

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство
"Инновационное машиностроение"

Главный редактор **И. Ф. ГУМЕРОВ**, канд. техн. наук,
заместитель генерального директора ПАО "КАМАЗ" —
директор по развитию

Заместитель главного редактора **А. С. САВЧЕНКО**

Редакционный совет

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

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

Корпункт:

Я. Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:

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

Адрес издательства:

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

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

Подписной индекс:

по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

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

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



В НОМЕРЕ:

Конструкция

- 3** Жестков М. Н., Сазонова М. Л., Шмелев В. В., Валеев Д. Х., Карабцев В. С., Русаков В. В. Методика моделирования гидродинамических процессов в картере ведущего моста автомобиля семейства "КАМАЗ"

Исследования. Расчет

- 10** Русинов Р. В., Худорожков С. И., Добрецов Р. Ю., Войнаш С. А. Индикаторный и эффективный КПД поршневых двигателей внутреннего сгорания

- 16** Коптилов В. И. Влияние крутящего момента на радиус качения ведущего колеса автомобиля

Эксплуатация. Ремонт

- 21** Нечаев В. В. Методика поиска и распознавания видов отказа автомобильной техники

- 28** Денисов А. С., Верхутов А. А., Горшенина Е. Ю., Игнатъев А. А., Виноградов М. В., Добряков В. А. Алгоритм виброакустической дефектовки коленчатых валов автомобильных двигателей

Транспортный комплекс

- 33** Кудряшов М. А., Мороз Д. Г., Прокопенков А. В. Методический подход к оценке качества транспортного обслуживания на электробусных маршрутах

Безопасность

- 39** Напхоненко Н. В., Караева М. Р. Оценка эффективности и критерии результативности работы АТП по профилактике ДТП

- 43** Грушников В. А. О достоверности оценки дорожной безопасности

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House
"Innovative Engineering"

Editor-in-Chief I. F. GUMEROV, cand. tehn. s.,
deputy general director JSC "KAMAZ" —
director of development

Deputy Editor-in-Chief A. S. SAVCHENKO

Editorial council

V. S. Antipenko,

dr. en. s., prof.

E. V. Balakina,

dr. en. s., prof.

D. H. Valeev,

dr. en. s.

Ju. E. Vasilyev,

dr. en. s., prof.

S. M. Gaidar,

dr. en. s., prof.

L. V. Grekhov,

dr. en. s., prof.

V. A. Zorin,

dr. en. s., prof.

M. Ju. Karelina,

dr. en. s., prof.

N. T. Katanaev,

dr. en. s., prof.

V. N. Kozlovsky,

dr. en. s., prof.

V. V. Komarov,

cand. tehn. s.

A. V. Kochetkov,

dr. en. s., prof.

V. A. Markov,

dr. en. s., prof.

L. B. Mirotin,

dr. en. s., prof.

A. N. Novikov,

dr. en. s., prof.

A. N. Rementsov,

dr. hab. phd in en. s.

O. N. Rumyantseva,

gen. dir. JSC "Publisher

"Innovative Engineering"

A. F. Sinelnikov,

cand. tehn. s., prof.

A. A. Solntsev,

dr. en. s., prof.

V. S. Ustymenko,

cand. tehn. s.

J. A. Faskhiyev,

dr. en. s., prof.

N. D. Chaynov,

dr. en. s., prof.

Correspondent's office:

Ya. E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:

107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12

Ph. (499) 269-48-96

E-mail: gruzovik@mashin.ru; gruzovik.mashin@gmail.com;

http://www.mashin.ru

Address of publishing house:

107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2

Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for
Supervision of Communications,
Information Technology and Mass Communications
(Roskomnadzor).

Registration number PI number FS77.-63955
on December 9, 2015

Subscription index:

according to the integrated catalog

"Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House,
"Truck", 2020



CONTENTS:

Design

- 3** Zhestkov M. N., Sazonova M. L.,
Shmelev V. V., Valeev D. Kh., Karabtsev V. S.,
Rusakov V. V. Methodology for modeling
hydrodynamic processes in the crankcase
of the drive axle of a KAMAZ family car

Research. Payment

- 10** Rusinov R. V., Khudorozhkov S. I.,
Dobretsov R. Yu., Voinash S. A. Indicator and
effective efficiency of reciprocating internal
combustion engines
- 16** Kopotilov V. I. Effect of torque on the rolling
radius of the drive wheel of a vehicle

Exploitation. Repairs

- 21** Nechaev V. V. Technique of search and
recognition of types of failure of automotive
equipment
- 28** Denisov A. S., Verkhutov A. A.,
Gorshenina E. Yu., Ignatiev A. A.,
Vinogradov M. V., Dobryakov V. A. Algorithm
for vibroacoustic detection of crankshafts
of automobile engines

Transport complex

- 33** Kudryashov M. A., Moroz D. G.,
Prokopenkov A. V. A methodological approach
to assessing the quality of transport services
on electric bus routes

Safety

- 39** Napkhonenko N. V., Karaeva M. R. Efficiency
assessment and performance criteria of ATP
on the prevention of road accidents
- 43** Grushnikov V. A. On the reliability of the road
safety assessment

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.351

М. Н. Жестков, М. Л. Сазонова, В. В. Шмелев, ООО "ТЕСИС", e-mail: info@tesis.com.ru,
Д. Х. Валеев, д-р техн. наук, В. С. Карабцев, канд. техн. наук,
В. В. Русаков, ПАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАРТЕРЕ ВЕДУЩЕГО МОСТА АВТОМОБИЛЯ СЕМЕЙСТВА "КАМАЗ"

В настоящей работе представлена методика разработки расчетной модели и результаты численного моделирования в программном комплексе FlowVision гидродинамических процессов в картере ведущего моста автомобиля семейства "КАМАЗ". В ходе исследования рассмотрены три режима работы агрегата, отличающихся рабочей температурой трансмиссионного масла и угловыми скоростями вращающихся деталей. Это позволило оценить динамику движения масла и эффективность смазывания поверхностей деталей. На основе экспертной оценки и анализа результатов моделирования сделаны выводы об адекватности разработанной расчетной модели и возможности применения данного программного комплекса для исследования гидродинамических процессов в картере ведущего моста автомобиля семейства "КАМАЗ" и других агрегатов.

Ключевые слова: программный комплекс FlowVision, модель течения, математическая модель, трансмиссия, сателлиты, граничные условия, гидродинамические процессы в картере ведущего моста.

The current work presents a development methodology of calculation model and results of numerical simulation in FlowVision software of hydrodynamic processes in the driving axle housing of a "KAMAZ" family vehicle. In the research process we studied three operating modes of the aggregate different from each other with gear oil operating temperature and angular speeds of rotating parts. It allowed us to evaluate dynamics of oil movement and effectiveness of parts surfaces lubrication. On the basis of expert review and simulation results analysis we made conclusions on conformity of the calculation model and possibility of using this software to research hydrodynamic processes in the driving axle housing of "KAMAZ" family vehicle and other aggregates.

Keywords: FlowVision software, flow model, mathematic model, gear, satellites, boundary conditions, hydrodynamic processes in the driving axle housing.

Ведущие мосты грузового автомобиля оказывают непосредственное влияние на многие потребительские свойства автомобиля — надежность, динамические свойства, топливную экономичность, уровни внешнего шума, проходимость и т. д. Практикой доказано, что указанные свойства автомобиля в значительной степени определяются режимами смазки вращающихся деталей и характеристиками трансмиссионного масла.

Исследованию условий работы механизмов ведущего моста грузового автомобиля и его системы смазки в условиях лабораторных и стендовых испытаний посвящены работы зарубежных [1] и отечественных специалистов [2]. Авторами работы [3] по результатам экспериментальных исследований дана оценка влияния энергосберегающей присадки к трансмиссионному маслу на коэффициент полезного действия ведущего моста. Показано, что за счет этой присадки можно получить снижение потерь мощности в ведущих мостах грузового автомобиля до 8,5 %.

В последние годы в практике проектирования автомобильной, тракторной и сельскохозяйственной техники все большее применение находят технологии "цифровых испытаний" или компьютерного моделирования. Так, авторы работ [4—6] предложили применять аппарат математического моделирования для расчета подач масла к деталям и агрегатам трансмиссий сельскохозяйственных машин. На основе выполненных расчетных исследований доказано, что применение предложенных специалистами методов решений уравнений гидродинамики позволяет с достаточной точностью рассчитывать поступление масла к различным деталям трансмиссии.

Цель настоящей работы — разработать методику создания расчетной модели в программном комплексе FlowVision для расчета и анализа гидродинамических процессов смазки в картере ведущего моста автомобиля семейства "КАМАЗ".

Геометрическая модель ведущего моста

Численное моделирование гидродинамических процессов в картере ведущего моста автомобиля семейства "КАМАЗ" выполнено в программном комплексе FlowVision. Общий вид картера представлен на рис. 1.

Твердотельные геометрические модели исследуемого фрагмента картера моста — проточная часть, а также ведущее и центральное колеса, две полуоси, сателлиты и подшипники — приведены на рис. 2—3.

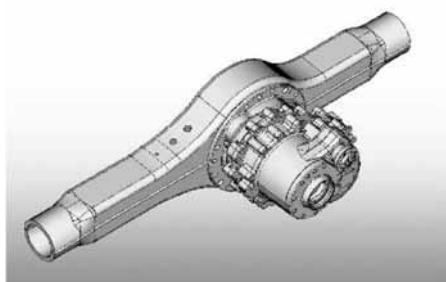


Рис. 1. Картер ведущего моста



Рис. 2. Твердотельная модель фрагмента картера моста в сборе



Рис. 3. Твердотельные модели подвижных элементов картера:

a — полуоси и сателлиты; *б* — ведущее, центральное колеса и подшипники

Расчетные режимы

Моделирование гидродинамических процессов в картере моста выполнено для следующих трех режимов его работы:

1 — частота вращения ведущего колеса 2500 об/мин; полуоси вращаются с одинаковой частотой, температура масла $T = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

2 — частота вращения ведущего колеса 2500 об/мин; полуоси вращаются с одинаковой частотой; температура масла $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$;

3 — частота вращения ведущего колеса 1600 об/мин; одна полуось вращается с частотой в два раза меньшей, чем другая; температура масла $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Уравнения динамики течения трансмиссионного масла

Исследование распределения масла в рабочей области картера ведущего моста выполнено в рамках модели течения несжимаемой жидкости под действием вращающихся элементов конструкции в поле тяжести. Модель содержит следующие уравнения, описывающие поля скорости и давления:

уравнение неразрывности

$$\nabla(\rho\mathbf{V}) = 0; \quad (1)$$

уравнения Навье—Стокса

$$\frac{\partial \rho \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\nabla P + \nabla \hat{\tau}_{eff} + \rho \mathbf{g}, \quad (2)$$

$$\hat{\tau}_{eff} = (\mu + \mu_t) \left(2\hat{S} - \frac{2}{3}(\nabla \mathbf{V}) \hat{\mathbf{I}} \right), \quad (3)$$

где ρ — плотность масла, кг/м^3 ; t — время, с ; \mathbf{V} — вектор скорости, м/с ; P — давление, Па ; $\hat{\tau}_{eff}$ — эффективный тензор вязких напряжений, Па ; μ — молекулярный коэффициент динамической вязкости, $\text{кг/(м}\cdot\text{с)}$; μ_t — турбулентный коэффициент динамической вязкости, $\text{кг/(м}\cdot\text{с)}$; \hat{S} — тензор скоростей деформации, с^{-1} ; $S_{ij} = \partial V_i / \partial x_j + \partial V_j / \partial x_i$ — компоненты тензора скоростей деформации, с^{-1} ; $\hat{\mathbf{I}}$ — единичный тензор; \otimes — символ векторного произведения; \mathbf{g} — вектор ускорения свободного падения, м/с^2 .

Для моделирования переменной во времени границы раздела "трансмиссионное масло — внешняя среда", включая брызгообразование, применена модель переноса фазы "VOF" (Volume Of Fluid). Перенос фазы описывается уравнением для объемной доли фазы масла в расчетной ячейке:



Рис. 4. Начальный уровень заливки масла

$$\frac{\partial F}{\partial t} = V \nabla F = 0, \quad (4)$$

где F — переменная VOF.

Переменная F принимает значения от 0 (в ячейке нет масла) до 1 (ячейка полностью заполнена маслом). При $0 < F < 1$ ячейка, содержащая границу раздела между маслом и внешней средой, делится на две — полностью заполненную маслом и пустую. Начальный уровень заливки масла соответствует значению 46 % от полной высоты картера (см. рис. 4).

Физические параметры масла

Плотность масла рассчитывалась по формуле:

$$\rho|_T = \rho|_{20^\circ\text{C}} - \Delta T(T - 20),$$

где $\rho|_T$ — плотность при расчетной температуре; $\rho|_{20^\circ\text{C}}$ — плотность при температуре 20°C , равная 900 кг/м^3 ; ΔT — поправочный коэффициент, равный $0,00062 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{K}^\circ)$; T — расчетная температура.

Молекулярная динамическая вязкость масла вычислялась по формуле:

$$\mu = 39,16885 - 0,3915575T.$$

В ходе исследования для каждого расчетного случая температура задавалась постоянной.

Моделирование вращающихся элементов

Для моделирования вращения ведущего и центрального колес, двух полуосей с подшипниками и сателлитов с учетом зубчатых зацеплений использовался модуль "Подвижные тела". Данный

модуль позволяет моделировать движение твердых тел, в том числе по заданному закону, в данном исследовании — вращение с заданной угловой скоростью. В FlowVision вращение подвижного тела задается проекциями вектора угловой скорости на оси основной системы координат ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$).

Для ведущего колеса определяется вектор $(0, 0, \omega_z)$, для других подвижных элементов, за исключением сателлитов, — вектор $(\omega_x, 0, 0)$ в системе координат, представленной на рис. 5. Движение сателлитов представляет собой сложное движение. Сателлит вращается с частотой $\omega_{\text{собств}}$ вокруг собственной оси симметрии, которая вращается с частотой $\omega_{\text{центр}}$, совпадающей с частотой вращения центрального колеса (см. рис. 5).

Таким образом, для каждого сателлита мгновенный вектор угловой скорости представляет собой векторную сумму $\omega_{\text{собств}}$ и $\omega_{\text{центр}}$ (рис. 6).

Суммарный вектор вращения одного сателлита обозначим ω . Из рис. 6 (плоскость XZ) проекция на ось X вектора ω для всех сателлитов в любой

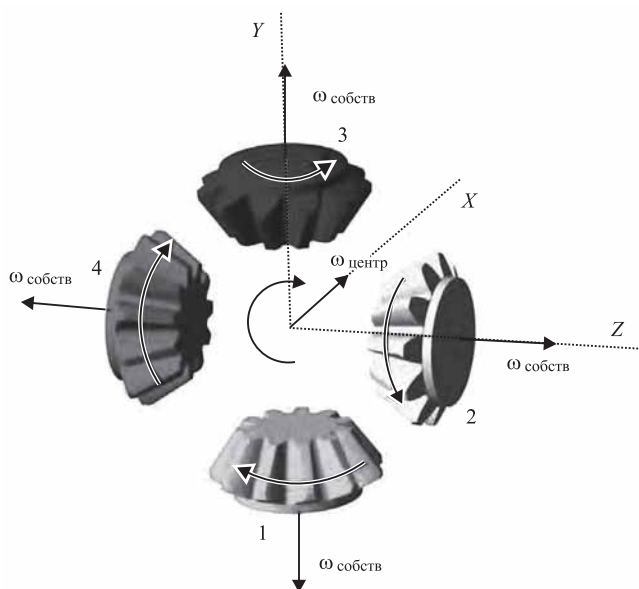


Рис. 5. Система координат и векторы скорости сателлитов

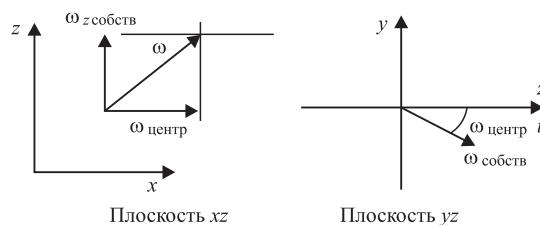


Рис. 6. Разложение мгновенного вектора вращения на составляющие для сателлита 2

КОНСТРУКЦИЯ

Частоты вращения подвижных элементов

Элемент	Частота вращения (вокруг своей оси), об/мин	
	Режимы 1, 2	Режим 3
Ведущее колесо	2500	1600
Центральное колесо	1209,68	774,2
Первая полуось	1209,68	516,13
Вторая полуось	1209,68	1032,26
Сателлиты	0	516,13
Подшипники	1035,3	331,3

момент времени равна $\omega_{\text{центр}}$. Проекция вектора ω на плоскость YZ будет равна $\omega_{\text{собств}}$. Перейдем к рассмотрению проекции вектора ω на оси Y и Z . Вектор $\omega_{\text{собств}}$ вращается с частотой $\omega_{\text{центр}}$ вокруг центра координат плоскости YZ . Угол поворота в момент времени t равен $\omega_{\text{центр}}t$. Соответственно, проецируя вектор $\omega_{\text{собств}}$ на оси Y и Z , для компонент вектора ω получаем следующие соотношения:

$$\begin{cases} \omega_x = \omega_{\text{центр}}, \\ \omega_y = \omega_{\text{собств}} \sin(-\omega_{\text{центр}}t), \\ \omega_z = \omega_{\text{собств}} \cos(-\omega_{\text{центр}}t). \end{cases}$$

Остальные сателлиты имеют схожие выражения для угловой скорости, учитывающие начальные положения сателлитов. Частоты вращения подвижных элементов, с учетом передаточных чисел зубчатых зацеплений для исследуемых режимов работы приведены в таблице.

Течение в узких зазорах зубчатых зацеплений

Для моделирования течения масла в узких каналах вблизи зацеплений зубчатых колес (см. рис. 7) применялась модель "зазора", позволяющая получить с удовлетворительной точностью решение без построения в этих каналах подробной расчетной сетки.

Модель "зазора" используется только в тех ячейках (см. рис. 8, ячейки определяются программой автоматически), в которых выполняются следующие условия:

- в ячейке находятся две образующие зазор поверхности;
- в ячейке находится одна образующая зазор поверхность, а вторая поверхность находится в соседней к ней ячейке;
- обе поверхности принадлежат разным граничным условиям, каждое из которых имеет тип "Стенка";
- расстояние между образующими зазор поверхностями должно находиться в диапазоне



Рис. 7. Ячейки вблизи зацеплений ведущего и центрального колес

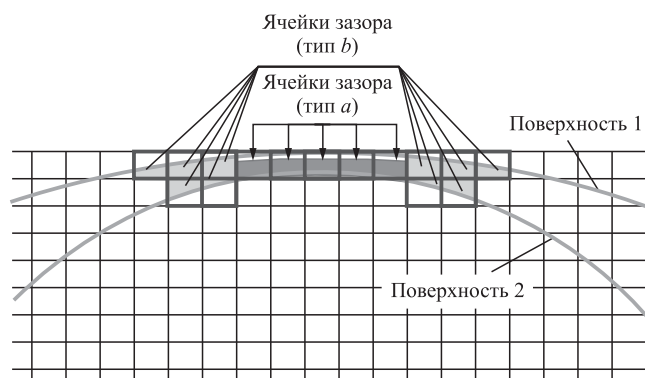


Рис. 8. Ячейки зазора между двумя поверхностями

между максимальным и минимальным значениями, заданными пользователем; в данном исследовании максимальное значение равнялось 0,1 мм, а минимальное — 0,001 мм;

— угол α между нормальными к этим поверхностям изменяется в диапазоне от 120 до 180° (см. рис. 9).

Стандартная модель "зазора", реализованная в FlowVision, допускает внутри зазора использование течения Пуазейля.

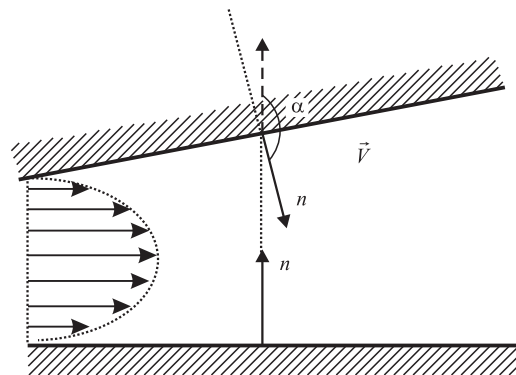


Рис. 9. Угол между нормальными к образующим зазор поверхностям

Граничные условия

На всех стенках конструкции фрагмента картера ведущего моста и поверхностях вращающихся элементов задано условие прилипания и непротекания.

Расчетная сетка

В расчетах использовалась равномерная начальная расчетная сетка с ячейками в форме куба со стороной 10 мм (см. рис. 10).

Для более детального разрешения течения вблизи стенок конструкции картера линейные размеры расчетных ячеек сетки были уменьшены в четыре раза (адаптация расчетной сетки второго уровня по поверхности стенок), т. е. ячейки, непосредственно прилегающие к стенке, имели размер около 2,5 мм. Толщина "слоя" из этих ячеек вблизи стенок составила четыре ячейки. Адаптация ячеек расчетной сетки, прилегающих к поверхностям вращающихся элементов картера, проведена до третьего уровня — размер ячеек 1,25 мм. До такого же уровня адаптации были измельчены расчетные ячейки в выделенных объемах картера около ведущего и центрального колес.

Вид результирующей расчетной сетки в начальный момент времени представлен на рис. 11.

В ходе моделирования по мере распространения масла в объеме картера расчетная сетка и количество расчетных ячеек изменялись. Общее количество ячеек при этом составляло порядка 3,5 млн.

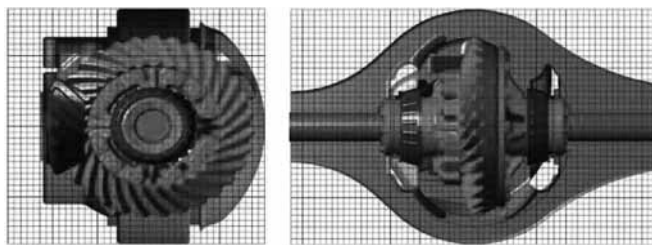


Рис. 10. Начальная расчетная сетка

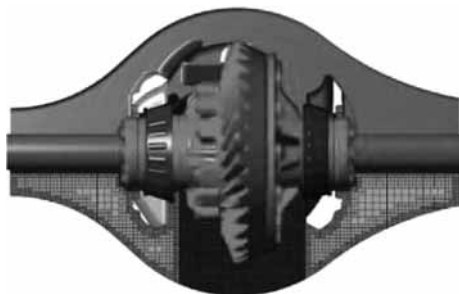


Рис. 11. Вид расчетной сетки в начальный момент времени

Результаты моделирования

Результаты моделирования гидродинамических процессов во фрагменте картера моста приведены в виде изменения распределения масла во всем исследуемом объеме. Общее время расчета каждого режима соответствует пяти оборотам центрального колеса. Этот отрезок времени принят достаточным для оценки распределения масла в картере моста по деталям.

Режим 1

Результаты моделирования режима 1 показывают (рис. 12), что масло под действием вращающихся деталей распределяется по стенкам корпуса и по зубьям центрального и ведущего колес. Большая часть масла из-за высокой вязкости прилипает и движется вдоль стенок корпуса.

Со стенок корпуса масло практически не перемещается в область дифференциала. Расположенное в области дифференциала масло представляет собой остатки объема масла, занимаемого в начальный момент времени.

В качестве иллюстрации на рис. 13 дополнительно представлено распределение масла в сечении расчетной области плоскостью.

На данном режиме работы масло в область сателлитов практически не поступает.



Рис. 12. Распределение масла в расчетной области (режим 1)

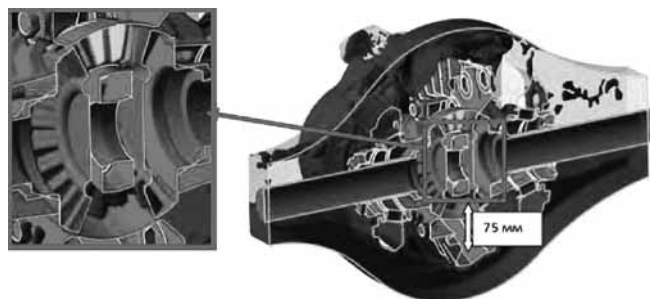


Рис. 13. Распределение масла в сечении расчетной области (режим 1)

КОНСТРУКЦИЯ

Режим 2

Для более корректной оценки попадания масла на сателлиты в режимах 2 и 3 расчет первых двух оборотов центрального колеса был проведен с перекрытием области дифференциала (см. рис. 14). Это обеспечило отсутствие масла в этой области в начальный момент и непротекание в нее в течение первых двух оборотов центрального колеса. Начиная с третьего оборота центрального колеса перекрытие убиралось и масло могло поступать в область дифференциала.

Результаты моделирования режима 2 свидетельствуют о более интенсивном разбрызгивании масла вращающимися ведущим и центральным колесами по сравнению с режимом 1 (рис. 15).

На рис. 16 представлено распределение масла в сечении расчетной области плоскостью.

На рис. 17 представлено распределение масла на поверхностях сателлитов после вращения центрального колеса на пять оборотов.

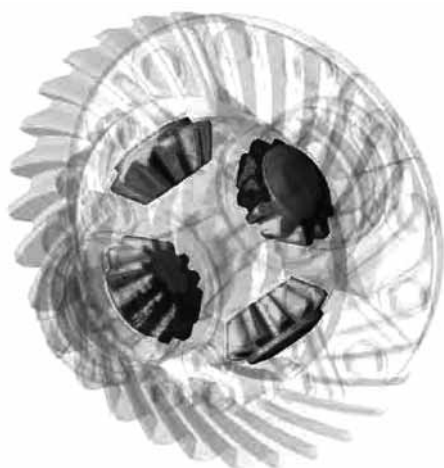


Рис. 14. Перекрытие части области дифференциала

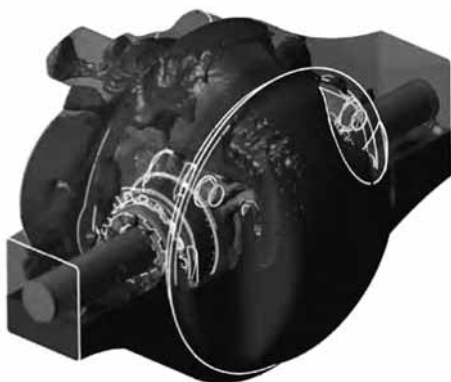


Рис. 15. Распределение масла в расчетной области (режим 2)

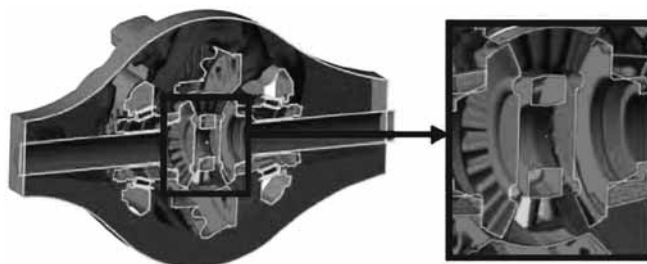


Рис. 16. Распределение масла в сечении расчетной области (режим 2)

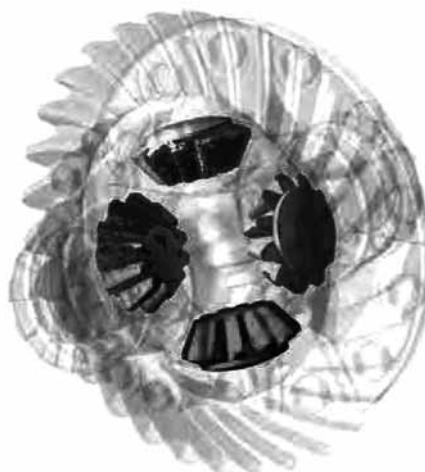


Рис. 17. Распределение масла на поверхностях сателлитов (режим 2)

После пяти оборотов центрального колеса незначительный объем масла попадает в область дифференциала, смазывая лишь часть поверхности двух сателлитов.

Основная масса масла, как и в режиме 1, располагается на стенках корпуса, центральном и ведущем колесах и на поверхности подшипников. Расстояние от уровня масла до окон центрального колеса составляет порядка 75 мм (см. рис. 16). Это свидетельствует о том, что масло в область дифференциала не поступает в достаточном объеме, а попадает только в виде брызг.

Сравнительный анализ результатов моделирования с предыдущим вариантом расчета показал, что увеличение температуры на рассматриваемом режиме не приводит к существенному изменению в распределении масла в области расположения сателлитов.

Режим 3

Результаты моделирования режима 3 показывают, что основная часть масла, как и в предыдущих режимах, располагается на стенках корпуса, центральном и ведущем колесах и на поверхности подшипников

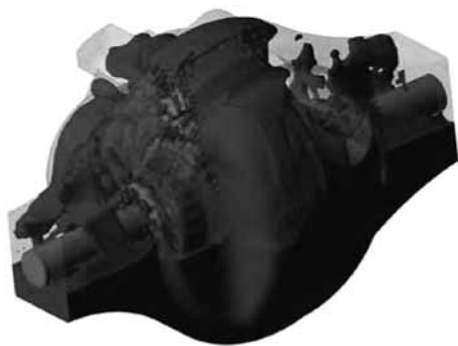


Рис. 18. Распределение масла в расчетной области (режим 3)

(рис. 18). Из-за более низкой скорости вращения в область дифференциала попадает гораздо больший объем масла по сравнению с режимом 2 (рис. 19).

Из-за вращения сателлитов вокруг своей оси масло распространяется по всей их поверхности, что говорит о более качественном смазывании этих элементов конструкции (рис. 20).

Результаты моделирования показали, что уменьшение угловой скорости ведущего и центрального колес и наличие вращения сателлитов вокруг собственной оси приводят к заметному изменению в распределении масла в области расположения сателлитов, что приводит к более эффективному их смазыванию по сравнению с режимами 1 и 2.

В программном комплексе FlowVision выполнено моделирование гидродинамических процессов во фрагменте картера ведущего моста автомобиля семейства "КАМАЗ". Исследованы три режима работы картера.

Расчетная модель фрагмента картера ведущего моста построена с учетом изменения границы

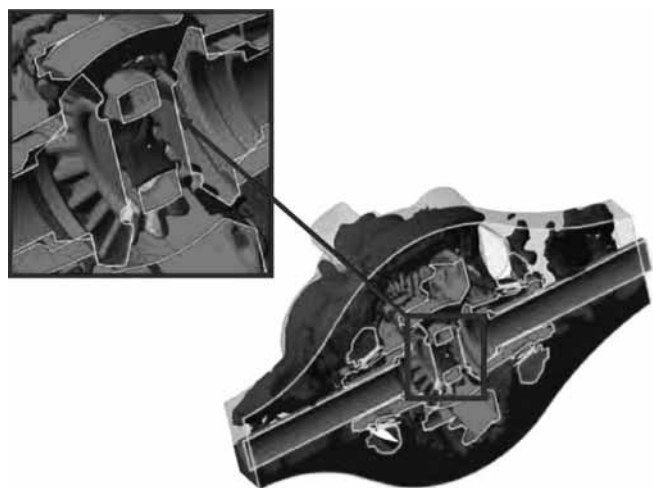


Рис. 19. Распределение масла с рассечением расчетной области (режим 3)

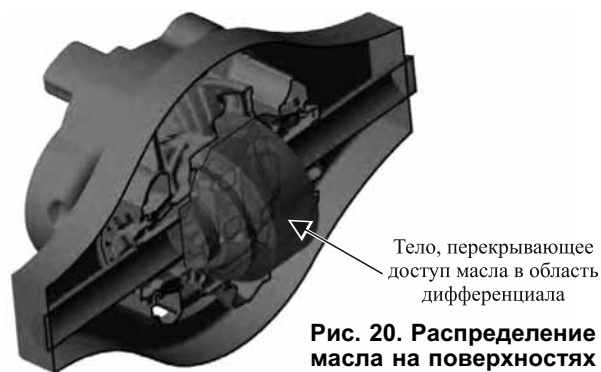


Рис. 20. Распределение масла на поверхностях сателлитов (режим 3)

раздела "трансмиссионное масло — внешняя среда" под действием сложного движения вращающихся элементов и поля тяжести.

Полученное по результатам моделирования распределение масла в исследуемом объеме картера и анализ картины его течения показали, что на режимах 1 и 2 работы проникающий в область дифференциала объем масла не обеспечивает эффективную смазку его элементов. В режиме 3 наблюдается более эффективное смазывание сателлитов.

Экспертная оценка результатов анализа свидетельствует об адекватности разработанной расчетной методики и возможности применения программного комплекса FlowVision для исследования гидродинамических процессов во фрагменте картера ведущего моста. Для верификации разработанной методики исследований запланированы натурные испытания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Яскевич З. Ведущие мосты / Пер. с польск. Г. В. Коршунова. — М.: Машиностроение, 1985. — 600 с.
2. Испытательный стенд для исследования условий работы механизмов ведущего моста грузового автомобиля / А. С. Горобцов, А. А. Долотов, Е. В. Клементьев, М. В. Ляшенко, П. В. Потапов, В. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 11. — Волгоград, 2015. — № 5 (165). — С. 10–13.
3. Пономаренко А. Г., Ляшенко М. В., Соколов-Добрев Н. С. и др. Оценка влияния энергосберегающей присадки к трансмиссионному маслу на основные показатели работ ведущего моста // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. — 2016. — № 5. — С. 10–12.
4. Маломыжев О. Л., Федотова Н. Е., Медведева И. С., Прокопьев И. С. Математическая модель принудительных систем смазки сельскохозяйственных машин и оборудования // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 4. — С. 48–51.
5. Маломыжев О. Л., Федотова Н. Е., Скutelный В. В. Метод расчета подачи масла к деталям агрегатов сельскохозяйственных машин // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 12. — С. 19–22.
6. Шуханов С. Н., Маломыжев О. Л., Федотова Н. Е. Расчет расходов масла в агрегатах трансмиссий энергонасыщенных тракторов сельскохозяйственного назначения с принудительной системой смазки // Вестник АПК Верхневолжья. — 2017. — № 2. — С. 75–78.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.1.032.001

Р. В. Русинов, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, РФ, Санкт-Петербург, e-mail: kgm-spb@mail.ru,

С. И. Худорожков, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, РФ, Санкт-Петербург, e-mail: xcu-55@mail.ru,

Р. Ю. Добрецов, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, РФ, Санкт-Петербург, e-mail: dr-idpo@yandex.ru,

С. А. Войнаш, инженер по научно-технической информации, Рубцовский индустриальный институт (филиал) ФГБОУ ВО "Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова", РФ, Рубцовск, e-mail: sergey_voi@mail.ru

ИНДИКАТОРНЫЙ И ЭФФЕКТИВНЫЙ КПД ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рассматривается вопрос о количественной расчетной оценке эффективности теплового цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания по значениям эффективного и индикаторного коэффициентов полезного действия. Цель работы — предложить упрощенную методику оперативной оценки эффективности теплового цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания. Особенностью разработанной расчетной модели является выделение количества теплоты, расходуемой на производство только механической энергии, в виде отдельного компонента теплового баланса цикла. Значение данного компонента определяется расчетным путем (или по результатам экспериментов) предварительно, что позволяет сократить число предварительно определяемых исходных данных.

Ключевые слова: тепловой цикл, рабочий процесс, дизель, теплосодержание рабочего тела, расширение.

The question of quantitative calculation of the efficiency of the thermal cycle of a reciprocating internal combustion engine by the values of the effective and indicator efficiency factors is considered. The purpose of the work is to propose a simplified methodology for the operational assessment of the thermal cycle efficiency of a reciprocating internal combustion engine. A feature of the developed calculation model is the allocation of the amount of heat spent on the production of only mechanical energy in the form of a separate component of the heat balance of the cycle. The value of this component is determined preliminarily by calculation (or by the results of experiments), which makes it possible to reduce the number of previously determined initial data.

Keywords: heat cycle, work process, diesel, heat content of the working fluid, expansion.

Общеизвестно, что только циклический тепловой процесс поршневых двигатели внутреннего сгорания (ДВС), осуществляемый при весьма высоких значениях температуры и давления рабочего тела, реально позволяет использовать и весьма большие объемы теплосодержания последнего.

Максимальная температура сгорания топлива в камерах сгорания ДВС при этом составляет до 3000 К, и лишь интенсивное охлаждение камер сгорания двигателей в промежутках между очередными рабочими ходами их приводных механизмов обеспечивает надежную и бесперебойную работу силового агрегата этого типа в целом.

Именно в связи с данным обстоятельством только поршневые двигатели внутреннего сгорания и являются наиболее экономичными по срав-

нению со всеми другими силовыми агрегатами, такими как газовые турбины, паровые турбины и др.

Расчет рабочего процесса поршневых двигателей особо сложен и в определенной степени условен, особенно когда это касается оценки индикаторного η_i и эффективного η_e КПД теплового цикла — одних из важнейших показателей качества работы двигателя вообще.

По классическому методу расчета теплового цикла поршневых двигателей [1] индикаторный (в конечном итоге, и эффективный) КПД определяется по выражению

$$\eta_i = 8,314 \frac{M_3 p_i T_a}{Q_T^H \eta_v p_a} \quad (1)$$

В зависимости (1) $M_3 = \alpha M_0$ — реальное количество воздуха, используемое для сгорания топлива (α — коэффициент избытка воздуха;

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) — \text{теоретически необходимое}$$

количество воздуха, сообразно химическому составу топлива — весовому процентному содержанию углерода C , водорода H и химически связанному кислороду O); p_i — среднее индикаторное давление цикла; T_a и p_a — температура и давление в цилиндре двигателя в начале процесса сжатия рабочей смеси; Q_T^H — низшая теплотворная способность топлива; η_v — коэффициент наполнения цилиндра.

Как видно, расчет индикаторного η_i (и эффективного КПД η_e , к тому же, помимо индикаторного, зависящего и от механического КПД двигателя η_M , в свою очередь, являющегося функцией нагрузки двигателя), достаточно сложен и практически может быть выполнен лишь приближенно, тем более что механический КПД при этом в данном случае просто задается.

По причине крайней сложности и достаточно большого количества произвольно принимаемых величин представляется целесообразным поиск более простого и достаточно надежного метода оценки указанных выше КПД, равно как и самого

столь же сложного классического метода расчета теплового процесса в целом. Разработка такого метода и является целью настоящей статьи.

В рекомендуемом СПбПУ методе расчета теплового процесса поршневых двигателей [2], на базе которого осуществляется и оценка упомянутых выше КПД, исходными являются:

начальные давление и температура процесса сжатия рабочего тела p_a и T_a (рисунок;

степень сжатия $\varepsilon = V_d/V_c$, показатели политроп процессов сжатия и расширения n_1 и n_2 ;

теплоемкости рабочего тела при постоянном объеме и постоянном давлении — c_v и c_p ;

количество вводимой в цикл теплоты — $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$;

максимальное давление сгорания топлива p_z , как фактор обеспечения достаточной прочностной надежности конструкции двигателя.

Теплота Q_1 , преобразуемая только в механическую работу, в частности, может быть представлена произведением ориентировочного (ожидаемого) индикаторного КПД цикла и общего количества вводимой в цикл теплоты, приходящейся на единицу массы горючей смеси — $Q_1 = \eta_i Q_0$, где

$$Q_0 = \frac{Q_T^H}{(1 + \alpha L_0)} \text{ ккал/кг.} \quad (2)$$

В выражении (2) Q_T^H — низшая теплотворная способность топлива (10000 ккал/кг для дизельного топлива), α — коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива (в частности, для открытых камер сгорания — порядка 1,5...1,9), $L_0 = 14,3 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$ — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания единицы массы дизельного топлива.

В части конкретных значений КПД, к примеру, для реально существующего шестицилиндрового дизеля транспортного назначения 6Ч13/14 мощностью $N_2 = 132$ кВт [3], степень сжатия $\varepsilon = V_d/V_c$ которого составляет 16,5, а обороты коленчатого вала $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$, при расходе топлива $g_e = 238 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$ и механическом КПД $\eta_M \approx 0,85$, эффективный и индикаторный КПД оцениваются, соответственно значениями $\eta_e = 0,36$ и $\eta_i = \eta_e/\eta_M = 0,423$.

При этом теплота, идущая только на производство механической энергии, $Q_1 = \eta_i Q_0 = \eta_i Q_T^H / (1 + \alpha L_0) \approx 188,4 \text{ ккал/кг}$ горючей смеси.

По предлагаемому методу расчета теплового процесса (см. рис. 1): $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$ и $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$ — давление и температура конца процесса сжатия.

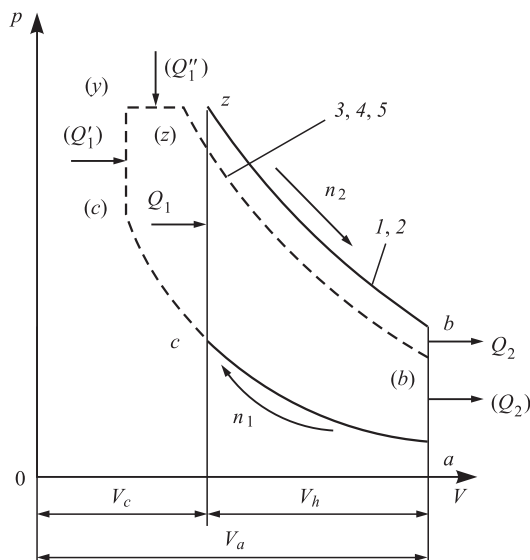


Рис. 1. Индикаторная диаграмма тепловых циклов дизелей:

p — давление в цилиндре; V — объем цилиндра; V_a — полный объем цилиндра; V_c — объем камеры сгорания; V_h — рабочий объем; 1, 2, 3, 4, 5 — варианты циклов; ac — процесс сжатия; cz — подвод в цикл теплоты Q_1 ; zb — процесс расширения рабочего тела; b и a — выброс теплоты Q_2 ; n_1 и n_2 — показатели политроп сжатия и расширения; Q'_1 и Q''_1 — доли теплоты

При изохорическом процессе, когда $V_z = V_c$ (см. рис. 1), из уравнения состояния газа $PV = GRT$, где G — масса газа, а R — газовая постоянная, вытекает, что $T_z/T_c = p_z/p_c = \lambda$, откуда $T_z = \lambda T_c$.

Далее, для варианта "1" индикаторной диаграммы (см. рисунок), когда $\rho = V_z/V_y = 1$, давление и температура конца процесса расширения $p_b = p_z/\varepsilon^{n_2}$ и $T_b = T_z/\varepsilon^{n_2-1}$.

В общем случае (рис. 1, вар. "3", $\rho > 1$) $p_z = p_y$.

При этом $Q_1' = c_v(T_y - T_c) = c_v T_c(\lambda - 1)$.

При изобарическом процессе, когда $P_z = P_y$, $T_z/T_y = V_z/V_y = \rho$, и потому

$$Q_1'' = c_p(T_z - T_y) = c_p T_y(\rho - 1) = c_p \lambda T_c(\rho - 1).$$

$Q_1 = Q_1' + Q_1'' = c_v T_c(\lambda - 1) + c_p \lambda T_c(\rho - 1)$, откуда — $\rho = 1 + \frac{Q_1 - c_v T_c(\lambda - 1)}{c_p \lambda T_c}$.

Если изначально вместо p_z задается Q_1' , то при $Q_1'' = Q_1 - Q_1'$, $T_z = T_y + Q_1''/c_p$ и с учетом изобарического характера процесса $T_z/T_y = V_z/V_y = \rho$.

Следовательно, $T_z = \rho T_y$, при этом, как было упомянуто выше, $p_z = p_y$.

Продолжительность периода истинного расширения с использованием теплосодержания рабочего тела, характеризуемый увеличением объема цилиндра с одновременным падением давления в нем (промежуток между точками "z" и "b" на индикаторной диаграмме — рисунок) $\delta = \varepsilon/\rho$ и $p_b = p_z/\delta^{n_2}$, $T_b = T_z/\delta^{n_2-1}$.

Среднее индикаторное давление цикла оценивается по зависимости (3) [1]:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (3)$$

Применительно к индикаторному КПД, определяемому по данным расчета теплового цикла, предлагаются для выбора более точного два варианта формул [2, 3], в первом из которых для $\rho = 1$ (вар. "1", рисунок) принимается выражение $\eta_i = (T_z - T_b)/T_z$, аналогичное и абсолютно справедливое для термодинамического КПД идеального теплового цикла Отто с адиабатическими процессами сжатия и расширения рабочего тела и неизменными физико-химическими свойствами последнего [3].

Предполагается при этом, что тепловая "разнонаправленность" политропических процессов сжатия и расширения рабочего тела с учетом его переменной теплоемкости, зависящей от температуры, меняющейся по мере сгорания топлива

и развития самих процессов сжатия и расширения, могут привести к взаимной тепловой компенсации и одновременно позволяют оценивать КПД по соотношениям температур характерных точек индикаторной диаграммы теплового цикла.

Применительно к общей форме индикаторной диаграммы реального дизеля, когда $\rho > 1$ (вар. "3", рисунок), тепловой цикл рассматривается состоящим как бы из двух частей, характеризующихся соотношениями $\delta = V_a/V_z$ и $\rho = T_z/T_y$.

Часть хода поршня в отношении эффективности цикла, начиная с точки T_z (см. рис. 1), математически описывается, как и ранее, а другая — $T_y - T_z$, снижающая теплоиспользование рабочего тела, имеющее место в процесс предварительного расширения рабочего тела и тем большее, чем больше ρ :

$$\eta_i = \frac{(T_z - T_b)}{\rho T_z}. \quad (4)$$

Вторая математическая форма расчета имеет целью придать большую "физичность" расчетному выражению и, если возможно, обеспечить более точную оценку индикаторного КПД путем непосредственного учета температурных изменений в процессах сжатия $\Delta T_{сж}$ и догорания $\Delta T_{сг}$ топлива.

В общем случае

$$\eta_i = \frac{T_z + \Delta T_{сг} - T_b - \Delta T_{сж}}{\rho(T_z + T_{сг})}, \quad (5)$$

где $\Delta T_{сг} = T_b - T_{бад}$, $\Delta T_{сж} = T_{с ад} - T_c$.

Среднее эффективное давление цикла p_e и эффективный КПД определяются по формулам $p_e = \eta_M p_i$; $\eta_e = \eta_M \eta_i$, в которых механический КПД учитывает степень нагруженности двигателя, оцениваемой средним эффективным давлением рабочего цикла (исключается случай механического наддува двигателя, когда агрегат наддува приводится в действие непосредственно самим же двигателем):

$$\eta_M = \frac{p_i^\Phi}{p_i^\Phi + p_i^0 \frac{1 - \eta_M^0}{\eta_M^0}}. \quad (6)$$

В выражении (6) p_i^0 и η_M^0 — исходные значения показателей форсируемого двигателя.

Применительно непосредственно к данным двигателя 6Ч13/14 это выражение упрощается:

$$\eta_M = 1 - 0,12/p_i^\Phi. \quad (7)$$

Конкретные расчетные данные ряда вариантов тепловых циклов применительно к дизелю типа Ч13/14 на базе рекомендуемого СПбПУ метода приведены в табл. 1, 2 и 3 [2, 4].

Таблица 1

Показатели дизеля типа бч1 3/14 в функции степени сжатия ε

($\alpha = 1,5$; $p_i = 0,8$ МПа; $\eta_i = 0,42$; $\eta_m = 0,85$; $p_e = 0,68$ МПа; $\eta_e \approx 0,36$; $g_e \approx 0,238$ кг/кВт·ч)

$$p_c = p_a \varepsilon^n; T_c = T_0 \varepsilon^{\eta_1 - 1}; \lambda = 20,4/p_c; p_y = \lambda p_c; T_y = \lambda T_c; r = 1 + \frac{Q_1 - c_y T_c (\lambda - 1)}{c_p \lambda T_c}; \delta = \varepsilon/\rho; p_x = p_y; T_x = \rho T_y; p_b = p_x/\delta^{\eta_2}; T_b = T_x/\delta^{\eta_2 - 1}$$

$Q_1 = 192$ ккал/кг; $n = 2100$ мин⁻¹; $p_x = 8,5$ МПа; $p_a = 0,083$ МПа; $T_a = 290$ К; $n_1 = 1,37$; $n_2 = 1,22$; $c_y = 0,17$ ккал/кг·град; $c_p = 0,29$ ккал/кг·град

№ п/п	ε	p_c МПа	λ	ρ	δ	T_c К	T_y К	T_x К	T_b К	$\Delta T_{сж}$	$\Delta T_{ст}$	p_i МПа	η_m	p_e МПа	η_e	g_e кг/кВт·ч	Вариант 1		Вариант 2	
																	η_{i1}	h_{i1}^0/ρ	η_{i2}	h_{i2}^0/ρ
1	15,5	3,55	2,39	1,005	15,4	799,5	1916,1	1925,6	1054,8	68,5	206,7	0,793	0,849	0,637	0,382	0,224	0,45	0,45	0,47	0,47
2	16,00	3,70	2,30	1,033	15,5	809,0	1856,2	1916,9	1049,0	70,1	207,5	0,795	0,849	0,675	0,374	0,230	0,45	0,44	0,47	0,46
3	16,5	3,86	2,20	1,061	15,6	818,2	1799,9	1909,1	1043,8	71,8	206,1	0,849	0,677	0,365	0,236	0,236	0,45	0,43	0,47	0,44
4	17,5	4,03	2,11	1,089	15,6	827,3	1747,0	1902,0	1035,0	73,4	204,4	0,850	0,678	0,349	0,242	0,242	0,45	0,41	0,47	0,43
5	18,00	4,19	2,03	1,117	15,7	836,2	1697,1	1898,6	1034,8	75,0	203,3	0,850	0,680	0,340	0,248	0,248	0,45	0,40	0,47	0,42

Таблица 2

Показатели дизеля типа бч1 3/14 с повышенной степенью сжатия

$Q_1 = 187,1$ ккал/кг; $p_a = 0,083$ МПа; $T_a = 290$ К; $p_x = p_y = 19,6$ МПа (для поз. 1 $p_x = 18,2$ МПа); $\alpha = 11,5$

№ п/п	ε	p_c МПа	λ	ρ	δ	T_c К	T_y К	T_x К	T_b К	$\Delta T_{сж}$	$\Delta T_{ст}$	p_i МПа	η_m	p_e МПа	η_e	g_e кг/кВт·ч	Вариант 1		Вариант 2	
																	η_{i1}	h_{i1}^0/ρ	η_{i2}	h_{i2}^0/ρ
1	30	8,76	2,08	1,00	30,0	0,80	1020,9	—	2123,3	1004,7	239,5	0,92	0,87	0,80	0,461	0,186	0,53	0,53	0,53	0,53
2	32	9,57	2,05	1,00	32,0	0,81	1045,5	—	2143,3	999,9	242,9	0,92	0,87	0,80	0,461	0,186	0,53	0,53	0,53	0,53
3	34	10,4	1,88	1,06	31,8	0,82	1069,2	2001,1	2130,7	995,4	266,8	0,92	0,87	0,80	0,436	0,195	0,53	0,50	0,53	0,50
4	36	11,3	1,73	1,12	32,1	0,83	1092,0	1889,2	2115,9	986,4	256,4	0,93	0,87	0,82	0,409	0,209	0,53	0,47	0,53	0,47
5	38	12,1	1,62	1,17	32,5	0,84	1114,1	1804,8	2111,6	981,8	238,6	0,93	0,87	0,82	0,409	0,209	0,53	0,45	0,53	0,45

Таблица 3

Показатели дизеля типа бч1 3/14, форсированного путем газотурбинного наддува

$Q_1 = 280$ ккал/кг; $p_a = 0,17$ МПа; $T_a = 310$ К; $\alpha = 11,5$; $p_x = p_y = 20,4$ МПа

№ п/п	ε	p_c МПа	λ	ρ	δ	T_c К	T_y К	T_x К	T_b К	$\Delta T_{сж}$	$\Delta T_{ст}$	p_i МПа	η_m	p_e МПа	η_e	g_e кг/кВт·ч	Вариант 1		Вариант 2	
																	η_{i1}	h_{i1}^0/ρ	η_{i2}	h_{i2}^0/ρ
1	15	6,95	2,94	1,00	15,0	844,3	—	2491,5	1372,7	71,5	266,4	2,14	0,94	2,01	0,450	0,190	0,45	0,45	0,46	0,46
2	16	7,59	2,69	1,06	15,1	864,7	2326,0	2465,6	1356,9	75,0	264,9	2,15	0,94	2,02	0,395	0,204	0,45	0,42	0,46	0,48
3	17	8,24	2,48	1,11	15,3	884,4	2193,3	2434,6	1336,0	78,4	262,0	2,14	0,94	2,01	0,385	0,224	0,45	0,41	0,46	0,43
4	18	8,92	2,29	1,17	15,4	903,3	2068,6	2420,2	1326,2	81,8	260,5	2,16	0,94	2,03	0,357	0,240	0,45	0,38	0,46	0,41
5	19	9,60	2,13	1,23	15,4	921,5	1962,4	2413,7	1322,9	85,1	210,2	2,18	0,94	2,05	0,348	0,246	0,45	0,37	0,46	0,39

По табл. 2 является очевидным абсолютное совпадение данных по рассматриваемым вариантам формул (4) и (5) для индикаторного КПД. По табл. 1 и 3 расхождения этих данных не является существенным.

Тем не менее, говоря о точности расчета индикаторного КПД, предпочтение надлежит отдать только варианту "1", обеспечившему практически полное совпадение всех основных расчетных показателей теплового цикла (η_m , p_i , p_e , η_i , η_e , g_e) с реальными данными нефорсированного дизеля 6Ч13/14 (поз. 3, табл. 1): $p_i = 0,797$ МПа; $p_e^0 = 0,677$ МПа; $\eta_m^0 = 0,849$; $\eta_i = 0,43$; $\eta_e = 0,365$; $g_e = 0,236$ кг/кВт·ч.

В общем анализе качественных соотношений вполне логично, что наиболее эффективным оказался цикл с максимальной степенью сжатия $\varepsilon = 30$ и $\rho = 1$ (максимальное использование теплосодержания рабочего тела) — табл. 2, поз. 1 — $\eta_i = 0,53$) с естественным падением его эффективности по мере роста степени предварительного расширения с неизменным давлением ρ и уменьшения длительности процесса истинного расширения δ , на протяжении которого полезно используется теплосодержание рабочего тела.

Термодинамический КПД идеального цикла Отто при той же степени сжатия, как и полагается, значительно более высок, и при показателе адиабаты $k = 1,3$ составляет $\eta_i = 1 - \varepsilon^{1-k} = 0,64$.

При равнозначности индикаторных КПД циклов двигателя 6Ч13/14 без наддува и форсированного путем газотурбинного наддува, при $\rho = 1$ (табл. 1 и 3), последний уступает первому по мере роста степени сжатия.

Однако, как это и имеет место в действительности, эффективный КПД η_e двигателя с газотурбинным наддувом, как более нагруженного, выше за счет более высокого механического КПД η_m .

Так, к примеру, для $\rho = 1$ (или близком нему) это соотношение по данным таблиц 1 и 3 составляет 0,382 и 0,450, для $\rho \approx 1,06$ — 0,365 и 0,395, для $\rho \approx 1,11$ — 0,340 и 0,385.

В общем итоге представляется, что предлагаемый СПБПУ метод расчета показателей теплового процесса ДВС, в первую очередь, таких как их индикаторный и эффективный КПД, равно как и расчет самого теплового процесса, является достаточно простым и эффективным.

Несомненным его преимуществом по сравнению с классическим, помимо практичности, является возможность использования и как экс-

пресс-метода для анализа вариантов тепловых процессов двигателей внутреннего сгорания.

В связи же с некоторой произвольностью заранее принимаемых исходных расчетных величин в методе, предлагаемом СПБПУ, необходимо обратить внимание, в частности, и на определенную условность упомянутого выше классического метода расчета индикаторного КПД.

В этом плане показателен также и физически обоснованный, но практически особо трудно решаемый "классический" расчет, к примеру, показателя политропы расширения рабочего тела.

Расчет последнего осуществляется по формуле с двумя задаваемыми коэффициентами тепловыделения ξ_b и ξ_z и двумя задаваемыми коэффициентами, учитывающими молекулярные изменения рабочей смеси β и β_z , и включает обилие других предварительно рассчитываемых величин (физический смысл их в данном случае не раскрывается):

$$n_2 = \frac{8,314 \times (\xi_b - \xi_z) Q_H}{M_3 (1 + \gamma_r) \beta + \frac{\beta_z}{\beta} (a_z + b_z T_z) T_z - \times \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)} \rightarrow - \frac{(a_z + b_z T_b) T_b}{T_z} + 1. \quad (8)$$

Несомненно, что в силу крайней сложности и определенной условности получаемых по представленной формуле (8) результатов, при всей ее физической обоснованности, простое задание n_2 на базе уже достаточно обширного статистического материала, как это предлагается по методу СПБПУ, является более предпочтительным.

Помимо материалов, непосредственно связанных с предлагаемым СПБПУ методом расчета теплового цикла ДВС и представленным в настоящем тексте, этот метод и его элементы успешно использованы при решении и других практических задач [5—7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Пугачев Б. П. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания: рабочие процессы: учеб. для вузов по спец. "Двигатели внутреннего сгорания" / под ред. Н. Х. Дьяченко. — Изд. 2-е, доп. и перераб. — Л.: Машиностроение, 1974. — 551 с.

2. **Русинов Р. В., Добрецов Р. Ю.** Математическая модель теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — СПб. — 2012. — № 1 (142): Наука и образование. — С. 182—187.
3. **Русинов Р. В., Добрецов Р. Ю.** Двигатели наземных транспортно-технологических машин: учебное пособие для вузов по специальности 190109 "Наземные транспортно-технологические средства" / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. — 172 с.
4. **Русинов Р. В., Добрецов Р. Ю.** Поршневые двигатели с предельно высоким максимальным давлением сгорания топлива // Проблемы функционирования систем транспорта: материалы международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, 14—15 декабря 2015 г.: в 2 т. Т. 2 / Отв. ред. В. И. Бауэр. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2015. — С. 146—153.
5. **Русинов Р. В., Элизов А. Д., Добрецов Р. Ю.** Двигатели внутреннего сгорания с повышенной степенью расширения горючей смеси // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — СПб. — 2013. — № 2 (171). — С. 177—181.
6. **Русинов Р. В., Добрецов Р. Ю.** Поршневые двигатели внутреннего сгорания: тепловые циклы и их параметры / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. — 79 с.
7. **Русинов Р. В., Добрецов Р. Ю.** Эффективность теплового цикла "адиабатного" двигателя внутреннего сгорания с комбинированным наддувом // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — СПб. — 2012. — № 2-2 (147): Наука и образование. — С. 121—127.

На "КАМАЗе" выпущен трехмиллионный двигатель V8

На заводе двигателей ПАО "КАМАЗ" состоялось торжественное мероприятие по случаю выпуска трехмиллионного V-образного восьмицилиндрового дизельного двигателя. В нем приняли участие генеральный директор "КАМАЗа" Сергей Когогин, исполнительный директор Юрий Герасимов, директор завода двигателей Сергей Снарский, работники завода, ветераны — участники выпуска первого двигателя. Право снять с конвейера двигатель под номером 3 000 000 было предоставлено слесарю механосборочных работ цеха сборки двигателей Рахипу Бакирову.

Поздравляя заводчан с этим событием, генеральный директор "КАМАЗа" Сергей Когогин отметил, что благодаря развитию линейки двигателей V8 год за годом обеспечиваются высокие технические характеристики автомобилей КАМАЗ. "Мы стремимся сделать наш продукт оптимальным для заказчика. Нарращиваем грузоподъемность, увеличиваем гарантийный срок эксплуатации, делаем автомобиль мощнее, безопаснее для людей и окружающей среды. И все эти важные характеристики зависят от двигателя", — сказал Когогин.

Выражая благодарность коллективу завода за достижение отличных результатов, Сергей Когогин подчеркнул, что большой опыт и профессионализм дизелистов был востребован и на новом витке развития "КАМАЗа", когда появилась цель освоить производство совершенно нового камазовского двигателя — рядной шестерки. Сегодня на "КАМАЗе" разработан и запущен в производство рядный шестицилиндровый двигатель Р6 мощностью от 400 до 700 л. с., экологического класса "Евро-5". Созданы производственные мощности для изготовления 12 тыс. двигателей в год. Этот силовой агрегат предусмотрен для установки на перспективные модели автомобилей КАМАЗ и другой техники.

В выступлениях других ораторов было подчеркнуто, что те традиции, которые заложили первопроходцы, живы и по сей день, и история завода продолжается. Подтверждение тому — выпуск трехмиллионного двигателя V8 и предстоящее 45-летие со дня выпуска первого двигателя, которое на заводе отметят в конце этого года.

Первый силовой агрегат для большегруза КАМАЗ появился в мае 1974 г. в экспериментальном цехе управления главного конструктора "КАМАЗа". Позднее, в декабре 1975 г., первый камазовский двигатель был собран на заводе двигателей, налажено его серийное производство. Первый КАМАЗ-5320 был грузоподъемностью 8 т. С развитием линейки автомобилей и увеличением грузоподъемности требовались двигатели большей мощности. С тех пор "сердце" камазовских грузовиков претерпело множество доработок и изменений.

Параллельно шла работа по сертификации двигателей. В 1995 г. двигатель КАМАЗ 740.11-240 впервые в России получил сертификат соответствия экологическому классу "Евро-1". С годами пройден путь до двигателей, соответствующих классу "Евро-5". Сейчас в спектре продукции завода — V-образные восьмицилиндровые дизельные двигатели мощностью 220—450 л. с. различных комплектаций к автомобилям КАМАЗ и другим типам автомобильной техники.



Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 629.113

В. И. Коптилов, канд. техн. наук, профессор кафедры Естественных и общепрофессиональных дисциплин, Тюменское высшее военно-инженерное командное училище имени маршала инженерных войск А. И. Прошлякова (ТВВИКУ), г. Тюмень
E-mail: vikopotilov@mail.ru

ВЛИЯНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА РАДИУС КАЧЕНИЯ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ

Влияние крутящего момента на величину радиуса качения ведущего колеса автомобиля связывается с закручиванием пневматической шины и проскальзыванием ее протектора по опорной поверхности. Дается аналитическая модель, описывающая изменение кинематического радиуса колеса в зависимости от величины и направления действия крутящего момента.

Ключевые слова: автомобиль, ведущее колесо, радиус качения, крутящий момент, закручивание шины, проскальзывание шины.

The effect of torque on the value of the radius of rolling of the driving wheel of a car is associated with the twisting of the pneumatic tire and the slipping of its tread on the supporting surface. An analytical model is given that describes the change in the kinematic radius of the wheel depending on the magnitude and direction of action of the torque.

Keywords: car, drive wheel, rolling radius, torque, tire spinning, tire slippage.

Известно, что радиус качения колеса — это величина, определяемая не только его исходными (номинальными) размерами, но и режимом качения. Поэтому к оценке радиуса качения, особенно ведущего колеса автомобиля, следует подходить с учетом силовых воздействий и упругих свойств его пневматической шины.

Сопоставление кинематического радиуса (r_k) колеса с его динамическим радиусом (r_d) показывает, что между ними имеется следующая взаимосвязь [1]:

$$r_k = r_d - \frac{N_{ш}^{\tau} + N_s}{R_x \omega_k}, \quad (1)$$

где $N_{ш}^{\tau}$ и N_s — механические потери, обусловленные соответственно тангенциальными деформациями шины и ее проскальзыванием относительно опорной поверхности.

Из формулы (1) следует, что у ведущего колеса значение кинематического радиуса меньше динамического, и эта разница связана с тангенциальными деформациями шины и ее проскальзыванием (пробуксовыванием).

Качение колеса, к которому прикладывается крутящий момент, всегда сопровождается дополнительной тангенциальной деформацией шины, приводящей к ее закручиванию вокруг оси вращения.

Закручивание объясняется тангенциальной упругостью шины, которая подвергается деформациям сдвига силами, прикладываемыми ободом колеса и дорожной поверхностью. Указанную деформацию шины принято характеризовать углом закрутки β_0 , а сопротивление закручиванию — коэффициентом крутильной жесткости c_{β} [2, 3]. Закручивание шины приводит к тому, что обод колеса совершает дополнительный поворот на некоторый угол β_0 относительно той части периферии, которая, располагаясь в секторе с углом α_0 , находится в контакте с опорной поверхностью (рис. 1). Выйдя из зоны контакта, деформированная часть шины, заключенная в каждом таком секторе,

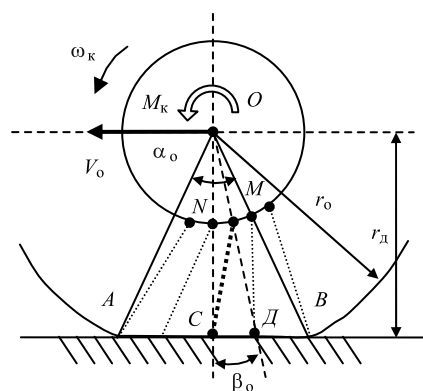


Рис. 1. Закручивание шины

"догоняет" обод, поэтому накапливание "отставаний" шины от обода не происходит. Однако повышение угловой скорости вращения обода (следовательно и шины) сказывается на взаимосвязи угловой скорости вращения ω_k колеса и скорости V_o его линейного перемещения, а значит и на кинематическом радиусе колеса, величина которого определяется формулой [2]: $r_k = V_o/\omega_k$.

Если контактирующему с опорной плоскостью сектору колеса с углом α_o , соответствует относительный угол поворота обода β_o (см. рис. 1), а количество таких образующих шину секторов за один оборот равно $n = 2\pi/\alpha_o$, то суммарная величина дополнительного угла поворота обода (следовательно, и колеса) составит $\beta = n\beta_o$ или $\beta = 2\pi\beta_o/\alpha_o$.

При качении колеса каждый из рассматриваемых секторов шины, совершив один оборот, подвергнется циклу "закручивание—раскручивание", в процессе которого часть подводимой к колесу мощности из-за внутреннего трения будет безвозвратно потеряна. Величину работы сил внутреннего трения можно выразить с помощью коэффициента μ гистерезисных потерь в виде соответствующей части потенциальной энергии P_o деформации шины, т. е. $A_o = \mu P_o$. При коэффициенте крутильной жесткости шины c_β величину запасенной потенциальной энергии можно выразить формулой $P_o = c_\beta \beta_o^2/2$.

В таком случае работа сил внутреннего трения во всех n секторах шины, т. е. за один оборот колеса, составит

$$A_{ш}^\tau = n \frac{\mu c_\beta \beta_o^2}{2} = \frac{\pi \mu c_\beta \beta_o^2}{\alpha_o}. \quad (2)$$

Если учесть, что продолжительность оборота колеса составляет $t_o = 2\pi/\omega_k$, то мощность гистерезисных потерь шины вследствие ее закручивания при качении составит

$$N_{ш}^\tau = \frac{A_{ш}^\tau}{t_o} = \frac{\mu c_\beta \beta_o^2 \omega_k}{2\alpha_o}. \quad (3)$$

Так как угол закручивания колеса $\beta_o = M_k/c_\beta$, то формуле (3) можно придать следующий вид:

$$N_{ш}^\tau = \frac{\mu M_k^2 \omega_k}{2\alpha_o c_\beta^2}, \quad (4)$$

где M_k — крутящий момент.

Рассмотрим теперь потери, обусловленные внешним трением шины.

Мощность сил трения N_s складывается из суммы мощностей, развиваемых силами тре-

ния скольжения, которые приложены ко всем m микроплощадкам протектора:

$$N_s = \sum_{i=1}^m R_{xi} V_{si}, \quad (5)$$

где R_{xi} — сила трения скольжения, прикладываемая к i -й микроплощадке протектора; V_{si} — скорость скольжения i -й микроплощадки; m — общее число микроплощадок.

Величину этой мощности можно выразить через среднюю скорость V_s проскальзывания элементов протектора, находящихся в пятне контакта, и продольную реакцию R_x опорной поверхности:

$$N_s = \sum_{i=1}^m R_{xi} V_{si} = R_x V_s \eta_s, \quad (6)$$

где η_s — безразмерный коэффициент упругого проскальзывания шины, численно равный

$$\eta_s = \left(\sum_{i=1}^m \lambda_i \gamma_i \right) / m, \quad (7)$$

где λ_i — коэффициент, характеризующий отличие фактической силы трения, приложенной к i -й микроплощадке, от среднего значения; γ_i — коэффициент, характеризующий отличие фактической скорости скольжения i -й микроплощадки протектора от средней скорости (V_s) проскальзывания.

По своему физическому смыслу коэффициент упругого проскальзывания η_s — это величина, выражающая долю мощности сил трения скольжения в пятне контакта от той мощности, которая бы имела место, если бы не часть, а все m микроплощадок протектора шины, испытывая силу R_x/m , скользили по опорной плоскости со скоростью V_s .

Чтобы проследить влияние режима трения на N_s , величину средней скорости V_s проскальзывания протектора всех элементов протектора можно выразить через среднюю скорость скольжения его подвижных (скользящих) элементов:

$$V_s = \frac{\sum_{i=1}^m V_{si}}{m} = \frac{\sum_{i=1}^n V_{si}}{n} \frac{n}{m} = V_s^c \delta, \quad (8)$$

где n и $\delta = n/m$ — соответственно число и доля микроплощадок протектора, находящихся в скольжении; V_s^c — средняя скорость проскальзывания подвижных элементов протектора.

С учетом (8), мощность сил трения скольжения протектора

$$N_s = R_x V_s^c \delta \eta_s. \quad (9)$$

Как следует из формулы (9), мощность, теряемая колесом из-за трения скольжения, при прочих равных условиях прямо пропорциональна доле элементов протектора, находящихся в проскальзывании, величина которой зависит от крутящего момента и изменяется в пределах от 0 до 1 ($0 \leq \delta \leq 1$). В свою очередь, величина δ прямо пропорциональна доле площади пятна контакта, находящейся в скольжении.

Когда в пятне контакта колеса с дорогой число скользящих микроплощадок устремляется к нулю ($\delta \rightarrow 0$), то и мощность трения $N_s \rightarrow 0$. В другом предельном случае, когда все микроплощадки протектора переходят в скольжение ($\delta \rightarrow 1$), то и мощность трения устремляется к наибольшему значению, т. е. $N_s^{\max} = R_x V_s$.

Принимая во внимание выражения мощностей $N_{ш}^{\tau}$ (4) и N_s (6), а также взаимосвязь крутящего момента с продольной реакцией ($R_x \approx M_k/r_d$), формулу (1) можно привести к следующему виду:

$$r_k = r_d \left(1 - c_m M_k - \frac{V_s \eta_s}{\omega_k r_d} \right), \quad (10)$$

где c_m — коэффициент, характеризующий упругогистерезисные свойства шины, равный

$$c_m = \frac{\mu}{2\alpha_o c_\beta}. \quad (11)$$

Остановимся на анализе полученной формулы (10).

Если ведущее колесо переходит в ведомый режим ($M_k = 0$), то гистерезисные потери, обусловленные закручиваем шиной, практически исчезают, а при достаточном сцеплении шины с дорогой доля элементов ее протектора, находящихся в скольжении, $\delta \sim 0$. Это приводит к тому, что средняя скорость проскальзывания шины невелика, т. е. и $V_s \sim 0$. Отсутствие проскальзывания означает, что при таком режиме качения колеса $r_k \approx r_d$, т. е. кинематический радиус (r_k) ведомого колеса практически равен его динамическому радиусу (r_d). Этот вывод полностью согласуется с результатами экспериментальных исследований [3–5].

При работе колеса в ведущем режиме ($M_k > 0$) кинематический радиус колеса значительно меньше динамического. Экспериментально доказано,

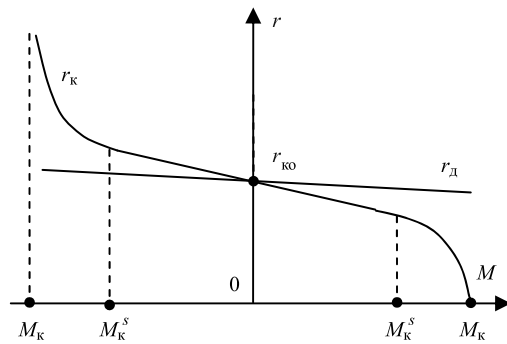


Рис. 2. Влияние крутящего момента на радиус качения колеса

что зависимость динамический радиус колеса r_d от подводимого к нему как тягового, так и тормозного момента M_k имеет линейный характер [3–5], но выражена она крайне слабо (рис. 2). По этой причине динамический радиус можно считать величиной постоянной и практически не зависящей от величины и направления подводимого к нему момента и примерно равной радиусу качения ведомого колеса ($r_d \approx r_{ко}$).

В отличие от динамического, кинематический радиус изменяется в весьма широком диапазоне.

Если на дороге с хорошим сцеплением колесо работает в ведущем режиме ($M_k > 0$), то доля потерь, связанная с внешним трением, при умеренном нагружении колеса крутящим моментом M_k , т. е. при $M_k^s > M_k > 0$ (см. рис. 2), также невелика ($N_s \sim 0$), так как при $\delta \sim 0$, согласно (8), величина $V_s \sim 0$. В этом случае тенденцию изменения кинематического радиуса колеса хорошо описывает вытекающая из формулы (10) зависимость:

$$r_k \approx r_d (1 - c_m M_k) \approx r_{ко} - \lambda M_k, \quad (12)$$

где $\lambda = r_d c_m$ — коэффициент тангенциальной эластичности шины, значение которого можно выразить формулой:

$$\lambda = \frac{\mu r_d}{2\alpha_o c_\beta}. \quad (13)$$

Как видим, в этом диапазоне нагрузок колеса формула (10) переходит в формулу (12). Последняя выражают давно известную линейную зависимость, которая была впервые экспериментально установлена академиком Е. А. Чудаковым [4] и выражает взаимосвязь кинематического радиуса с крутящим моментом. Формула (10), из которой вытекает формула (12), дает основание утверждать, что зависимость (12) обусловлена, прежде всего, процессами упругого закручивания шины.

По мере дальнейшего наращивания крутящего момента M_k , подводимого к колесу, степень упругого проскальзывания шины увеличивается и при значении крутящего момента, равного M_k^s , достигает границы диапазона упругого проскальзывания ($\delta = 1$), для которого коэффициент $\eta_s = 1$. Превышение указанного момента, т. е. переход колеса в силовой диапазон $M_k^p > M_k > M_k^s$ (где M_k^p — предельный момент по сцеплению с дорогой), означает переход колеса в буксование. В этом силовом диапазоне линейная взаимосвязь радиуса качения r_k и крутящего момента M_k нарушается (рис. 2). Это связано с тем, что вместо тангенциальных деформаций главный вклад в уменьшение кинематического радиуса колеса вносит проскальзывание шины. Если, учитывая второстепенную роль тангенциальных деформаций, пренебречь их вкладом и, упрощая, принять, что шина не подвергается закручиванию ($c_\beta \sim \infty$), а коэффициент $\eta_s \sim 1$, то формула (10) приобретает следующий вид:

$$r_k \approx r_d \left(1 - \frac{V_s}{\omega_k r_d} \right). \quad (14)$$

Так как при "чистом" качении колеса ($V_s = 0$) радиусы r_k и r_d одинаковы, а скорость движения его оси O $V_o = \omega_k r_k = \omega_k r_d$, то отношение $V_s / \omega_k r_d = V_s / V_o$ в формуле (14) следует расценивать как долю скорости, теряемую колесом вследствие проскальзываний. При этом все выражение в скобках, т. е. $(1 - V_s / \omega_k r_d)$, можно расценивать как долю "чистого" качения.

Поскольку увеличение крутящего момента, прикладываемого к ведущему колесу, приводит к возрастанию скорости проскальзывания протектора (V_s), то из формулы (14) следует, что кинематический радиус будет при этом уменьшаться, стремясь к своему естественному значению, определяемому соотношением поступательной скорости (V_o) к его вращательной (ω_k):

$$r_k \approx r_d \left(1 - \frac{V_s}{\omega_k r_d} \right) = r_d \left(1 - \frac{\omega_k r_d - V_o}{\omega_k r_d} \right) = \frac{V_o}{\omega_k}.$$

В другом предельном случае, когда крутящий момент достигает предела по сцеплению ($M_k^p = R_{\varphi p}$) и колесо буксует на месте ($\eta_s = 1$, $V_o = 0$), скорость V_s его проскальзывания достигает максимума, а кинематический радиус становится равным нулю. Точно такой же кинематический радиус дает и формула (14). Действительно, при буксовании на месте $V_o = 0$, а скорость скольжения

$V_s = \omega_k r_d - V_o = \omega_k r_d$. При таком значении скорости V_s скольжения

$$r_k = r_d \left(1 - \frac{V_s}{\omega_k r_d} \right) = r_d \left(1 - \frac{\omega_k r_d}{\omega_k r_d} \right) = 0.$$

Таким образом, как показывает анализ, полученная формула (10) вполне адекватно отражает процесс качения ведущего колеса даже в самых предельных случаях его работы.

Если колесо переходит в режим торможения, то направление крутящего момента (M_k) и вектора скорости проскальзывания (V_s) шины меняется на противоположное ($M_k < 0$; $V_s < 0$). В этом случае формула (10) принимает следующий вид:

$$r_k = r_d \left(1 + c_m |M_k| + \frac{\eta_s |V_s|}{\omega_k r_d} \right). \quad (15)$$

Из нее следует, что при переходе ведущего колеса в режим торможения кинематический радиус становится уже больше динамического. При этом разница в радиусах определяется тем, насколько величина тормозного момента и степень проскальзывания тормозящего колеса по опорной поверхности отличаются от нуля. Такая тенденция изменения радиуса качения подтверждается и экспериментально [3–5].

При торможении колеса в диапазоне с моментом $|M_k^s| > |M_k| > 0$, т. е. при служебном торможении автомобиля, когда преобладает режим упругого проскальзывания протектора, изменение кинематического радиуса колеса достаточно хорошо описывает вытекающая из формулы (10) линейная зависимость, аналогичная (12):

$$r_k \approx r_d (1 + c_m |M_k|). \quad (16)$$

При переходе колеса в режим интенсивного торможения, когда момент $|M_k^p| > |M_k| > |M_k^s|$, колесо катится уже со значительными проскальзыванием. При этом в формуле (15) больший вес приобретает третье слагаемое. В этом диапазоне, даже если пренебречь вторым членом, т. е. величиной $c_m |M_k|$, изменение кинематического радиуса колеса достаточно хорошо отражает вытекающая из этой же формулы (15) зависимость

$$r_k \approx r_d \left(1 + \frac{\eta_s |V_s|}{\omega_k r_d} \right). \quad (17)$$

В предельном случае, т. е. при переходе тормозящего колеса в блокируемое состояние ($M_k \rightarrow |M_k^p| = R_{\varphi p}$, $\eta_s \rightarrow 1$, $V_s \neq 0$, $\omega_k \rightarrow 0$) кинематический

радиус, как известно, устремляется в бесконечность, а само колесо переходит в поступательное движение. Этот же самый эффект отражает и формула (17). Действительно при $\eta_s \rightarrow 1$, $V_s \neq 0$ и $\omega_k \rightarrow 0$

$$r_k = r_d + \frac{\eta_s |V_s|}{\omega_k} = r_d + \frac{|V_s|}{0} \rightarrow \infty.$$

Как видим, полученная формула (10) кинематического радиуса колеса срабатывает и в этом предельном режиме его работы.

Подводя итог теоретическому анализу, можно сделать следующие основные выводы:

1. На основе уравнений силового и мощностного баланса получена формула, описывающая зависимость кинематического радиуса колеса от величины и направления подводимого к нему крутящего момента, а также направления и степени проскальзывания шины.

2. Решающее влияние крутящего момента на радиус качения колеса объясняется тем, что величина и направление крутящего момента определяют величину и направление тангенциального закручивания его пневматической шины, а также направление и степень проскальзывания элементов ее протектора по опорной поверхности.

3. При качении колеса в ведущем режиме увеличение крутящего момента вызывает уменьшение кинематического радиуса колеса, что предопределяет увеличение разницы между динамическим и кинематическим радиусом колеса. Снижение кинематического радиуса обусловлено тем, что с увеличением крутящего повышается степень как "упругого (внутреннего) проскальзывания" пневматической шины, так и степень

ее внешнего продольного проскальзывания (пробуксовывания).

4. При торможении кинематический радиус колеса, наоборот, превышает динамический, и эта разница возрастает по мере увеличения тормозного момента и соответствующей степени проскальзывания протектора шины по опорной поверхности.

5. При качении колеса в ведомом режиме по твердой ровной дороге, когда отсутствует процесс тангенциальной деформации шины, а проскальзывание элементов ее протектора по опорной поверхности минимально, кинематический и динамический радиусы колеса практически одинаковы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Копотилев В. И.** Основные параметры качения упругого колеса при движении по жесткой основе // Нефть и газ Западной Сибири: Материалы Междунар. научно-техн. конф.". Т. 3. Проектирование, сооружение и эксплуатация систем транспорта и хранения нефти и газа. Автомобильно-дорожные проблемы нефтегазового комплекса / ТюмГНГУ; отв. ред П. В. Евтин. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2015. — С. 201—205.
2. **ГОСТ 17697—72** Автомобили. Качение колеса. Термины и определения.
3. **Работа автомобильной шины** / под ред. В. И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
4. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР, вып. 9. — М.; Л.: Изд. АН СССР, 1948. — 200 с.
5. **Чернышев И. Н.** Влияние крутящего момента на динамический радиус качения автомобильного колеса // Автомобильная промышленность. — 1954. — № 4. — С. 15—18.



Спортивный Renault Trucks T01

Линейка грузовых автомобилей с пробегом Renault Trucks пополнилась моделью с 13-литровым двигателем мощностью 480 л. с. в версии T01 Racing. Ее разработали специалисты подразделения Halle du Design, вдохновившиеся миром автогонок.

Внешний вид этого седельного тягача экокласса "Euro-6" доработали дизайнеры подразделения Halle du Design, которое принадлежит французскому производителю грузовых автомобилей. Современный динамичный дизайн стал результатом вдохновения художников миром автоспорта. Лакокрасочное покрытие версии Renault Trucks T01 Racing имеет основу в виде белого оттенка ECLA, на котором ярко выделяются черный, красный и желтый цвета. Грузовик также украшают светоотражающие наклейки, вновь отсылающие к миру высоких скоростей автоспорта. Отдельного внимания заслуживает окраска солнцезащитного козырька, колесных дисков, решетки радиатора и наружных корпусов зеркал заднего вида, завершающих стремительный облик версии T01 Racing.

www.renault-trucks.ru

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 629.331

В. В. Нечаев, канд. техн. наук, доцент, докторант Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А. В. Хрулева, г. Санкт-Петербург
E-mail: nechver@mail.ru

МЕТОДИКА ПОИСКА И РАСПОЗНАВАНИЯ ВИДОВ ОТКАЗА АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Представлены порядок формирования и порядок исследования модели, описывающей структуру и функциональные возможности элементов автомобильной техники, а также разработанная на ее основе методика поиска и распознавания видов отказа.

Ключевые слова: структурно-функциональная модель, структурный граф, операторы алгебры высказываний, классификация видов отказа, алгоритм процесса распознавания вида отказа.

The formation procedure and the research procedure of a model that describes the structure and functionality of the elements of automotive equipment, as well as a technique developed on its basis for searching and recognizing types of failure, are presented.

Keywords: structural-functional model, structural graph, statements algebra operators, classification of types of failure, algorithm of the recognition process of the type of failure.

Автомобильный транспорт в транспортном комплексе страны занимает одну из лидирующих позиций, регулярно обслуживая более 3 млн предприятий и организаций всех форм собственности, фермерских хозяйств и частных предпринимателей, а также население страны. По данным аналитического агентства "Автостат" в 2020 г. автомобильный парк России составил почти 53 млн единиц техники. Грузовых автомобилей в стране 3,8 млн единиц, что составляет примерно 4 % от общей численности автомобильного парка, автобусы насчитывают 0,4 млн едтнту и их доля не превышает 1 % [1]. Соотношение грузоперевозок в нашей стране различным транспортом отображено на рис. 1.

Особенности и преимущества автомобильной техники определяют достаточно высокие темпы ее развития, которые связаны с мобильностью и гибкостью доставки различного груза, организацией и выполнением пассажирских перевозок точно и в установленный срок. Эти свойства во многом определяются уровнем техниче-

ского состояния, зависящего, во-первых, от надежности конструкции автомобилей, во-вторых, от мер по поддержанию и обеспечению их работоспособности в процессе эксплуатации и от условий последней. Если надежность конструкции закладывается на этапах проектирования и производства, то наиболее полное использование потенциальных возможностей определяется этапом технического обслуживания и текущего ремонта, а следовательно, работоспособность автомобиль-

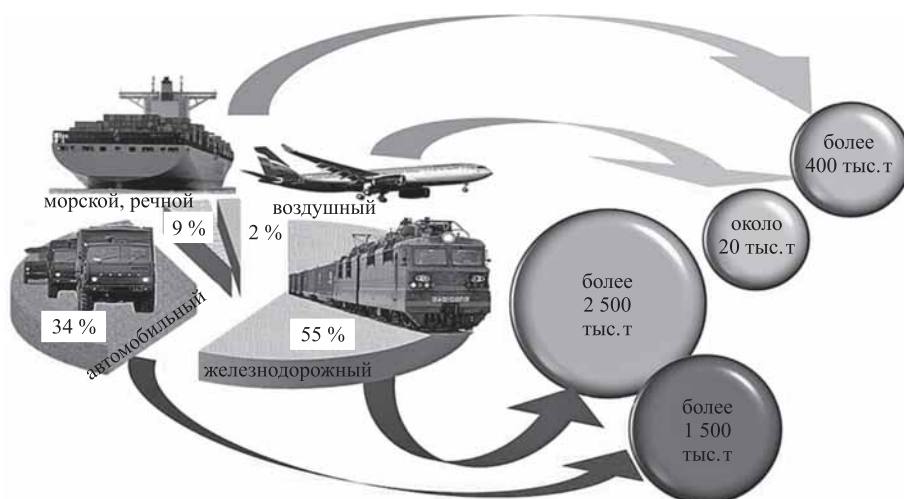


Рис. 1. Процентное соотношение грузоперевозок различным транспортом

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

ной техники поддерживается и обеспечивается системой технической эксплуатации.

Очень важно, чтобы автомобильная техника постоянно находилась в работоспособном состоянии, была способна выполнять функциональные задачи. Эти требования являются одними из наиболее важных факторов минимизации эксплуатационных затрат перевозочного процесса. Достигаются требования посредством снижения временных показателей выполнения работ по поддержанию и обеспечению работоспособного состояния автомобильной техники, при этом обязательно должно выполняться условие обеспечения необходимого уровня качества выполняемых операций по техническому обслуживанию и текущему ремонту.

Основой обеспечения работоспособного состояния автомобильной техники служит текущий ремонт. Необходимость в обеспечении работоспособного состояния возникает, как правило, в результате несвоевременного, выполненного не в полном объеме или некачественного технического обслуживания, в результате эксплуатационного отказа или, в меньшей степени, в результате постепенного отказа, возникающего по причине постепенного изменения значений одного или нескольких параметров элементов техники. Текущему ремонту предшествуют операции по диагностированию и локализации неисправности. На каждом этапе выполняются определенные операции.

Выполнение работ по диагностированию неисправности направлено на ее идентификацию и установление причин появления, в процессе же локализации неисправности занимаются поиском неисправной составной части. В общем смысле под локализацией принято понимать поиск неисправной составной части автомобиля или нескольких его составных частей на соответствующем уровне разукрупнения и предотвращение распространения найденной неисправности и ее возможных последствий. Критерием рациональности поиска служит, как правило, минимум затрат времени с учетом частичных разборок. В основу решения задачи поиска неисправностей современных образцов техники положены индивидуализация условных алгоритмов поиска в сочетании с объединением проверок, частичных разборок и последовательного устранения ремонт каждой найденной неисправности в едином технологическом процессе. При этом вместо статистических количественных данных о вероятностях неисправностей используют накопленные,

в том числе по ранее выпускавшимся моделям техники [2].

Алгоритм последовательного поиска и устранения неисправностей в общем виде представлен на рис. 2. Выбор вариантов частичных разборок автомобиля и поиска остается за специалистом, выполняющим работы по локализации неисправности. Даже при использовании информации, отраженной в эксплуатационной документации, специалисты в каждом случае субъективно строят алгоритм поиска неисправностей конкретного образца техники, так как компьютерные алгоритмы поиска неисправностей до конца не формализованы и не привязаны к индивидуальной комплектации отдельной единицы техники.

Предлагаемая методика поиска и распознавания видов отказа автомобильной техники ориентирована на минимизацию затрат при определении неработоспособной составляющей автомобиля, установление вида отказа, предотвращение распространения выявленной неисправности и ее возможных последствий. Использование методики позволит снизить время нахождения автомобильной техники в неработоспособном состоянии. Методика основывается на построении и исследовании модели, позволяющей описать структуру (составляющие элементы агрегатов,

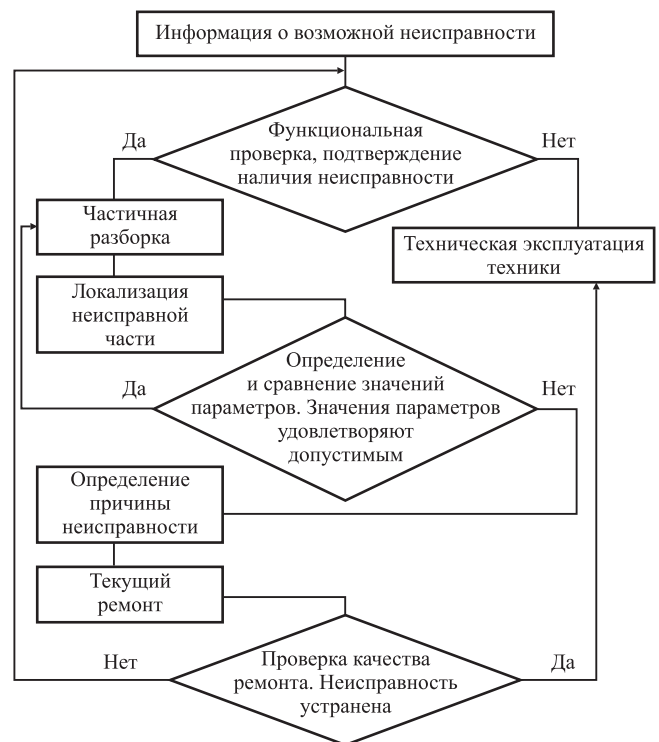


Рис. 2. Алгоритм последовательного поиска и устранения неисправностей

механизмов, узлов и систем) и функции (назначения составляющих элементов) техники вплоть до параметров (входных и выходных), определении критериев распознавания видов отказа. Назовем такую модель структурно-функциональной.

Построение модели автомобильной техники подразумевает решение двух частных задач:

- обеспечение представления элементов автомобиля в виде элементов графа и функций элементов техники в виде функций элементов графа;
- создание модели графа, описывающей как взаимное расположение элементов, так и их функциональное назначение.

Для решения первой частной задачи представим типовые элементы составляющих частей автомобиля вершинами, а функциональные связи между ними — ребрами. В результате получим неориентированный граф, который назовем структурным графом. Сделаем его ориентированным, поставив в соответствие ориентации ребер графа направление функционального воздействия.

Таким образом, для любого образца автомобильной техники можно построить соответствующий структурный граф, используя правило: вершины графа представляют собой структурно неделимые на данном уровне иерархии элементы разветвления и объединения, а ребра — функциональные связи между ними [3].

Вторая частная задача построения структурно-функциональной модели решается в три этапа:

- описание элементов структур графа и их взаимного расположения;
- описание функционального назначения элементов графа;
- совмещение результатов первого и второго этапов.

На первом этапе, допустим, имеем граф из $X + Z + 1$ элементов, изображенный на рис. 3, в котором A_{X+Z+1} — вершина графа, $A_1, A_2 \dots A_X$ — входящие в вершину ребра, $A_{X+1}, A_{X+2} \dots$

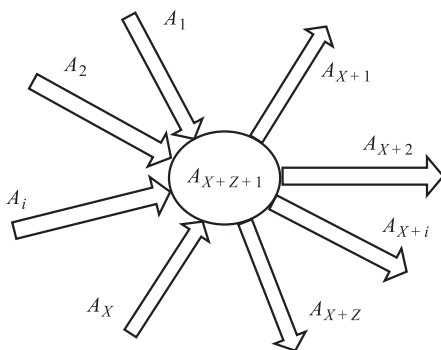


Рис. 3. Граф из $X + Z + 1$ элементов

A_{X+Z} — выходящие из вершины ребра. В общем случае $X \neq Z$. Очевидно, что семейство входящих ребер связано с семейством выходящих ребер и элементом связи является вершина. Используя основные операторы алгебры высказываний, формально опишем семейства ребер с помощью оператора логического сложения \vee , а их взаимосвязь — с помощью оператора логического умножения $\&$.

Используя оператор эквиваленции, установим соответствие между вершиной и ребрами с учетом их взаимосвязи:

$$A_{X+Z+1} \Leftrightarrow (A_1 \vee \dots \vee A_i \vee \dots \vee A_X) \& (A_{X+1} \vee \dots \vee A_{X+i} \vee \dots \vee A_{X+Z}). \quad (1)$$

Выражение (1) можно трактовать следующим образом: вершина A_{X+Z+1} устанавливает взаимосвязь между входящими ребрами $A_1, A_2 \dots A_X$ и выходящими $A_{X+1}, A_{X+2} \dots A_{X+Z}$. Аналогичным образом можно описать ребро графа. Набор связанных определенным образом элементов уже будет представлять собой систему подобных выражений.

На втором этапе для представления функционального назначения элементов графа используем выражение, которое определяет множество значений функции F :

$$F = A^*(Q), \quad (2)$$

где A^* — функция элемента; Q — множество определений функции.

В общем случае в выражении (2) функциональным назначением функции элемента графа A будем считать отображение множества Q в F :

$$A^* \Leftrightarrow Q \xrightarrow{A^*} F. \quad (3)$$

Используя определение функции q_i и значение функции f_i получим:

$$A_{X+Z+1}^* \Leftrightarrow (q_1 \vee \dots \vee q_i \vee \dots \vee q_X) \xrightarrow{A_{X+Z+1}^*} (f_{X+1} \vee \dots \vee f_{X+i} \vee \dots \vee f_{X+Z}). \quad (4)$$

Функциональное назначение элементов графа можно описать системой из выражений вида (4).

Завершая решение второй частной задачи, совместим выражения (1) и (4). В результате в левой части выражения получим элемент графа A_{X+Z+1} , который предназначен для выполнения функции A_{X+Z+1}^* . Следовательно A_{X+Z+1} и A_{X+Z+1}^* неразрывно связаны друг с другом:

$$A_{X+Z+1} \& A_{X+Z+1}^* \Leftrightarrow (A_1 \& q_1 \vee \dots \vee A_i \& q_i \vee \dots \vee A_X \& q_X) \xrightarrow{\&\otimes A_{X+Z+1}^*} \rightarrow (A_{X+1} \& f_{X+1} \vee \dots \vee A_{X+i} \& \dots \vee A_{X+Z} \& f_{X+Z}). \quad (5)$$

При этом несостоятельность одного из них неминуемо влечет за собой несостоятельность другого. Математически это реализуется при помощи оператора логического умножения $\&$.

В правой части выражения (5) элемент графа A_i соединен с элементом A_{X+Z+1} в целях создания для последнего определения функции q_i . Аналогичным образом элемент графа A_i будет соединен с элементом A_{X+Z+1} в целях приема от последнего значения функции f_i . Оператор логического перемещения $\xrightarrow{\&\otimes A_{X+Z+1}^*}$ выполняет одновременно два действия — отображение и логическое умножение, причем $\xrightarrow{A_{X+Z+1}^*}$ указывает, какое воздействие производится, а $\&$ — как оно воздействует.

В результате получаем, что отсутствие выражения с правой, либо с левой стороны знака $\xrightarrow{\&\otimes A_{X+Z+1}^*}$ влечет за собой отсутствие всей правой части выражения, другими словами:

$$A_{X+Z+1} \& A_{X+Z+1}^* \Leftrightarrow (A_1 \& q_1 \vee \dots \vee A_i \& q_i \vee \dots \vee A_X \& q_X) \xrightarrow{\&\otimes A_{X+Z+1}^*} \rightarrow 0 \Leftrightarrow 0$$

или

$$A_{X+Z+1} \& A_{X+Z+1}^* \Leftrightarrow 0 \xrightarrow{\&\otimes A_{X+Z+1}^*} \rightarrow (A_{X+1} \& f_{X+1} \vee \dots \vee A_{X+i} \& f_{X+i} \vee \dots \vee A_{X+Z} \& f_{X+Z}) \Leftrightarrow 0.$$

В общем случае структурный граф из N элементов опишется системой из N выражений:

$$\begin{cases} A_1 \& A_1^* \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^j A_i \& q_i \xrightarrow{\&\otimes A_1^*} \bigcup_{i=1}^y A_i \& f_i \\ A_2 \& A_2^* \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^t A_i \& q_i \xrightarrow{\&\otimes A_2^*} \bigcup_{i=1}^m A_i \& f_i \\ A_N \& A_N^* \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^s A_i \& q_i \xrightarrow{\&\otimes A_N^*} \bigcup_{i=1}^r A_i \& f_i \end{cases}, \quad (6)$$

где j, t, s — количество элементов A_i , обеспечивающих формирование набора определений q_i для элементов $A_N \& A_N^*$; y, m, r — количество элементов A_i обеспечивающих получение набора значений f_i для элементов $A_N \& A_N^*$.

Необходимо сделать оговорку о том, что система выражений (6) описывает элементы автомобиля с учетом одностороннего направления воздействия их друг на друга (работа трансмиссии при движении автомобиля в одном направлении).

Для этого используется прямо ориентированный граф. Решая задачу описания работы, с учетом противоположенного первоначальному воздействию элементов необходимо использовать обратно ориентированный граф. Его математической моделью будет являться система выражений:

$$\begin{cases} A_1 \& A_1^{*-1} \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^j A_i \& q_i \xrightarrow{\&\otimes A_1^{*-1}} \bigcup_{i=1}^y A_i \& f_i \\ A_2 \& A_2^{*-1} \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^t A_i \& q_i \xrightarrow{\&\otimes A_2^{*-1}} \bigcup_{i=1}^m A_i \& f_i \\ A_N \& A_N^{*-1} \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^s A_i \& q_i \xrightarrow{\&\otimes A_N^{*-1}} \bigcup_{i=1}^r A_i \& f_i \end{cases}. \quad (7)$$

В конечном результате модель представляет собой систему выражений, описывающих как взаимное расположение элементов графа, так и их функциональное назначение (6), (7) [4].

Кроме структурно-функциональной модели, позволяющей получить информацию о взаимном расположении и функциональном назначении элементов автомобильной техники в работоспособном состоянии, необходимо сформировать модель, которая характеризовала бы ее предполагаемое состояние. Формирование основывается на изменениях, вносимых в разработанную модель с учетом предполагаемого состояния автомобиля. Для этого в процессе диагностирования определяют техническое состояние составной части автомобиля, в котором она не соответствует установленным требованиям и не способна выполнять на должном уровне возложенные функциональные задачи. Чтобы иметь возможность сформировать модель считаем, что если на каком-то уровне функциональная задача составной частью автомобиля не выполняется, то все обеспечивающие данную задачу нижестоящие уровни также не выполняются. Используя условие о выполнении элементами автомобиля соответствующих им функциональных задач или нет, f будет принимать одно из двух значений: 0 — да, 1 — нет. Зная о том, что функции элемента (элементов) техники не выполняются, то на основе эталонной системы, которая описывает составную часть автомобиля в работоспособном состоянии, можно получить систему предполагаемого состояния, которая описывает автомобильную технику в неработоспособном состоянии, подставив в модель соответствующие значения f .

Для получения элементов $A \& A^*$ структурно-функциональной модели, где определены отсутствующие значения функций, необходимо из

правой части системы выражений, описывающей изделие в работоспособном состоянии, поэлементно вычесть правую часть системы выражений, которые описывают технику в предполагаемом состоянии. Данное действие осуществляется следующим образом. Из правой части каждого выражения эталонной системы поэлементно вычитается правая часть соответствующего выражения предполагаемой системы. В результате получится подозреваемая система выражений, определенная путем разности эталонной и предполагаемой [5].

Из подозреваемой системы определяются элементы автомобиля, которые подлежат проверке на работоспособность. Они соответствуют элементам модели, которые не эквивалентны нулю. Получаем набор структурно неделимых на выбранном уровне иерархии элементов автомобиля (элементов замены или восстановления) [6].

После определения перечня элементов автомобиля, подлежащих проверке, возникает задача в распознавании вида отказа. Формирование процесса распознавания вида отказа необходимо начинать с определения критериев решаемой задачи и возможных неработоспособных состояний элементов автомобильной техники. В настоящее время, при определении вида отказа пользуются терминами и определениями, перечисленными в ГОСТ 27.002—2015 и раскрывающими его сущность [7].

В то же время статистика отказов автомобильного транспорта показывает наличие нарушений работоспособного состояния, свойства которых имеют более широкое разнообразие. Существенные временные показатели обеспечения работоспособного состояния обусловлены "выходом из строя" нескольких элементов, требующих замены одновременно. Количество параметров в этом случае, находящихся за допустимыми пределами, составляет более одного. Исходя из этого, целесообразно в классификацию отказов ввести дополнительные виды, уточняющие физическую сущность неработоспособного состояния автомобиля.

С учетом перечисленных доводов предлагается незначительно расширить классификацию и использовать следующие виды отказов:

— автономный однопараметрический отказ (один неработоспособный элемент автомобиля стал причиной выхода одного параметра за пределы допустимых значений, является источником отказа);

— независимый многопараметрический множественный отказ (два и более элемента одного

агрегата, механизма, узла или системы автомобиля находятся в неработоспособном состоянии, являются причиной отказа и выхода нескольких значений параметров за установленные нормой пределы);

— зависимый отказ (отказ одного элемента произошел по причине отказа, неправильного функционального воздействия, либо отсутствия воздействия сопряженного с ним элемента (элементов), при этом несколько параметров находятся за допустимыми пределами);

— функционально-зависимый отказ (имеется несколько неработоспособных элементов различных агрегатов, механизмов, узлов или систем автомобиля, воздействующих друг на друга, несколько параметров находятся за пределами допуска).

На самом деле видов нарушения работоспособного состояния значительно больше, но используя имеющуюся статистику [8—9], были выделены и перечислены наиболее распространенные.

Методика предлагает определить в качестве критериев распознавания вида отказа следующие положения.

1. Схему и порядок функционального воздействия элементов автомобиля.

2. Вероятность отсутствия отказа: в рассматриваемом агрегате, механизме, узле или системе автомобиля все детали работоспособны, показатели их работы в пределах, установленных технической документацией. Этот критерий инициирует начало процесса распознавания вида отказа.

3. Вероятность возникновения зависимого отказа: в неработоспособном состоянии подозреваются несколько элементов одной составной части автомобиля.

4. Вероятность возникновения независимого многопараметрического множественного отказа: в неработоспособном состоянии подозреваются два и более элемента составной части автомобиля, которые являются источником отказа и не имеют возможности функционального воздействия друг с другом.

5. Вероятность возникновения автономного однопараметрического отказа: в неработоспособном состоянии находится один элемент составной части автомобиля, который является источником отказа, критерий, как правило, используется в завершающей стадии процесса распознавания вида отказа.

6. Наличие либо отсутствие функционально-зависимого отказа: критерий целесообразно использовать на начальном этапе процесса распознавания вида отказа.

Комплексное применение критериев позволит распознать неработоспособное состояние, определить вид возникшего отказа в соответствии с предложенной классификацией.

Для распознавания вида отказа предлагается реализовать следующие операции.

1. При выполнении критерия вероятности отсутствия отказа распознавание вида отказа не осуществляется.

2. При невыполнении критерия вероятности отсутствия отказа выявляется наличие неисправности, при этом выполняют анализ схемы и порядка работы всех составных частей автомобиля. Используется критерий наличия, либо отсутствия функционально-зависимого отказа. Данный критерий позволяет либо определить наличие нескольких неисправных частей автомобиля, либо сконцентрировать внимание на каком-то одном компоненте. В случае установления функционально-зависимого отказа определяют последовательность выполняемых работ по его устранению: устанавливают неисправные элементы, места их расположения, схемы взаимодействия друг с другом, причины (источники) отказа, возможные направления распространения последствий отказа, выполняют проверку работы сопряженных деталей, порядок замены (восстановления) неработоспособных элементов, обеспечивают работоспособное состояние и выполняют контроль качества совершенных операций.

3. Если в результате применения критерия наличия, либо отсутствия функционально-зависимого отказа установлено наличие неработоспособных элементов в одной составной части автомобиля применяют критерий вероятности возникновения зависимого отказа. В этом случае возможны две ситуации: подтверждение зависимого отказа или наличие независимого многопараметрического множественного отказа. В случае подтверждения зависимого отказа выполняют те же операции, что и при функционально-зависимом отказе, только по отношению к одной составляющей части автомобиля.

4. В случае выполнения критерия вероятности возникновения независимого многопараметрического множественного отказа выполняются следующие операции: определяют неисправные элементы, места их расположения, возможные направления распространения последствий отказа, порядок замены (восстановления) неработоспособных элементов, осуществляют проверку

работы сопряженных деталей, выполняют обеспечение работоспособного состояния и контроль качества выполненных операций. Невыполнение критерия укажет на наличие автономного однопараметрического отказа.

5. Критерий вероятности возникновения автономного однопараметрического отказа требует выполнения поиска неисправного элемента, определения рациональности замены или восстановления неработоспособного элемента, выполнения текущего ремонта и проведения контроля качества выполненных работ.

Блок-схема алгоритма процесса распознавания вида отказа представлена на рис. 4.

Использование методики поиска и распознавания видов отказа позволит в кратчайшие сроки определить элементы автомобиля, которые подлежат проверке на работоспособность, и в случае выявления такого технического состояния установить вид отказа. Определение неработоспособных элементов дает возможность оперативно организовать обеспечение процесса текущего ремонта необходимой эксплуатационной документацией, выбрать технические средства обеспечения



Рис. 4. Блок-схема алгоритма процесса распознавания вида отказа

работоспособного состояния и их оптимальное количество, установить необходимые минимальные требования к специалистам, привлекаемым к выполнению текущего ремонта, определить возможность устранения различных отказов одновременно и, основываясь на полученной информации, установить возможное количество одновременно задействованных специалистов.

Таким образом, методика поиска и распознавания видов отказа позволит минимизировать временные показатели, снизить трудоемкость при определении неисправной части или нескольких составных частей, позволит предотвратить распространение выявленной неисправности и ее возможных последствий, даст возможность распознать вид неработоспособной составляющей автомобиля. Использование методики будет способствовать рациональному обеспечению работоспособного состояния автомобильной техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Подсчитано** количество автомобилей в России. Газета. RU, 21 февраля 2020 [Электронный ресурс]. URL: <https://iz.ru/978962/2020-02-21/eksperty-nazvali-chislo-avtomobilei-v-rossii>.
2. **Мороз С. М.** Методы обеспечения работоспособного технического состояния автотранспортных средств: учебник / С. М. Мороз. — М.: МАДИ, 2015. — 204 с.
3. **Нечаев В. В.** Моделирование системы регламентированного технического обслуживания автомобильной техники // Строительные и дорожные машины. — 2019. — № 12. — С. 37–40.
4. **Нечаев В. В.** Математические зависимости, позволяющие определить разброс компрессии в цилиндрах двигателя без его пуска // Наука и военная безопасность. — 2017. — № 2. — С. 15–18.
5. **Нечаев В. В., Головкин К. В.** Метод определения технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя по величине давления газов в картере // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 31–33.
6. **Патент 2708774** Российская Федерация, МПК В60S 5/00, G01M 17/00 (2006/01) Способ эксплуатации автомобильной техники / В. В. Нечаев; заявитель и патентообладатель Нечаев В. В. (RU). — заявл. 13.05.2019; опубл. 11.12.2019 Бюл. № 35. — 11 с.
7. **Нечаев В. В.** Основные неисправности узлов, систем и механизмов военных гусеничных и колесных машин, устраняемые при проведении текущего, среднего и капитального ремонта: учебное пособие для вузов / В. В. Нечаев, А. Д. Гедзь, А. С. Шикин, А. Б. Марков — Омск: ОАБИИ, 2014. — 115 с.
8. **Исследование** процесса мониторинга технического состояния БТВТ и ВАТ в воинских частях и ОВУ для совершенствования мероприятий планирования эксплуатации и ремонта: отчет о НИР / Ищенко В. В. — СПб.: Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А. В. Хрулева, 2019. — 135 с.
9. **Совершенствование** системы комплектования ЗИП военной автомобильной техники: отчет о НИР / А. Г. Картуков. — СПб.: Военный институт (инженерно-технический), 2017. — 111 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2020 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 629.113.004.67

А. С. Денисов, д-р техн. наук, профессор, А. А. Верхутов, аспирант,
Е. Ю. Горшенина, канд. техн. наук, доцент, А. А. Игнатъев, д-р техн. наук, профессор,
М. В. Виноградов, д-р техн. наук, профессор, В. А. Добряков, канд. техн. наук, доцент,
Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина,
г. Саратов, ул. Политехническая, 77
E-mail: denisov0307@yandex.ru

АЛГОРИТМ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДЕФЕКТОВКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Затраты на капитальный ремонт автомобильных двигателей составляет 70...75 % от их стоимости, а вторичный ресурс составляет лишь 30...40 % [1]. За весь срок службы автомобильных двигателей на обеспечение их работоспособности расходуется средств в 5—6 раз больше, чем на изготовление [2]. Простои автомобилей "КАМАЗ" в эксплуатации вызваны отказами, в основном двигателей, в том числе и коленчатого вала. Пока что недостаточно раскрыта физическая сущность развития усталостных разрушений и их обнаружения. Поэтому исследование развития и дефектовки усталостных разрушений коленчатого вала двигателя "КАМАЗ", безусловно, актуально и в настоящее время.

Ключевые слова: коленчатый вал, усталостные трещины, эксплуатация, технология восстановления, ресурс, виброакустика, дефектовка.

The cost of overhaul of automobile engines is 70...75 % of their cost, and the secondary resource is 30...40 % [1]. For the entire service life of automobile engines, 5...6 times more funds are spent on ensuring their efficiency than on manufacturing [2]. Downtime KAMAZ vehicles in operation caused by failures, mainly engines, including the crankshaft. Yet been sufficiently disclosed the physical nature of the development of fatigue damage and their detection. Therefore, the study of the development and defects of fatigue destruction of the crankshaft of the KAMAZ engine is certainly relevant at the present time.

Keywords: crankshaft fatigue cracks, operation, repair technology, resource, vibroakustika, Troubleshooting.

Цель исследования — разработать средства виброакустической дефектовки коленчатого вала при восстановлении с учетом обнаруженных усталостных трещин.

В качестве основы использовали модель Ивановой и Терентьева [2]: дислокации, субмикротрещины, микротрещины, макротрещины. В работе принята терминология по оценке технического состояния коленчатого вала (КВ), по которой обнаружение усталостных трещин относится к дефектовке.

Проведенный анализ технического состояния коленчатых валов двигателей "КАМАЗ" показал, что довольно значительная доля ремфонда приходится на усталостные трещины (11 %).

Из существующих способов дефектовки коленчатого вала в настоящее время наиболее распространенным является способ магнитной дефектоскопии. Однако он является довольно трудоемким и требует специальной подготовки. Наиболее перспективным является способ виброакустической (ВА) дефектовки с импульсным воздействием.

Схема дефектовки представляет импульсное воздействие бойка на нижний флянец коленчатого вала и снятие с него с помощью датчика на магните сигнала с дальнейшими низкочастотными фильтрацией, определение параметров функции вычислением добротности и сравнение ее с нормативом (рис. 1).

Вибрация, возбуждаемая короткими импульсами, оценивается добротностью колебательной системы. В бездефектном коленчатом вале колебания происходят дольше, чем в КВ с трещиной, то есть время релаксации у них больше. Это обусловлено рассеиванием энергии вибраций на границах раздела среды в месте трещин.

Существует множество путей аппроксимации ударных воздействий классическими функциями. Наиболее часто при описании ударов δ -функция, широко используемая для решения задач автоматического управления, также применяется для описания ударных возмущающих воздействий, отвечающих условию при использовании полуволны синусоиды.

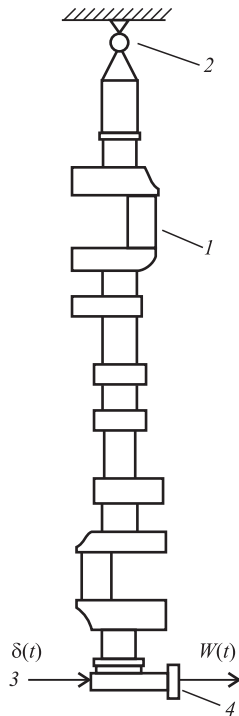


Рис. 1. Возбуждение колебаний в КВ импульсным воздействием и их прием вибропреобразователем:

1 — КВ; 2 — подвеска; 3 — боек; 4 — датчик с вибропреобразователем

$$y(t) = \sin(\omega t + \varphi),$$

$$\delta(t) = 0 \text{ при } t \neq 0, \delta(t) = \infty \text{ при } t = 0, \quad (1)$$

$$\int \delta(t) dt = 1 + \infty - \infty,$$

где ω — частота колебаний; t — время; φ — начальное значение отклонения.

При этом спектр δ -функции является постоянной величиной.

На основании приведенной в диссертации классификации наиболее подходящим для описания падающего шарика на поверхность КВ является применение δ -функции, так как она представляет собой импульс бесконечно малой длины и описывает ударное воздействие с продолжительностью намного меньшей длительности переходного процесса.

Использование дельта-импульса позволяет производить анализ быстропротекающих процессов. При известной продолжительности сигнала и закона изменения амплитуды с течением времени имеется возможность идентифицировать переходный процесс системы и, следовательно, получить необходимую информацию о его параметрах. Одним из таких переходных процессов являются собственные колебания КВ при воздей-

ствии на него импульсным ударным возмущением в виде δ -импульса.

При использовании импульсного возмущающего воздействия на КВ можно получить импульсную переходную функцию на основании регистрации его свободных ВА колебаний. В реальных условиях свободные колебания в объекте протекают под действием сил сопротивления, в результате чего происходит уменьшение амплитуды колебаний. Наиболее распространенным является случай, когда скорость движения в упругой среде пропорциональна силе сопротивления:

$$F_c \sim v, F_c = -rv, \quad (2)$$

где r — коэффициент сопротивления, знак минус показывает разнонаправленность скорости v и силы F_c .

Рассмотрим точку, совершающую гармонические колебания в упругой среде, имеющей коэффициент сопротивления r . Запишем уравнение по второму закону Ньютона, описывающее колебания:

$$ma = -kx - rv;$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{r}{m} \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} x = 0;$$

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m}; \alpha = \frac{r}{2m},$$

где α — коэффициент затухания, определяющий скорость затухания колебательного процесса. С затуханием колебаний энергия колебательного процесса постепенно убывает.

Уравнение затухающего колебательно процесса может быть представлено в дифференциальной форме:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0, \quad (3)$$

а его решение в виде

$$x = Ae^{-\alpha t} \cos(\omega t + \varphi_0). \quad (4)$$

Одними из основных параметров колебательного процесса являются частота и период. Для затухающих колебаний они будут иметь вид:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}; T = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}}. \quad (5)$$

При $\alpha \rightarrow 0$, $T \rightarrow T_0$ затухающие колебания являются гармоническими, амплитуда которых изменяется по закону:

$$A = A_0 e^{-\alpha t}. \quad (6)$$

Рассмотрим случай, при котором амплитуда уменьшилась в e раз в течении некоторого времени τ :

$$A(t) = A_0 e^{-\alpha t}; \quad (7)$$

$$A(t + \tau) = A_0 e^{-\alpha(t + \tau)}; \quad (8)$$

$$\frac{A(t)}{A(t + \tau)} = \frac{A_0 e^{-\alpha t}}{A_0 e^{-\alpha(t + \tau)}} = e^{\alpha \tau}; \quad (9)$$

$$\frac{A(t)}{A(t + \tau)} = e = e^{\alpha \tau} \rightarrow \alpha \tau = 1; \quad (10)$$

$$\alpha = \frac{1}{\tau}, \quad (11)$$

где τ — время релаксации.

На основании формулы (11) можно сделать вывод, что коэффициент затухания обратно пропорционален времени, за которое амплитуда уменьшится в e раз. Еще одной характеристикой колебательного процесса является декремент затухания D , равный отношению двух амплитуд, разница между которыми, по времени, период.

$$D = \frac{A(t)}{A(t + T)} = \frac{A_0 e^{-\alpha t}}{A_0 e^{-\alpha(t + T)}}. \quad (12)$$

На основании декремента затухания можно получить логарифмический декремент затухания, равный логарифму D . Значение логарифмического декремента затухания определяется числом колебаний, за которые амплитуда уменьшилась в e раз.

$$\lambda = \ln D = \alpha T = \ln \frac{A(t)}{A(t + T)}; \quad (13)$$

$$\lambda = \alpha T = \frac{T}{\tau} = \frac{1}{N_e}. \quad (14)$$

Рассмотренные характеристики колебательно-го процесса связаны с анализом временной зависимости колебаний, т. е. с ИПФ. Основной же характеристикой колебательной системы является добротность.

$$Q = \frac{\pi}{\lambda} = \pi N_e = \frac{\pi}{\alpha T}. \quad (15)$$

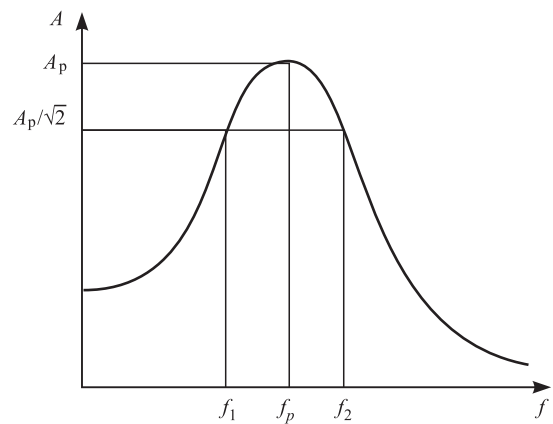


Рис. 2. Определение добротности колебательной системы по резонансной кривой

В нашем случае энергия ВА колебаний рассеивается, следовательно, по мере увеличения трещины рассеивание энергии будет увеличиваться, а добротность КВ снижаться. Добротность механической системы определяется по ее резонансной кривой, или по амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) (рис. 2).

Для КВ добротность определяется из АЧХ, которую можно получить из передаточной функции. Передаточная функция в свою очередь определяется из импульсной переходной функции (ИПФ). Для определения добротности необходимо определить ширину резонансной кривой, для этого определяют значение, равное отношению максимальной амплитуды к корню из двух, то есть $A_p/\sqrt{2}$. На пересечении резонансной кривой и этого значения определяют границы ширины резонансной кривой f_2 и f_1 . Полученные частоты связаны с шириной следующим соотношением: $\Delta f = f_2 - f_1$. Добротность определяется отношение резонансной частоты к ширине резонансной кривой: $Q = f_p/\Delta f$.

Наличие трещин обуславливает повышенное рассеяние энергии ВА колебаний. Таким образом, добротность является показателем качества динамической системы, который зависит от основных ее характеристик, таких как резонансная частота и декремент затухания. Следовательно, добротность может служить идентификатором состояния КВ. Идентификация математической модели КВ, как динамической системы при импульсном воздействии, представляет определение добротности. Рассмотрим КВ как динамическую систему (ДС), у которой имеется входное воздействие, осуществляемое бойком, регистрируется вибродатчиком выходное воздействие, а сам КВ

закреплен на подвеске (см. рис. 1). При ударе шариком, играющим роль бойка, входное воздействие можно рассматривать как дельта-импульс, а выходное как импульсную переходную функцию $w(t)$. На основании импульсной переходной функции можно получить передаточную функцию динамической системы КВ, по которой определяется параметр, позволяющий однозначно идентифицировать состояние объекта контроля на наличие дефектов, а именно добротность. Добротность напрямую связана с частотой собственных колебаний КВ и коэффициентом затухания колебаний.

Данная ИПФ описывается выражением:

$$A(t) = A_0 e^{-\alpha t} \sin(\omega_0 t), \quad (16)$$

где α — коэффициент затухания; ω_0 — частота колебаний системы; A_0 — начальная амплитуда переходного процесса. Применяя преобразование Лапласа к импульсной переходной функции (17), получим передаточную функцию КВ как динамической системы.

На основании полученной АЧХ строится график и определяется добротность динамической системы. На основании амплитудно-частотной характеристики определяется добротность ($Q = f_p / (f_2 - f_1) = f_p / \Delta f$). Таким образом, получена передаточная функция КВ, как ДС. Значение параметров k , T , γ зависят от размеров, массы и материалов КВ, следовательно, передаточная функция определяется типом КВ и для ее идентификации необходим специальный эксперимент. Идентификация модели КВ с трещиной производится в том же порядке.

Согласно [8] при анализе свободных колебаний механических систем значение имеют измерения вблизи резонансной частоты. Исходя из того, что частотные составляющие вблизи резонансной частоты располагаются близко друг к другу, при составлении математической модели возможно использование общего декремента затухания α .

На основании приведенных формул в среде Mathcad строится АЧХ динамической системы КВ. На основании амплитудно-частотной характеристики можно получить добротность, которая для КВ с трещиной будет ниже, чем у КВ без дефекта. Таким образом, методика определения добротности КВ на основании анализа его как динамической системы может быть представлена в виде ряда этапов (рис. 3).

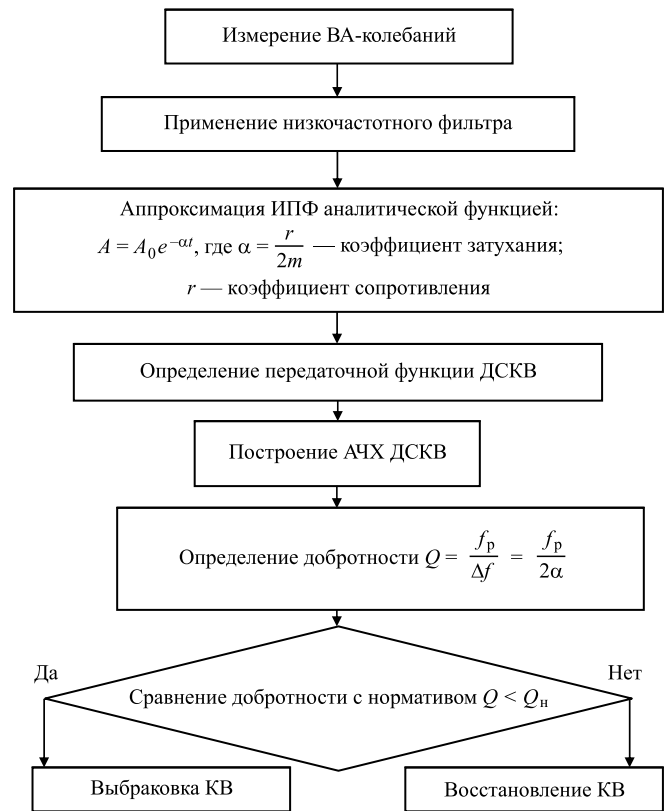


Рис. 3. Алгоритм идентификации ДС КВ и вычисления добротности

Заключение

На основании рис. 3 предлагается следующий алгоритм идентификации ДС КВ и вычисления добротности:

1. Измерение ВА колебаний КВ при импульсном воздействии.
2. Применение к полученному ВА сигналу низкочастотной фильтрации.
3. Аппроксимация ИПФ при помощи аналитических выражений.
4. Вычисление передаточной функции ДС КВ.
5. Построение АЧХ ДС КВ по полученной передаточной функции при помощи программного продукта MATLAB.
6. Определение добротности системы по полученной АЧХ.
7. Сравнение полученной добротности ДС с эталонным (бездефектным) значением добротности.
8. Отбраковка КВ в случае выявления в нем дефекта и отправка на утилизацию.

9. В случае соответствия добротности рассматриваемого КВ нормативным значениям производится его восстановление.

Таким образом, представленный алгоритм ВА дефектовки КВ позволяет разработать технологию выбраковки со снижением трудоемкости и повышением объективности, что ведет к снижению стоимости ремонта двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Костецкий Б. И.** Надежность и долговечность машин / Б. И. Костецкий, И. Г. Носовский, Л. И. Бершадский, А. К. Караулов. — Киев: Техника, 1975. 0-151 408 с.
2. **Денисов А. С.** Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А. С. Денисов. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 1999. — 352 с.
3. **Денисов А. С.** Обеспечение надежности автотракторных двигателей / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2007. — 422 с.
4. **Денисов А. С.** Теоретический анализ изменения напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2010. — № 9. — С. 47—51.
5. **Кулаков А. Т., Денисов А. С., Макушин А. А.** Особенности эксплуатации, обслуживания и ремонта силовых агрегатов грузовых автомобилей: Учебное пособие. — М.: Инфра-Инженерия, 2013. — 432 с.
6. **Никишин В. Н.** Обеспечение качества коленчатого вала автомобильного дизеля / В. Н. Никишин, А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Вестник Саратовского государственного технического университета, 2006. — № 4. — С. 69—76.
7. **Гельман Л. М.** Виброакустический метод свободных колебаний для неразрушающего контроля трещин / Л. М. Гельман, С. В. Горпинич // Акустичний вісник. — 1999. — Т. 2. — № 4. — С. 3—22.
8. **Генкин М. Д.** Акустическая диагностика машин и конструкций / М. Д. Генкин — М.: Наука, 1973. — 112 с.
9. **Генкин М. Д.** Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. М.: Машиностроение, 1987. — 228 с.
10. **Игнатъев А. А.** Автоматизация выявления дефектов колец подшипников виброакустическим методом при импульсном воздействии / А. А. Игнатъев, А. Г. Мотков, М. Ю. Захарченко. — Саратов: СГТУ, 2016. — 108 с.
11. **Бидерман В. Л.** Прикладная теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. — М.: Высшая школа, 1972. — 416 с.
12. **Добрынин С. А.** Метод автоматизированного исследования вибрации машин / С. А. Добрынин, М. С. Фельдман, Г. И. Фирсов. М.: Машиностроение, 1987. — 224 с.
13. **Клюев В. В.** Неразрушающий контроль и диагностика: справочник. / В. В. Клюев, Ф. Р. Соснин, А. В. Ковалев. — М.: Машиностроение, 2003. — 657 с.
14. **Повышение долговечности коленчатых валов автотракторных двигателей в эксплуатации и при восстановлении: монография / А. С. Денисов, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина — М.: РУСАЙНС, 2017. — 300 с.**
15. **Денисов А. С.** Основы работоспособности технических систем. Учебник. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2014. — 312 с.

Испытания гибридного грузовика DAF CF HYBRID

DAF Trucks начала испытания гибридного автомобиля CF Hybrid в реальных условиях эксплуатации для сбора данных о его ежедневном использовании. Голландский транспортный оператор Peter Arpel принял в эксплуатацию два инновационных гибридных грузовика для снабжения супермаркетов в центральном регионе Нидерландов.

DAF CF Hybrid использует только электрический привод в городской черте и экологичный дизельный двигатель за пределами города. Инновационный грузовик сочетает в себе лучшее из двух миров: он обеспечивает "нулевой уровень выбросов" в жилых районах, а также большой запас хода и гибкие возможности эксплуатации в междугородных перевозках. Гибридные инновационные грузовые автомобили DAF CF оснащаются высокоэффективным дизельным двигателем PACCAR MX-11 рабочим объемом 10,8 л (330 кВт/450 л. с.), электродвигателем ZF (75 кВт/100 л. с., пиковая мощность — 130 кВт/175 л. с.) и специальной коробкой передач ZF TraXon для гибридных силовых агрегатов. Электродвигатель получает энергию от блока аккумуляторов емкостью 85 кВт·ч, который заряжается во время работы дизельного двигателя. Когда используется дизельный двигатель, электромотор работает как генератор и передает энергию на блок аккумуляторов. В будущем также появится возможность заряжать аккумуляторный блок на станции (быстрой) зарядки. С полным зарядом аккумуляторов DAF CF Hybrid — в зависимости от общей массы автопоезда — имеет запас хода от электродвигателя от 30 до 50 км. Этого более чем достаточно для того, чтобы въехать в городской район и выехать из него, не производя никаких выбросов из выхлопной трубы.

www.daf.com

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 656.029

М. А. Кудряшов, начальник сектора центрального аппарата службы кадров ГУП "Мосгортранс", Россия, 115035, Москва, Раушская наб., д. 22/21, стр. 1, e-mail: sparky5@yandex.ru, **Д. Г. Мороз**, канд. техн. наук, доцент кафедры "Автомобильные перевозки" МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр-т, e-mail: 64 dgm1986@mail.ru, **А. В. Прокопенков**, проектный менеджер Ассоциации "ТАМА", Россия, 121170, Москва, ул. Дениса Давыдова, д. 2, e-mail: sasha_674@mail.ru

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ КАЧЕСТВА ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НА ЭЛЕКТРОБУСНЫХ МАРШРУТАХ

В статье предложен методический подход к выбору объекта исследования при апробации методики оценки качества транспортного обслуживания населения на электробусных маршрутах. Оценку качества транспортного обслуживания населения предлагается выполнять согласно социальному стандарту, утвержденному распоряжением Министерства транспорта. Выполнен анализ внесенных изменений в социальный стандарт транспортного обслуживания населения.

Ключевые слова: электробус, качество транспортного обслуживания, апробация социального стандарта, кластерный анализ.

The article offers a methodological approach to the selection of the research object when testing the methodology for assessing the quality of public transport services on electric bus routes. It is proposed to evaluate the quality of public transport services in accordance with the social standard approved by the order of the Ministry of transport. The analysis of the changes made to the social standard of public transport services is performed.

Keywords: electric bus, quality of transport services, testing of social standards, cluster analysis.

Отдельным вопросам формирования минимальных социальных стандартов транспортного обслуживания населения, определения критериев качества и их нормативных значений посвящен ряд работ отечественных исследователей [1–4].

Разработка методического подхода к оценке качества транспортного обслуживания населения на маршрутах, обслуживаемых автобусами на электрической тяге, предполагает выполнение анализа и оценку адаптивности методики оценки качества транспортного обслуживания населения согласно социальному стандарту [5, 6] на выбранных локальных участках в условиях Москвы.

Распоряжение Министерства транспорта Российской Федерации [6] предусматривает корректировку требований и методики оценки качества транспортного обслуживания населения [5]. Выполненный анализ [6] позволил установить изменения требований к методике оценки территориальной доступности остановочных пунктов,

объектов транспортной инфраструктуры и транспортных средств для маломобильных групп населения. Показатель оценки уровня шума в салоне транспортных средств признан утратившим силу. Уточнены требования к соблюдению комфортного температурного режима в салоне транспортного средства. Изменены значения нормы вместимости транспортных средств на 1 кв. м свободной площади пола салона с 5 до 3 чел. Установлены нормативные значения срока службы транспортного средства, определяемый заводом-производителем или равный 10 лет с момента передачи транспортного средства потребителю.

Скорректирована методика оценки качества транспортного обслуживания населения.

Структура показателей качества социального стандарта транспортного обслуживания населения с учетом внесенных изменений [5, 6] представлена на рис. 1.

Ранее авторами был выполнен анализ [5] и даны заключения относительно адаптивности



Рис. 1. Структура показателей качества транспортного обслуживания

методики оценки качества транспортного обслуживания применительно к условиям Москвы [7]. По результатам анализа [7], в целях апробации [5] авторами была разработана методика выбора обследуемых маршрутов, обслуживаемых коммерческими перевозчиками в рамках новой модели управления наземным городским пассажирским транспортом [8]. Общие результаты апробации представлены в работе [9].

Выбор маршрутов наземного городского пассажирского транспорта

В соответствии с реестром от 27.12.2019 г. в городе Москве зарегистрировано более тысячи муниципальных маршрутов регулярных перевозок, из них на 23 эксплуатируются автобусы на электрической тяге [10].

В целях проведения апробации [5, 6] первым этапом предлагается разбиение заданной выборки электробусных маршрутов G на непересекающиеся подмножества Q_1, Q_2, \dots, Q_m методом кластерного анализа, по критерию принадлежности остановочных пунктов X_i трассам следования

маршрутов, так чтобы каждый маршрут G_j принадлежал только одному подмножеству, одновременно обеспечивая схожесть трасс следования маршрутов, входящих в один кластер, в то время как маршруты, принадлежащие разным кластерам имели отличную трассу следования. По результатам кластеризации предлагается выбор 1 маршрута из каждой сформированной группы.

В отличие от работы [8], где в качестве меры расстояния использовано Евклидово расстояние, в данной работе выбран квадрат Евклидова расстояния (см. табл. 1) [11].

Таблица 1

Характеристика близости объектов по набору параметров, измеренных в различных шкалах

Показатели	Формула расчета
Евклидово расстояние	$D_{E_{ij}} = \left(\sum_{l=1}^m (x_i^l - x_j^l) \right)^{\frac{1}{2}}$
Квадрат Евклидова расстояния	$D_{E_{ij}}^2 = \sum_{l=1}^m (x_i^l - x_j^l)^2$

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

тодов определения их оптимального количества является определение "точки роста" на графике процесса изменения расстояний (рис. 5, 6).

По результатам анализа установлено, что "точкой роста" является 21 шаг.

В целях дополнительной оценки качества кластеризации и определения состава каждого из кластеров дополнительно выполнен анализ с использованием дивизимного метода K -средних, показывающий аналогичный результат по составу кластеров (рис. 6).

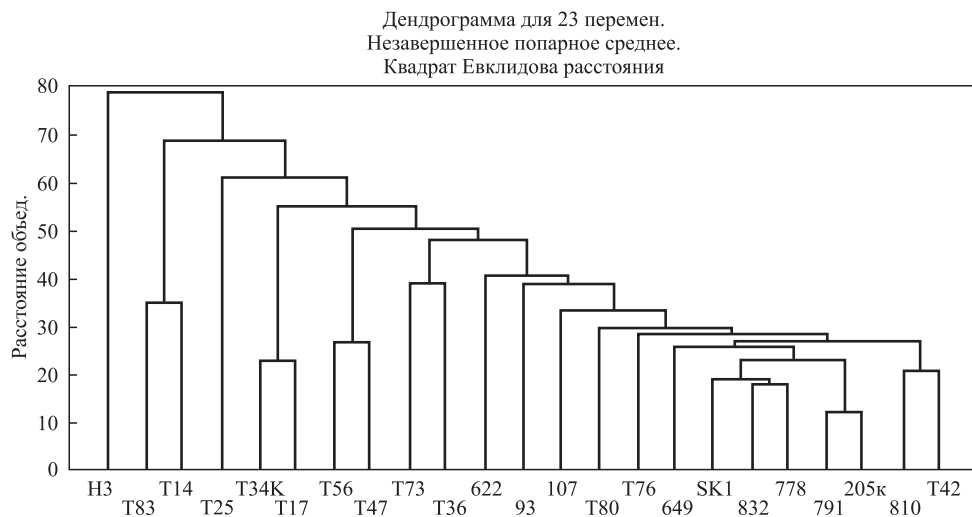


Рис. 4. Дендрограмма кластерного анализа методом невзвешенного попарного среднего

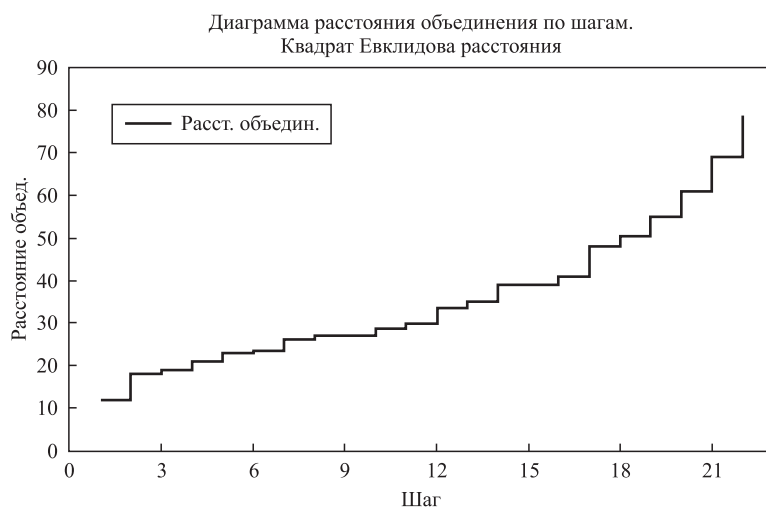


Рис. 5. График процесса изменения расстояний методом невзвешенного попарного среднего

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

перемен.	Элементы кластера номер 1 (Матрицы маршрутов) и расстояния до центра кластера. Кластер содержит 4 переменных
	объедин.
H3	0,298631
T14	0,213421
T25	0,226814
T83	0,241909

перемен.	Элементы кластера номер 2 (Матрица маршрутов) и расстояния до центра кластера. Кластер содержит 19 переменных
	объедин.
T42	0,196115
107	0,215707
205к	0,175045
649	0,189680
778	0,144771
791	0,154718
832	0,160236
SK1	0,160236
T17	0,278054
T34K	0,259344
T47	0,258865
T36	0,271275
T56	0,262910
T73	0,247591
T80	0,197377
810	0,180629
93	0,241242
622	0,242781
T76	0,193246

Рис. 6. Результаты кластерного анализа методом *K-средних*

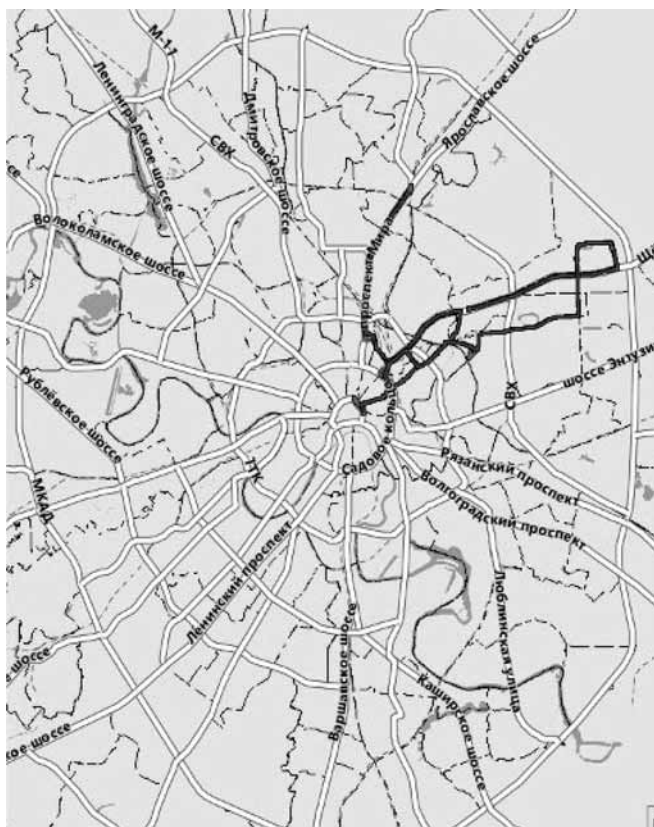


Рис. 7. Трассы следования маршрутов 1-го кластера

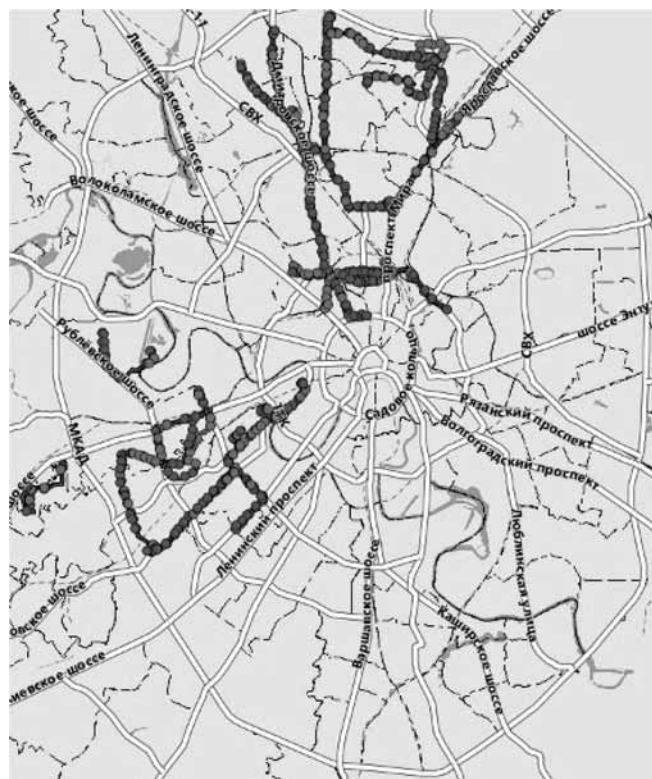


Рис. 8. Трассы следования маршрутов 2-го кластера

Номера и составы кластеров

Номер кластера	Количество маршрутов в кластере	Состав кластера (перечень номеров маршрутов)
1	19	Н3, Т14, Т25, Т83
2	4	Т42, 107, 205к, 649, 778, 791, 832, SK1, Т17, Т34К, Т47, Т36, Т56, Т73, Т80, 810, 93, 622, Т76

Заключение

По результатам выполненного кластерного анализа методами полной связи, невзвешенного попарного среднего и *K-средних*, сформированы два кластера (табл. 2).

Трассы следования маршрутов входящих в первый и второй кластеры представлены на рис. 7, 8.

В рамках реализации второго этапа оценки частных показателей качества транспортного обслуживания населения [5, 6] в качестве объекта исследования предполагается выбрать по 1-му маршруту из каждого кластера.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Блудян Н. О.** Критериальная оценка обеспеченности населения региона транспортным обслуживанием населения / Н. О. Блудян, М. Н. Антонов // Вестник МАДИ (ГТУ). — 2009. — № 3 (18). — С. 110—113.
2. **Блудян Н. О.** К вопросу минимальных социальных стандартов транспортного обслуживания населения / Н. О. Блудян, А. И. Рошин, М. Н. Антонов // ВИНТИ РАН Депонированная рукопись № 754-В2009 30.11.2009. — М., 2009. — 9 с.
3. **Блудян Н. О.** Оценка критериев и нормативов обеспеченности регулярными пассажирскими перевозками на автомобильном транспорте / Н. О. Блудян, А. И. Рошин, М. Н. Антонов. — М.: ВИНТИ РАН, 2009.
4. **Блудян Н. О.** Оценка уровня транспортного обслуживания населения региона // Автомобильный транспорт. — 2008. — № 2. — С. 24—27.
5. **Распоряжение** Минтранса России от 31.01.2017 № НА-19-р "Об утверждении социального стандарта транспортного обслуживания населения при осуществлении перевозок пассажиров и багажа автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом". [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://special.mintrans.ru/upload/iblock/736/rasp_mt_na_19r_31012017.pdf, свободный (дата обращения: 23.03.2020).
6. **Распоряжение** Министерства транспорта РФ от 13 апреля 2018 г. № НА-55-р "О внесении изменений в социальный стандарт транспортного обслуживания населения при осуществлении перевозок пассажиров и багажа автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом, утвержденный распоряжением Министерства транспорта Российской Федерации от 31 января 2017 г. № НА-19-р". [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/71837354/#ixzz5W5Ft8hwK>, свободный (дата обращения: 23.03.2020).
7. **Айриев Р. С., Кудряшов М. А.** Показатели качества транспортного обслуживания населения. Мир транспорта. — 2018. — Т. 16. — № 4 (77). — С. 140—149.
8. **Кудряшов М. А., Айриев Р. С., Овнянц Г. М.** Кластерный анализ маршрутов новой модели управления наземным городским пассажирским транспортом общего пользования. Мир транспорта. — 2019. — Т. 17. — № 4 (83). — С. 182—195.
9. **Кудряшов М. А., Айриев Р. С., Прокопенков А. В.** Апробация методики оценки качества транспортного обслуживания // Мир транспорта. — 2019. — № 17 (2). — С. 154—164. <https://doi.org/10.30932/1992-3252-2019-17-2-154-164>.
10. **Официальный сайт** Мэра Москвы. Реестр муниципальных маршрутов регулярных перевозок пассажиров и багажа автомобильным и наземным электрическим транспортом в городе Москве от 27.12.2019 г. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.mos.ru/dt/documents/view/223682220/> (дата обращения: 23.03.2020).
11. **Буреева Н. Н.** Многомерный статистический анализ с использованием ППП "STATISTICA": Учебно-методический материал по программе повышения квалификации "Применение программных средств в научных исследованиях и преподавании математики и механики". — Нижний Новгород, 2007. — 112 с.

БЕЗОПАСНОСТЬ

УДК 342.951

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ И КРИТЕРИИ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ РАБОТЫ АТП ПО ПРОФИЛАКТИКЕ ДТП

Н. В. Напхоненко, канд. экон. наук, профессор, e-mail: econ_avto@list.ru,

М. Р. Караева, канд. экон. наук, доцент, Южно-Российский государственный политехнический университет им. М. И. Платова, г. Новочеркасск

Рассмотрены теоретические основы и методические аспекты определения экономической эффективности деятельности АТП при осуществлении мероприятий по обеспечению безопасности дорожного движения и приведены примеры показателей, используемых для этих целей.

Ключевые слова: уровень безопасности дорожного движения, экономический эффект, социальный эффект, организация дорожного движения; мультипликационный, синергетичный и интегральный эффекты.

The theoretical foundations and methodological aspects of determining the economic efficiency of ATP in the implementation of measures to ensure road safety are considered and examples of indicators used for these purposes are given.

Keywords: road safety level, economic effect, social effect, traffic organization; animated, synergistic and integral effects.

АТП вне зависимости от ведомственной подчиненности и форм собственности решают задачи по обеспечению безопасности дорожного движения [1, 2], связанные с организацией профилактической работы с водителями, контролем технического состояния транспортных средств, учетом и анализом ДТП и нарушений Правил дорожного движения. Основная работа по предупреждению ДТП на АТП заключается не только в функционировании специальной службы — значимость проблемы обеспечения безопасности движения и ее масштабы требуют привлечения внимания и представителей других функциональных служб предприятия и порой значительных инвестиций.

В связи с этим серьезный интерес представляет проблема разработки методики оценки эффективности работы автотранспортных предприятий по повышению безопасности движения, основанной на системе научно обоснованных критериев. Из-за большого многообразия оценочных методов, их разнородности и зачастую высокой сложности для качественного решения этой задачи требуются специальная подготовка и достаточная практика.

Эффективность производства в целом характеризуется уровнем использования ресурсов предприятия с учетом влияния факторов внешней среды и определяется путем сопоставления

результатов деятельности с затратами. Следовательно, определение эффективности деятельности АТП состоит в оценке его результатов. Но сама по себе величина полученных результатов не дает возможности сделать выводы об эффективности или неэффективности проводимых предприятием мероприятий, поскольку неизвестно, какой ценой они были достигнуты. Отсюда для получения объективного представления об эффективности работы АТП следует производить оценку тех затрат, которые обеспечили возможность получить определенные результаты. Помимо оценки факторов производства, необходимо учитывать финансовое состояние предприятия, а также определенные организационные, управленческие, технологические и прочие его преимущества.

Эффективность АТП в динамике — величина не постоянная, она изменяется под влиянием следующих факторов:

- состояние деловой конъюнктуры;
- привлечение в предпринимательскую деятельность дополнительных инвестиций;
- интенсивное использование внутренних резервов и возможностей АТП, а именно применение интенсивных форм воспроизводства, таких как реконструкция, техническое перевооружение;

— использование новейших технологий и социальных факторов;

— внедрение различных видов инноваций в организацию производственного процесса.

Общее определение эффективности необходимо в различных ситуациях, и его рациональное решение в конкретных условиях предусматривает применение тех или иных подходов или методик. В экономической литературе выделяют следующие общие направления, по которым определяется эффективность [3, 4].

1. Оценка эффективности АТП с целью обеспечения оптимальной стратегии управления производственными процессами, в том числе повышением безопасности дорожного движения. В границах этого направления исследуется, прежде всего, эффективность использования ресурсов предприятия.

2. Оценка эффективности предприятия с целью определения его привлекательности как потенциального объекта инвестирования. Такая оценка может осуществляться самим АТП, потенциальным инвестором или незаинтересованной организацией для обеспечения объективности. При этом портфельные инвесторы, как правило, удовлетворяются финансовыми показателями эффективности, а стратегических большей частью интересует комплексная ее оценка.

3. Оценка эффективности предприятия на макроуровне со стороны государства.

Соответствующие виды эффективности внедряемых мероприятий базируются преимущественно на основании полученных эффектов хозяйственной деятельности.

При этом экономический эффект отображает разнообразные стоимостные показатели, которые характеризуют промежуточные и конечные результаты деятельности. К таким показателям относятся: снижения числа ДТП; величина полученной прибыли, экономия отдельных видов ресурсов или общая экономия от снижения себестоимости перевозок и т. п.

В то время как социальный эффект состоит в сокращении продолжительности рабочей недели, увеличении количества новых рабочих мест, улучшении условий работы, состояния окружающей среды, безопасности жизни и т. п. Социальные последствия производства могут быть не только положительными, но и отрицательными. Формы проявления социально-экономической эффективности обусловлены стремлением получить максимальный экономический эффект при заданных параметрах социального характера.

По характеру осуществляемых затрат в практике различают эффективность применяемых ресурсов и эффективность затрат. В первом случае анализируются эффективность использования производственных фондов и трудовых ресурсов. Во втором — эффективность капитальных вложений, текущих и совокупных затрат.

По условиям оценки выделяется реальная, расчетная и условная эффективность. Реальная эффективность — это сопоставление фактического уровня результатов и затрат по данным бухгалтерского учета. Расчетная — базируется на проектных или плановых показателях, полученных на основании соответствующих расчетов. Условная эффективность используется для оценки работы структурных подразделений предприятия.

В зависимости от объекта, относительно которого определяется результативность его функционирования, различают следующие виды эффектов [3, 5].

1. Локальный эффект — определяет конкретный результат производственно-хозяйственной или другой деятельности.

2. Первичный или одноразовый эффект имеет место вследствие проведения на АТП прибыльных технических, организационных или экономических мер.

3. Мультипликационный эффект, который обнаруживается большей частью в несколько специфических формах, а именно:

— диффузный эффект реализуется тогда, когда определенное хозяйственно-управленческое решение, нововведение технического, организационного, экономического или социального характера распространяется на другие области, вследствие чего происходит его мультипликация;

— резонансный эффект имеет место тогда, когда какое-то нововведение в определенной области активизирует и стимулирует развитие других явлений в производственной сфере;

— эффект "стартового взрыва" — это своеобразная "цепная реакция" в перспективе. Он возможен при условии, что определенный "стартовый взрыв" становится началом следующего лавиноподобного увеличения эффекта в той же или и другой области производства или деятельности;

— эффект сопроводительных возможностей обнаруживается в виде разных промежуточных и побочных результатов;

— эффект акселерации означает ускорение темпов распространения и применения какого-либо конкретного положительного результата.

Границы между отдельными формами мультипликационной эффективности являются довольно условными, относительными и подвижными. Диалектическая взаимосвязь этих форм состоит в том, что все они вместе формируют общий интегральный эффект от практической реализации того ли другого управленческого решения.

Синергетичный эффект выражает такое комбинированное влияние совокупности тех или других инноваций на финансово-экономическое состояние субъекта хозяйствования, когда общий эффект превышает сугубо арифметическую сумму влияния на деятельность каждой инновации в частности, то есть когда каждая инновация усиливает влияние всех других. Формируя систему показателей эффективности деятельности предприятия по профилактике ДТП, целесообразно придерживаться определенных принципов, а именно [5, 6]:

- обеспечение органической взаимосвязи критерия и системы конкретных показателей эффективности работы подвижного состава;
- отображение эффективности использования всех видов применяемых ресурсов;
- возможности применения показателей эффективности к управлению всеми звеньями производства на АТП;
- выполнение ведущими показателями стимулирующей функции в процессе использования имеющихся резервов возрастания эффективности предприятия.

Система показателей эффективности производства отечественных предприятий, которая построена на основании указанных принципов, включает следующие группы [7, 8]:

1. Обобщающие показатели эффективности производства.
2. Показатели эффективности использования персонала.
3. Показатели эффективности использования производственных основных и оборотных фондов.
4. Показатели эффективности использования финансовых средств.

Любая из этих групп включает определенное количество конкретных абсолютных или относительных показателей, которые характеризуют общую эффективность хозяйствования, использования отдельных видов ресурсов и обеспечению безопасности дорожного движения.

Для всесторонней оценки уровня и динамики абсолютной экономической эффективности мероприятий по совершенствованию безопас-

ности движения и результатов производственно-хозяйственной деятельности предприятия наряду с приведенными показателями применяются также и специфические показатели, которые отражают степень использования кадрового потенциала, производственных возможностей, оборудования, отдельных видов материальных ресурсов и т. п.

Конкретные виды эффективности могут выделяться не только разнообразием результатов деятельности предприятия, но и зависеть от того, какие ресурсы принимаются к расчету.

Обобщающий показатель эффективности применяемых ресурсов предприятия рассчитывается на основании следующей формулы:

$$Э_{\text{ИСП.Р}} = \frac{Q}{N_{\text{СР.СП}} + (\text{ОФ}_{\text{СР}} + \text{ОБ})k_{\text{ЗП}}},$$

где Q — объем перевозок; $N_{\text{СР.СП}}$ — среднесписочная численность работников АТП, чел.; $\text{ОФ}_{\text{СР}}$ — среднегодовая стоимость основных фондов предприятия, руб.; ОБ — стоимость оборотных фондов АТП, руб.; $k_{\text{ЗП}}$ — коэффициент полных затрат работы, которая определяется на макроуровне как отношение численности работников в сфере материального производства к объему образованного за расчетный год национального дохода.

В качестве обобщающего показателя эффективности потребляемых ресурсов могут служить затраты на единицу оказанных услуг, которые характеризуют уровень текущих затрат на перевозку.

Среди обобщающих показателей эффективности АТП выделяется относительный уровень удовлетворения потребностей рынка. Он определяется как отношение ожидаемой или фактической объема перевозок к выявленному спросу.

К значимым обобщающим показателям эффективности перевозок также относится прирост объема оказываемых услуг за счет интенсификации производства. Это обуславливается тем, что по рыночным условиям хозяйствования экономически выгодным является не экстенсивное, а интенсивное развитие производства.

В зарубежной экономике применяется система индикаторов и характеристик, которые используются для оценки результативности деятельности предприятия (организации). Различают семь таких критериев.

1. Действенность — отображает степень достижения поставленных целей.

2. Экономичность — степень использования предприятием ресурсов. Определяется путем

соотношения количества ресурсов, которое было запланировано для достижения целей и фактически использованных.

3. Производительность предприятия — определяется как отношение количества оказанных услуг к затратам на их осуществление.

4. Прибыльность — соотношение между совокупными доходами и совокупными затратами. Чаще в практике хозяйствования используются такие конкретные показатели, как отношения чистой прибыли к собственному капиталу, показатели рентабельности, уровень прибыльности инвестиций и прочие.

5. Качество — это совокупность свойств услуг, которые обуславливают меру их пригодности удовлетворять потребности потребителей соответственно своему назначению. Качество является основной составляющей конкурентоспособности услуг.

6. Качество трудовой жизни — интегральный показатель, который отображает степень удовлетворения не только потребностей работника в материальном заработке, но и стремление раскрыть и развить свой потенциал (трудоспособность, творческие ресурсы, специальные качества и т. п.).

7. Внедрение инноваций характеризуется определенной степенью риска. В краткосрочном периоде ухудшаются экономические результаты работы АТП, возрастают затраты, поднимается стабильность организации.

Методика оценки работы АТП по обеспечению безопасности дорожного движения необходима не только и не столько для оценки количественного значения показателя уровня безопасности движения, сколько в целях анализа деятельности конкретного АТП, выявления и закрепления преимуществ, устранения недостатков, снижения производственных и финансовых рисков [3, 4].

Представленная методика оценки эффективности работы по безопасности движения позволяет решать указанные задачи, поскольку оценивается по четко установленным критериям, что и делает возможным оценить общее положение деятельности по обеспечению безопасности движения на АТП. Таким образом, предлагаемые методики позволяют осуществлять всесторонний анализ, а также оперативное управление и прогнозирование работы АТП по обеспечению безопасности дорожного движения, что, в свою очередь, обуславливает возможность определения основных направлений и приоритетов по-

вышения уровня безопасности движения на исследуемом АТП.

Эффективность и достоверность во многом зависят от качества построения системы показателей, степени ее репрезентативности, а также чувствительности к внутренним и внешним изменениям, имеющим отношение к рассматриваемому АТП. Описанные способы оценки работы АТП по обеспечению безопасности дорожного движения применимы, как к АТП, так и к транспортным подразделениям производственных и обслуживающих предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Коноплянко В. И.** Организация и безопасность движения / В. И. Коноплянко. — М.: Высш. шк., 2007. — 383 с.
2. **Пугачев И. Н.** Организация и безопасность дорожного движения / И. Н. Пугачев, А. Э. Горев, Е. М. Олешенко. — М.: Издательский центр "Академия", 2009. — 272 с.
3. **Коновалова Т. В.** Методика оценки эффективности обеспечения безопасности движения на предприятиях автомобильного транспорта / Т. В. Коновалова, С. Л. Надирян, А. В. Запривода // Известия Волгоградского государственного технического университета. — 2013. — Т. 6. — № 10 (113). — С. 69—71.
4. **Методические** рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов (вторая редакция). Официальное издание. — М.: Экономика, 2000 (Утверждены Министерством экономики РФ, Министерством финансов РФ, Государственным комитетом РФ по строительной, архитектурной и жилищной политике. № ВК 477 от 21.06.1999).
5. **Колбачев Е. Б.** Экономика и организация производства: учебное пособие / Е. Б. Колбачев, Н. В. Напхоненко. — Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2016. — 383 с.
6. **Напхоненко Н. В.** Теоретические основы оценки экономической эффективности инвестирования мероприятий по совершенствованию организации дорожного движения / Н. В. Напхоненко, М. Р. Караева, С. А. Шереметьев // Организация и безопасность дорожного движения: материалы XI международной научно-практической конференции. — Тюмень, 2018. — Т. 1. — С. 272—279.
7. **Napkhonenko, N.** Agricultural Cargo Transportation Logistics System Development / N. Napkhonenko, D. Zagirniak, M. Karayeva // International Journal of Engineering & Technology. — 2018. — Vol. 7, Is. 4.3. — P. 185—190.
8. **Чванов В. В.** Методы оценки эффективности мероприятий по повышению безопасности движения на основе технико-экономических критериев / В. В. Чванов, Н. Ю. Кульгавина // Тр. НПО РосдорНИИ. — М.: Информавтодор, 1994. — С. 5—16.

УДК 656.13.08

В. А. Грушников, канд. техн. наук, старший научный сотрудник ВИНТИ РАН, г. Москва
E-mail: v.grushnikov@mail.ru

О ДОСТОВЕРНОСТИ ОЦЕНКИ ДОРОЖНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Предотвращение дорожно-транспортных происшествий в современных условиях интенсивных и плотных транспортных потоков невозможно без оперативного использования достоверной информации, предоставляемой бортовыми и инфраструктурными устройствами отслеживания и реакции на самые разные ситуации.

Ключевые слова: колесные транспортные средства, безопасность дорожного движения, техническое оснащение автомобилей, интеллектуальные транспортные системы.

The prevention of traffic accidents in the current conditions of intense and dense traffic flows is not possible without the operational use of reliable information provided by on-board and infrastructure tracking and response devices for a variety of situations.

Keywords: wheeled vehicles, road safety, vehicle technical equipment, intelligent transport systems.

Предотвращение столкновений колесных транспортных средств (КТС) в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) является актуальной задачей системы безопасной организации транспортного процесса и немыслима без эффективных реализаций современных информационных технологий. Это наглядно демонстрируют данные анализа проведенных специалистами разных стран исследований в рассматриваемой области знаний широкого спектра адресных приключений.

Так, например, по результатам виртуальных компьютерных экспериментов и опытных апробаций в реальных условиях эксплуатации КТС на дорогах общего пользования штата Флорида, США, оценивается [1] эффективность и информативность мер предотвращения столкновений в ДТП за счет превентивного предупреждения водителей о необходимости соблюдения правил дорожного движения при выборе ими рискованного варианта выполнения начатого маневра, что позволяет избежать тяжелых последствий на автомагистралях. Разработаны рекомендации по реализации всего комплекса мероприятий по повышению безопасности дорожного движения, учитывающие эффекты человеческого фактора с использованием имитаций движения на тренажере. Наиболее действенной мерой предупреждений нарушений правил дорожного движения признано использование красных мигающих сигналов в прямоугольной рамке маяка.

Систематический обзор тематических исследований по реализации второстепенных задач во время вождения, проведенный психологами, автомобилистами и дорожниками из Технического университета немецкого Брауншвейга, позво-

лил [2] выявить основные факторы отвлечения внимания водителя КТС от дорожно-транспортной ситуации, способные адекватно быть воспроизведенными и оцененными на эффективность использования мероприятий ограничительного комплекса на автомобильном тренажере. В частности, для воспроизведения поведения водителей, разговаривающих или передающих и или принимающих сообщения по мобильному телефону или смартфону. Анализ 51 публикации с результатами групповых 117 наблюдений с более чем 1 800 000 эпизодами на более чем 17 500 дорожных автомагистралях девяти стран мира позволил разработать рекомендации по созданию методологии объективного анализа причинно-следственных связей и оценки достоверности прогнозирования последствий отвлечения водителей автомобильных КТС, предлагаемые для использования в ограничения возможностей водителей и алгоритмах управления дорожной инфраструктурой.

Отвлечение водителей разных возрастных групп на общение по смартфону проанализировано [3] по результатам экспериментального исследования испанских специалистов по безопасности дорожного движения с использованием программного интернет-приложения WhatsApp к смартфонам с добровольным участием 75 водителей автомобильных КТС. Оценено влияние продолжительности отправления и приема текстовых сообщений на когнитивные способности и продолжительность реакции водителя на изменение дорожно-транспортной ситуации. Визуально-функциональные тесты включали оценки контрастной чувствительности сетчатки глаза и оптического качества видимого изображения.

Анализ их результатов показал, что функциональные изменения, происходящие с возрастом, такие как более низкая контрастная чувствительность и больший сетчатый профиль, высоко коррелируют с более высоким числом столкновений и большими рысканиями выхода за пределы полосы движения и у возрастных водителей эта зависимость на 14 % выше, чем у молодых без отвлечения и до 29 % при отвлечении на общение по смартфону. Негативный эффект использования смартфона во время вождения отражается в большем на 8,3 % для молодых водителей количестве столкновений с серьезным риском повреждений в ДТП и на 25 % для средневозрастных, 80,5 % для пожилых и 134,5 % для более старых, соответственно.

Эти и другие исследования ложатся в основу практических реализаций оптимизации организации транспортного процесса с учетом не только объективной, но и субъективной реальности. По результатам комплексного исследования китайских специалистов по безопасности дорожного движения разработана [4] уточненная модель прогнозирования скоростных режимов движения КТС, управляемого водителем с агрессивной манерой вождения и оптимальным электронным ассистентом ограничения скорости. Он наиболее эффективен при функционировании по усовершенствованному алгоритму отслеживания физиологических параметров состояния водителя в критических ситуациях, предотвращающему резкие разгоны, замедления и опасные маневры смены полосы движения по автомагистралям задействованном системе адаптивного превентивного автоматического торможения. В ее основе для сохранения устойчивости параметров транспортных потоков лежит метод редуктивного возмущения, реализуемый модифицированным уравнением Кортевега — де Фриза вблизи критической точки для описания эволюционных свойств волн плотности движения посредством нелинейного анализа. Результаты его экспериментальной апробации продемонстрировали усиление степени контроля действий агрессивных водителей автомобилей, способствующее повышению устойчивости транспортных потоков при их разных интенсивностях и плотностях.

Проявляющиеся в стрессах и срывах нервные нагрузки чреваты порой непредсказуемыми по динамике выражениями гнева водителей КТС на высоконагруженной автомобильной дороге. Так, например, на основе результатов трех независимых опросов, проведенных в Дании в 2005, 2008 и 2016 гг. сотрудниками Технического университета датского Люнбга, составлен [5] обзор динамики проявлений гнева водителями автомобилей —

участников дорожного движения, оказавшихся в предаварийных стрессовых ситуациях с потенциальными столкновениями, в целом и в разрезе демографических групп. Особенно частые и сильные проявления гнева и агрессии в форме крика и угроз в отношении попутчиков в транспортных потоках, в том числе из-за собственных просчетов водителей, зафиксированы в густонаселенном столичном регионе и чаще исходили от мужчин. Установлено, что эти поведенческие реакции до некоторой степени ошибочно интерпретируются как выражения гнева другими пользователями дорожной сети. Результаты этого аналитического исследования показали, что когнитивные и поведенческие вмешательства, как часть обучения водителей, главным образом на тренажерах, позволяют снизить как мотивированную, так и немотивированную агрессию.

Не только для агрессивных по складу своего характера, но из-за постоянных стрессов уравновешенных водителей автомобилей эффективным оказывается оценка их поведения по данным электроэнцефалограмм. По результатам виртуальных на имитационных математических моделях исследований, стендовых и дорожных испытаний специалистами по безопасности дорожного движения КНР и США установлена [6] четкая корреляция между поведением водителя КТС и его регистрируемой в режиме реального времени электроэнцефалограммой. Эта стойкая зависимость рекомендуется для эффективного использования в автоматизированных электронных ассистентских системах поддержки водителя в пилотируемых КТС и системах управления беспилотными автомобилями. Она дополняет традиционные представления об адекватности классификации поведения водителя по регистрируемым физиологическим параметрам, ускоряет процесс объективного анализа его состояния и устраняет трудоемкость процесса двухэтапного распознавания его поведения на основе online-электроэнцефалограммы, оперативно анализируемой методом рекурсивной функции на основе двумерных характеристик Layer II классификатора k-Nearest-Neighbor с быстрым преобразованием Фурье и линейным дискриминантным анализом последовательно обрабатываемых электроэнцефалограмм.

Но не только сосредоточенность, отвлечение внимания водителей от дорожно-транспортной ситуации и нервное напряжение, но и динамика климатических условий внешней среды оказывает влияние на реализацию когнитивных способностей пилотов КТС. Так, например, североамериканскими медиками и транспортными технологиями проведено [7] углубленное аналитическое

и виртуальное компьютерное исследование для лучшего понимания причинно-следственных связей факторов и последствий столкновений в ДТП по их официальной статистике в периоды мая—сентября 2001—2011 гг. в континентальной части США. По его результатам оценена достоверность имитационного модельного описания механизма влияния тепловых волн метеорологических условий экстремально жарких дней на смертельные последствия столкновений в ДТП, уточняющего факторы рисков уязвимости пользователей водителей и пассажиров КТС. Эта зависимость в расширенной временной модельной имитации анализируется в реконструкции столкновения кроссоверов с использованием информации банка данных Национальной администрации безопасности дорожного движения. Наибольшая положительная регрессия этих причин и следствий зарегистрирована для водителей автомобилей в возрасте 56—65 лет, в особенности при движении по загородным автомагистралям и при повышенном уровне солнечной радиации.

Безопасность проведения наиболее рискованных в плотных и интенсивных транспортных потоках маневров обгона, в первую очередь, определяется порогом восприимчивости водителем сигнала предшествующего КТС о смене полосы движения. Уровень эффективности, безусловно действенной с точки зрения предотвращения столкновений в ДТП, но определяемой когнитивными способностями, вообще, и в условиях утомленности, в частности, системы светосигнального предупреждения водителей КТС в сопутствующем потоке о смене полосы движения оценен [8] сотрудниками Автомобильного колледжа Университета китайского Сианя. Это комплексное сложное состояние предлагается прогнозировать и оценивать по показателю порога восприимчивости опасности с учетом эффекта неожиданности в условиях монотонности транспортного процесса. Эта восприимчивость может быть адекватно описана теоретической моделью реагирования на предупреждающую сигнализацию о смене полосы движения, главным фактором которой является минимальное безопасное расстояние реализации процесса замедления конкретной тормозной системой следующего за активным в транспортном потоке сзади автомобиля. По результатам тренажерных имитаций этого маневра 30 аттестованными водителями получены диапазоны безопасных значений ускорений и замедлений, адекватно описываемых иерархической моделью, составляющих $1,5...2,7 \text{ м/с}^2$.

Эффективность визуальных предупреждений о проведении маневров обгона и смены полосы движения наглядно проявляется в анализе ре-

акции неопытных водителей КТС на потенциальные и реальные риски столкновений в ДТП. В развитие предыдущих исследований, результаты которых показали, что молодые водители не могут прогнозировать и предотвращать или смягчать скрытые опасности в основном из-за их недостатка опыта и агрессивного поведения на дороге, североамериканскими и китайскими специалистами по безопасности дорожного движения изучены [9] возможности повышения или улучшения навыков вождения. Они обеспечиваются предоставлением своевременных и адекватных предупреждений об опасности перед угрозой потенциально предстоящего столкновения в ДТП, положительно оцененных на эффективность на экспериментальном тренажере.

В частности, предупреждение на дисплее о скрытых угрозах в имитациях в восьми уникальных сценариях реализации критических ситуаций с участием 48 недавно получивших удостоверение на право управления колесными транспортными средствами водителей в возрасте 18—25 лет, собранных в составе четырех контрольных групп: одна без предупреждений и три с предупреждением за 2 с, 3 с и 4 с продемонстрировали снижение вероятности ДТП. Причем установлено, что чем раньше водители получают предупреждение о скрытых опасностях для пешеходов в виде наездов на них и КТС в виде столкновений с ними, тем больше потенциал угрозы снижается, а водители движутся с менее безопасной скоростью.

Эффект тренировочного импульсного управления автомобилем при моделировании вождения положительно оценен [10] в углубленном исследовании австралийских и североамериканских экспертов в области безопасности дорожного движения. Его результативность подтверждена продуктивностью дифференцированной подготовки 65 добровольно вызвавшихся участвовать в эксперименте начинающих и малоопытных водителей КТС в возрасте 16—24 лет. В ней реализованы возможности метода ускоренного развития импульсного контроля и реакции на динамически меняющуюся дорожно-транспортную ситуацию активным привитием при методических занятиях на тренажерах имитируемого эффекта импульсного управления автомобилем. Он вырабатывается при моделировании вождения с экстренными ускорениями и замедлениями в рискованных ситуациях при соблюдении контроля за движением в интенсивных и плотных транспортных потоках. Повышение квалификации по обученным задачам улучшилось с помощью обучения, но существенного улучшения имитации вождения не произошло в течение 10 дней этой целенаправленной переподготовки, что показало необходимость

адаптивной ориентированности программы под индивидуальные особенности водителей.

Эти и другие исследования по тематике безопасности дорожного движения имеют своей целью разработку действенного комплекса мероприятий по предотвращению столкновений в ДТП. Например, специалистами по безопасности дорожного движения Университета Центральной Флориды (США) в сравнении с другими инструментами проанализирована [11] эффективность для улучшения эксплуатационных характеристик пропускной способности магистралей транспортных коридоров байесовской многомерной иерархической пространственной модели прогнозирования столкновений на перекрестках. Оно осуществляется по уточненным значениям факторов риска, за счет привлечения дополнительной полезной информации позволяющей оперативно выявлять дорожные проблемы и эффективно реализовывать контрмеры по предотвращению столкновений в ДТП. В этом направленном на лучшее понимание влияния на вероятность и тяжесть последствий этих опасных событий факторов, определяющих их частоту в разрезе различных типоразмеров КТС и пропускной способности светосигнально регулируемых перекрестков автомагистралей и улиц городов, исследовании использованы результаты видеонаблюдений на 255 подобных пересечениях на 220 автомагистралях 20 региональных коридоров. Результаты инструментального сопоставительного анализа показали, что многомерная пространственная модель превосходит по оперативности и достоверности одномерную.

Существенную роль в прогнозировании и оценке безопасности дорожного движения, в особенности в плотных и интенсивных транспортных потоках, играют конкретные проявления так называемых факторов рисков водителей автомобилей. Проведенный в Исследовательском центре СИМСУС Университета испанской Гранады анализ весомости факторов рисков водителей КТС, регулярно нарушающих правила дорожного движения и совершающих административные правонарушения, связанные с употреблением алкоголя и наркотических веществ и носящие характер рецидивов, направлен [12] не только на оправдание их поведения с целью оправдания и/или смягчения наказания за повторные правонарушения. Не менее важным потенциальным результатом этой комплексной оценки является выявление эффективных психологических вмешательств с целью лечения и разработка достоверной методологии расследования причинно-следственных связей ДТП. Углубленное исследование основано на всесторонней самооценке в анкетном опросе и тренажерной и чисто медицинской

оценке поведения 296 добровольно вызвавшихся участвовать в этом эксперименте водителей, среди которых 86 так называемых рецидивистов (7 женщин и 79 мужчин) и 206 первичных нарушителей (105 женщин и 101 мужчина). Результаты обработки этой статистической информации позволили разработать модель логистической регрессии, позволяющую прогнозировать вероятность повторного совершения правонарушения с 34 %-й вариабельностью и 77,6 %-й доверительной вероятностью событий. Лучшим предиктором рецидивов является более высокий уровень употребления алкоголя, за которым следует неосторожное вождение, так как осторожный стиль вождения отрицательно коррелирует с повторным совершением этого вида правонарушения.

Показательным являются и результаты исследования [13] влияния обзорности дорожно-транспортной ситуации на безопасность дорожного движения. Сотрудниками Лаборатории транспортных технологий Пекинского университета по данным углубленного профессионального анализа официальной статистической информации и полигонных испытаний оценена степень влияния потенциальных рисков столкновений на возможность обнаружения опасностей этих сценариев ДТП и эффективность мероприятий по их предотвращению, нормируемых уточненными требованиями национальных, региональных и международных стандартов и регламентов.

В экспериментальных исследованиях обнаружена большая или меньшая частота реализации водителями-женщинами и водителями-мужчинами режимов штатного эксплуатационного и экстренного торможения, позволяющих избежать столкновений в ДТП. Установлено, что если водители-мужчины были более искусны в управлении КТС в плане реакции на потенциальное опасное событие, чем женщины, то степень его прогнозирования и ожидания меньше, что позволяет сделать вывод о неоднозначности последствий ситуации с потенциальным столкновением в ДТП. Это с учетом более 5 млн ежегодных ДТП в США свидетельствует о необходимости дополнительных экспериментальных исследований в области безопасности дорожного движения.

А для ее эффективного достижения продуктивной, как и раньше, является реализация уже модифицированной стратегии ограничения скоростных режимов движения по параметрам реальных транспортных потоков и критериям рисков на автомагистралях. Это наглядно продемонстрировано [14] результатами исследований канадских специалистов по безопасности дорожного движения. Они основаны на данных виртуальных компьютерных экспериментов на имитационных математических моделях, полигонных испытаний

и экспериментальных эксплуатационных проездов по аттестованным участкам автомобильных дорог.

Разработана оптимальная стратегия ограничения скоростных режимов движения по параметрам реальных транспортных потоков и критериям рисков автомагистралей по критерию минимизации показателя рисков столкновений в режиме реального времени. Аналитические результаты этого исследования показали, что средняя интенсивность транспортных потоков сильно коррелирована с их пространственно-временной ориентацией в плане неравновесности в разных периодах краткосрочных и долгосрочных диапазонах отслеживания дорожно-транспортной ситуации, что позволяет сделать вывод о потенциальной ценности полученной зависимости для смягчения тяжести столкновений в ДТП за счет оптимизации инфраструктурного обустройства автомагистралей.

А в совместном исследовании австралийских и малазийских университетских специалистов по безопасности дорожного движения с применением данных официальной статистики ДТП за несколько лет оценена [15] эффективность и адекватность реальным условиям движения по горным дорогам использования различных модификаций отрицательной биномиальной модели для исследования различных вариантов столкновений на пригородных автомагистралях Малайзии и других развивающихся стран с горно-холмистым рельефом местности.

Среди вариантов отрицательных биномиальных моделей лучшие результаты показала версия, основанная на реализации парадокса Линдли — статистических ситуаций, в которых байесовское распределение и частотные подходы к гипотезе, проверяющей проблему, дают различные результаты для определенного выбора предшествующего распределения.

Несмотря на наличие многочисленных объективных и органолептических критериев оценки вероятности столкновений, весьма полезным оказывается [16] оперативный анализ восприятий водителей в режиме реального времени. Наличие этой сложно отслеживаемой, но в то же самое время, казалось бы, бесспорной функциональной связи эмпирически подтверждена результатам сначала независимо друг от друга, а затем совместно проведенных китайскими, британскими и японскими специалистами по системам активной и пассивной безопасности КТС и безопасности дорожного движения многоплановых исследований. В них получено четкое подтверждение того, что оценка вероятности столкновений является важным способом прогнозирования потенциального снижения их возможности, реализуемого интеллектуальными цифровыми технологиями.

Предлагаемый практический подход к оценке вероятности столкновений основан на данных

численного компьютерного имитационного математического моделирования, тренажерных и эксплуатационных испытаний и основан на анализе регистрируемых характеристик восприятия разного типа и вида опасностей водителями автомобилями различных типоразмеров. В качестве инновационной меры восприятия риска использованы параметры времени реагирования конкретного водителя на конкретный риск и интенсивности торможения. В разных сценариях потенциальных столкновений с реализацией в разных по интенсивности и плотности смешанных транспортных потоках на автомагистралях Китая создана база данных управления цифровой информационной системой активной безопасности электронным ассистентом автоматического превентивного торможения Collision Mitigation Braking Systems с минимальным уровнем предотвращения столкновений 13,7 % и эффективным устранением в качестве причины ДТП невнимательности водителей.

Еще одним подтверждением справедливости возможности такого рода оптимизации процесса обеспечения безопасности дорожного движения является [17] результативность последствий предупреждений о выезде с полосы движения. Проанализированные в Институте страхования дорожной безопасности отчеты дорожной полиции 25 штатов США за 2009—2015 гг. позволили проклассифицировать ДТП по категориям смертельных исходов, уровней травмирования и серьезности повреждений КТС с прогнозированием последствий потенциальных и оценкой реальных столкновений с ранжированной шкалой стандартных показателей. Установлено, что они адекватно описываются моделью регрессии Пуассона, с достоверностью 86 % прогнозирующей вероятность смертельных исходов в ДТП и то, что своевременные предупреждения о выезде с полосы движения способно предотвращать гибель тысячи людей каждый год. Это подтвердили результаты тренажерных и экспериментальных дорожных апробаций пассажирских КТС (легковых автомобилей и автобусов), оснащенных современными электронными системами сигнального оповещения о выезде с полосы движения.

Поскольку рискованное поведение водителей КТС является одной из основных причин столкновений в ДТП, действенным средством их предотвращения, по мнению китайских специалистов по безопасности дорожного движения, является [18] искоренение опасных стереотипов поведения водителей автомобилей — любителей на основе их замены оптимизированным алгоритмом на основе стереотипов поведения профессиональных водителей коммерческих КТС. Для эффективной реализации этой методологии пред-

лагается усовершенствование образовательных программ обучения на основе наглядной популяризации полезных способов маневрирования.

Действенность такого подхода к продемонстрирована по результатам многих исследований транспортного процесса в конкретных условиях эксплуатации с определенными параметрами транспортных потоков и характеристиками дорог и на тренажерах имитационного управления КТС с участием 35 добровольных участников — водителей Шанхая. По их результатам разработана и откалибрована отрицательная биномиальная модель случайных эффектов с отрицательной обратной связью.

Эффективность реализации многих, если не всех сразу, мероприятий по обеспечению безопасности дорожного движения достигается [19], например, на основе нечеткой комплексной оценки безопасного городского транспортного обеспечения. Разработанная математиками из Финансово-экономического университета Пекина эта инновационная комплексная оценка основана на логике принятия решений с максимально возможной степенью предотвращения столкновений в ДТП по реализациям статистических моделей регрессии с многокритериальным критерием сходимости с идеальным решением TOPSIS. Она в экспериментальном порядке успешно апробирована в китайских мегаполисах Сюйчжоу, Ляньюньган, Суцзянь, Шанцю, Цзинин, Сучжоу, Цзаочжуан, а также свободной экономической зоне Хуайхай.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Lin P.-S., Ozkul S., Guo R., Chen C. Assessment of countermeasure effectiveness and informativeness in mitigating wrong-way entries onto limited-access facilities // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 116. — P. 79–93.
2. Huermer A. K., Schumacher M., Mennecke M., Vollrath M. Systematic Review of Observational Studies on Secondary Task Engagement While Driving // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 225–236.
3. Ortiz C., Ortiz-Peregrine S., Castro J. J., Casares-López M., Salas C. Driver Distraction by Smartphone (WhatsApp) in Different Age Groups // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 117. — C. 239–249.
4. Zhan C., Wu W. A new Car-following Model Considering Drivers Characteristics and Traffic Jerk // *Nonlinear Dyn.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 93. — No. 4. — P. 2185–2199.
5. Moller M., Haustein S. Road Anger Expression — Changes Over Time and Attributed Reasons // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — C. 29–36.
6. Yang L., Ma R., Zhang H., Guan W., Jiang S. Driving Behavior Recognition Using EEG Data from a Simulated Car — Following Experiment // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 116. — C. 30–40.
7. Wu C. Y. H., Zaitchik B. F., Gohlke J. M. Heat Waves and Fatal Traffic Crashes in the Continental United States // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 195–201.
8. Wang C., Sun Q., Fu R., Li Z., Zhang Q. Lane Change Warning Threshold Based on Driver Perception Characteristics // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 117. — P. 239–249.
9. Hjiseyedjavadi F., Zhang T., Agrowal R., Knodler M., Fischer D., Samuel S. Effectiveness of Visual Warnings on Young Drivers Hazard Anticipation and Hazard Mitigation Abilities // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 116. — P. 41–52.
10. Hatfield J., Williamson A., Kehoe E. J., Lemon J., Arguel A. The Effects of Training Impulse Control on Simulated Driving // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — C. 1–15.
11. Alafiriti S. A., Abdel-Aty M., Lee J. A Bayesian Multivariate Hierarchical Spatial Joint Model for Predicting Crash Counts by Crash Type at Intersections and Segments Along Corridors // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 263–273.
12. Padilla J.-L., Doncel P., Gugliotta A., Castro C. Which Drivers Are at Risk? Factors That Determine the Profile of the Reoffender Driver // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 237–247.
13. Yan X., Zhang X., Xue Q. How Does Intersection Field of View Influence Driving Safety in an Emergent // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 162–175.
14. Cheng Z., Lu J., Li Y. Freeway Crash Risks Evaluation by Variable Speed Limit Strategy Using Real-World Traffic Flow Data // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 176–187.
15. Rusli R., Haque Md.M., Afghari A. P., King M. Applying a Random Parameters Negative Binomial Lindley Model to Examine Multivehicle Crashes Along Rural Mountainous Highway in Malaysia // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 119. — P. 80–90.
16. Li Y., Zheng Y., Wang J., Kodaka K., Li K. Crash probability estimation via quantifying driver hazard perception // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 116. — P. 116–125.
17. Ciochino J. B. Effects of lane departure warning on police-reported crash rates // *J. Safety Res.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 66. — C. 61–70.
18. Wang X., Xing Y., Luo L., Yu R. Evaluating the Effectiveness of Behavior — Based Safety Education Methods for Commercial Vehicle Drivers // *Accid. Anal. and Prev.* [Электронный ресурс]. — 2018. — Vol. 117. — P. 114–120.
19. Zhang Y.-l., Zhu J.-M. Fuzzy Comprehensive Evaluation of Livabl City Based on TOPSIS // *Harbin shangye daxue xuebaj. Ziran kexue ban / J. Harbin Univ. Commer. Natur. Sci. Ed.* — 2018. — Vol. 34. No. 4.

Внимание!

К сожалению, в содержании журнала «Грузовик» № 4/2020 не был указан один из соавторов статьи «Разработка модели системы оповещения водителей транспортных средств о вероятном возникновении ДТП». Редакция приносит свои извинения Воеводину Е. С., доценту кафедры транспорта Сибирского федерального университета.

Художественный редактор Д. С. Рыбакова. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Н. В. Яшина
Сдано в набор 18.05.2020. Подписано в печать 25.06.2020. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.

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

Оригинал-макет: ООО "Авансед солошнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru