третью производную перемещения незакрепленной инерционной массы.

В итоге достигается заявленный результат: в колеблющемся автомобиле положение водителя остается неизменным. При этом водитель не испытывает динамических воздействий от колебаний машины.

### Первый вариант механизма подрессоривания

На базе мышцы MARTI НИИ "Систем управления и привода" разработал механизм подрессоривания сиденья водителя СВ-10-680010, переданного в производство НПО "Мехинструмент" (рис. 12).

Оснастив механизм подрессоривания классической посадочной частью НПО "Мехинструмент" освоил выпуск сидений водителя для автобуса ПАЗ-4234-05 [5].

Успешный опыт внедрения механических мышц в масштабе автомобильной отрасли РФ, позволил НИИ "Систем управления и привода" разработать унифицированную систему динамического позиционирования незакрепленной инерционной массы на подвижном основании для сидений грузовых автомобилей, автобусов и тракторной техники.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Марти А. Н.** Скелетные мышцы живого существа. Berlin German Lamber, 2009. — 120 с.
2. **Марти А. Н.** Опасная методология стандартов систем активной безопасности автомобиля. А. Н. Марти. Berlin German Lamber, 2009. — 120 с.
3. **Механические мышцы.** Технические условия ТУ.ММ.001.2015. НИИ "Систем управления и привода". г. Ставрополь. 2015. 36 с.
4. **Информационный материал FESTO** по пневматическим мускулам MAS. Германии. FESTO. 35 с. FR-24-000 RU-05.
5. **Автобусы ПАЗ-4234-05.** Руководство по эксплуатации. ОАО "Павловский автобус" 4234-05-3802010 РЭ. 2014 г.



**ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ**

принимает подписку на журнал

**«ГРУЗОВИК»**

**ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА**

на 2016 год

Подписавшись в издательстве, вы:
1) получаете без задержек журнал с первого номера;
2) экономите на стоимости почтовой доставки;
3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:
E-mail: realiz@mashin.ru
Тел.: 8 (495) 785-60-69.
Отдел продаж, маркетинга, рекламы
WWW.MASHIN.RU

УДК 621.434:621.892.096.1.001

**С. В. Путинцев,** д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва,
**В. Ф. Гуськов,** канд. техн. наук, доцент, ВлГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых, г. Владимир,
**П. В. Фомин,** канд. техн. наук, зам. ген. директора ООО Автохимпроект, г. Москва
E-mail: putintsev50@yandex.ru

# ВЛИЯНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО СОСТАВА В СМАЗОЧНОМ МАТЕРИАЛЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ НА ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С АВТОМОБИЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

*Представлены результаты экспериментальной оценки эффективности применения известного трибологического состава в смазочном материале агрегата трансмиссии силовой установки, включающей бензиновый двигатель и механическую коробку перемены передач.*

***Ключевые слова:*** *трибологический состав, смазочный материал, двигатель внутреннего сгорания (ДВС), механическая коробка передач (МКП), силовая установка.*

*Results of an experimental estimation of efficiency of application the well-known tribological structure in a lubricant of a transmission aggregate of an engine unit including a petrol engine and a mechanical gear box are presented.*

***Keywords:*** *tribological structure, lubricant, internal combustion engine (ICE), mechanical gear box, engine unit.*

*(Рисунки на 2-й и 3-й полосах обложки)*

Эффективность применения в системе смазки двигателей внутреннего сгорания (ДВС) различных, отдельно производимых добавок к моторному маслу, предназначенных для снижения трения, изнашивания, частичного восстановления изношенных деталей или снижения риска их задира — так называемых трибологических составов (ТС), нашла отражение в ряде опубликованных работ [1—4 и др.]. Часть этих ТС рекомендована производителями для введения не только в систему смазки ДВС, но и в смазочные материалы агрегатов трансмиссии автомобиля, в частности, МКП. При этом разработчики ТС не сообщают о каких-либо результатах применения своей продукции в смазочных материалах трансмиссии. В научно-технических и справочных источниках сведения о влиянии ТС на показатели силовых установок с агрегатами трансмиссии также отсутствуют.

Цель данной работы состояла в экспериментальной оценке антифрикционного аспекта эффективности применения ТС в смазочном материале МКП, работающей в составе силовой установки с ДВС.

В качестве объекта испытаний был выбран один из наиболее известных на Российском авторынке ТС — антифрикционный кондиционер металла Energy Release (ER), предназначенный для добавления к смазочным материалам, рабочим техническим жидкостям и топливам для снижения, в основном, трения и износа деталей машин. Концентрация ER в масле была назначена согласно инструкции на применение данного ТС в МКП: 6 % (об.) или 60 мл ER на 1 л масла.

Средством испытаний была выбрана силовая установка, включавшая бензиновый двигатель ВАЗ-2106 и соединенную с ним четырехступенчатую МКП ВАЗ-2101. Силовая установка была смонтирована на специализированном испытательном стенде с электрической балансирной машиной марки RAPIDO GPFp 15h мощностью 100 кВт, которая выступала в роли тормоза, потребляющего мощность, снима-

емую с вторичного вала МКП либо (при демонтированной МКП) с коленчатого вала двигателя (рис. 1).

Для тестирования антифрикционных свойств ТС, применяемого в качестве добавки к смазочному материалу МКП, было решено использовать простой и в то же время безупречный с физической точки зрения калориметрический метод, основанный на измерении температуры, обусловленной тепловыделением от трения [5]. Дополнительную информацию о способности ТС снижать трение получали на основе определения энергоэкономических показателей силовой установки, поскольку каждый из этих показателей известным образом связан с потерями мощности на преодоление трения в МКП.

Работа МКП осуществлялась при положении рычага переключения передач, соответствующем I передаче (передаточное число 3,67). В МКП были вмонтированы три термопары класса Х-К для измерения температуры находящегося в ней масла. Такое количество датчиков обеспечивало высокую надежность и достоверность контроля температуры высокоточным измерительным прибором ОВЕН 2ТРМОА.

Во избежание риска перегрева и термической деструкции смазочного материала МКП при длительной работе последней под нагрузкой без принудительного охлаждения (условие эксперимента), вместо рекомендованного для МКП заднеприводных автомобилей ВАЗ минерального трансмиссионного масла ТАД-17И (ТМ 5-18) в данной работе был использован более термостойкий смазочный материал, а именно: минеральное моторное масло Лукойл Стандарт SAE 15W-40 API SF/CC, имеющее температуру вспышки паров в открытом тигле 226 °С, что на 26 °С выше, чем у масла ТАД-17И. Принятое решение о применении моторного масла вместо трансмиссионного дополнительно обосновывалось известным положительным опытом эксплуатации переднеприводных автомобилей ВАЗ с моторным маслом М-8ГИ в МКП.

В качестве основного режима испытаний была выбрана работа ДВС по внешней скоростной характеристике (ВСХ) согласно ГОСТ 14846—81, которая предусматривает определение показателей ДВС в дискретно изменяемых в порядке нарастания или убывания точках скоростного режима путем варьирования тормозной нагрузки при условии полной подачи топлива. В ходе снятия ВСХ на каждой из точек скоростного режима прямыми измерениями определяли значения: крутящего момента на вторичном валу МКП, времени расходования двигателем фиксированной массы топлива, частоты вращения коленчатого вала $n$, температуры масла в МКП $t_м$ и ряда других параметров.

В результате обработки значений прямых измерений по известным соотношениям вычисляли основные энергоэкономические показатели силовой установки: мощность $N'_e$ и топливную экономичность $g'_e$.

При анализе результатов измерений во внимание принимались только значащие разницы сравниваемых величин, которые строго превышали доверительный интервал (удвоенную погрешность) измерений.

Выполненные оценки показали, что применяемые оборудование и приборы позволяли определять значения контрольных величин $t_м$, $N'_e$ и $g'_e$ с относительными погрешностями ±0,5 %; ±1 % и ±2 % соответственно, что не превышало требований регламентирующего данные испытания ГОСТ 14846—81.

Для достижения поставленной в работе цели, в ходе эксперимента ставилась и решалась задача сопоставления соответствующих значений $t_м$, $N'_e$ и $g'_e$, полученных для двух сравниваемых ситуаций — до и после введения ТС в смазочный материал МКП. В связи с этим испытания проводились при соблюдении принципа прочих равных условий в два этапа: первый — на свежем "чистом" (без ER) смазочном материале в МКП; второй — на свежем смазочном материале в МКП с добавкой 6 % (об.) антифрикционного кондиционера металла ER.

Подготовка, проведение и обработка результатов стендовых моторных испытаний были выполнены в лаборатории кафедры "Тепловые двигатели и энергетические установки" Владимирского государственного университета им. А. Г. и Н. Г. Столетовых (авторы выражают благодарность специалистам кафедры ТД и ЭУ ВлГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых: аспиранту В. С. Клевцову и инженеру О. А. Спирину, обеспечивавшим проведение и принимавшим участие в обработке результатов данных испытаний).

В результате испытаний было установлено, что добавление 6 % (об.) ER в свежее минеральное моторное масло Лукойл Стандарт SAE 15W-40 API SF/CC, используемое в качестве смазочного материала МКП, привело к снижению температуры последнего на 12...18 °С (в среднем на 9 %) при работе двигателя по ВСХ в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от 3000 до 4000 мин$^{-1}$, при этом максимальное значение $t_м$, на первом этапе испытаний составившее 187 °С, а на втором этапе испытаний (после добавления ER) уменьшилось до 171 °С (на 16 °С или 9 %); рис. 2.

| Этап испытаний | Частота вращения коленчатого вала $n$, мин$^{-1}$ | Эффективная мощность двигателя $N_e$, кВт | Мощность силовой установки $N'_e$, кВт | Мощность потерь на трение в МКП $N_Т$, кВт |
|---|---|---|---|---|
| 1 (без ER) | 5400 | 55,1 | 51,6 | 3,5 |
| 2 (с ER) | 5400 | 55,1 | 52,8 | 2,3 |
| Абсолютное изменение $N_Т$, кВт | | | | –1,2 |
| Относительное изменение $N_Т$, % | | | | –34 |

С учетом условий эксперимента, отмеченное после применения ER снижение температуры масла $t_м$ было связано исключительно с подавлением потерь на трение в МКП, что подтвердилось соответствующим увеличением мощности $N'_e$, снимаемой со вторичного вала МКП силовой установки.

Введение ER в смазочный материал МКП вызвало, начиная со средних частот вращения коленчатого вала $n$, значимый прирост мощности $N'_e$ (на 1...2 кВт или на 2...5 %); рис. 3.

Присутствие ER в МКП отразилось на топливной экономичности силовой установки $g'_e$. Как можно видеть из рис. 4, функционально связанный с мощностью $N'_e$ параметр $g'_e$ обнаружил значимое снижение, особенно проявившееся в области высоких частот вращения коленчатого вала $n$. Наибольшее улучшение топливной экономичности силовой установки, отмеченное на скоростном режиме 5000 мин$^{-1}$, достигло 17 г/кВт•ч (5 %).

Исходя из располагаемой информации о максимальном значении эффективной мощности данного ДВС $N_e$, достигнутом при частоте вращения коленчатого вала 5400 мин$^{-1}$ и составившем 55,1 кВт (получено прямым измерением крутящего момента двигателя в отсутствие МКП), для этого режима была определена мощность потерь на трение в МКП $N_т$ как разность между эффективной мощностью двигателя $N_e$ и мощностью силовой установки $N'_e$.

Из таблицы, где представлены значения этих трех мощностей для сравниваемых этапов испытаний 1 и 2, следует, что на режиме максимальной мощности двигателя добавление ER в смазочный материал МКП привело к снижению механических потерь в агрегате на 1,2 кВт (34 %).

Следует особо отметить, что обнаруженное в эксперименте снижение температуры смазочного материала в МКПП $t_м$, вызванное добавлением в него указанного ТС, помимо подавления трения может быть признано положительным уже само по себе, поскольку общеизвестно, что падение температуры уменьшает риск задира тяжело нагруженных зубчатых передач МКП и продлевает срок службы масла.

## Заключение

В результате сравнительных стендовых испытаний, проведенных в режиме работы по внешней скоростной характеристике двигателя ВАЗ-2106 в сборе с МКП, установлено, что добавление в количестве 6 % (об.) антифрикционного кондиционера металла ER к минеральному моторному маслу Лукойл Стандарт SAE 15W-40 API SF/CC, использованному в качестве смазочного материала МКП, привело к снижению затрат мощности на преодоление трения в этом агрегате трансмиссии: в частности, на режиме максимальной мощности двигателя на 1,2 кВт (34 %). Отмеченное подавление сил трения проявилось во всем исследованном диапазоне скоростного режима и вызвало снижение температуры масла в МКП на 12...18 °С (в среднем на 9 %), а также обусловило повышение мощности и улучшение топливной экономичности силовой установки на 1...2 кВт (2...5 %) и до 17 г/кВт•ч (5 %) соответственно.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Путинцев С. В., Холомонов И. А., Малый Л. Ф.** Выбор и исследование смазочного материала с улучшенными триботехническими параметрами // Трение и износ. — 1990. — Т. 11, № 2. — С. 317—320.
2. **Некрасов С. С., Стребков С. В.** Использование антифрикционных присадок для улучшения эксплуатационных свойств моторного масла // Двигателестроение. — 1991. — № 8—9. — С. 50—51.
3. **Оценка** служебных свойств многофункционального кондиционера металла FENOM в условиях стендовых моторных испытаний / П. В. Фомин, С. В. Путинцев, Р. А. Галата и др. // Совершенствование мощностных и энергоэкономических показателей ДВС: Тез. докл. международной. науч.-техн. конф. — Владимир, 2001. — С. 247—249.
4. **Сидоров А.** Тест смазочной композиции Супротек: масляное голодание. Испытываем мотор без масла // За рулем. — 2008. — № 1. — С. 226—231.
5. **Путинцев С. В., Агеев А. Г.** Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний // Известия вузов. Машиностроение. — 2014. — № 7 (652). — С. 69—75.

УДК 541.67

**В. С. Антипенко,** канд. техн. наук, МГУПС (МИИТ), **А. А. Ходяков,** канд. хим. наук,
**Р. Х. Абу-Ниджим,** канд. техн. наук, РУДН
E-mail: antipenkovs7@mail.ru

# ПОЛЯРИЗАЦИЯ ОБРАЗЦОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ЛАКОКРАСОЧНОГО ПОКРЫТИЯ

*Изучен механизм поляризации образцов лакокрасочного покрытия. Установлено, что поляризация обусловлена локализацией зарядов, как в тонком поверхностном слое, так и в объеме покрытия. Электрическое сопротивление образцов составило $5{,}6 \cdot 10^{17}$—$5{,}6 \cdot 10^{18}$ Ом·см, энергия активации ответственных за релаксацию заряда электрически активных дефектов — 1,2 эВ.*

***Ключевые слова:*** *лакокрасочное покрытие, поляризация, локализация заряда, электрически активные дефекты.*

*The mechanism of polarization of a lacquer coating is studied. It is established that polarization is caused by localization of charges, both in a thin blanket, and in covering volume. Electric resistance of samples has made $5.6 \cdot 10^{17}$—$5.6 \cdot 10^{18}$ Ohm·cm, energy of activation responsible for a charge relaxation электрически active defects — 1.2 eV.*

***Keywords:*** *lacquer coating, polarization, charge localization, electrically active defects.*

Известно, что для контроля качества лакокрасочного покрытия (ЛКП) применяют способы, в которых, используя электрический ток, испытанию подвергают образцы, помещенные в растворы электролитов (емкостно-омический метод и метод поляризационного сопротивления). Кроме того, существует метод, основанный на непосредственном определении удельного поперечного электрического сопротивления лакокрасочного покрытия.

Указанные способы позволяют оценить адгезионные свойства ЛКП, а по значению электрического сопротивления — способность покрытия защищать металл от коррозии. Так, например, известно, что хорошими защитными свойствами в морской воде обладают ЛКП, имеющие поперечное электрическое сопротивление более $10^8$ Ом·см$^2$.

Относительно высокие значения электрического сопротивления (ρ) лакокрасочных покрытий свидетельствуют о том, что они также как и обладающие высокими значениями ρ диэлектрики ($\rho > 10^{11}$ Ом·см) под действием электрического поля могут поляризоваться. Данные, полученные в результате исследования процессов поляризации, позволяют сделать выводы об электрофизических свойствах исследуемого материала, о дефектах его структуры [1—5]. Поэтому с целью определения указанных свойств и дефектов структуры были изучены процессы поляризации образцов лакокрасочного покрытия.

Объектами исследования при изучении процессов поляризации были куски лакокрасочного покрытия, появившиеся на крыле автомобиля (автомобиль выпущен в 1995 г.) в результате его коррозии. Габаритные размеры кусочков (плоско-параллельные образцы) не превосходили $2 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}5^{-2} \cdot 8 \cdot 10^{-3}$ [м]. Осмотр среза указанных образцов показал, что ЛКП состоит из нескольких слоев. Изучали исходные образцы, пластинки, не содержащие верхний слой — лак и покровную эмаль с пигментом. Исследовали образцы без нижнего слоя, который представлял собой антикоррозионный грунт бурого цвета, а также пластинки, не содержащие верхний и нижний слои (промежуточный слой белого цвета, сердцевина). Снятие слоев осуществляли посредством их сошлифовки.

Поляризацию ЛКП проводили (на воздухе) посредством воздействия на образцы постоянного электрического поля напряженностью ~$10^6$ В·м$^{-1}$ при температуре 70 °С в течение 0,2 ч. Далее образцы охлаждали (не снимая поля) до комнатной температуры.

Контроль наличия в образцах эффекта поляризации (после указанной ранее процедуры) проводили измеряя токи деполяризации (термостимулирован-

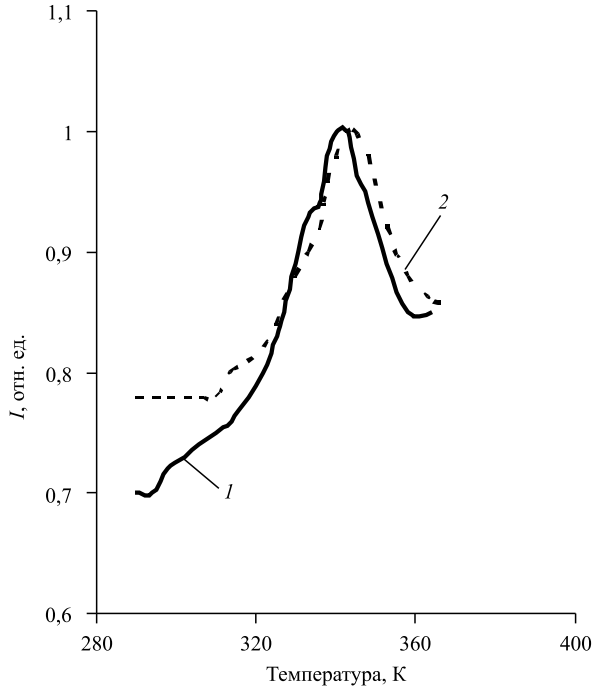



**Рис. 1. Спектры термостимулированного тока (*I*, отн. ед.) короткого замыкания в ЛКП:**

*1* — не содержащем нижний слой; *2* — в образцах промежуточного слоя (сердцевина)

ные токи короткого замыкания — (ТТКЗ) в режиме линейного нагревания (от 20 до ~150 °С) объектов исследования со скоростью ~5—6 град • мин$^{-1}$ [3—5]. В экспериментах использовали блокирующие электроды.

В результате проведенных исследований установлено, что в области температуры 344 К на кривых токов деполяризации при отжиге всех без исключения образцов наблюдаются экстремальные значения термотока (рис. 1). Это свидетельствует, что ЛКП не только поляризуется, но и содержит электрически активные дефекты (ход кривых ТТКЗ представляет собой процесс релаксации накопленного образцами ЛКП заряда). Энергия активации ($W_{акт}$) ответственных за релаксацию заряда электрически активных дефектов, рассчитанная по полуширине пика тока деполяризации [5], составила 1,2 эВ.

Для определения электрического сопротивления образцов ЛКП была снята кривая спонтанной релаксации заряда, определено время (τ) его жизни. На рис. 2 в координатах $q_t/q_0$ от $t$ представлено относительное изменение заряда от времени хранения образцов (на воздухе при 20 °С) после воздействия на них электрического поля.

$$q_t = q_0 \exp\left(\frac{-t}{\tau}\right), \qquad (1)$$

где τ — время релаксации заряда (время жизни); $t$ — время; $q_0$ — исходный заряд; $q_t$ — величина заряда в момент времени $t$ при постоянной температуре (20 °С).

Из хода зависимости $q_t/q_0$ от $t$ (см. рис. 2) следует, что плотность заряда ($q$) за время $7{,}2 \cdot 10^3$ с (2 ч) падает на 30 % и дальше плавно снижается. Значение τ определяли графически по наклону прямых в координатах $\ln(q_t/q_0)$ от $t$ (рис. 3).

Величину накопленного полимерами заряда рассчитывали графическим интегрированием зависимостей тока от времени.

Значения электропроводности образцов ЛКП оценивали с помощью соотношения [2]:

$$\sigma = \varepsilon_0 \varepsilon \tau^{-1}, \qquad (2)$$

где $\varepsilon_0$, ε — диэлектрические проницаемости вакуума ($\varepsilon_0 = 8{,}85 \cdot 10^{-12}$ Ф • м$^{-1}$) и исследуемого материала (ε ≅ 3 как среднее значение часто цитируемых в литературных источниках параметра диэлектрической проницаемости ЛКП) соответственно; τ — время релаксации заряда (время жизни), с.

Из хода приведенных зависимостей (см. рис. 2 и 3) следует, что релаксация заряда во времени описы-

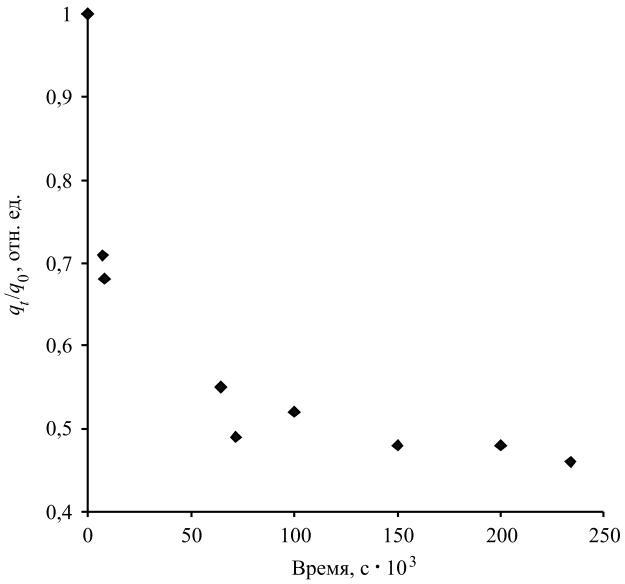



**Рис. 2. Изменение относительной величины заряда ($q_t \cdot q_0^{-1}$) от времени в образцах промежуточного слоя (сердцевине)**

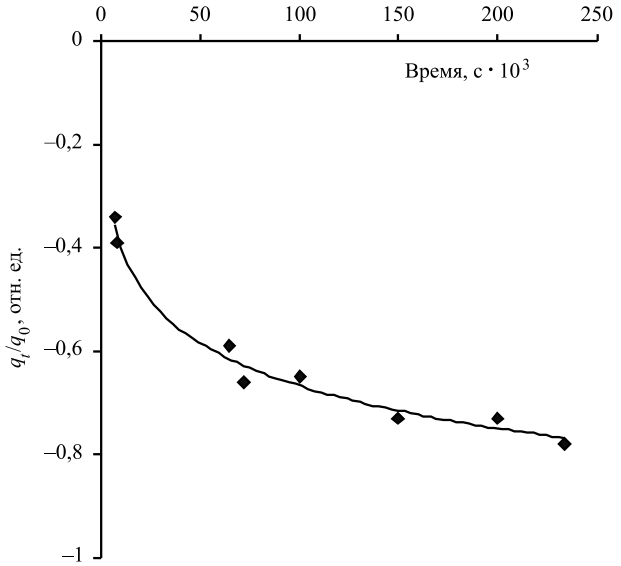



**Рис. 3. Зависимость изменения относительной величины заряда $\ln(q_t/q_0)$ от времени в поляризованных образцах промежуточного слоя (сердцевине)**

вается более сложным, чем экспоненциальный закон, выражением с двумя временами релаксации $1{,}5 \cdot 10^5$, $1{,}5 \cdot 10^6$ с. Это свидетельствует, что заряды локализуются как в тонком поверхностном слое, так и в объеме лакокрасочного покрытия. Значения электропроводности, рассчитанные по уравнению (2), составили $1{,}8 \cdot 10^{-16}$ и $1{,}8 \cdot 10^{-17}$ См/м ($\rho = 5{,}6 \cdot 10^{17}$ Ом • см, $\rho = 5{,}6 \cdot 10^{18}$ Ом • см).

Таким образом, образцы лакокрасочного покрытия под действием электрического поля поляризуются. Поляризация обусловлена локализацией зарядов, как в тонком поверхностном слое, так и в объеме лакокрасочного покрытия. Значения электрического сопротивления $5{,}6 \cdot 10^{17}$—$5{,}6 \cdot 10^{18}$ Ом • см, а также энергия активации (1,2 эВ) электрически активных дефектов близки к цитируемым для полимеров и полимерных материалов параметрам ρ и $W_{акт}$ [1, 3]. Причем значение $W_{акт}$ лакокрасочного покрытия близко к значениям энергии активации электрически активных дефектов в полистироле и полиэтилене, поляризованных с помощью неблокирующих электродов (в условиях инжекции заряженных частиц извне) [3]. Все это свидетельствует, что электрически активными дефектами в образцах ЛКП могут быть не только различные элементы структуры покрытия — как полимерного материала, но и заряженные частицы, например, в виде низкомолекулярных продуктов деструкции макромолекул или ионы примесей.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**


1. **Лущейкин Г. А.** Методы исследования электрических свойств полимеров. М.: Химия, 1998. 160 с.
2. **Громов В. В.** Электрический заряд в облученных материалах. М.: Энергоиздат. 1982. 112 с.
3. **Ходяков А. А., Громов В. В.** Поляризация полиэтилена и полистирола, легированных бромом // Материаловедение. 2003. № 4. С. 18—22.
4. **Ходяков А. А., Захарова Е. В., Меняйло К. А., Дарская Е. Н., Прошин И. М.** Электрофизические и сорбционные свойства отожженных образцов аргиллита // Материаловедение. — 2007. — № 6. — С. 35—39.
5. **Гороховатский Ю. А., Бордовский Г. А.** Термоактивационная токовая спектроскопия высокоомных полупроводников и диэлектриков. — М.: Наука, 1991. — 248 с.


## На "КАМАЗе" открылась школа для HR-специалистов

На "КАМАЗе" (входит в Госкорпорацию Ростех) заработала "Школа рекрутера" — информационная площадка для HR-специалистов, занимающихся подбором персонала.

Эта своеобразный профессиональный клуб, в котором сотрудники подразделений и организации ПАО "КАМАЗ" будут обмениваться опытом, делиться лучшими практиками, а также развивать профессиональные компетенции и навыки. В этом году в рамках школы должно быть проведено более двух десятков встреч, на которых выступят камазовские рекрутеры.

Планируется, что мероприятия пройдут в разных форматах. HR-специалистов ждут дискуссии, семинары, практикумы, круглые столы, ийтерактивные видеоряды, лекций и тренинги. Причем, место проведения будет меняться в зависимости от подразделения, в котором работает выступающий. Предполагается, что находясь "в гостях" друг у друга, участники школы смогут лучше узнать о методах работы своих коллег в области рекрутинга.

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

УДК 05.22.10

**Дубовик Е. А.,** аспирант, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону
E-mail: Dubovik1982@list.ru

# ОБОБЩЕННЫЙ КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ПРЕДПРИЯТИЯ СЕРВИСА ПО СЕГМЕНТУ РЫНКА

*Предлагается применение оригинального подхода к задаче многокритериального анализа конкурентоспособного предприятия сервиса (ПАС) по сегменту рынка. Предлагается использовать интегральный показатель достаточности для оценки конкурентоспособного ПАС на основе нечеткой информации отдельных критериев, определяемого введением мультипликативного метрезованного оператора свертки на множестве критериев.*

***Ключевые слова:*** *предприятие сервиса, достаточность, конкурентоспособность, критерий.*

*This paper considers the application of the original approach to the problem of multi-criteria analysis of the competitive enterprise service (PAS). Proposed to use the integral cent adequacy indicator for the assessment of competitive PAS based on fuzzy information of the individual criteria defined by the introduction of multiplicative metersaverage convolution operator on a set of criteria, among which are blurred in the sense of Zade relations.*

***Keywords:*** *enterprise service, adequacy, competitiveness, criterion.*

## Введение

В условиях экономического кризиса конкурентоспособность предприятия сервиса является важнейшим критерием функционирования на рынке оказания сервисных услуг. Конкурентоспособность ПАС во многом определяется правильными действиями руководства по принятию решений на стратегическое развитие ПАС в условиях недостаточности информации о деятельности конкурентов. Конечно, не стоит забывать о потребительских показателях (цена услуг, качество работ и культура обслуживания, различный сервис (кафе, места ожидания и т.д.) клиентов, которые обязаны учитывать руководители ПАС для продуктивной деятельности предприятия сервиса.

## Постановка задачи

В случае многокритериального оценивания конкурентоспособности (качества) различных ПАС вопрос о показателях качества (их количестве, значимости, методах измерения и т.п.) является не всегда очевидным. Естественно, что набор критериев должен охватывать все существенные стороны рассматриваемых объектов. В большинстве принципов оценки качества, в общем случае обычно принимается, что чем больше значение какого-либо показателя, характеризующего положительную сторону объекта, тем лучше. Однако применительно к ПАС это положение не всегда является справедливым. Поэтому предположим, что по каждому из показателей качества существует граница, за которой увеличение показателя бессмысленно, так как не приводит к действительному улучшению конкурентоспособности ПАС объекта и может быть даже вредным из-за возможного ухудшения других неконтролируемых показателей. Вводимую таким образом границу будем называть уровнем достаточности, а использованное положение — концепцией или аксиомой достаточности.

## Модель анализа качества

Модель анализа (оценки) качества включает:

1) предварительный анализ (формулировку проблемы и определение перечня характеристик исходного множества оценки объектов);

2) структурный анализ (структуризация проблемы, формулировка общей цели оценки и целей более низкого уровня, определение критериев, показывающих степень достижения этих целей);

3) анализ неопределенности (установление соответствия между действительным конкурентоспособного ПАС объекта и его положением в одно- или многомерном пространстве критериев);

4) анализ полезности или ценности (установление кардинальной полезности, т.е. отображение некоторого множества вариантов конкурентоспособного ПАС на числовую ось, имеющую содержательный смысл "лучше-хуже");

5) процедура оптимизации (поиск варианта решения, который максимизирует ожидаемую полезность).

Применительно к проблеме обеспечения требуемого качества конкурентоспособного ПАС первые три фазы анализа качества отрабатывались в ходе различных исследований. При этом по объему исследований и затраченному времени самой большой является фаза анализа неопределенностей, которая включает исследования по проблемам получения оценок качества и методам их подтверждения, т.е. имеет целью раскрытие всех неопределенностей в этих вопросах. Однако, как отмечено в [1], этапы формулировки проблемы целей оценки и анализа полезности (ценности), несмотря на кажущуюся тривиальность, являются очень важными, так как даже малая ошибка в постановке задачи приводит к неверному результату или, как говорят, "значительно хуже получить ответ на неправильно поставленный вопрос, чем неполный ответ на правильно сформулированную задачу".

Методический аппарат структуризации целей и определения частных критериев описан в [1]. С точки зрения анализа полезности и процедуры оптимизации более предпочтительным с методической и математической точек зрения являются подходы, основанные на использовании процедур оценивания, согласно которым лучшими по конкурентоспособного ПАС признаются объекты, получившие при отображении на числовую ось специального измеримого показателя большую (или меньшую) оценку. При этом обычно предполагается, что числовая оценка не зависит от того, какое исходное множество объектов рассматривается.

Следует отметить, что предлагаемый здесь подход к построению процедуры оценивания является не единственным, так как ее основным элементом служит правило (или принцип) оценивания, задающее отношение мультипликативного метризованного линейного порядка на множестве частных критериев. Обзор различных принципов оценивания объектов (выбора) по виду отношения, задаваемому на множестве критериев, и их разрешающей способности приведен в [2]. Предпочтительными являются принципы, которые полностью решают проблему оценивания или определяют выбор, т.е. позволяют установить для пары объектов $a_\nu$ и $a_\mu$, конкурентоспособность которых оценивается, однозначное заключение, что $a_\nu > a_\mu$ (объект $a_\nu$ "лучше" по конкурентоспособности объекта $a_\mu$), либо $a_\nu \sim a_\mu$ (объект $a_\nu$ равноценен объекту $a_\mu$), либо $a_\nu < a_\mu$ (объект $a_\nu$ "хуже" объекта $a_\mu$), и характеризуются векторами сравнений $S_{\nu\mu}$.

К числу таких принципов выбора относится принцип обобщенного критерия. Полезными также могут оказаться подходы, применяемые в лексикографических принципах выбора, когда на множестве частных критериев задается отношение сильного предпочтения. [3]. В частности, лексикографический принцип выбора с уровнями притязаний при наличии отношения сильного предпочтения на множестве частных критериев устанавливает равноценность объектов ($a_\nu \sim a_\mu$), если их оценки по всем критериям не ниже некоторых пороговых значений [4].

Этот критерий может быть использован для обоснования многокритериальной оценки качества при наличии по каждому из $m$ показателей заданного порогового значения $d_i$, превышение которого оценками $x_{i\nu}$ и $x_{i\mu}$ сравниваемых объектов (ν-го и μ-го) является необходимым и достаточным условием их равноценности по конкурентоспособности ПАС состоянию:

$$a_\nu \sim a_\mu \Leftrightarrow x_i^\nu \geqslant d_i,\ \ x_i^\mu \geqslant d_i,\ \ i = 1,\ldots,m. \qquad (1)$$

Данное условие представляет собой вариант математической формулировки концепции достаточности в оценки конкурентоспособного ПАС, а вводимая таким образом граница $d_i$ называется уровнем достаточности по каждому из показателей. Однако прямое использование этого принципа оценки качества предполагает наличие отношения сильного предпочтения на множестве критериев $K = \{K_1, K_2,\ldots, K_m\}$, задаваемого в виде:

$$K_1 \geqslant K_2 \geqslant K_3 \geqslant \ldots \geqslant K_m. \qquad (2)$$

Это в значительной степени ограничивает возможность его практического использования. С этой точки зрения, более целесообразным является использование принципа обобщенного критерия [5], когда на множестве критериев задается метризован-

ное мультипликативное отношение линейного порядка. В этом случае:

$$\begin{aligned} a_\nu \succ a_\mu &\Leftrightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\nu) > \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\mu); \\ a_\nu \sim a_\mu &\Leftrightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\nu) = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\mu), \end{aligned} \quad (3)$$

где $\alpha_i$ — коэффициенты, удовлетворяющие, например, условию:

$$\sum_{i=1}^{m} \alpha_i = 1. \quad (4)$$

Принципы оценивания (выбора) с несравнимыми критериями (принципы Парето, доминантности, Слейтера и др.), как правило, не определяют полностью оценку объекта и не могут однозначно произвести выбор.

В пользу использования в процедуре оценки качества принципа обобщенного критерия (показателя) говорит невозможность манипулирования результирующей оценкой при наличии оператора, агрегирующего набор строгих бинарных упорядочений вариантов по частным критериям в коллективную функцию одиночного выбора (в "синглтон"), когда оцениваемое множество одноэлементно, например, путем изменения отношения (2). Теорема Гиббарда—Саттервайта для этого случая доказывает, что оператор агрегирования неманипулируем, только если существует главный (решающий) критерий. Ввиду наличия условия (4) возможность манипулирования оценкой здесь исключена. Применительно к функциям оценивания их характеристическим свойством, защищающим от манипулирования, является монотонность оператора, отображающего исходное множество оцениваемых объектов на числовую ось "лучше-хуже", поэтому важным является получение такого монотонного оператора.

В качестве монотонного оператора отображения (свертки) исходного множества оцениваемых объектов на числовую ось "лучше-хуже" можно использовать метод, предложенный в работах [5, 6], где в качестве интегрального показателя рассматривается скалярная линейная функция от исходных критериев, определяемая размытым (в смысле Л. А. Заде) отношением на парах специально задаваемых объектов.

Необходимость использования аппарата нечетких множеств для задания размытых отношений обусловлена особенностями получения оценок по различным показателям, характеризующим конкурентоспособность ПАС, и разрабатываемых на этапе анализа неопределенностей моделей для оценки объектов и процессов. Учитывая недостаточную определенность априорной информации при оценки конкурентоспособности ПАС, касающуюся как отдельных показателей, так и объектов в целом, целесообразно использовать конкурентоспособности ПАС адаптационные модели оценивания, наряду с детерминированными. В данном случае при оценке неопределенность вызвана не только стохастическими причинами, а носит стратегический или концептуальный характер.

Для раскрытия такой неопределенности необходимо уточнение модели объекта в заданной области путем создания адекватных реальной обстановке расчетных методик функционирования сложных систем, в том числе в масштабе реального времени. Здесь необходимо подчеркнуть, что затраты на моделирование с целью оценки конкурентоспособности ПАС должны быть гораздо меньше возможных потерь от получения неадекватных оценок. Поэтому при недостатке информации в настоящее время для оценивания качества объекта широко используются методы, заключающиеся в установлении тем или иным способом однозначных значений только некоторых параметров. Заданные таким способом однозначные параметры значительно облегчают раскрытие дальнейшей неопределенности (механизмов и критериев оценивания качества конкурентоспособности ПАС), однако величина неопределенности исходных данных при этом остается неизменной.

Это и определяет необходимость использования предлагаемого научно-методического аппарата для достижения поставленной цели — оценки конкурентоспособности ПАС в условиях неопределенности ряда их характеристик и широкого спектра ограничений, устанавливаемых технической, эксплуатационной и уставной документацией.

### Определение вида и номенклатуры оказываемых услуг предприятиями сервиса

В табл. 1 сведены данные по виду оказываемых услуг (работ) пяти искомых ПАС населению.

Доля (емкость рынка сервисных работ), занимаемая на рынке оказываемых услуг (работ) каждым предприятием $D_i$, % определяется по формуле [9]:

$$D_i = \frac{E_{\text{ОБЩЗ}_i}}{E_{\text{ОБЩЗП}_i}} 100, \quad (5)$$

Таблица 1

| Вид услуг (работ) ПАС | ПАС | | | | | Общая занятая емкость, % | Свободная емкость, % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | *A* | *B* | *C* | *D* | *E* | | |
| Диагностика двигателя | — | — | 2 | 3 | 5 | 10 | 90 |
| ТО | — | — | 2 | 4 | 3 | 9 | 91 |
| Смазочные | — | — | 1 | 2 | 3 | 6 | 94 |
| Ремонт и регулировка тормозов | — | — | 2 | 5 | 6 | 13 | 87 |
| Электротехнические | — | — | 2 | 3 | 4 | 9 | 91 |
| Ремонт приборов системы питания | — | — | 3 | 4 | 5 | 12 | 88 |
| Шиномонтажные | 3 | 4 | 2 | 3 | 2 | 14 | 86 |
| ТР узлов, систем и агрегатов | — | — | — | 2 | 3 | 5 | 95 |
| Кузовные и арматурные | — | — | — | 2 | 1 | 3 | 97 |
| Окрасочные и антикоррозионные | — | — | — | 1 | 2 | 3 | 97 |
| Слесарно-механические (входит ТР ходовой части) | — | — | — | 2 | 3 | 5 | 95 |
| УМР | — | — | 2 | 4 | 4 | 10 | 90 |
| **Итого по видам работ:** | 3 | 4 | 16 | 35 | 41 | 99 | 1 |

где $E_{\text{ОБЩЗ}_i}$ — общая занимая емкость искомого ПАС, %; $E_{\text{ОБЩЗП}_i}$ — общая занимая емкость всех ПАС, %.

Доля, занимаемая на рынке оказываемых услуг (работ) ПАС $D_A$, %, определяется по формуле:

$$D_A = \frac{3}{99}100 = 3{,}03\ \%.$$

Доля, занимаемая на рынке оказываемых услуг (работ) ПАС $D_B$, %, определяется по формуле:

$$D_B = \frac{4}{99}100 = 4{,}04\ \%.$$

Доля, занимаемая на рынке ПАС $D_C$, %, определяется по формуле:

$$D_C = \frac{16}{99}100 = 16{,}16\ \%.$$

Доля, занимаемая на рынке оказываемых услуг (работ) ПАС $D_D$, %, определяется по формуле:

$$D_D = \frac{35}{99}100 = 35{,}35\ \%.$$

Доля, занимаемая на рынке оказываемых услуг (работ) ПАС $D_E$, %, определяется по формуле:

$$D_E = \frac{41}{99}100 = 41{,}41\ \%.$$

## Определение объема оказываемых услуг предприятиями сервиса

В табл. 2 сведены данные по виду оказываемых услуг (работ) искомых пяти ПАС, обслуживающих население 30 500 человек. Цены могут варьировать в различных диапазонах и количество ПАС, а также жителей может быть расширен или уменьшен в зависимости от значимости объектов сервиса и места проживания населения.

Объем продаж (реализация) сервисных услуг ПАС населению $V_{\text{ОПУ}}$, руб. определяется по формуле 5 [9]:

$$V_{\text{ОНУ}_i} = \frac{V_i}{\text{Ч}_\text{н}}, \qquad (6)$$

где $V_i$ — объем продаж автосервисных услуг ПАС населению, руб.; $\text{Ч}_\text{н}$ = 30 500 — численность населения, чел.

Таблица 2

| Вид услуг (работ) ПАС | ПАС и *V*, руб. | | | | | Общий объем продаж услуг населению, руб. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | *A* | *B* | *C* | *D* | *E* | |
| Диагностика двигателя | — | — | — | 3500 | 3900 | 7400 |
| ТО-1, ТО-2 (полнообъемное) | — | 4000 | 3800 | 3750 | 4500 | 12 050 |
| Смазочные (двигатель, трансмиссия, ходовая) | — | 1500 | 2500 | 2750 | 2300 | 9050 |
| Ремонт и регулировка тормозов | — | 1320 | 1500 | 1400 | 1430 | 5650 |
| Электротехнические | — | 900 | 870 | 880 | 1000 | 3650 |
| Ремонт приборов системы питания | — | 2300 | 3000 | 2670 | 4500 | 12 470 |
| Шиномонтажные | 200 | 230 | 250 | 220 | 190 | 1090 |
| ТР узлов, систем и агрегатов | — | 4000 | 5400 | 5000 | 6500 | 20 900 |
| Кузовные и арматурные | — | 28 000 | 40 000 | 37 000 | 42 000 | 147 000 |
| Окрасочные и антикоррозионные | — | 23 000 | — | 24 500 | 27 000 | 74 500 |
| Слесарно-механические (за 1 ч) | — | — | 550 | 620 | 590 | 1760 |
| УМР | 450 | 520 | 500 | 490 | 490 | 2450 |
| ТР ходовой части | — | — | 4800 | 6200 | 6000 | 17 000 |
| **Итого по работам:** | **650** | **61 270** | **63 170** | **88 980** | **100 400** | **314 970** |

Так как не все жители оснащены автотранспортом, то для корректировки численности населения используем коэффициент автовладельцев, пользующихся услугами ПАС и примем $k = 0{,}75$ [10].

$k$ — коэффициент, учитывающий число владельцев автомобилей, пользующихся услугами сервиса (обычно $k = 0{,}75 \div 0{,}9$) [10].

При выборе значений $k$ необходимо учитывать:

— насыщенность населения автомобилями;

— месторасположение других предприятий сервиса;

— дорожные и климатические условия района;

— продолжительность сезона эксплуатации и другие факторы.

$$Ч_н = Чk, \qquad (7)$$

где Ч — число жителей поселка, чел. (число жителей принято приближенно, бывает гораздо больше); $k$ — коэффициент, учитывающий число владельцев автомобилей, пользующихся услугами сервиса.

$$Ч_н = 30\,500 \cdot 0{,}75 = 22\,875 \text{ чел.}$$

Объем продаж $V_A$, руб. сервисных работ ПАС $A$ определяется по формуле:

$$V_A = \frac{650}{22\,875} = 0{,}0284.$$

Объем продаж $V_B$, руб. сервисных работ для населения ПАС $B$ определяется по формуле:

$$V_B = \frac{61\,270}{22\,875} = 2{,}8970.$$

Объем продаж $V_C$, руб. сервисных работ для населения ПАС $C$ определяется по формуле:

$$V_C = \frac{63\,170}{22\,875} = 2{,}7615.$$

Объем продаж $V_D$, руб. сервисных работ для населения ПАС $D$ определяется по формуле:

$$V_D = \frac{88\,980}{22\,875} = 3{,}8898.$$

Объем продаж $V_E$, руб. сервисных работ для населения ПАС $E$ определяется по формуле:

$$V_E = \frac{100\ 400}{22\ 875} = 4,3890.$$

### Оценка конкурентоспособного предприятия автосервиса по сегменту оказываемых услуг населению

Имея количественные показатели (вид и объем) оказываемых услуг, а также количественные данные определим сегмент рынка, занимаемое конкурентоспособным предприятием сервиса.

Сегмент рынка $C_Р$, % отражает размер рыночной ниши предприятия сервиса [9] и определяется по формуле:

$$C_Р = \frac{V_i}{D_i}, \qquad (8)$$

где $D_i$ — емкость рынка, занимаемая фирмой, %; $V_i$ — объем продаж (реализация) автосервисных работ населению, руб.

Процентное распределение долей (емкость рынка) $D_i$, % по оказываемым услугам (работам) населению:

— $A$ 3,03 %;
— $B$ 4,04 %;
— $C$ 16,16 %;
— $D$ 35,35 %;
— $E$ 41,41 %.

Процентное распределение объема $V_i$, руб. продаж автосервисных работ фирмой населению:

— $A$ 0,0284 руб.;
— $B$ 2,8970 руб.;
— $C$ 2,7615 руб.;
— $D$ 3,8898 руб.;
— $E$ 4,3890 руб.

Сегмент рынка автосервисных работ для фирмы $A$ определяется по формуле:

$$C_A = \frac{3,03}{0,0284} = 106,690\ \%.$$

Сегмент рынка автосервисных работ для фирмы $B$ определяется по формуле:

$$C_B = \frac{4,04}{2,8970} = 1,3979\ \%.$$

Сегмент рынка автосервисных работ для фирмы $C$ определяется по формуле:

$$C_C = \frac{16,16}{2,7615} = 5,8550\ \%.$$

Сегмент рынка автосервисных работ для фирмы $D$ определяется по формуле:

$$C_D = \frac{35,35}{3,8898} = 9,1108\ \%.$$

Сегмент рынка автосервисных работ для фирмы $E$ определяется по формуле:

$$C_E = \frac{41,41}{4,3890} = 9,43495\ \%.$$

### Пример оценки (анализа) качества объектов

В качестве примера рассмотрим оценку конкурентоспособности состояния различных ПАС по показателю сегмента автосервисных услуг населению.

В соответствии с введенной концепцией достаточности и реализующим ее критерием вида (3) "лучшим" по критерию конкурентоспособности признается ПАС, имеющий максимальное значение показателя достаточности. В этом случае степень интегрального отклонения частных показателей от требований (уровней достаточности) будет минимальной, тем самым обеспечивается максимальное качество конкурентоспособности ПАС.

Основная сложность получения критерия достаточности для конкурентоспособного ПАС заключается в определении весовых коэффициентов, которые устанавливают предпочтительность одних критериев по сравнению с другими. Используя функциональный способ определения весовых коэффициентов, оценим достаточность конкурентоспособного ПАС.

Полученные по результатам вычислений значения показателя достаточности $z_i$ ранжируют сравниваемые конкурентоспособные ПАС следующим образом (табл. 3).

Таким образом, предпочтительным является ПАС $A$, так как его уровень достаточности самый большой, непредпочтительным является ПАС $B$, его уровень достаточности наименьший в рейтинге ранжирования.

Таблица 3

| № п/п | Наименование ПАС | Значение показателя достаточности $z_i$ | Место в рейтинге |
|---|---|---|---|
| 1 | *A* | 0,106 | 1 |
| 2 | *B* | 0,000139 | 5 |
| 3 | *C* | 0,0005850 | 4 |
| 4 | *D* | 0,00091108 | 3 |
| 5 | *E* | 0,000943495 | 2 |

**Вывод:** рассмотренная здесь общая методика построения критерия оценивания может быть использована для построения требуемых критериев оценивания качества ПАС в современных условиях, так как опирается на апробированные методы теории принятия решений.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Кини Р. Л., Райфа Х.** Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения: Пер. с англ. — М.: Радио и связь, 1981. — 560 с.
2. **Литвак Б. Г.** О разрешающей способности принципов выбора при экспертных оценках // А и Т. — 1991. — № 2. — С. 162—170.
3. **Литвак Б. Г.** Экспертная информация. Методы получения и анализа. — М.: Радио и связь, 1982.
4. **Вентцель Е. С.** Исследование операций: задачи, принципы, методология. — М.: Наука, 1980.
5. **Мучник И. Б., Ослон А. А.** Методы построения интегрального показателя (обзор) // А и Т. — 1984. — № 10. — С. 5—23.
6. **Авен П. О.** Построение интегрального показателя в критериальном пространстве // А и Т. — 1985. — № 4. С. 87—91.
7. **Заде Л. А.** Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенного решения. — М.: Мир, 1976. — 165 с.
8. **Норвич А. М., Турксен И. Б.** Построение функций принадлежности // Нечеткие множества и теория возможностей. Последние достижения: пер. с англ. / Под. ред. Р. Р. Ягера. — М.: Радио и связь, 1986. — С. 64—71.
9. **Автосервис: станции технического обслуживания автомобилей:** Учебник / Грибут И. Э., Артюшенко В. М., Мазаева Н. П. и др. / Под ред. Шуплякова В. С., Свириденко Ю. П. — Альфа — М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2009. — 480 с.: с ил. — (Сервис и туризм).
10. **Напольский Г. М.** Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. М.: Транспорт, 1993, 272 с.


## Разработаны новые автомобили КАМАЗ для нефтегазового комплекса

В Набережных Челнах состоялась презентация новой спецтехники на шасси КАМАЗ для предприятий нефтегазового комплекса.

Специалистам нефтяных и газовых компаний Татарстана и Ханты-Мансийского автономного округа были представлены пять. новых моделей. Это пропановоз на шасси грузового автомобиля КАМАЗ-6560 (8×8.1), высокоскоростная вакуум-погрузочная машина Compel Vac 250 MB на шасси КАМАЗ-65201, а также спецтехника на шасси КАМАЗ-43118-RF — агрегат ремонта и обслуживания качалок, передвижная парогенераторная установка и установка для депарафинизации. Спецтехника разработана и изготовлена официальным дилером ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) — ООО "РИАТ".

Одна из презентованных новинок — агрегат ремонта и обслуживания станков-качалок на шасси КАМАЗ-43118-RF. Это техника широкого профиля применения. Основное ее предназначение — ремонт и профилактическое обслуживание оборудования нефтяных скважин, станков-качалок, а также наземного оборудования нефтепромыслов.

В числе представленных моделей — передвижная парогенераторная установка на шасси КАМАЗ-43118-RF. Она предназначена для очистительных операций с использованием нагретого пара под давлением. Новая установка имеет ряд преимуществ. При изготовлении котла применена принципиально новая технология сварки труб, позволяющая получать сварные швы без образования внутреннего грата, что снижает гидравлическое сопротивление в нагревателе, до минимальных значений. Кроме того, в топливной системе установлен редукционный клапан, предохраняющий оборудование от выхода из строя вследствие превышения давления.

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

УДК 656.13

**Д. А. Стрижевский, А. А. Козин, С. В. Карпеев,** канд. техн. наук, **А. В. Чванов,** канд. техн. наук, Саратовский государственный технический университет, **А. В. Кочетков,** д-р техн. наук, профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет
E-mail: soni81@mail.ru

# ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОПАСНОСТИ С УЧЕТОМ ОГРАНИЧЕНИЯ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

*Предложена линейная регрессионная модель влияния введения ограничений режима движения автомобильного транспорта, изменения международного индекса ровности и комплексного показателя транспортно-эксплуатационного состояния на уменьшение количества ДТП(ДУ), которая позволяет оценить коэффициенты относительного влияния с целью введения ограничений скоростного режима движения автомобильного транспорта.*

***Ключевые слова:*** *риск, автомобиль, комфорт движения, неровности, дорожное покрытие, автомобильные дороги, водитель.*

*The linear regression model of influence of introduction of restrictions of the mode of the movement of the motor transport, change of the international index of flatness and complex indicator of a transport and operational state on reduction of quantity of road accidents which allows to estimate coefficients of relative influence for purpose of introduction of restrictions of the high-speed mode of movement of motor transport is offered.*

**Keywords:** *risk, car, comfort movement, roughnesses, paving, highways, driver.*

Рассматривается важная прикладная задача совершенствования методов учета влияния показателей ровности дорожного покрытия в АБДД "ДОРОГА" на изменение числа дорожно-транспортных происшествий по причине дорожных условий ДТП(ДУ) для обоснования введения ограничений режима движения автомобильного транспорта [1—5].

В связи с этим проведен анализ массива информации о показателях ровности автомобильных дорог, сведений о ДТП на них, интенсивности движения и дорожных условиях, имеющихся в АБДД "ДОРОГА", а также разработана множественная регрессионная модель влияния введения ограничений режима движения автомобильного транспорта на уменьшение количества ДТП(ДУ) на основе данных АБДД "ДОРОГА" [6—9].

Линейный регрессионный анализ, применяемый в эконометрике, решает вопрос о том, насколько выборочные показатели связи между выходными и возмущающими факторами могут считаться достаточными для отнесения полученных выводов по выборке на всю совокупность фактов [1].

Метод используется при изучении зависимостей количественных и качественных признаков. Достоинством этого метода является его приспособленность к получению выводов на небольших по численности совокупностях. На основе линейного регрессионного анализа решаются следующие задачи [1]:

1) общей оценки достоверности различий в средних при группировке данных по одному или нескольким возмущающим факторам;

2) оценки достоверности взаимодействия между двумя и более числом факторов;

3) оценки частных различий между парами средних.

Зная перечень доминирующих факторов, переходят к оценке коэффициентов уравнения регрессии.

Формирование уравнения множественной регрессии складывается из нескольких этапов.

Исходные данные представляются в виде последовательностей значений зависимой переменной $y_1$ и независимых переменных $x_1, x_2,..., x_p$ (табл. 1).

Распределение $y_1$ проверяется на условие непротиворечия нормальному закону, при его отклонении

Таблица 1

**Представление исходных данных**

| $n$ | $x_1$ | $x_2$ | ... | $x_p$ | $y_1$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 0 | $x_{10}$ | $x_{20}$ | ... | $x_{p0}$ | $y_{10}$ |
| 1 | $x_{11}$ | $x_{21}$ | ... | $x_{p1}$ | $y_{11}$ |
| 2 | $x_{12}$ | $x_{22}$ | ... | $x_{p2}$ | $y_{12}$ |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| $N$ | $x_{1N}$ | $x_{2N}$ | ... | $x_{pN}$ | $y_{1N}$ |

от нормального распределения проводят преобразование распределения $y_{1к}$ нормальному.

Задача сводится к нахождению коэффициентов регрессии по результатам наблюдений.

Число подлежащих определению коэффициентов регрессии равно:

$$C_{p+d}^{d} = \frac{(p+d)!}{d!\,p!}, \qquad (1)$$

где $d$ — степень полинома.

Общий вид уравнения регрессии с неизвестными коэффициентами:

$$M\left\{y_1/x_1,\ldots,x_p\right\} = \tilde{y}_1 = \\ = b_0 + \sum_{u=1}^{p} b_u x_u + \sum_{u<j}^{p} b_{uj} x_u x_j + \sum_{u=1}^{p} b_{uu} x_u^2 + \ldots . \qquad (2)$$

Если регрессионное уравнение имеет вид линейного, то:

$$\tilde{y}_1 = b_0 x_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + b_5 x_5. \qquad (3)$$

Критерием сравнения моделей, представляемых полиномами различных степеней, служит величина остаточной дисперсии.

Результаты устройства верхнего слоя покрытия из щебеночно-мастичного асфальтобетона (ЩМА) в 2009—2010 гг. с введением ограничений скоростного режима дорожного движения представлены в табл. 2.

В качестве примера проведенной работы в 2009—2010 гг. по поиску участков концентрации ДТП и формированию перечня мероприятий по повышению безопасности дорожного движения (введение ограничений скоростного режима дорожного движения [1—3]) получены статистические данные из блока безопасности дорожного движения АБДД "ДОРОГА" по следующим объектам: автомобильная дорога М-53 "Байкал" от Челябинска до Читы; дорога М-7 "Волга" Республика Татарстан; подъезд к г. Ижевск и Пермь; автомобильная дорога Казань-Буинск-Ульяновск; автомобильная дорога "Казань-Оренбург"; дорога "Вятка"; автомобильная дорога М-7 "Волга" (Кировская область).

В качестве мероприятий по повышению безопасности дорожного движения было использование устройства верхнего слоя покрытия из щебеночно-

Таблица 2

**Устройство верхнего слоя покрытия из щебеночно-мастичного асфальтобетона (ЩМА) в 2009—2010 гг.**

| Титул дороги | Адрес участка | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Начало участка | | Конец участка | |
| | км | м | км | м |
| Автомобильная дорога М-53 "Байкал" от Челябинска до Читы | 792 | 600 | 797 | 600 |
| Республика Татарстан — дорога М-7 "Волга" | 940 | 335 | 946 | 0 |
| | 996 | 0 | 1001 | 590 |
| Подъезд к г. Ижевск и Пермь | 24 | 400 | 27 | 400 |
| Автомобильная дорога Казань — Буинск — Ульяновск | 93 | 200 | 103 | 0 |
| Автомобильная дорога Казань—Оренбург | 339 | 0 | 349 | 0 |
| Кировская область — дорога "Вятка" | 378 | 0 | 403 | 0 |
| Автомобильная дорога М-7 "Волга" | 812 | 0 | 815 | 0 |

Таблица 3

**Данные о количестве и уменьшении ДТП(ДУ) с учетом эффекта регулирования скорости движения**

| № | Изменение коэффициента сцепления | Изменение показателя ровности, см/км (max) | Изменение комплексного показателя ТЭС АД | Изменение количества ДТП | Эффект введения ограничений скорости движения | Изменение количества ДТП(ДУ) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0,05 | –29,2 | –0,01 | –15 | –4 | –10 |
| 2 | 0,13 | –130,38 | 0 | –3 | –3 | –6 |
| 3 | 0,14 | –190,46 | 0 | –4 | –4 | –7 |
| 4 | 0,01 | –6,0 | 0 | 0 | 2 | –1 |
| 5 | 0,03 | –75,5 | –0,03 | –4 | –1 | –5 |
| 6 | 0 | –94,2 | –0,01 | –3 | –2 | –3 |
| 7 | –0,04 | –17,8 | –0,14 | –72 | –77 | –6 |
| 8 | –0,09 | 21,9 | –0,02 | –4 | –6 | –2 |

мастичного асфальтобетона (ЩМА), а также совмещенное с ним регулирование скорости транспортного потока дорожными знаками и световыми табло, а также дорожной разметкой.

Данные о количестве и уменьшении ДТП(ДУ) и комплексе доминирующих влияющих факторов с учетом эффекта введения ограничений скоростного режима дорожного движения (скорости движения) приведены в табл. 3.

Выходной параметр эконометрического уравнения — уменьшение числа ДТП по причине дорожных условий $P$ (целочисленный, от 0 до 1000).

Влияющие доминирующие факторы:

$X_1$: изменение коэффициента сцепления;

$X_2$: изменение международного индекса ровности;

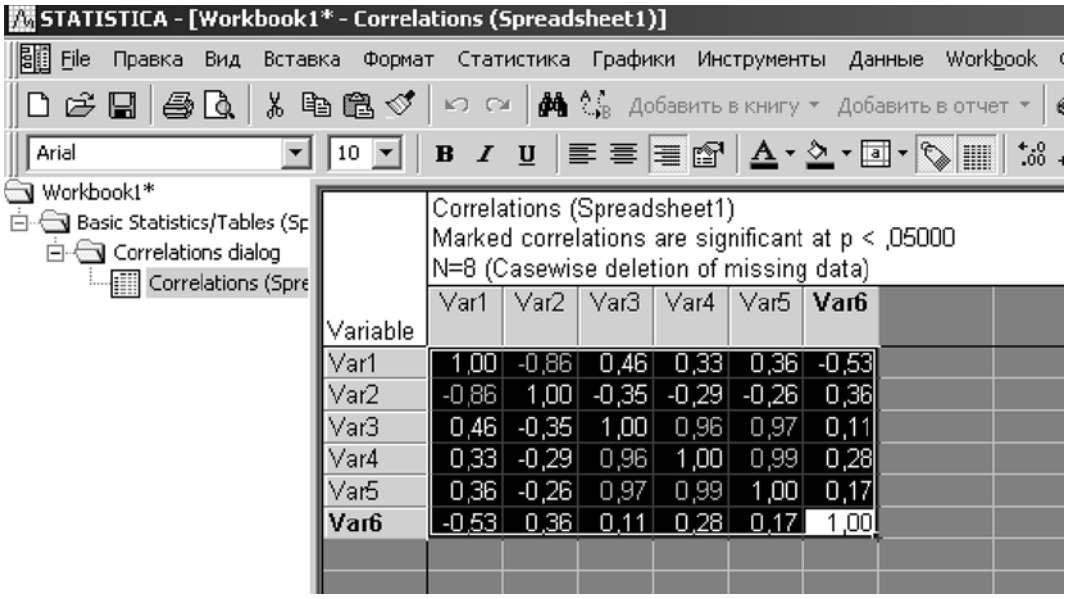
$X_3$: изменение комплексного показателя ТЭС АД;

$X_4$: изменение количества ДТП.

$X_5$: эффект введения ограничений скорости движения (изменение числа ДТП).

Результаты работы программного комплекса STATISTICA 6 по построению матрицы множественной корреляции приведены на рис. 1.

Изменение комплексного показателя ТЭС АД ($X_3$) хорошо коррелируется с изменением количества




| Variable | Var1 | Var2 | Var3 | Var4 | Var5 | Var6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Var1 | 1,00 | -0,86 | 0,46 | 0,33 | 0,36 | -0,53 |
| Var2 | -0,86 | 1,00 | -0,35 | -0,29 | -0,26 | 0,36 |
| Var3 | 0,46 | -0,35 | 1,00 | 0,96 | 0,97 | 0,11 |
| Var4 | 0,33 | -0,29 | 0,96 | 1,00 | 0,99 | 0,28 |
| Var5 | 0,36 | -0,26 | 0,97 | 0,99 | 1,00 | 0,17 |
| Var6 | -0,53 | 0,36 | 0,11 | 0,28 | 0,17 | 1,00 |

**Рис. 1. Результаты расчета в STATISTICA 6 (построение матрицы множественной корреляции)**

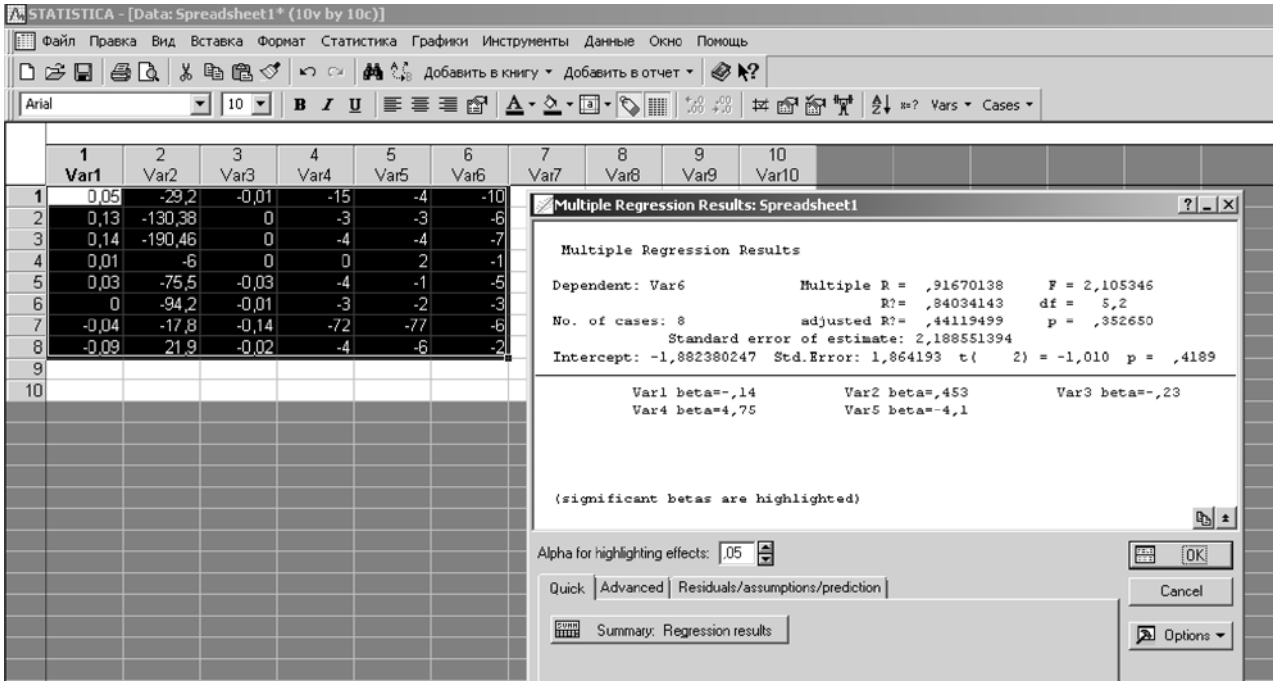



**Рис. 2. Результаты расчета в STATISTICA 6**

ДТП ($X_4$) $K_{X3,X4} = 0{,}96$ и эффектом введения ограничений скорости движения ($X_5$) $K_{X3,X5} = 0{,}99$.

Важным научным результатом следует признать высокое значение парной корреляции между изменением коэффициента сцепления и изменением показателя ровности $K_{X1,X2} = -0{,}86$.

Также можно признать средним уровень корреляции между уменьшением числа ДТП по причине дорожных условий $P$ и изменением коэффициента сцепления $K_{X1,X6} = -0{,}53$.

Результаты вычислений с помощью программы STATISTICA 6 по оценке параметров линейной регрессионной модели "уменьшение числа ДТП по причине ДУ — комплекс доминирующих факторов" показаны на рис. 2.

Результаты вычислений с помощью программы STATISTICA 6 по оценке параметров линейной регрессионной модели "уменьшение числа ДТП по причине ДУ — комплекс доминирующих факторов" с учетом введения ограничений скоростного режима получены следующие результаты.

Уточненный диапазон коэффициента множественной корреляции:

$$R = 0{,}917,\ p = 0{,}352.$$

Множественное линейное регрессионное уравнение "уменьшение числа ДТП по причине дорожных условий — комплекс влияющих факторов" имеет вид:

$$P = V_{ar1}X_1 + V_{ar2}X_2 + V_{ar3}X_3 + V_{ar4}X_4 + V_{ar5}X_5. \quad (5)$$

$$P = -0{,}14X_1 + 0{,}45X_2 - 0{,}231X_3 + 4{,}75X_4 - 4{,}1X_5. \quad (6)$$

Проведен анализ множественного линейного регрессионного уравнения на содержательность. Действительно, число ДТП по причине дорожных условий $P$ тем меньше, чем больше изменение коэффициента сцепления $X_1$, изменение комплексного показателя ТЭС АД $X_3$ и эффект введения ограничений скорости движения $X_5$; и тем больше, чем больше изменение международного индекса ровности $X_2$ и изменение количества ДТП $X_4$. Это соответствует их реальным изменениям.

Например, число ДТП уменьшится на 0,14 %, если значение коэффициента сцепления увеличится на 1,0 %. Число ДТП увеличится на 0,45 %, если международный индекс ровности увеличится на 0,45 %. Число ДТП уменьшится на 4,12 %, если эффект от введения ограничений скорости увеличится на 1,0 %.

Количество ДТП не является управляемым фактором, из рассмотрения перечня мероприятий его можно исключить. При анализе изменения комплексного показателя ТЭС АД часто достаточно привести в соответствие требуемым нормативам

лишь один из изменившихся показателей, чтобы его повысить. После определения значимости влияния каждого из факторов определяют стоимость и время работ по реализации мероприятий по каждому из них. Определяют суммарную эффективность для каждого из проектируемых вариантов (сочетаний мероприятий).

Для данного примера для проектировщика рекомендуется как самый эффективный и своевременный выбирать ограничение скоростного режима (снижать со 100 до 90 км/ч). Более дорогим является совместное ограничение скоростного режима (снижать со 100 до 90 км/ч) и срочное восстановление разметки в перечне мероприятий по повышению комплексного показателя ТЭС АД.

## Выводы

1. Рассмотрены особенности применения регрессионного анализа и теоретико-вероятностного подхода при исследовании изменения влияющих факторов и параметров на изменение показателей аварийности.

2. В результате применения программы STATISTICA6 вычислены коэффициенты относительного влияния введения ограничений режима движения автомобильного транспорта на дорогах федерального значения, изменения международного индекса ровности и комплексного показателя транспортно-эксплуатационного состояния на уменьшение количества ДТП по причине дорожных условий с целью введения ограничений скоростного режима движения автомобильного транспорта.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Стрижевский Д. А.** Дорожно-транспортные происшествия с сопутствующими дорожными условиями на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения / А. А.Сухов, Д. А.Стрижевский, А. В. Кочетков // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2013. Т. 7. № 21 (124). — С. 91—99.
2. **Стрижевский Д. А.** Повышение безопасности дорожного движения на основе совершенствования структуры отраслевой диагностики федеральных автомобильных дорог / А. В. Кочетков, Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов и др. // Вестник СамГУПС. 2013. — № 1. — С. 54—61.
3. **Стрижевский Д. А.** Безопасность автомобильных дорог: методический анализ применения показателя ровности IRI в системе диагностики автомобильных дорог / А. В. Кочетков, Л. В. Янковский, Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов // Грузовик. — 2013. — № 12. — С. 32—35.
4. **Стрижевский Д. А.** Безопасность дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения / А. А. Сухов, Д. С. Стрижевский, А. В. Кочетков // Грузовик. — 2014. — № 2. — С. 36—41.
5. **Стрижевский Д. А.** Исследование влияния продольной ровности поверхности дорожного покрытия на безопасность дорожного движения / В. В. Чванов, Д. А. Стрижевский // Дороги и мосты. Вып. 21/1. — М., 2009. — С. 191—198.
6. **Стрижевский Д. А.** Обоснование требований к ровности дорожных покрытий с учетом обеспечения безопасности движения / В. В. Чванов, Д. А. Стрижевский // Дороги и мосты. Вып. 24/2. — М., 2010. — С. 171—175.
7. **Стрижевский Д. А.** О закономерностях изменения показателя риска возникновения дорожно-транспортных происшествий / А. В. Кочетков, Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов // Дороги и мосты. — 2013. — № 2 (30). — С. 250—256.
8. **Стрижевский Д. А.** Нормативное и технологическое развитие инновационной деятельности дорожного хозяйства / С. П. Аржанухина, А. В. Кочетков, А. С. Козин, Д. А. Стрижевский // Интернет-журнал "Науковедение". Идентификационный номер статьи: 43ТВН412. 2012. № 4.
9. **Стрижевский Д. А.** Совершенствование структуры отраслевой диагностики федеральных автомобильных дорог / С. П. Аржанухина, А. В. Кочетков, А. С. Козин, Д. А. Стрижевский // Интернет-журнал "Науковедение". Идентификационный номер статьи: 44ТВН412. 2012. № 4.

## Исполняется 45 лет прессово-рамному заводу "КАМАЗа"

45 лет исполнилось прессово-рамному заводу "КАМАЗа" (входит в Госкорпорацию Ростех), одному из крупнейших и современных заводов в России.

По словам директора ПРЗ Александра Рыбакова, в 2015 году на предприятии изготовлено товарной продукции на 8,37 млрд рублей, выпущено 29 тыс. рам и 29,7 тыс. кабин. "Несмотря на кризис, именно прошлый год был ознаменован завершением трех крупных проектов: запуском линии очистки металла, внедрением новой технологии изготовления балки картера, стартом участка по сварке новой кабины из отдельных деталей, — отметил он. — Наш завод самый номенклатурный: у нас 52 тыс. выходных позиций, и мы можем оперативно выполнять заказы технологического центра по изготовлению новых деталей".

В ноябре 2015 года на "КАМАЗе" стартовал проект по освоению кабины нового поколения. Рядом с заводом двигателей строится современное производство каркасов кабин. "Поставлять комплектующие для этой кабины будет наш завод, предусмотрена глубокая локализация этой кабины, причем штамповать детали будем из российского металла, что существенно снизит стоимость каркаса", — сказал Рыбаков.

На территории ПРЗ на площади в 10 тыс. кв. метров разместится участок штамповки деталей, который по оснащению будет соответствовать всем требованиям качества. Для этого планируется закупить новую линию штамповки крупных деталей, новую измерительную лабораторию, две линии раскроя металла: продольную и поперечную, а также модернизировать линию из пяти прессов для штамповки средних и мелких деталей. В 2018 году все оборудование должно быть сдано и запущено, чтобы испытание штампов для новой кабины производилось уже на действующем оборудовании.

Многое сделано не только в области модернизации, но и в развитии Производственной системы "КАМАЗа", а также в повышении культуры производства. Успешно проведена работа по исполнению заказов: с 2008 года время такта по сборке рам снизилось на 45% на первом конвейере (с 400 секунд до 225) и на 50% — на втором (с 700 секунд до 340). Удалось добиться снижения простоев главных конвейеров на автомобильном заводе из-за недопоставки с ПРЗ на 60 %. "В области качества дефектность снижена почти в восемь раз, — с гордостью отметил Александр Рыбаков. — В прошлом году внедрено 244 кайдзен-проекта, которые принесли 204 млн рублей экономии, а всего, начиная с 2008 года, общий экономический эффект от внедрения более трех тысяч кайдзен-проектов на ПРЗ составил 2,1 млрд рублей".

## "КАМАЗ" поставил партию спецтехники концерну "Туркменгаз"

ПАО "КАМАЗ" поставило крупную партию автомобилей в адрес Государственного концерна "Туркменгаз". Реализованная спецтехника стала очередным пунктом выполнения программы поставок в рамках Постановления о закупке камазовской техники в количестве 1492 единиц, подписанного Президентом Туркменистана Гурбангулы Бердымухамедовым в ноябре 2014 года.

Транспорт различного назначения — самосвалы, бортовые автомобили, автоцистерны, автокраны, автомастерские, пожарные автомобили производства "КАМАЗ" — поступил в Шатлыкское транспортное управление Государственного концерна "Туркменгаз". Спецтехника будет использована в строительстве международного газопровода "Туркменистан—Афганистан—Пакистан—Индия". Это очередной этап освоения газового месторождения "Галкыныш", занимающего одно из ведущих мест в мире по объему газовых запасов. Кроме того, автомобили КАМАЗ планируется задействовать при проведении разведочных нефтегазовых работ в различных уголках Туркменистана.

Благодаря соотношению эксплуатационных показателей и стоимости, а также уровню надежности, техника на базе шасси КАМАЗ является привлекательной для потребителя. Высокое качество продукции обусловлено сотрудничеством ПАО "КАМАЗ" с заводами спецтехники, производящими надстройки с использованием новых технологий и современного оборудования. Все поставленные в адрес концерна "Туркменгаз" автомобили имеют сертификаты соответствия требованиям ГОСТ Р ИСО 9001--2008 (ИСО 9001:2008).

Рынок грузовой автотехники Туркменистана является одним из важнейших для ПАО "КАМАЗ". С 2006 года поставлено более 6000 автомобилей и спецтехники на шасси КАМАЗ. Кроме того, в июле 2008 года в г. Ашхабад состоялось открытие Учебно-сервисного центра "КАМАЗ". Кроме поставки автомобилей и спецтехники на шасси КАМАЗ, российский автогигант осуществляет гарантийное обслуживание и сервис реализованных грузовиков, а также обучение и подготовку высококвалифицированных туркменских специалистов. ПАО "КАМАЗ" имеет широкую дилерскую сеть в Туркменистане и заинтересовано в расширении своего присутствия на этом рынке. Поставки автомобилей для туркменских компаний продолжатся.

*Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"*

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 14.03.2016. Подписано в печать 18.04.2016. 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 «Адвансед солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**