Грузовик

4
2017

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн. наук
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук
В.В. Комаров, канд. техн. наук
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева, ген. дир. ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн. наук
В.С. Устименко, канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

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

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

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

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 373409,
по объединенному каталогу "Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2017

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 *Новиков В. А., Стариков А. Ф., Корнилов В. Г., Веселов И. В., Коньков М. Ю.* Расчетная оценка тепловой нагруженности автомобильных шин

6 *Моржаков В. Г., Тростин В. П.* Применение новых сталей при создании перспективных образцов техники железнодорожных войск

Исследования. Расчет

10 *Зыков С. А.* Эксплуатационные испытания усовершенствованных топливных систем для дизелей и оценка экономической эффективности их применения

18 *Зорин В. А., Карташова В. В.* Влияние антигололедных реагентов на защитные свойства антикоррозионных герметиков

22 *Картуков А. Г.* Исследование структуры поверхностного слоя активной массы положительного электрода свинцового аккумулятора

26 *Тарасик В. П.* Определение параметров жесткости зубчатых передач трансмиссий мобильных машин

36 *Перчаткин Ю. В., Твердохлебов В. А.* Системный подход к формированию парка снегоуборочных машин

Транспортный комплекс

42 *Кочетков А. В., Янковский Л. В., Валиев Ш. Н., Карпеев С. В.* Основные направления совершенствования менеджмента качества в дорожном хозяйстве

Пресс-Тур

46 *Каучук из одуванчиков*

47 *ПАО "КАМАЗ" информирует*

Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru.
Пятилетний импакт-фактор РИНЦ 2015 г. — 0,208.
Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2014 г. по тематике "Транспорт" — 11; по тематике "Машиностроение" — 44. http://elibrary.ru/title_about.asp?id = 9777

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

4
2017

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

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

Editorial council

D.Kh. Valeev, dr.en.s.
V.A. Volchkov
S.M. Gaydar, dr.en.s., prof,
L.V. Grekhov, dr.en.s., prof.
V.A. Zorin, dr.en.s.
V.V. Komarov, PhD in en.s.
V.A. Markov, dr.en.s., prof.
A.N. Rementsov, dr.Hab, PhD in en.s.
O.N. Rumyantseva, General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinel'nikov, PhD in en.s., prof.
A.A. Solntsev, dr.en.s.
V.S. Ustimenko, PhD in en.s.
Kh.A. Faskhiev, dr.en.s., prof.
N.D. Chaynov, dr.en.s., prof.

Correspondent's office:
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:
107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2, str. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: qnjzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

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

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2017

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

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

CONTENTS:

Design

3 *Novikov V. A., Starikov A. F., Kornilov V. G., Veselov I. V., Konkov M. Yu.* Estimated thermal loading of tires

6 *Morzhakov V. G., Trostin V. P.* The application of new steels to create advanced models of the Railway Troops technology

Research. Calculation

10 *Zykov S. A.* Operational Testing of Improved Fuel Systems for Diesel Engines and Evaluation of Economic Efficiency of their Application

18 *Zorin V. A., Kartashova V. V.* The impact of anti-icing reagents on the protective properties of anti-corrosion sealants

22 *Kartukov A. G.* Research on structure of surface layer of active mass positive electrodes of lead-acid batteries

26 *Tarasik V. P.* Determination of parameters stiffness gear transmissions mobile machines

36 *Perchatkin Y. V., Tverdohlebov V. A.* The system approach to formation of Park of snow-removing machines

Transportation complex

42 *Kochetkov A. V., Yankovsky L. V., Valiyev Sh. N., Karpeev S. V.* The main directions of improvement of quality management in road economy

46 ***Press Tour***

The journal is included in the list approved by the WAC RF publishers for publications of papers candidates degrees http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
System of Russian Science Citation Index www.elibrary.ru.
Five-year impact factor INDEX 2015 — 0.208.
Place in rating of SCIENCE INDEX for 2014, on the theme "Transport" — 11; on the theme of "Engineering" is 44.
http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777
Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 623.437.4:519.87

В. А. Новиков, канд. техн. наук, доцент, **А. Ф. Стариков,** канд. техн. наук,
В. Г. Корнилов, канд. техн. наук, НИИЦ АТ "3 ЦНИИ" Минобороны России,
И. В. Веселов, канд. техн. наук, профессор, генеральный директор НКПЦ "Веском", г. Москва,
М. Ю. Коньков, канд. техн. наук, ООО "Интеграл", г. Бронницы Московской области
E-mail: viktor-kornilov@yandex.ru

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН

В статье приведено краткое описание разработанного программного комплекса, позволяющего определять влияние конструкции и рецептур резин боестойких шин на их тепловую нагруженность. В качестве примера приведены результаты расчета теплового состояния для боестойкой автомобильной шины размерности 14.00R20.
Определены основные пути снижения температуры функционирования автомобильных шин.

Ключевые слова: *автомобильная шина, программный комплекс, пути снижения температуры, результаты расчетных исследований, тепловая нагруженность.*

The article gives a brief description of the developed program complex allowing to define influence of structure and formulations of rubber run-flat tires on their thermal loading. As an example, the results of calculation of the thermal state for run-flat tires 14.00R20 are quoted.
The main ways of reducing the operating temperature of tires are identified.

Keywords: *automobile tire, software package, ways of reducing temperature, the results of settlement researches, thermal loading.*

(рисунки на 2—3-й полосах обложки)

Температура шины является одним из основных показателей конструкции, материалов и качества шины, поскольку ее нагрев, обусловленный потерями энергии на неупругое взаимодействие в резинокордном массиве, полностью определяется конструкцией шины и применяемыми материалами (при одинаковых внешних условиях). В настоящее время оценка тепловой нагруженности шин осуществляется, в основном, экспериментальным путем. При этом производится определение яркостной температуры внешней поверхности шины с помощью тепловизионной аппаратуры или температуры в слоях шины с помощью термопар.

Расчетная оценка теплового состояния пневматических шин представляется наиболее сложной задачей, решаемой в механике шин. Сложность решения обусловлена необходимостью учета значительного количества факторов, определяющих уровень гистерезисных потерь в шине и теплоотдачи с ее поверхности.

Расчет теплового состояния шины представляет интерес как с точки зрения определения потерь на качение колеса (коэффициента сопротивления качению), так и прогнозирования ресурса шины. В первом случае по количественному изменению средней температуры шины может быть определено изменение коэффициента сопротивления качению (учитывая условную пропорциональность мощности потерь четвертой степени температуры, выраженной в абсолютном значении). Во втором случае, зная значение максимальной температуры во внутренних слоях резинокордного композита, можно спрогнозировать момент выхода шины из строя.

Для оценки влияния конструкции и рецептур резин в данной статье приведены результаты расчета тепловой нагруженности шины, проведенные с помощью разработанного программного комплекса (см. журнал "Грузовик" № 1 за 2017 г.).

В основе блока по оценке влияния конструкции и рецептур резин шин на их тепловую нагруженность был использован программно-вычислительный комплекс "ABAQUS 6.6-3". Для работы используется модуль "ABAQUS/CAE".

Первоначальным этапом при проведении расчетов является создание трехмерной модели объекта исследований. При этом задавалась геометрия его составных частей, физико-механические свойства материалов, а также взаимосвязь между элементами конструкции. Далее определялись режимы нагружения объекта: радиальная нагрузка, давление воздуха, скорость движения (качения) и др. После задания режимов нагружения производился пуск расчетного модуля, который пошагово производит необходимые вычисления. Во время проведения расчетов пользователь имеет возможность наблюдать за динамикой изменения модели при последовательном нагружении (рис. 1 и 2). После проведения расчетов необходимые результаты могут быть визуализированы, показаны на графиках или записаны в текстовый файл (рис. 3 и 4).

При необходимости изменения какого-либо параметра: конструкции шины, свойств материала или режима нагружения, редактируется соответствующий модуль с сохранением всех остальных данных. Затем расчет повторяется вновь.

Для оценки тепловой нагруженности объекта используется отношение суммарной мощности потерь (по элементам), перешедшей в тепловую энергию, к общему объему элементов модели. Эта интегральная характеристика определяет совершенство конструкции шины или любого ее элемента с точки зрения потерь на теплообразование.

Таким образом, блок программного комплекса по оценке влияния конструкции и рецептур шин на их тепловую нагруженность позволяет определять зависимости теплообразования в шине от основных параметров ее конструкции. Оценивается тепловое состояние шины с определением как средних, так и максимальных температур, с учетом особенностей ее конструкции, режима нагружения и внешних воздействий.

Расчет теплового состояния производился для боестойкой автомобильной шины 14.00R20. Боестойкость шины обеспечивается путем применения внутренней дополнительной опоры (ВДО) сплошной конструкции. Шина имеет протектор повышенной проходимости. Расчеты проводились при скорости качения 80 км/ч.

Поскольку при наличии внутреннего давления воздуха тепловое состояние шины с ВДО и без нее отличается незначительно, при проведении исследований шина рассматривалась без ВДО.

Зависимость максимальной температуры шины от коэффициента относительного гистерезиса резины

Коэффициент относительного гистерезиса является величиной, характеризующей долю потерянной энергии при однократном цикле нагружения. При проведении расчетных исследований значения коэффициента для корда принималось равным нулю (поскольку потери в нитях корда составляют менее 5 % общих затрат энергии на качение шины), для резины от 0,065 до 0,075.

Результаты расчетных исследований приведены в табл. 1.

Зависимость максимальной температуры шины от внутреннего давления воздуха

При определении указанной зависимости значения внутреннего давления воздуха изменялось в пределах 0,6...1,0 номинального значения, которое составляет 0,45 МПа.

Результаты расчетных исследований приведены в табл. 2.

Влияние температуры окружающего воздуха на тепловое состояние шины

Среди внешних воздействующих факторов наибольшее влияние на тепловое состояние шины оказывает температура и влажность окружающего воздуха, скорость обдува шин воздухом. Оценка влияния температуры окружающего воздуха (без учета прочих

Таблица 1

Результаты расчетных исследований

Коэффициент относительного гистерезиса резины	0,065	0,0675	0,07	0,0725	0,075
Максимальная температура шины, °С (К)	61,3 (333,4)	68,0 (341,1)	74,7 (347,8)	81,4 (354,5)	88,0 (361,1)

Таблица 2

Результаты расчетных исследований

Внутреннее давление воздуха, МПа	0,27	0,315	0,36	0,405	0,45
Максимальная температура шины, °С (К)	81,3 (354,4)	77,0 (350,1)	73,4 (346,5)	70,5 (343,6)	68,0 (341,1)

Таблица 3

Результаты расчетных исследований

Температура окружающего воздуха, °С (К)	0 (273,1)	10 (283,1)	20 (293,1)	30 (303,1)	40 (313,1)
Максимальная температура шины, °С (К)	53,3 (326,4)	60,7 (333,8)	68,0 (341,1)	75,4 (348,5)	82,7 (355,8)

Таблица 4

Результаты расчетных исследований

Коэффициент теплопроводности резины, Вт/(К·м)	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28
Максимальная температура шины, °С (К)	72,9 (346,0)	70,8 (343,9)	68,9 (342,0)	67,2 (340,3)	65,7 (330,8)

факторов) на тепловую нагруженность шины производилась в интервале значений 0...40 °С.

Результаты расчетных исследований приведены в табл. 3.

Влияние теплопроводности резины на тепловое состояние шины

Одним из факторов, определяющих высокие температуры в резинокорде (особенно во внутренних слоях массива), является низкая теплопроводность резины. Расчетная оценка влияния коэффициента теплопроводности резины на максимальную температуру шины проведена при изменении значений коэффициента теплопроводности в пределах 0,2...0,28 Вт/(К·м).

Результаты расчетных исследований приведены в табл. 4.

Для оценки результатов проведенных расчетных исследований по определению влияния конструкции и состава материалов на тепловую нагруженность шин проведена аппроксимация полученных данных.

Аппроксимация показала, что полученные данные могут с высокой степенью корреляции быть представлены следующими функциями:

— зависимость максимальной температуры T_{max} шины от коэффициента φ относительного гистерезиса резины — $T_{max} = 859{,}4 + 442{,}4\lg\varphi$;

— зависимость максимальной температуры T_{max} шины от внутреннего давления P воздуха — $T_{max} = 321{,}1/P^{0{,}075}$;

— зависимость максимальной температуры T_{max} шины от температуры $T_в$ окружающего воздуха — $T_{max} = 125{,}7 + 0{,}735T_в$;

— зависимость максимальной температуры T_{max} шины от коэффициента k теплопроводности резины — $T_{max} = P_{n(k)}$.

Проведенные исследования показывают, что наибольшее влияние на теплообразование в шине оказывают физико-механические свойства материала (коэффициент относительного гистерезиса и коэффициент теплопроводности резины). Давление воздуха в шине также оказывает значительное влияние на тепловое состояние шины: с повышением давления значительно снижается разогрев резины.

Оценка влияния эксплуатационных параметров показала, что температура окружающего воздуха также существенно влияет на степень нагрева шины, что обусловлено снижением интенсивности конвективного теплообмена при повышении температуры окружающего воздуха.

В целом анализ результатов, полученных при помощи разработанного программного комплекса, показал следующее.

Расчетные значения температур как на поверхности шины, так и в резинокордном массиве, несколько занижены по сравнению с экспериментально полученными данными для шин такого типа. Однако распределение температур близко к реальному. Таким образом, при соответствующем уточнении модели, лежащей в основе комплекса, исследования по определению теплового состояния шин могут проводиться с более высокой точностью.

Разработанный программный комплекс позволяет успешно проводить оценку влияния конструкции и состава материалов шин на показатели тепловой нагруженности.

Основываясь на результатах проведенных расчетных исследований, определены основные пути снижения температуры функционирования шин:

— применение конструкционных материалов с пониженным уровнем гистерезиса и повышенной теплопроводностью;

— повышение внутреннего давления воздуха при движении по дорогам с твердым покрытием.

УДК 623.4

В. Г. Моржаков, e-mail: edat@mail.ru, **В. П. Тростин,** канд. техн. наук, доцент,
НИИЦ СТ ЖДВ 3 ЦНИИ Минобороны России, г. Москва
E-mail: vptrostin@mail.ru

ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ СТАЛЕЙ ПРИ СОЗДАНИИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ОБРАЗЦОВ ТЕХНИКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВОЙСК

Представлены результаты анализа и перспективы применения современных отечественных сталей при разработке новой и модернизации техники железнодорожных войск.

Ключевые слова: *мобильность, надежность, техника железнодорожных войск.*

The results of the analysis and perspectives of modern domestic steel in the development of new and modernization of Railway Troops of equipment.

Keywords: *mobility, reliability, equipment Railway Troops.*

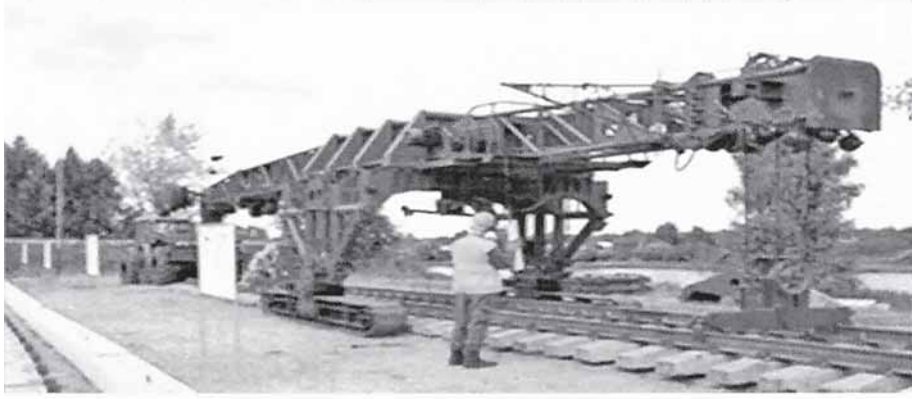
Органы управления страны отводят важнейшую роль материально-техническому обеспечению, в частности транспортировке войск и грузов, или транспортному обеспечению Вооруженных сил при решении ими боевых задач в ходе современных военных конфликтов, особенно на удаленных театрах военных действий. Для своевременного обеспечения жизнедеятельности войск (сил) в современных условиях необходима отечественная техника нового поколения, опережающая по мобильности и надежности зарубежные аналоги. Не случайно военное руководство НАТО и США включило "снабжение" в качестве одной из шести важнейших боевых функций сухопутных войск наряду с "маневром", "разведкой", управлением", "защитой войск" и "огневой мощью" [1].

Имеющаяся в настоящее время техника железнодорожных войск (ЖДВ): мостовая и путевая, подвижные средства технического обслуживания, ремонта и эвакуации техники по своим производственным возможностям не только удовлетворяют требованиям войск, но и выше зарубежных аналогов более чем в 1,5—3 раза. Однако длительные сроки хранения и эксплуатации имеющейся техники отрицательно сказываются на техническом состоянии рабочих органов путевых машин, резинотехнических изделий и электрооборудования подвижных ремонтных средств, снижают уровень надежности техники, повышают затраты на обслуживание и расход топлива. Значительные массогабаритные и низкие эргономические показатели снижают конкурентоспособность техники ЖДВ для коммерческого использования в народном хозяйстве и за рубежом. Более того, современное развитие транспортной инфраструктуры в условиях скоростного (до 250 км/ч и более) и тяжеловесного (нагрузки до 300 кН/ось и более) движения требует соответствующей научно обоснованной разработки новой перспективной техники ЖДВ.

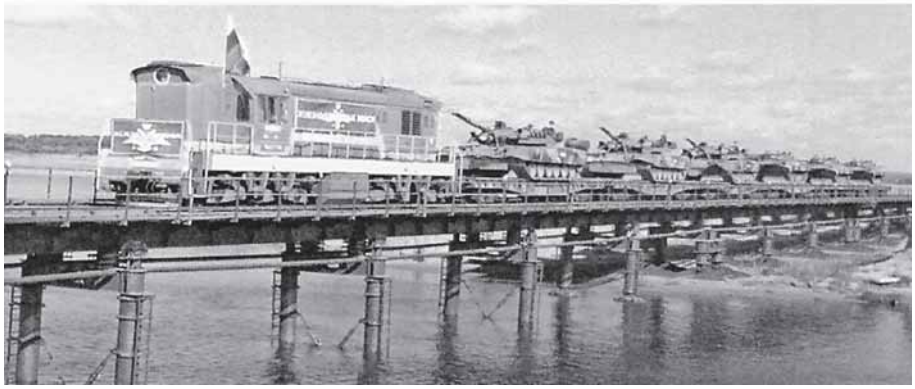
Формированию современного облика техники ЖДВ, разрабатываемой в Научно-исследовательском центре специальной техники ЖДВ 3 ЦНИИ МО РФ и изготавливаемой с военно-научным сопровождением на предприятиях оборонно-промышленного комплекса, постоянно обращено внимание руководства [2]. Исходя из имеющихся тактико-технических характеристик военной техники, требующей оперативного современного переоснащения, научно-практическая работа проводится по следующим инновационным направлениям.

Снижение материалоемкости

Техника ЖДВ, представленная на рис. 1, отличается повышенной массой изделий. Так, масса портального мобильного путеукладчика ПМП-1 — от 28 т (рис. 1, *а*), масса железнодорожного моста-эстакады ИМЖ-500 (рис. 1, *б*) может быть до 3000 т и более. Поэтому существует необходимость внедрения новых материалов конструкций, снижающих общую материалоемкость. Представители материалов нового поколения — наноструктурированные



а)



б)

Рис. 1. Техника ЖДВ:

а — портальный мобильный путеукладчик ПМП-1; *б* — мост-эстакада железнодорожная ИМЖ-500

или композитные материалы, в частности конструкционные и износостойкие стали, производимые Новолипецким металлургическим комбинатом и компанией "Северосталь", с повышенными характеристиками по прочности (до 2 раз) и износостойкости (микротвердости — до 2,5 раз). Северосталь выпускает горячекатаные свариваемые стали марок 18ХГНМФР, 14ХГ2САФД, 16ХГН2ФБР, 13ХГ2НДФ в толщинах 8,0...50,0 мм и широкую гамму других сталей. Например, среднелегированную сталь 18ХГНМФР, характеристики которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики стали 18ХГНМФР

Показатель	Характеристики
Твердость, НВ	340—430
Толщина листов, мм	40—64
Ширина, мм	1500—3100
Длина, мм	4000—12 000
Предел текучести R_p, МПа	950—1150
Предел прочности R_m, МПа	1050—1500
Хладостойкость KCV (–40 °С), Дж/см^2	Не менее 30
Минимальное относительное удлинение А5, %	11

Сталь марки 18ХГНМФР закаленная (закалка с последующим отпуском) отличается высокой твердостью, прочностью и устойчивостью к большим нагрузкам и износу. Хладостойкость металла для эксплуатации в условиях Крайнего Севера России достаточна для температур до минус 60—70 °С.

Применение сталей с подобными характеристиками позволяет снизить массу изготавливаемых конструкций благодаря применению проката меньших толщин, при этом сохраняется и даже увеличивается их несущая способность. Это подтверждает зарубежный опыт применения подобных по характеристикам сталей [3, 4]. Например, в грузоподъемной технике и на транспорте их применение позволило уменьшить вес стрелы кранов и массы шасси практически в 2 раза с существенным сокращением расхода топлива. Так, в 2014 г. датская компания VM Tarm запустила в производство четырехосную цистерну высокого давления объемом 41 500 л, оснащенную тремя камерами для перевозки различных грузов. Имея большую грузоподъемность, ее масса составляет всего 6,8 т или на 2,7 т меньше, чем у аналогичных прицепов-цистерн других производителей. Причем, как показали расчеты, другие материалы цистерн не способны выдерживать динамические нагрузки, возникающие при перевозках. В конечном итоге это привело к увеличению массы перевозимого груза (полезной нагрузки), сокращению необходимого числа рейсов, снижению потребления топлива и выбросов CO_2. Немецкая компания SSAB изготовила и применила новую высоко-

прочную сталь, что позволило уменьшить размеры и массу, сохранив безопасность и надежность прицепа. Из этих сталей производят несущие элементы рам и прицепов транспорта, тяжеловозов и подъемных кранов, так как прочность в 2—2,5 раза больше, чем традиционных сталей.

Таким образом, рекомендуется замена сталей (материалов) в конструкциях мостовосстановительной и путевосстановительной техники ЖДВ.

Повышение износостойкости рабочих органов и надежности техники

Стали Новолипецкого комбината специально предназначены для изготовления оборудования, деталей и узлов, работающих в условиях повышенного износа, что характерно для техники ЖДВ, представленной на рис. 2.

Хорошая свариваемость металла обеспечивается ограничением содержания углерода и углеродного эквивалента, оптимально подобранной системой микролегирования стали и применением специальных режимов термообработки, что позволяет также достичь более высокие прочностные характеристики. Это подтверждает опыт применения износостойких сталей указанных марок при изготовлении экскаваторных ковшей. Уральские машиностроители (Уралмаш) изготавливают ковши драглайнов с использованием рекомендуемых марок стали. Стандартный ковш ЭШ-20.90 (вместимость 20 м^3) представляет собой сварно-литую конструкцию из литой марганцовистой стали 75Г13Л и низколегированной стали 10ХСНД. С целью увеличения вместимости и долговечности ковша вместо стали 10ХСНД применяют рекомендуемые стали. Это позволяет уменьшить массу ковша и, следовательно, увеличить его вместимость до 22 м^3 или на 10 %, **продлить срок службы более чем в 4 раза** по сравнению с ковшами из конструкционной легированной стали 10ХСНД. При этом у карьерных экскаваторов передняя стенка с режущей кромкой и днище ковша изготавливаются из стали марки 110Г13Л (литье) с сохранением концевой нагрузки стрелы (массы груженого ковша). По этому пути модернизируются экскаваторные ковши отечественной фирмы КРАНЭКС.

Из этих сталей изготавливают трехсекционную телескопическую стрелу на автокранах марки КС-5579.22 "Мотовилиха" и лопасти для бетоносмесительных установок. ЗАО "Бецема" и также другие отечественные машиностроительные заводы наладили выпуск самосвалов с кузовами из рекомендуемых сталей с сокращением износа кузовов в 1,5—2,5 раза.

Приведенные примеры положительного опыта применения новых сталей в отечественной и зарубежной технике позволяют рекомендовать их использование при разработке и проектировании конструкций модернизируемой техники ЖДВ с повышенными показателями эффективности (табл. 2).

Таким образом, применение новых марок сталей напрямую связано с повышением живучести, мобильности и надежности техники ЖДВ, а также сокращением как прямых, так и косвенных издержек при эксплуатации. Поэтому наиболее рациональным шагом в условиях постоянно развивающегося технического прогресса и обновле-

а)

б)

Рис. 2. Дорожно-строительная техника ЖДВ:
а — универсальная путевая машина УПМ-750; *б* — дозировщик балласта ТТД-2

Таблица 2

Повышение показателей эффективности техники ЖДВ

Модернизируемая техника ЖДВ	Достигаемые показатели военной эффективности
1. Техника для строительства и восстановления ж/д пути 2. Навесные рабочие органы путевых машин 3. Грузоподъемная техника 4. Комбинированный ход для автомобилей 5. Рабочие органы и футеровка асфальто- и бетономешалок	Высокая живучесть, мобильность и надежность техники ЖДВ достигаются за счет снижения массы, габаритов при повышенной прочности конструкций и износостойкости рабочих органов применяемой техники

ния модельного ряда техники ЖДВ, выпускаемой промышленностью, будет являться своевременное обновление и модернизация техники ЖДВ на базе предлагаемых сталей и конструктивных решений.

Выводы. Марки сталей отечественных производителей будут эффективны не только в системах транспортного обеспечения, включая технику ЖДВ, но при выпуске техники другого предназначения.

Применение новой продукции (новых марок сталей) является прогрессом в науке и технике, способствует импортозамещению и укреплению позиций отечественных компаний, в т.ч. за рубежом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Башкиров Н., Хаирбеков З.** Концептуальные основы тылового обеспечения Вооруженных сил США // Зарубежное военное обозрение. — 2016. № 5. — С. 28—33.
2. **Лагунов С. А., Орехов М. П., Шалин А. Н.** Проблемы создания перспективных образцов специальной техники Железнодорожных войск и пути их решения // Сборник материалов научно-практической конференции "Основные направления развития специальной техники Железнодорожных войск". — М.: НИИЦ СТ ЖДВ 3 ЦНИИ МО РФ, 2015. — С. 7—20.
3. **Каталоги отечественных заводов** НЛМК и Северостали.
4. **Каталоги зарубежных фирм**: SSAB Oxelosund AB, VM Tarm и Link-Belt.

КАМАЗ повышает безопасность грузовиков

На КАМАЗе реализуется проект по созданию грузовых автомобилей с ADAS-системами.

Цель проекта — повышение уровня безопасности на дорогах, транспортной мобильности. "Это современные системы содействия водителю, если перевести с английского Advances Driver Assistance Systems. С помощью ADAS-систем водитель КАМАЗа получает возможность работать на совершенно новом уровне в плане безопасности", — отметил главный конструктор по инновационным продуктам Сергей Назаренко.

По его словам, проект реализуется поэтапно и включает в себя несколько направлений работ. Первой должна стать разработка грузовых автомобилей КАМАЗ с ADAS-системами начальных уровней — "предупреждение", "предотвращение" и "удержание на полосе". Вторым — "овладение" камазовскими грузовиками функций автономного и дистанционно-автономного движения для работы на закрытых территориях. Имеются в виду технологические перевозки в промышленных зонах, пассажирские перевозки по спецполосам и т. д. Третье направление — создание КАМАЗов с ADAS-системами продвинутых уровней — Highway Pilot, City Pilot и Autopilot. Каждое последующее направление работ делает управление транспортным средством все более автономным и автоматизированным.

Серийный выпуск КАМАЗов с ADAS-системами начальных уровней планируется начать уже в 2017 г. Появление грузовиков с функциями автономного и дистанционно-автономного движения ожидается в 2019—2020 гг., с ADAS-системами продвинутых уровней — с 2022 г. Также проект предполагает организацию нового подразделения в Научно-техническом центре "КАМАЗ" и "Инновационного центра "КАМАЗ".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 621.436

С. А. Зыков, канд. техн. наук, доцент, Российский государственный аграрный университет МСХА имени К. А. Тимирязева
E-mail: zykov.sa@yandex.ru

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ И ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Проведены эксплуатационные испытания автомобилей ТАТРА-815, оснащенных серийными и усовершенствованными топливными системами. Показаны преимущества усовершенствованных топливных систем. Разработана методика расчета и оптимизации конструкции усовершенствованного фильтрующего элемента для фильтров тонкой очистки топлива. Проведена оценка экономической эффективности применения усовершенствованных топливных систем.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, загрязненность топлива, содержание воды в топливе, фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки топлива, экономическая эффективность.*

Operational testing of the TATRA-815 vehicles, equipped with serial and improved fuel systems is conducted. Advantages of improved fuel systems are shown. Methodology for calculating and optimizing the design of an improved filter element for filters of thin clearing of fuel is developed. The estimation of economic efficiency of application of improved fuel systems is carried out.

Keywords: *diesel engine, diesel fuel, fuel contamination, water content in diesel fuel, filter element of the filter of thin clearing of fuel, economic efficiency.*

Одной из основных систем современных автотракторных дизелей является система топливоподачи [1—3]. Эффективность и долговечность работы топливных систем в значительной степени зависят от качества применяемого дизельного топлива [4, 5]. К важным характеристикам данного топлива относят его загрязненность и обводненность [5, 6]. В связи с этим значительный практический интерес вызывают исследования качества используемого дизельного топлива и систем его очистки.

В работах [7, 8] представлены результаты проведенных комплексных исследований загрязненности дизельного топлива для дизельных двигателей автомобильной и сельскохозяйственной техники. С целью изучения эффекта растворимости влаги атмосферного воздуха в топливе испытаны макеты топливной системы автомобиля. Проведены испытания фильтрующих элементов тонкой очистки топлива серийной и усовершенствованной конструкций. На основе проведенного комплекса теоретических и экспериментальных исследований разработаны рекомендации по выбору основных параметров предлагаемых конструкций масляного пылеуловителя (МПУ) и устройства для обработки топлива, применимые при проектировании средств повышения чистоты топлива. Предложены рекомендации по режиму технического обслуживания этих средств при эксплуатации топливных систем машин.

С целью подтверждения полученных результатов теоретических исследований, предложений по усовершенствованию топливных систем машин с дизельными двигателями, а также результатов лабораторно-стендовых испытаний на заключительном этапе проводились сравнительные эксплуатационные испытания топливных систем специальных машин — автомобилей. Конечная цель испытаний — оценка технико-экономической эффективности усовершенствованной топливной системы в сравнении с серийной. Общая схема усовершенствованной системы приведена на рис. 1.

Всего в испытаниях участвовало восемь автомобилей ТАТРА-815, эксплуатируемых в условиях дорожного строительства на сельскохозяйственных коммуникациях Московской области. Из них четыре автомобиля были серийными. Другие четыре автомобиля были опытными (экспериментальными)

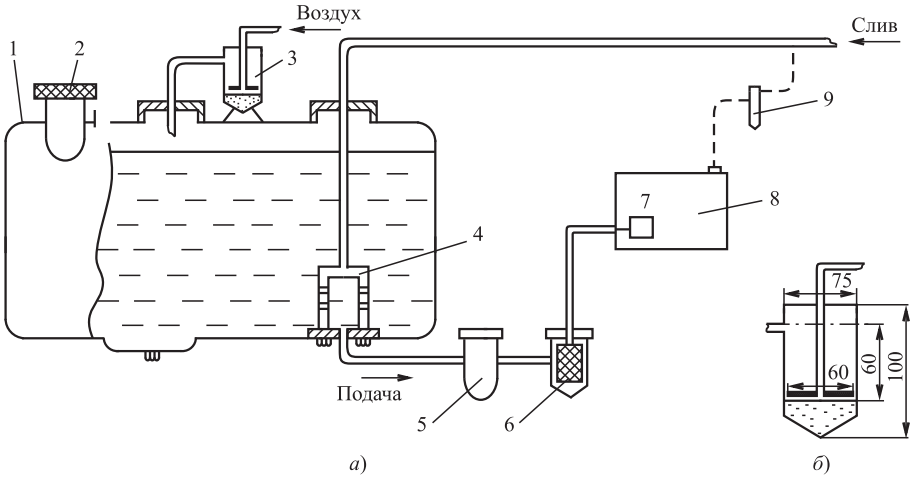


Рис. 1. Усовершенствованная топливная система автомобиля ТАТРА-815:

1 — топливный бак; *2* — герметичная крышка бака; *3* — масляный пылеуловитель; *4* — устройство для обработки топлива; *5* — фильтр-отстойник; *6* — усовершенствованный фильтр тонкой очистки; *7* — подкачивающий насос; *8* — ТНВД; *9* — форсунка

и отличались тем, что на них были дополнительно установлены масляные пылеуловители МПУ устройства для обработки топлива и опытные фильтроэлементы, имеющие спиралевидные гофры. Конструктивные параметры МПУ, устройства для обработки топлива и опытных фильтроэлементов соответствуют тем, которые использовались при проведении лабораторных и стендовых испытаний (см. работы [8, 9]). Испытания проводились в течение года так, что охвачены были все сезоны эксплуатации машин. Для испытаний были выбраны машины ТАТРА-815 примерно одинакового "возраста" и одинакового технического состояния. В процессе испытаний периодически производился отбор проб топлива из баков партии серийных и опытных автомобилей (с усовершенствованной топливной системой). Периодически снимались фильтроэлементы из фильтров тонкой очистки топлива с целью стендового определения их гидравлического сопротивления. Наработка в часах при $\Delta p = 150 \pm 15$ кПа принималась за ресурс фильтрующих элементов (ФЭ).

Усовершенствованный опытный образец ФЭ (рис. 2) в рамках того же типоразмера, что и серийный, со шторой из отечественной фильтровальной бумаги БФДТ (ТУ ОП 13-027951-08—92) ($d_{0,95} = 3$ мкм). Он отличается от серийного спиральной укладкой гофр по схеме на рис. 2, *б*. При этом ширина спиральных гофр в 2 раза выше, чем у радиальных в звездообразном ФЭ. Сравнительная характеристика испытуемых ФЭ представлена в табл. 1.

В процессе проведения эксплуатационных испытаний фиксировались отказы машин и количество часов простоя, обусловленные загрязненностью топлива и соответствующими неисправностями системы топливоподачи, приводящими к простою машин. Осредненные результаты испытаний представлены в табл. 2. Полученные результаты показывают, что предлагаемая усовершенствованная топливная система на примере высоконагруженной специальной машины ТАТРА-815 позволяет в 3,6—4,3 раза повысить чистоту топлива по механическим загряз-

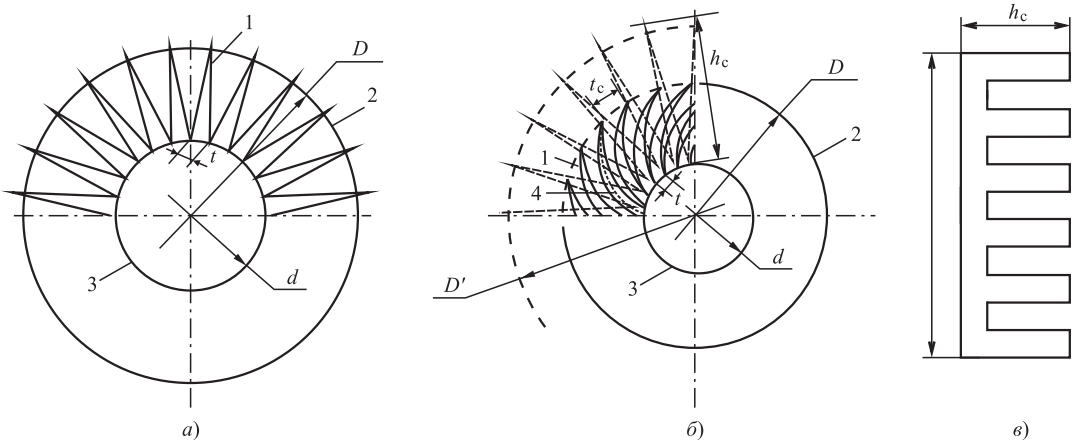


Рис. 2. Схемы серийного топливного фильтрующего элемента:

а — с гофрированной фильтрующей шторой и радиальными гофрами; *б* — опытный топливный фильтрующий элемент с гофрированной фильтрующей шторой и спиральными гофрами; *в* — форма дренажной вставки из пористого материала опытного фильтрующего элемента (*в*); *1* — штора; *2* — обечайка; *3* — трубка; *4* — дренажная вставка

Таблица 1

Характеристики опытных фильтрующих элементов

Характеристики фильтроэлементов	Опытный образец серийного ФЭ	Опытный образец усовершенствованного ФЭ
Наружный диаметр D, мм	80	80
Внутренний диаметр d, мм	40	40
Высота H, мм	135	135
Количество гофр n, шт	66	66
Материал шторы	БФДТ	БФДТ
Высота (ширина) гофр h_c, мм	20	40
Тип шторы	Звездообразная с радиальными гофрами	Со спиральными гофрами
Средства стабилизации гофр	—	Дренажные гребенчатые вставки в гофрах

Таблица 2

Результаты сравнительных эксплуатационных испытаний топливных систем автомобилей ТАТРА-815

Определяемые показатели	Серийная топливная система		Усовершенствованная топливная система		Сравнительный эффект для усовершенствованной системы
	Зима	Лето	Зима	Лето	
Загрязненность топлива в баках, % (масс.)	0,0038	0,0044	0,001	0,00102	Снижение в 3,6—4,3 раза
Содержание воды в баках, % (масс.)	0,02	0,016	0,0042	0,0047	Снижение в 3,4—4,76 раза
Ресурс фильтроэлементов тонкой очистки, ч	860		1342		Увеличение в 1,56 раза
Количество часов простоя из-за отказов топливных систем на одну машину в год	21		9,0		Снижение в 2,33 раза

нениям; в 3,4—4,76 раза снизить содержание воды в топливе и в 1,56 раза увеличить эксплуатационный ресурс сменных фильтроэлементов, что указывает на достаточную эффективность полученных результатов.

Предложенные в работах [8, 9] средства предотвращения загрязнения топлива в баках машин включают в себя масляный пылеуловитель (МПУ), устанавливаемый на топливном баке, и устройство для обработки топлива, которое монтируется в донной части топливного бака (см. рис. 1). Проведенный комплекс теоретических, экспериментальных исследований, а также результаты эксплуатационных испытаний позволяет предложить некоторые рекомендации по выбору параметров и эксплуатации разработанных средств.

К основным конструктивным параметрам МПУ относятся (рис. 3): высота рабочей зоны — $h_р$; рабочий зазор осаждения частиц загрязнений — h; диаметр дискового успокоителя — $d_у$; рабочая высота $H_р$ и диаметр $D_к$ МПУ, которые при известных других параметрах определяют объем масляной зоны осаждения загрязнений (см. позицию *6* на рис. 3).

Исходя из задаваемой эффективности МПУ (коэффициент эффективности МПУ $\eta_в = 0{,}8—0{,}85$ [9]), при известном дисперсном составе пыли, по заданному расходу топлива — $q_т$ на средних режимах работы машины, приняв конструктивно зазор $h = 6—10$ мм, определен минимальный размер частиц x, задерживаемых МПУ по формуле [9]

$$\eta_в = \left(1 + a_m x\right) e^{-a_m x}, \quad x = 0{,}71\sqrt{\frac{36\nu_в q_т}{\left(\rho_\eta/\rho_в\right) g\pi d_y^2\left(1 - \frac{h}{h_p}\right)}}$$

при следующих параметрах: $q_т = 4{,}5 \cdot 10^{-6}$ м^3/с (расход топлива машиной составляет 32,5 л/100 км при скорости 50 км/ч); $d_у = 60 \cdot 10^{-3}$ м; $h = 6 \cdot 10^{-3}$ м;

высота рабочей зоны $h_р = 60 \cdot 10^{-3}$ м; $\rho_\eta = 2600$ кг/м^3; $\rho_в = 1{,}2$ кг/м^3; $\nu_в = 15{,}06 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $x_{0,5} = 6{,}398 \cdot 10^{-6}$ м (кварцевая пыль с $S_{уд} = 1050$ м^2/кг). Остальные размеры МПУ определяются из следующих рекомендуемых соотношений

$$H_р = h_р + (20—25) \text{ мм},$$

$$D_к = d_у + (8—10) \text{ мм}.$$

Объем масляной зоны осаждения МПУ определяется исходя из нормируемой грязеемкости МПУ, которая зависит от планируемого режима технического обслуживания МПУ. Под техническим обслуживанием МПУ понимаются работы, связанные со сливом загрязненного масла и промывкой МПУ, которые желательно приурочить к одному из видов технического обслуживания машины, например, к сезонному, которое обычно планируется через 960—1000 ч наработки машины. Тогда ориентировочный объем масляной зоны осаждения МПУ можно определить по формуле

$$Q_м = 3600 \frac{C_в \rho_в}{C_м \rho_м} \eta_в q_т T_{со}, \qquad (1)$$

где $C_в$ — концентрация пыли в воздухе, кг/кг; $C_м$ — планируемая максимальная концентрация задержанной пыли в масле отстойной зоны; $\eta_в$ — эффективность МПУ; $q_т = (25—30) \cdot 10^{-6}$, м^3/с — средний расход топлива из бака; $T_{со} = 960—1000$, ч — планируемая периодичность сезонного обслуживания МПУ. Определив $Q_м$, далее можно определить все остальные конструктивные размеры МПУ, исходя из обычных геометрических соотношений для конического объема зоны *6* на рис. 3.

Предложенная усовершенствованная топливная система дизеля включает устройство для обработки топлива. К основным конструктивным параметрам устройства относятся (рис. 4): внешняя поверхность $S_у$; высота $H_у$ и наружный диаметр — $D_у$; внутренний диаметр — $d_в$; количество $n_о$ и диаметры $d_о$ отверстий и сообщающих каналов. Все указанные параметры должны определяться исходя из задаваемого температурного режима топлива в баке — $T_б$, топлива, поступающего в двигатель из устройства — $T_у$ и допускаемого гидравлического сопротивления устройства в соответствии со стандартами на устройства, входящие во всасывающую линию низкого давления системы топливоподачи. Эту оптимизационную задачу можно решить с использованием известных методов гидравлического расчета машиностроительных элементов [10, 11].

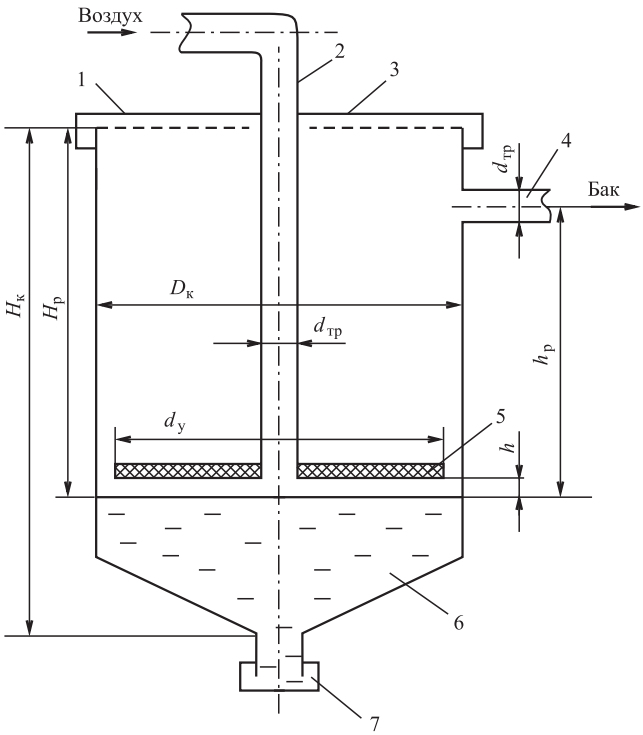


Рис. 3. Масляный пылеуловитель:

1 — корпус; *2* — трубка подвода запыленного воздуха; *3* — крышка; *4* — дыхательная трубка топливного бака; *5* — дисковый успокоитель; *6* — масло; *7* — заглушка

Выбор основных конструктивных параметров предложенного устройства для обработки топлива рекомендуется выполнять в следующей последовательности. Вначале по заданным $T_б$ и $T_у$ определяется поверхность $S_у$ путем совместного решения уравнений

$$\alpha_о S_б \left(T_б - T_о\right) = \alpha_у S_у \left(T_у - T_б\right);$$

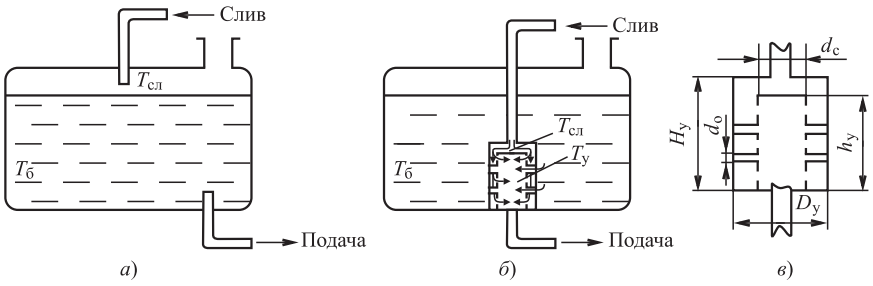


Рис. 4. Схематизация процесса теплообмена в топливных баках:

а — стандартный; *б* — усовершенствованный; *в* — бак с устройством для обработки топлива; $T_{сл}$, $T_у$, $T_б$ — температуры слива, устройства, бака

$$T_б = T_о + \frac{(T_{сл} - T_о)}{\left[1 + \frac{\alpha_о S_б}{\alpha_у S_у}\left(1 + \frac{1}{i} + \frac{\alpha_у S_у}{\rho_т C_т V_т}\right)\right]};$$

$$T_у = T_б + (T_б - T_о)\frac{\alpha_о S_б}{\alpha_у S_у},$$

где $T_у$ — абсолютная температура топлива в устройстве; $\alpha_у$ — коэффициент теплоотдачи на границе устройства и топлива в баке; $S_у$ — внешняя поверхность устройства; $\rho_т$, $C_т$ и $V_т$ — плотность, теплоемкость и объем топлива; i — число отверстий. Наружный диаметр устройства $D_у$ и высота $H_у$ определяются с использованием формулы (см. рис. 4)

$$S_у = \pi D_у H_у + \frac{\pi D_у^2}{4}. \quad (2)$$

Это уравнение с двумя неизвестными решаем методом последовательных приближений. При этом из (2) находится высота $H_у$

$$H_у = \left(\frac{S_у}{\pi D_у} - \frac{D_у}{4}\right). \quad (3)$$

Приняв в первом приближении, только огибающую поверхность

$$S_у = \pi D_{у1}^2 \overline{H_у},$$

находим $D_{у1}$ первого приближения

$$D_{у1} = \sqrt{\frac{S_у}{\pi \overline{H_у}}}, \quad (4)$$

где $\overline{H_у} = \frac{H_у}{D_у} = (1 — 2)$ — принимаемое соотношение высоты и диаметра устройства. После подстановки (4) в (3) находим $H_у$ первого приближения

$$H_{у1} = \left(\frac{S_у}{\pi\sqrt{S_у/\pi\overline{H_у}}} - \frac{\sqrt{S_у/\pi\overline{H_у}}}{4}\right). \quad (5)$$

Решая квадратное уравнение (2), принимая $H_у = H_{у1}$ по (5), находим

$$D_у = \left(2\sqrt{H_{у1}^2 + S_у/\pi} - H_{у1}\right), \quad (6)$$

а также H

$$H_у = \overline{H_у} D_у. \quad (7)$$

Размеры устройства для подачи топлива $d_с$, $h_с$ следует определять исходя из условия равенства проходных сечений снаружи и внутри устройства

$$\frac{\pi\left(D_у^2 - d_с^2\right)}{4} = \frac{\pi d_с^2}{4},$$

откуда

$$d_с = \frac{D_у}{\sqrt{2}}, \quad (8)$$

а также можно принять

$$h_у = d_с \overline{h_у}, \quad (9)$$

где $\overline{h_у} = \overline{H_у} = (1 — 2)$ — относительная высота устройства. Исходя из опыта проведенных испытаний, устройство должно быть оснащено 12-ю отверстиями и 8-ю сообщающими каналами (трубками), см. рис. 4. Диаметры отверстий и каналов: $d_о$ = 4-6 мм. Нижние отверстия должны располагаться выше отстойной зоны бака. В процессе эксплуатации устройства необходимо предусмотреть его техническое обслуживание, связанное с демонтажом и промывкой. Эту операцию необходимо совмещать с промывкой топливного бака во время сезонного обслуживания машины через 960—1000 ч.

При создании предложенной усовершенствованной топливной системы дизеля необходимо провести расчет и оптимизация усовершенствованных фильтров тонкой очистки дизельного топлива. Фильтры-очистители нефтепродуктов (в том числе и топливные) конструктивно представляют собой гидравлическое устройство, включающее корпус со встроенным фильтроэлементом [12, 13]. При этом главным элементом, определяющим показатели фильтров, является фильтрующий элемент (ФЭ).

Вопросам расчета и проектирования фильтров, включая вопросы компоновки ФЭ в корпусе, вопросы гидравлического расчета корпусов посвящено большое количество работ [10, 11, 14]. Далее ограничимся рассмотрением методики расчета и проектирования ФЭ модернизированной (из звездообразного) конструкции со спиральными гофрами (см. рис. 2). Исходными данными для расчета являются:

— номинальный расход фильтруемого топлива $V_{тн}$ (пропускная способность ФЭ) при нормируемом по ГОСТ 14146—79 перепаде давления $\Delta p_н$ = 10 кПа;

— конечный (критический) перепад давления на ФЭ $\Delta p_{кр}$ = 150 кПа;

— характеристики топлива: кинематическая вязкость $\nu_т$, плотность $\rho_т$;

— характеристики материала фильтрующей шторы ФЭ: коэффициент проницаемости K, толщина δ, пористость $\psi_о$, тонкость фильтрации $d_{0,95}$ ($d_{0,5}$);

— характеристики материала дренажной гребенчатой вставки в гофры: толщина $\delta_д$, пористостью $\psi_д$.

Процесс расчета и оптимизации ФЭ включает следующие этапы: выбор основных конструктивных параметров ФЭ: D, d, H, $h_с$; оптимизацию выбора шага гофрирования t; расчет количества гофр n и поверхности фильтрации $S_ф$; расчет и построение гидравлической характеристики ФЭ.

Выбор основных конструктивных параметров — диаметра D и высоты H фильтрующего элемента (см. рис. 2) основан на использовании корреляционной гидравлической характеристики, полученной в работе [15] путем обработки представительного массива гидравлических характеристик топливных и масляных фильтроэлементов различного назначения и конструкции шторы. Общая расчетная зависимость имеет вид [15]

$$\Delta p_н = 108,25 \frac{\nu_т \rho_т V_{тн}}{\pi D H \left(0,21 d_{0,95} - 0,52 \cdot 10^{-6}\right)}, \quad (10)$$

откуда получаем формулу для определения наружного диаметра ФЭ

$$D = 1,857 \sqrt{\frac{V_{тн} \nu_т \rho_т}{\Delta p_н \bar{H} \left(0,21 d_{0,95} - 0,52 \cdot 10^{-6}\right)}}, \quad (11)$$

где $\bar{H} = \frac{H}{D}$ — принимаемое соотношение высоты и диаметра ФЭ. При этом $\bar{H} > 1$ (принимается ориентируясь на ОСТ. 37001.242—81 или другие нормативы). Определив D, параметры D и H окончательно согласуют с типоразмерами ФЭ по ОСТ 37001.242—81 [16] и др. Далее принимаем

$$d = \frac{D}{2},$$

а также находим

$$h_с = \left(\frac{D-d}{2}\right) k_h,$$

где k_h — коэффициент увеличения ширины спирального гофра по отношению к прямому. Количество гофр и поверхность фильтрации определяем по формулам

$$n = \frac{\pi d}{t}, \quad S_{фс} = \frac{\pi h_с D H}{t}.$$

С целью определения целесообразности использования предложенной усовершенствованной топливной системы проведена оценка экономической эффективности ее установки на дизель. Согласно известным методикам оценки [17—19] общий экономический эффект от внедрения технических решений E представляет суммарную экономию всех производственных ресурсов. В нашем случае это в общем виде выглядит так

$$E = \left[З_1 \frac{B_2}{B_1} \frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} + (Э_1 - Э_2) - \frac{E_н (К_2 - К_1)}{(P_2 + E_н)} - З_2 \right] А, \quad (12)$$

где $З_1$, $З_2$ — приведенные затраты на серийную и усовершенствованную машину (двигатель); B_1, B_2 — наработка двигателя с серийной и усовершенствованной системой; P_1, P_2 — доли отчислений от балансовой стоимости на реновацию (величины, обратные сроку службы дизельного двигателя); $E_н = 0,15$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; $Э_1$, $Э_2$ — годовые эксплуатационные затраты потребителя при серийной и усовершенствованной топливной системе; $К_1$, $К_2$ — сопутствующие капитальные вложения; А — годовой объем использования автомобилей (двигателей) с усовершенствованной топливной системой, шт.

Если учесть, что при использовании усовершенствованной топливной системы срок службы машин не изменяется и капитальные вложения практически, отсутствуют, оценка экономического эффекта на одну машину в год (А = 1) приводит формулу (12) к следующему виду

$$E = (Э_1 - Э_2). \quad (13)$$

Основными составляющими эксплуатационных затрат являются: затраты на сменяемые детали топливной аппаратуры (плунжерные пары) топливного насоса высокого давления (ТНВД) — $Э_{пл}$; затраты на сменяемые фильтроэлементы ФТО — $Э_ф$; затраты на техническое обслуживание топливной системы — $Э_{то}$; затраты (убытки) от простоев машин, связанных с отказами в системах топливоподачи — $Э_у$. Указанные составляющие для серийной топливной системы ТАТРА-815 определяются следующим образом

$$Э_{пл1} = С_{пл} N_{пл1} n_{пл}, \quad (14)$$

где $С_{пл}$ = 120 долл. США (3720 руб. на 1.01.2002) — оптовая стоимость плунжерной пары ТНВД

с учетом импортных цен; $N_{пл1}$ = 1 шт./год — сменяемость плунжерных пар; $n_{пл}$ = 4 шт. — количество пар в ТНВД.

Для оценки $Э_{пл2}$ усовершенствованной системы в формуле (14) необходимо учесть увеличение срока службы плунжерных пар при повышении чистоты дизельного топлива, которое по разным оценкам [20, 21] составляет 2—8 раз. Принимая нижний предел, находим $N_{пл2} = N_{пл1}/2 = 0{,}5$. Тогда затраты $Э_{пл}$ по обоим вариантам будут

$Э_{пл1} = 3720 \cdot 1{,}0 \cdot 4 = 14\,880$ руб., $Э_{пл2} = 7440$ руб.

Затраты на сменяемые фильтроэлементы определяются аналогично

$$Э_{ф1} = C_{ф1} \cdot N_{ф1}, \qquad (15)$$

где $C_{ф1}$ = 20 долл. США (620 руб.) — оптовая стоимость импортного фильтроэлемента;

$N_{ф1} = \dfrac{T_г}{T_{ф1}} = 1{,}0$ — количество замен ФЭ в год при годовой наработке $T_г$ = 1000 ч и ресурсе $T_{ф1}$ = 1000 ч. Соответственно

$$Э_{ф2} = C_{ф2} \cdot N_{ф2},$$

где $C_{ф2}$ = 60 руб. (отечественное производство); $N_{ф2} = \dfrac{T_г}{T_{ф2}} = \dfrac{1000}{1340} = 0{,}74$ при ресурсе $T_{ф2}$ = 1340 ч. Тогда

$$Э_{ф1} = 620 \cdot 1{,}0 = 620 \text{ руб.}, \; Э_{ф2} = 60 \cdot 0{,}74 = 44{,}4 \text{ руб.}$$

Затраты на техническое обслуживание серийной топливной системы определяются в виде

$$Э_{то1} = T_{тоф}\eta_{то}\frac{T_г}{T_{ф1}}, \qquad (16)$$

где $T_{тоф}$ = 0,5 ч — норма времени на техническое обслуживание (ТО) фильтра; $\eta_{то}$ = 150 руб./ч — стоимость одного часа работы слесаря.

Для усовершенствованной топливной системы учтены дополнительные затраты на обслуживание МПУ и устройства для обработки топлива, т. е.

$$Э_{то2} = T_{тоф}\eta_{то}\frac{T_г}{T_{ф2}} + T_с\eta_{то}\left(n_{мпу} + n_у\right),$$

где $T_с$ = 2 ч — норма времени на обслуживание МПУ и устройства; $n_{мпу}$ = 1,0, $n_у$ = 1,0 — число обслуживаний в год.

При расчете получено

$$Э_{то1} = 75 \text{ руб.}, \; Э_{то2} = 130{,}5 \text{ руб.}$$

Затраты (убытки) от простоев машин по отказам серийных топливных систем найдены в виде

$$Э_{у1} = \eta_м\tau_{пр1}. \qquad (17)$$

Здесь $\eta_м$ = 1200 руб./ч — упущенный доход от простоя машины в час; $\tau_{пр1}$ — количество часов простоя машины за год. Аналогично для машин с усовершенствованной системой топливоподачи

$$Э_{у2} = \eta_м\tau_{пр2}.$$

При $\tau_{пр1}$ = 21 ч; $\tau_{пр2}$ = 9 ч (см. табл. 2) получаем:

$$Э_{у1} = 25\,200 \text{ руб.}, \; Э_{у2} = 10\,800 \text{ руб.}$$

Суммируя статьи затрат по серийному и усовершенствованному варианту находим

$$Э_1 = 14\,880 + 620 + 75 + 25\,200 = 40\,775 \text{ руб.},$$

$$Э_2 = 7440 + 44{,}4 + 130{,}5 + 10\,800 =$$

$$= 18\,414{,}9 \text{ руб.}$$

Согласно (13) общий экономический эффект от внедрения усовершенствованной топливной системы машины с дизельным двигателем на примере ТАТРА-815 за год составит

$$E = 40\,775 - 18\,414{,}9 = 22\,360 \text{ руб./год.}$$

В целом, проведенные эксплуатационные испытания специальных автомобилей ТАТРА-815 с дизельными двигателями, оснащенными серийными и усовершенствованными топливными системами, показали, что использование усовершенствованной топливной системы позволяет в 3,6—4,3 раза повысить чистоту топлива по содержанию механических примесей и в 3,4-4,76 раза по содержанию воды. Показано, что основной экономический эффект от внедрения предлагаемой усовершенствованной топливной системы машин с дизельными двигателями складывается из получаемой экономии от снижения эксплуатационных затрат на сменяемые детали топливной аппаратуры и фильтроэлементы; от снижения затрат на техническое обслуживание топливной системы, а также от снижения убытков от простоя техники вследствие отказов топливных систем. Расчетный экономический эффект на один специальный автомобиль ТАТРА-815 за год эксплуатации составил 22 360 руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели внутреннего сгорания:** Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.
2. **Машиностроение.** Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
3. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. Второе издание. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
4. **Гуреев А. А., Азев В. С., Камфер Г. М.** Топливо для дизелей. Свойства и применение. — М.: Химия, 1993. — 336 с.
5. **Нефтепродукты** для сельскохозяйственной техники / В. А. Борзенков, М. А. Воробьев, Н. А. Кузнецов и др. — М.: Химия, 1988. — 288 с.
6. **Чулков П. В., Чулков И. П.** Топлива и смазочные материалы: ассортимент, качество, применение, экономия, экология. — М.: Политехника, 1996. — 304 с.
7. **Топлива,** смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник. Второе издание / И. Г. Анисимов, К. М. Бадыштова, С. А. Бнатов и др. Под ред. В. М. Школьникова. — М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. — 596 с.
8. **Зыков С. А.** Методы исследования загрязненности и обводненности дизельного топлива // Грузовик. — 2017. — № 1. — С. 21—31.
9. **Зыков С. А.** Экспериментальные исследования загрязненности и обводненности дизельного топлива (часть 1) // Грузовик. — 2017. — № 2. — С. 25—31.
10. **Зыков С. А.** Экспериментальные исследования загрязненности и обводненности дизельного топлива (часть 2) // Грузовик. — 2017. — № 3. — С. 19—26.
11. **Некрасов Б. Б.** Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. — Минск: Высшая школа, 1985. — 382 с.
12. **Леви И. И.** Моделирование гидравлических явлений. — М.: Энергия, 1967. — 236 с.
13. **Коваленко В. П., Ильинский А. А.** Основы техники очистки жидкостей от механических загрязнений. — М.: Химия, 1982. — 277 с.
14. **Удлер Э. И.** Фильтрация нефтепродуктов. — Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1988. — 215 с.
15. **Башта Т. М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
16. **Удлер Э. И.** Гидравлический расчет фильтров / Э. И. Удлер, Н. Н. Шевченко, П. П. Шилоносов, Ю. А. Какушкин. — Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш, 26.07.86, № 1580.
17. **ОСТ 37.001.242—81.** Элементы сменных фильтров тонкой очистки топлива автомобильных двигателей. — М.: Изд-во Стандартинформ, 1981. — 24 с.
18. **Власов Н. С., Конкин Ю. А.** Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники. — М.: Экономика, 1971. — 216 с.
19. **Дероберти С. С.** Обоснование экономической эффективности строительных машин и оборудования: Уч. пособие. — Томск, ТГАСУ, 1997. — 223 с.
20. **Жарова О. М.** Типовые задачи по экономике автотранспорта. — М.: Высшая школа, 1991. — 223 с.
21. **Бахтиаров Н. И., Логинов В. Е., Логачев И. И.** Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры дизелей. — М.: Машиностроение, 1972. — 200 с.
22. **Зорин В. А.** Российская энциклопедия самоходной техники. Основы эксплуатации и ремонта самоходных машин и механизмов / В. А. Зорин, А. П. Севастьянов, В. А. Синицин. — М.: Изд-во МАДИ, 2001. — 767 с.

Партия автоцементовозов для Роснефти

Торгово-финансовая компания "КАМАЗ", подразделение ПАО "КАМАЗ" поставила партию автоцементовозов на шасси КАМАЗ-65224 крупному корпоративному клиенту — НК "Роснефть".

Автоцементовозы на шасси КАМАЗ-65224 оборудованы цистернами самосвального типа объемом 15 м^3, оснащены гидроцилиндрами Hyva и компрессорами Jurop PN 84 производительностью 520 м^3/ч.

Шасси КАМАЗ 65225-3971-43 с колесной формулой 6×6 совместимо с самыми популярными надстройками может перевозить груз до 19 т, включая вес надстройки. Автомобиль оснащен двигателем мощностью 400 л. с. и 16-ступенчатой коробкой передач ZF.

Автоцементовозы изготовлены совместно с официальным партнером ПАО "КАМАЗ" — Машиностроительным заводом "ФаксТанк". Техника приобретена для нужд АО "Куйбышевский нефтеперерабатывающий завод", входящего в группу предприятий ОАО НК "Роснефть".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 629

В. А. Зорин, д-р техн. наук, профессор, e-mail: madi-dm@list.ru,
В. В. Карташова, магистрант, ФГБОУ ВО "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)", e-mail: vic.kartaschowa@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ АНТИГОЛОЛЕДНЫХ РЕАГЕНТОВ НА ЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА АНТИКОРРОЗИОННЫХ ГЕРМЕТИКОВ

Рассмотрено влияние антигололедных реагентов на состояние герметиков.
Приведены результаты сравнительных исследований состояния битумного и силиконового герметиков при взаимодействии с жидким антигололедным реагентом ХКМ — БС. Разработаны рекомендации по использованию битумного герметика с целью повышения долговечности и коррозионной стойкости металлических поверхностей в зимний период.

Ключевые слова: *коррозия, коррозионная стойкость, антигололедный реагент, битумный герметик, силиконовый герметик, долговечность, металлическая поверхность.*

The influence of anti-icing reagents on the surface condition of sealants.
The results of the comparative study of the condition of bitumen and silicone sealant when interacting with a liquid anti-icing agent HKM — BS. Developed recommendations and justification for use of bituminous sealant to increase the longevity and corrosion resistance of metal surfaces in the winter.

Keywords: *corrosion, corrosion resistance, de-icing agent, bitumen sealant, silicone sealant, durability, metal surface.*

(рисунки 5—7 на 4-й полосе обложки)

Ежегодно на улицах городов в зимний период коммунальные службы распределяют тонны антигололедных веществ. Дисперсные соединения антигололедных веществ в сочетании с песком могут оказывать разрушающее воздействие на металл автомобиля. Особо негативно влияют на состояние металла жидкие и твердые дорожные смеси (рис. 1).

К причинам разрушения деталей машин можно отнести следующие процессы.

1. Коррозия. В составе антигололедных реагентов находятся хлориды щелочных металлов, которые ускоряют процесс коррозии, протекающий на активной поверхности металла. Важным условием является наличие воды, которая неизбежно присутствует зимой на дорогах. В результате электрохимической коррозии металлические покрытия покрываются ржавчиной. Под влиянием антигололедных реагентов коррозия проникает в глубь металла, тем самым ускоряя процесс разрушения деталей.

2. Электрохимическая коррозия. Наряду с влиянием солей ускоряют протекание коррозионных процессов также различные металлы с различной величиной электрохимического напряжения.

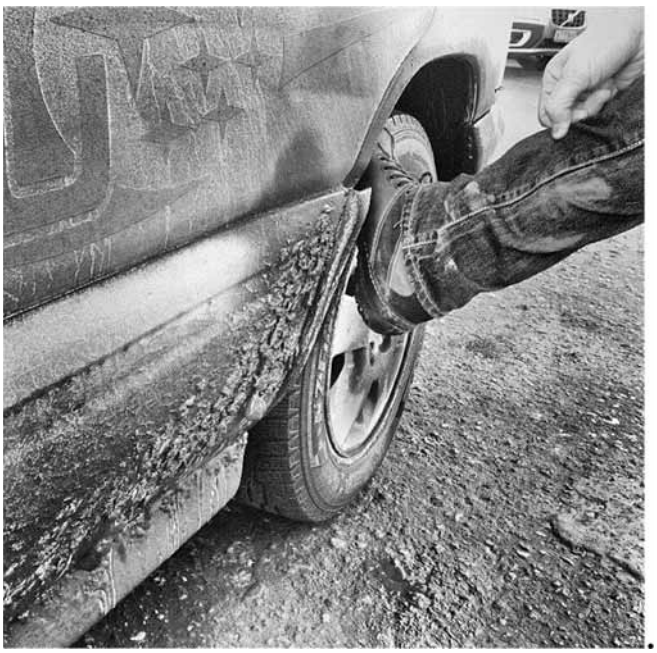


Рис. 1. Коррозия кузовных деталей автомобиля под действием антигололедных реагентов

3. Биокоррозия. Также разрушающее действие оказывают различные микроорганизмы, входящие в состав органических реагентов.

В связи с распространением данной проблемы, специалисты по технической эксплуатации автомобилей рекомендуют более активно использовать в зимний период разного рода герметики, чтобы с их помощью защитить кузов автомобиля от коррозии.

Рис. 2. Автомобильные герметики

Сравнительный анализ герметиков

Герметики. Это средства на основе полимеров, вулканизующиеся при температуре окружающей среды ("холодная вулканизация"), образующие эластичный резиноподобный слой. Используются для заполнения различных зазоров, трещин и щелей (рис. 2).

Акриловые герметики. Применяются для заполнения швов и зазоров между конструктивными элементами автомобилей. Эти герметики долгое время способны сохранять свою эластичность, хорошо покрываются красящимися веществами, устойчивы к сильным колебаниям и вибрациям, но при этом не обладают достаточной стойкостью к атмосферным воздействиям и водостойкостью. В составе почти отсутствуют токсичные вещества, следовательно, не наносят вреда здоровью. Наносятся прямо из тюбика или при помощи специального пистолета. Процесс окончательного затвердевания занимает 24 часа.

Полиуретановые герметики. Эластичные, клеящие, уплотняющие мастики, долго сохраняющие эластичность. Применяются для склеивания и герметизации любых материалов: металла, древесины, камня, лакированной жести, пластмассы, керамики, бетона.

Имеют хорошую адгезию и обеспечивают прочное склеивание, выдерживающее даже сильные механические воздействия. Содержат в своем составе вредные, едкие вещества, требующие проведения специальных защитных мер против их попадания на открытые участки кожи.

Битумные герметики. Представляют собой пасту на основе битумного вяжущего, модифицированного с помощью современных методов и добавок.

Герметик применяется для гидроизоляции и герметизации, при проведении ремонтных работ, для ремонта резиновых изделий, при деформации и повреждении поверхности детали (рис. 3).

С битумным герметиком необходимо проводить работы при положительных температурах воздуха. Этот вид герметика относится к тем, которые не требуют обязательной очистки поверхности перед нанесением, что связано с высокими адгезионными свойствами.

Нанесенный на ремонтируемую область герметик затвердевает, образуя защитную мембрану, устойчивую к погодным условиям, ультрафиолетовым лучам и механическим повреждениям, которую, при необходимости, можно окрасить под цвет обрабатываемой поверхности.

Рис. 3. Полимерно-битумные герметики

Преимущества битумных герметиков:

— отличные адгезионные свойства;

— высокая эластичность;

— устойчивость к различным атмосферным воздействиям;

— имеют высокий температурный диапазон эксплуатации — от –50 °С до +150 °С;

— создает антикоррозионный слой;

— высокий срок службы.

Недостатки битумных герметиков:

— запрещено применять для некоторых видов пластмасс (может произойти их деформация);

— битумный герметик не подлежит окрашиванию;

— при контакте с минеральными маслами происходит их размягчение.

Силиконовые герметики. Самые распространенные, представляющие собой низкомолекулярный полидиорганосилоксановый каучук с концевыми гидроксильными группами в качестве сшивающего агента. Состав композиции может насчитывать наполнители и специальные добавки для повышения термостойкости, огнестойкости, теплопроводности, электропроводности, адгезии к различным материалам (рис. 4).

Процесс отверждения проходит при контакте герметика с влагой окружающей среды. В химической основе отверждения лежит реакция гидролиза и поликонденсации концевых органофункциональных групп каучука. Силиконовые герметики содержат целый спектр ценных качеств: стойкость к УФ-излучению; устойчивость к погодным условиям, температурным перепадам и практически любым агрессивным средам; отличная адгезия к большинству видов материалов; морозо- и термостойкость; широкий интервал температур применения.

Рис. 4. Силиконовый герметик

Силиконовые герметики подразделяются на:

— однокомпонентные — самые распространенные, которые отвердевают за счет влаги воздуха;

— двухкомпонентные — их основа отверждается при реакции с катализатором при смешивании; в основном, применяются в промышленности.

По химическому составу силиконовые герметики делятся на:

— кислотного отверждения — хорошая адгезия на ровных поверхностях, повышенная устойчивость к влаге и высоким температурам;

— нейтральные — применяются для герметизации пластмассовых поверхностей.

Проведение испытания на выявление влияния антигололедных реагентов на защитные свойства противокоррозионных герметиков

В процессе испытаний использовался жидкий противогололедный реагент ХКМ — БС.

Образец металла (элемент рессоры автомобиля), представленный на рис. 5 (4-я полоса обложки), был обработан силиконовым герметиком и помещен в противогололедный реагент на 1 ч. На рисунке видны пятна коррозии в порах металла и начало развития коррозионного разрушения в местах предварительной обработки. Также можно наблюдать кристаллы соли, осевшие на неровностях металла и герметика, которые способствуют развитию уже начавшегося коррозионного разрушения.

Образец, представленный на рис. 6 (4-я полоса обложки), не был обработан герметиком. После испытания, проведенного в сушильном шкафу, был помещен в противогололедный реагент на 1 час.

Образец, представленный на рис. 7 (4-я полоса обложки), после испытания в сушильном шкафу был помещен в противогололедный реагент на 1 час. На рисунке видны кристаллы соли, которые осели в порах металла, пленка защитного покрытия осталась нетронутой.

На цветных рисунках четко видны повреждения слоя силиконового герметика с осевшими солями в местах уже имеющихся коррозионных повреждений. Также можно обратить внимание на то, как отреагировала поверхность металла на взаимодействие

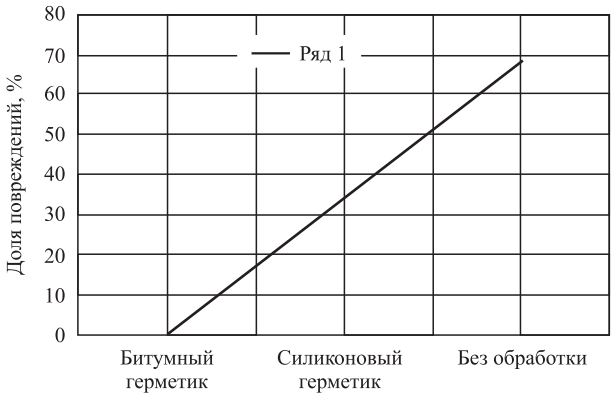


Рис. 8. Сравнительный график коррозионных повреждений в зависимости от обработки после взаимодействия образцов с противогололедным реагентом

с противогололедным реагентом, не обработанная каким-либо герметиком.

Самая лучшая сопротивляемость к солям реагента наблюдается у образца, обработанного битумным герметиком. Кристаллы соли осели в порах, но при этом не причинили вред поверхности герметика.

Исходя из полученных данных, был построен сравнительный график зависимости влияния антигололедных реагентов на состояние герметиков, который представлен на рис. 8.

Выводы и рекомендации

В зимний период возникают немалые трудности в эксплуатации транспортных магистралей, прежде всего городских дорог, бетонных дорожек аэропортов, аэродромов в силу образования гололеда. Главной задачей уборки магистралей и улиц в зимний период является предупреждение образования наледи на дорогах. Основной технологической операцией зимней механизированной уборки является обработка проезжей части противогололедными материалами.

Зачастую дорожные службы, эксплуатационники не учитывают степень агрессивного воздействия применяемых антигололедных реагентов на транспортные средства и покрытия, особенно этим страдают коммунальные службы населенных пунктов, где основным средством борьбы с гололедом является галит (каменная соль). Он завоевал наибольшую популярность в борьбе с гололедом, а также является наиболее дешевым средством (соль техническая, хлорид натрия). Также используется смесь галита (соли технической, натрия хлористого, хлорида натрия) с песком и щебнем, которые добавляются для уменьшения коэффициента скольжения и увеличения сцепных качеств (пескосоляные смеси). Лишь на более важных объектах прибегают к использованию менее агрессивных средств, но опять же не учитывая экономическую сторону вопроса.

Исследования показали, что благодаря "барьерной пленке" битумный герметик справляется с влиянием антигололедных реагентов наилучшим образом по сравнению с силиконовым, не говоря уже о том, что на поверхности, которая не подвергалась обработке герметиком, коррозионное разрушение прогрессирует в разы больше.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Андреев И. Н.** Введение в коррозиологию: Учебное пособие. — Казань: Изд-во Казанского государственного технологического ун-та, 2004. — 140 с.
2. **Зорин В. А.** Надежность механических систем. — М: Изд-во "ИНФРА-М", 2015. — 380 с.
3. **http://wiki.zr.ru/** Клеи_и_герметики.

Эвакуаторы для нужд МВД

Торгово-финансовая компания "КАМАЗ" передала в адрес МВД 40 эвакуаторов на шасси КАМАЗ-4308.

Техника для нужд ведомства изготовлена компанией "Кран Центр КАМАЗ". Автомобиль-эвакуатор предназначен для погрузки, перевозки и выгрузки автомобилей массой до 3,2 т на специальной платформе в пределах грузоподъемности грузозахватных приспособлений. Погрузка и разгрузка автомобилей осуществляется при помощи крановманипуляторной установки Fassi F120A.0,22, с двумя телескопическими выдвижными секциями. Платформа-площадка для перевозки автомобилей — цельнометаллическая с элементами для крепления перевозимых машин.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ

УДК 629.113

А. Г. Картуков, канд. техн. наук, Военный институт (инженерно-технический) ВА МТО, г. Санкт-Петербург
E-mail: kartalg@yandex.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ АКТИВНОЙ МАССЫ ПОЛОЖИТЕЛЬНОГО ЭЛЕКТРОДА СВИНЦОВОГО АККУМУЛЯТОРА

В статье приведены результаты исследования поверхностного слоя активной массы положительного электрода свинцового аккумулятора, образованного продуктами токообразующей реакции при его разряде аккумулятора, с его активной массой.

Ключевые слова: *свинцовый аккумулятор, положительный электрод, отрицательный электрод, активная масса, плотность электролита.*

The article presents the results of a study of the surface layer of the active mass of the positive electrode lead battery formed by the reaction products ecobraze when the battery discharges, its active material.

Keywords*: lead batteries, positive electrodes, negative electrode, active material, electrolyte density.*

Цель проводимого исследования — определение характера связи активной массы положительного электрода и образующегося на ее поверхности разрядного слоя, определение его качественного состава и влияния на степень разряженности свинцового аккумулятора.

Задачи исследования

1. Установить степень влияния поверхностного слоя активной массы положительного электрода на изменение плотности электролита при промывке в нем.
2. Определить качественный состав смытого поверхностного слоя активной массы положительного электрода, сопоставив его с Pb, PbO_2, $PbSO_4$ в чистом виде.
3. Определить зависимость степени влияния смытого с поверхности электродов слоя в различных стадиях разряда аккумулятора от степени разряженности свинцового аккумулятора.
4. Установить степень влияния поверхностного слоя активной массы отрицательного электрода на изменение плотности электролита при промывке в нем.

В ходе проведения экспериментального исследования характера связи поверхностного слоя с активной массой положительного и отрицательного электродов свинцового аккумулятора установлено, что поверхностный слой активной массы положительного электрода разряженного аккумулятора при промывке в электролите поднимает его плотность на определенное значение, а при оседании возвращает плотность электролита к прежнему значению.

Это свидетельствует о том, что образующиеся на поверхности положительных электродов при разряде аккумулятора продукты не имеют прочных химических связей с поверхностью электрода, не входят в состав прочного соединения $PbSO_4$, а связаны с активной массой электродов силами электростатического взаимодействия и легко удаляются с поверхности при промывке в растворе электролита. Можно предположить, что поверхностный слой разряженного положительного электрода представляет собой кристаллогидрат, образованный из продуктов токообразующей электрохимической реакции при разряде аккумулятора [1].

Отрицательный электрод сохраняет свою работоспособность в течение всего срока службы аккумулятора и не имеет видимых разрушений и рыхлой пленки из продуктов токообразующей реакции на поверхности, а также большого количества осадков, как это имеет место в случае с положительным электродом. Смытый с поверхности электрода осадок представляет собой небольшое количество крупнозернистого порошка серого цвета, который при перемешивании в электролите повышает его плотность незначительно [2].

При определении характера изменения плотности электролита при активном перемешивании в сосуде с ним слоя активной массы было установлено, что при интенсивном перемешивании в электролите смытый с поверхности разряженного электрода слой активной массы повышает плотность электролита практически пропорционально внесенному в электролит его количеству (рис. 1).

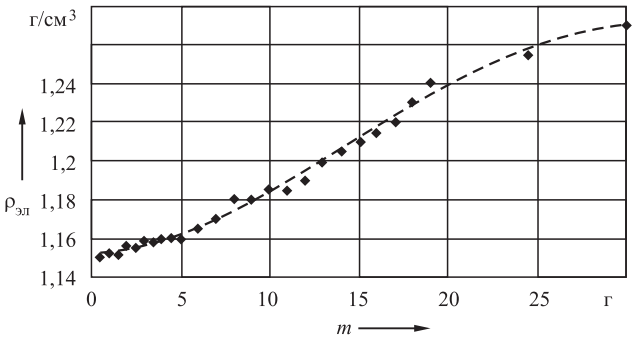


Рис. 1. Зависимость изменения плотности электролита при разведении в нем поверхностного слоя активной массы положительного электрода

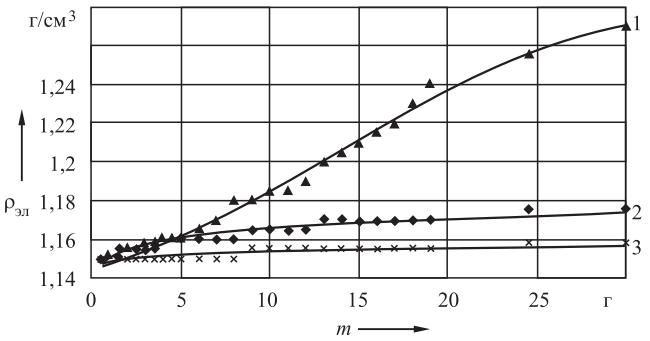


Рис. 2. Изменение плотности электролита при перемешивании активной массы электродов в нем:

1 — активная масса из пассивированной части положительного электрода аккумулятора, отслужившего установленные сроки (отделившаяся от решеток в виде пасты); *2* — измельченная активная масса положительного электрода (PbO_2); *3* — измельченная активная масса отрицательного электрода (Pb, $PbSO_4$)

Анализ изменения плотности электролита аккумулятора при перемешивании в нем паст, приготовленных из различных компонентов активной массы электродов, показал, что их активность в электролите различна (рис. 2).

Большую активность имеет активная масса из пассивированной части положительного электрода, отслужившего установленные сроки службы, которая сформировалась в нижней части электродов и при разборке аккумуляторных электродов отделилась от решеток токоотводов в виде пасты.

По внешним признакам эта активная масса аналогична пасте, используемой для последующего формирования активной массы положительного электрода при его изготовлении [2].

Перемешивание в электролите пасты, приготовленной из диоксида свинца (PbO_2) положительного электрода, повышает плотность электролита менее активно и при введенной массе пасты, близкой к 30 г, достигает предельного значения.

Перемешивание в электролите пасты, приготовленной из активной массы отрицательного электрода

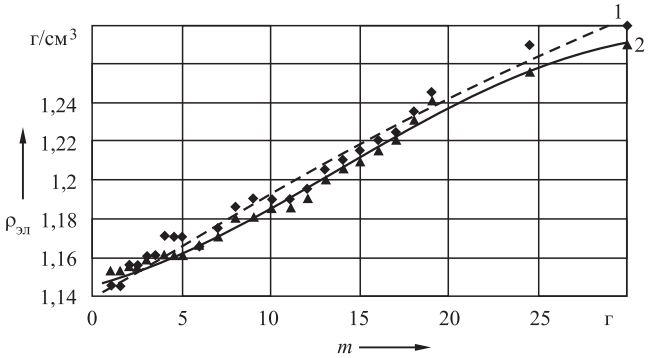


Рис. 3. Изменение плотности электролита при перемешивании активной массы положительных электродов в нем:

1 — активная масса поверхностного слоя положительного электрода; *2* — активная масса из пассивированной части положительного электрода

(Pb, $PbSO_4$), практически не вызывает повышения плотности электролита.

Вместе с тем результаты выполненных экспериментов показали, что наибольшую активность в электролите имеет активная масса поверхностного слоя положительных электродов, смытая с электродов методом их промывки в электролите, и активная масса из пассивированной части положительного электрода аккумулятора, отслужившего установленные сроки (рис. 3).

Результаты проведенного исследования влияния поверхностного слоя активной массы положительного электрода аккумулятора аккумуляторной батареи (далее — АКБ) 3МТ-18 в различных стадиях его разряда (аккумулятор, разряженный на 25 %; разряженный на 50 %, полностью разряженный) на изменение плотности электролита при промывке электродов в электролите позволили установить зависимость изменения массы смытого с поверхности электродов положительного полублока от степени заряженности аккумулятора и степень ее влияния на изменение плотности электролита. Полученные значения представлены в табл. 1 и на рис. 4, 5.

Исследование слоя, смываемого с поверхности положительных электродов, показало, что его масса возрастает с увеличением степени разряженности аккумулятора,

Таблица 1

Оценка массы смытого с поверхности положительного электрода слоя и степени ее влияния на изменение плотности электролита в аккумуляторе АКБ 3МТ-18

Степень разряженности аккумулятора ΔC, %	Масса смытого слоя *m*, г	Изменение плотности электролита Δρ, г/см^3
25	0,25	0,005
50	1,25	0,032
100	4,0	0,079

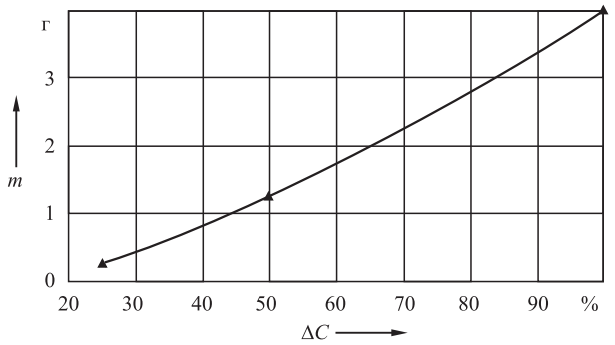


Рис. 4. Зависимость изменения массы смытого с поверхности положительного электрода слоя от степени разряженности АКБ 3МТ-18

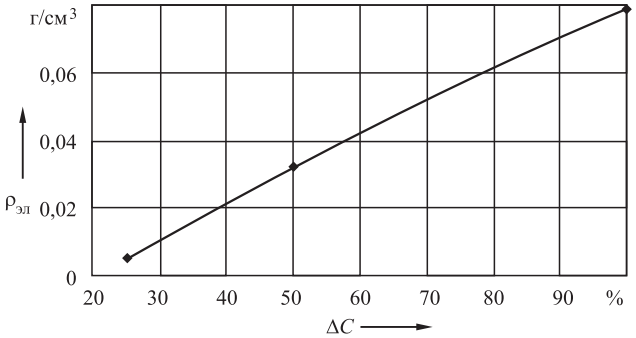


Рис. 5. Зависимость изменения степени влияния массы смытого с поверхности положительного электрода слоя АКБ 3МТ-18 на изменение плотности электролита при перемешивании в нем при различной степени ее разряженности

вместе с тем, возрастает и степень ее влияния на плотность электролита, что подтверждает факт формирования поверхностного слоя активной массы положительного электрода при циклировании аккумуляторов [3].

Кроме того, были сопоставлены массы смытого с поверхности электродов положительного полублока слоя полностью разряженных аккумуляторов АКБ 3МТ-18 на различных циклах работы и установлена зависимость изменения массы поверхностного слоя, образующегося при разряде АКБ на различных циклах ее работы (рис. 6), которая возрастает с каждым последующим циклом [3].

Для правильной оценки полученных результатов исследования образования поверхностного слоя активной массы положительного электрода был произведен расчет изменения массы смытого поверхностного слоя и степени его влияния на изменение плотности электролита полностью разряженных аккумуляторов АКБ 3МТ-18 в пересчете на единицу емкости и поверхности электродов. Данные представлены в табл. 2 и на рис. 7.

Исследования поверхностного слоя активной массы положительного электрода других полностью разряженных АКБ с различными сроками службы показали, что с увеличением срока службы масса смываемого с поверхности электродов положительных полублоков в относительных величинах возрастает, а степень влияния смытого поверхностного слоя на изменение плотности электролита уменьшается (рис. 8), что свидетельствует о наличии механически отделившихся частиц активной массы в исследуемых образцах.

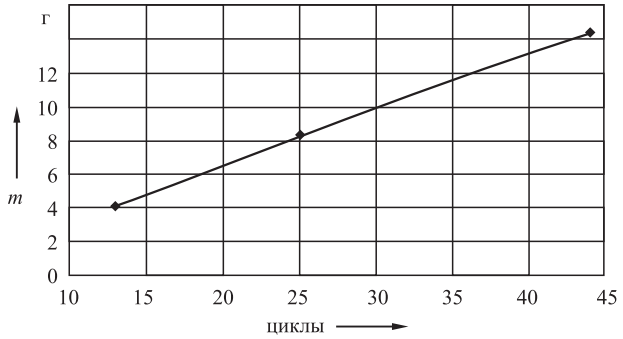


Рис. 6. Изменение массы смытого поверхностного слоя с положительного полублока полностью разряженных аккумуляторов АКБ 3МТ-18 на различных циклах работы

Таблица 2

Оценка массы смытого поверхностного слоя положительного электрода полностью разряженного аккумулятора АКБ 3МТ-18 на различных циклах работы

Циклы	Масса смытого слоя m, г	Удельная масса смытого слоя $m_{уд.емк}$, г/(А·ч)	Удельная масса смытого слоя $m_{уд.пов}$, г/см^2
13	4,0	0,222	4,94
25	8,25	0,458	10,19
44	14,4	0,8	17,78

Полученные данные свидетельствуют о том, что степень изменения плотности электролита зависит в большей степени от разряженности аккумулятора, а масса смытого с поверхности электродов слоя в различных стадиях разряда аккумулятора пропорциональна степени его разряженности, и с увеличе-

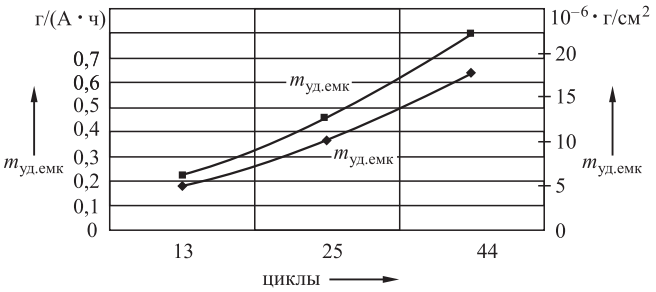


Рис. 7. Изменение удельной массы смытого поверхностного слоя на различных циклах работы аккумулятора АКБ 3МТ-18

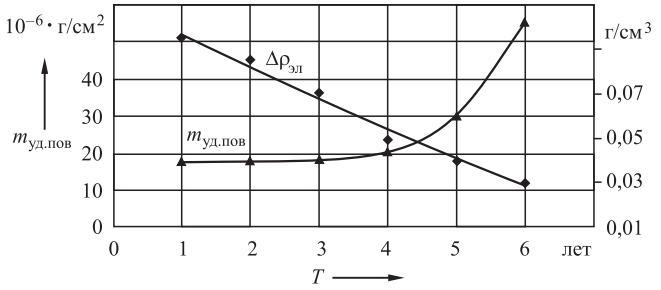


Рис. 8. Изменение удельной массы смытого поверхностного слоя АКБ с различным сроком службы и ее влияния на изменение плотности электролита

нием срока службы АКБ значительно возрастает. Это является свидетельством того, что количество образующихся на поверхности положительных электродов при протекании токообразующей реакции активных веществ зависит как от степени разряженности аккумулятора, так и от срока его службы, что может позволить качественно проводить техническое обслуживание АКБ и прогнозировать ресурс их работы.

Таким образом, результаты исследования структуры поверхностного слоя активной массы положительного электрода свинцового аккумулятора свидетельствуют о том, что:

— поверхностный слой активной массы положительного электрода при промывке в электролите повышает его плотность на определенное значение, а при оседании возвращает плотность электролита к прежнему значению; это свидетельствует о том, что с поверхности разряженного положительного электрода при его промывке практически удаляются все участвовавшие в процессе разряда продукты токообразующей реакции, причем не электрохимическим путем, как в процессе заряда, а механическим способом; видимо, это является свидетельством того, что образующиеся на поверхности положительных электродов при разряде аккумулятора продукты не имеют прочных химических связей с поверхностью электрода;

— смытый поверхностный слой активной массы положительного электрода по составу отличается от различных исследуемых образцов активной массы положительного электрода и не является ни одним из следующих соединений Pb, PbO_2, $PbSO_4$ в чистом виде, а его активность при разведении в электролите сопоставима с активностью выработавшей установленный ресурс активной массы положительного электрода, потерявшей механическую прочность, перешедшей в состояние пасты, состав которой предположительно аналогичен составу пасты, приготовленной для последующего формирования положительных электродов при их производстве;

— предположительно, продуктом первичной токообразующей электрохимической реакции на положительном электроде является окись свинца PbO, которая в последующем взаимодействуя с электролитом аккумулятора сольватируется с образованием кристаллогидратов, например, в виде основных сульфатов типа ($4PbO \cdot PbSO_4$), осаждаемых на поверхности положительных электродов, но не имеющих прочной химической связи с активной массой;

— количество смытого с поверхности электродов слоя в различных стадиях разряда аккумулятора пропорциональна степени его разряженности, а следовательно, количество образующихся на поверхности положительных электродов при протекании токообразующей реакции активных веществ зависит от степени разряженности аккумулятора;

— отрицательный электрод сохраняет свою работоспособность в течение всего срока службы и не имеет видимых разрушений и рыхлой пленки из продуктов токообразующей реакции на поверхности, а также большого количества осадков, как это имеет место в случае с положительным электродом; смытый осадок представляет собой небольшое количество крупнозернистого порошка серого цвета, который при перемешивании в электролите повышает его плотность незначительно.

Вывод

Данные факты свидетельствуют о том, что механизм разрушения активной массы положительного электрода свинцового кислотного аккумулятора обусловлен в большей степени ее оплыванием, причиной которого в первую очередь является оплывание "разрядного" поверхностного слоя активной массы, образованного продуктами токообразующей реакции при разряде аккумулятора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Картуков А. Г.** Об исследовании процесса разрушения положительных электродов свинцовых кислотных аккумуляторов [Текст] / А. Г. Картуков, А. А. Кочуров // Известия МГТУ МАМИ. Научный рецензируемый журнал. — М.: МГТУ "МАМИ". — 2011. — № 1 (11). — С. 40—46. ISSN 2074-0530.
2. **Кочуров А. А.** О противоречиях в теории работы свинцового кислотного аккумулятора Текст] / А. А. Кочуров // Известия МГТУ МАМИ. Научный рецензируемый журнал. — М.: МГТУ "МАМИ". — 2011. — № 1 (11). — С. 169—179. ISSN 2074-0530.
3. **Картуков А. Г.** Об исследовании поверхностного слоя активной массы положительного электрода свинцового аккумулятора [Текст] / А. Г. Картуков // Военно-научный сборник. Ч1: сб. научн. трудов; под общ. ред. А. Б. Коберниченко. — Рязань: РВВДКУ (ВИ), 2010. — С. 193—197.

УДК 629.3: 631.3: 621.817

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtomobili@bru.by

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЖЕСТКОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Предложена методика определения упругих свойств зубчатых передач. Получены формулы для оценки изгибной и контактной деформаций зубьев и вычисления их коэффициентов жесткости. Приведены графики, отображающие зависимости коэффициентов жесткости от модуля зубчатого зацепления и нагрузки. Использование методики позволяет повысить полноту описания физических свойств трансмиссий при математическом моделировании процессов функционирования машин.

Ключевые слова: *автомобиль, трактор, трансмиссия, зубчатая передача, зубчатое зацепление, шестерня, колесо, модуль, делительная окружность, основная окружность, эвольвента, толщина зуба, изгибная деформация, контактная деформация, коэффициент изгибной жесткости, коэффициент контактной жесткости, удельная нормальная жесткость зубьев.*

The proposed method of determining the gears elastic properties. The obtained formulas for estimating flexural and contact deformation of the teeth and the calculation of stiffness coefficients. Is a graph showing the dependence of the stiffness coefficients of the module toothing and load. Using the method allows to increase the completeness of the physical properties description of transmission in the mathematical modeling of machines functioning processes.

Keywords: *automobile, tractor, transmission, gear, gearing, gears, wheels, module, pitch circle, the base circle, involute, tooth thickness, flexural deformation, contact deformation, coefficient of flexural stiffness, contact stiffness coefficient, the normal specific stiffness of tooth.*

Введение

На большинстве мобильных транспортных и технологических машин (автомобилей, тракторов, строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин) используются механические трансмиссии, несмотря на их известные недостатки. Обусловлено это их относительной простотой и невысокой стоимостью.

При моделировании процессов функционирования машин с механическими трансмиссиями в абсолютном большинстве опубликованных работ не учитываются упругие свойства зубчатых колес. Так, например, в работах [1—3] зубчатые передачи (вальные и планетарные) рассматриваются как совокупность абсолютно жестких твердых тел с учетом лишь их инерционных параметров. Это обусловлено значительными трудностями математического описания упругих деформаций зубьев. Однако неучет деформации зубчатых зацеплений снижает уверенность в адекватности описания физических свойств моделируемых объектов. Особенно это характерно для случаев построения локальных математических моделей, когда рассматривается лишь часть системы привода, например, межколесный дифференциал автомобиля или трактора, колесная планетарная передача, электромотор—колесо мобильной машины, мотор—редуктор с планетарной передачей и др. В этих случаях упругие свойства зубчатых зацеплений могут быть вполне сопоставимыми со свойствами приводных валов. Поэтому очень важно иметь возможность более полного учета физических свойств таких приводов. При исследовании высокочастотных вибраций редукторов также необходимо учитывать упругие свойства зубчатого зацепления.

В [4] показано, что суммарное перемещение контактирующих деталей объекта относительно друг друга вследствие их деформации под воздействием нагрузки можно разделить на три составляющих, обусловленных видами деформаций: изгибное перемещение, контактное перемещение и внутриконтактное перемещение. Последнее отражает перемещение материала на поверхности контактного слоя. Предлагаемые формулы для определения выделенных видов перемещений приведены в [4, 5]. По мнению

автора этих публикаций, внутриконтактное перемещение незначительно и им можно пренебречь, а изгибные и контактные деформации независимы друг от друга (принцип суперпозиции). Определение этих деформаций для зубчатых колес редуктора при заданном воздействии позволяет определить их коэффициенты жесткости.

Возможность оценки контактных перемещений предусмотрена в стандартах на зубчатые передачи ISO 6336 и ГОСТ 21354—87 [6, 7]. При этом определяется удельная нормальная жесткость зуба шестерни при контакте его вершины с зубом колеса. Одновременно вычисляется удельная нормальная жесткость зуба колеса. Единицей измерения удельной нормальной жесткости зуба принимается Н/(мм•мкм). Следовательно, ее значение отнесено к ширине зуба, равной 1 мкм. Эта же единица использована в [4, 5].

В [5] приведены результаты расчетов, выполненных по методике автора этой работы и по методикам упомянутых стандартов. Оказалось, что они различаются до 25 %, а отличие результатов вычислений по ISO 6336 и ГОСТ 21354—87 достигает 32 %. На основе выполненных исследований делается вывод, что изгибная и контактная жесткости зубьев не зависят от модуля зацепления. Аналогично в методиках упомянутых стандартов также не учитывается модуль. Но модуль зубчатого зацепления определяет геометрические размеры зубьев — их высоту и толщину, а также кривизну образующей поверхности зуба. Поэтому получаемые по данным методикам результаты вызывают серьезные сомнения.

Цель исследования

Разработка методики определения изгибных и контактных деформаций зубьев зубчатой передачи на основе законов физики с целью получения информации о значении коэффициента жесткости зубчатого зацепления и использования ее при построении математической модели процесса функционирования объекта исследования или проектирования.

Методика исследования

Для определения изгибной деформации зубьев воспользуемся методами сопротивления материалов [8]. Представим зуб в виде балки переменного сечения с защемленным концом, принадлежащим основанию ножки зуба. Второй конец балки, соответствующий вершине головки зуба, свободный. При этом необходимо построить подходящую геометрическую модель балки переменного сечения и обосновать условия ее нагружения, позволяющие с достаточной точностью отобразить упругие свойства зубчатой передачи.

Рассмотрим вначале основные геометрические характеристики зубчатого зацепления. На рис. 1, *а*, представлена схема цилиндрической прямозубой зубчатой передачи эвольвентного зацепления. Находящиеся в зацеплении и передающие нагрузку зубья шестерни и колеса выделены жирными линиями. Показано положение зубчатых колес, в котором линия контакта их зубьев находится в полюсе зацепления *P*. Отображены также основные параметры зубчатого зацепления: межосевое расстояние $a_w = O_1O_2$, линия зацепления *AB*, угол зацепления α_w (согласно ГОСТ 16530—83 $\alpha_w = 20°$), радиусы делительных окружностей соответственно шестерни r_{d1} и колеса r_{d2}, радиусы основных окружностей r_{b1} и r_{b2}, радиусы вершин r_{a1}, r_{a2} и впадин r_{f1}, r_{f2} зубьев.

Контактные поверхности зубьев имеют криволинейную форму, выполненную по эвольвенте, что обусловливает изменение их толщины по высоте зуба. Контакт зубьев осуществляется по линии вдоль ширины b_w зубчатого венца, которая вследствие контактной деформации превращается в пятно контакта некоторой ширины. Пятно контакта при повороте зубчатых колес перемещается вдоль эвольвентной поверхности из точки C_1 (рис. 1, *б*), находящейся вблизи вершины головки зуба колеса, в точку C_2 (рис. 1, *в*), смещаемую к ножке зуба, проходя при этом через точку *P* полюса зацепления (см. рис. 1, *а*). У шестерни наоборот пятно контакта перемещается от ножки к вершине зуба. Эта смена происходит на каждой новой паре зубьев, вступающих в зацепление и сменяющей друг друга многократно за полный оборот шестерни или колеса. В результате деформация зубьев непрерывно циклически изменяется. Очевидно, что учет явления высокочастотной циклической смены положения пятна контакта на рабочих поверхностях зубьев для практических инженерных расчетов сложен и непродуктивен. Целесообразно принять некоторое постоянное его положение относительно основных или делительных окружностей шестерни и колеса, приближенно отображающих характер напряженного состояния зубьев.

По аналогии с упомянутыми выше методиками окружную силу *F*, соответствующую действующему на зубчатую передачу вращающему моменту *M*, приложим к вершине зуба колеса, а для шестерни приложим ее на делительной окружности и определим прогибы зубьев обоих колес под действием изгиба-

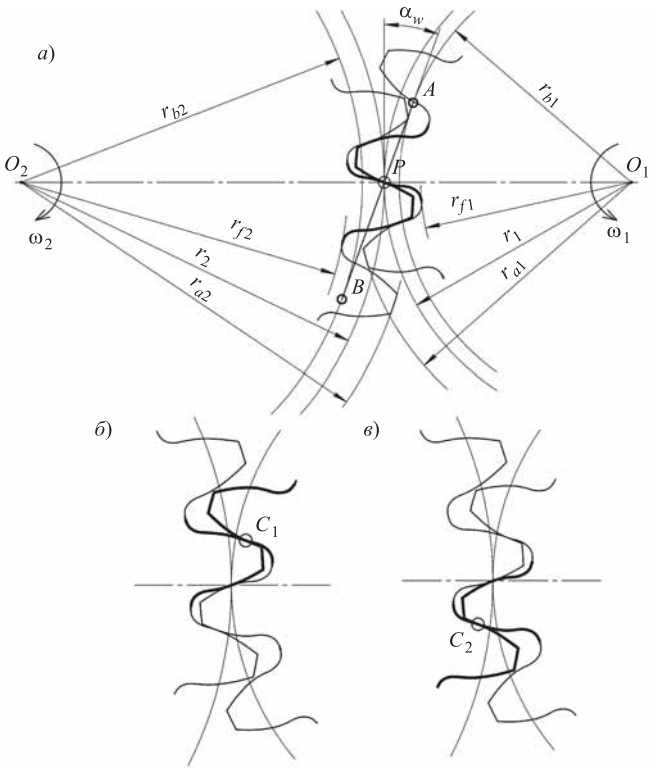


Рис. 1. Схема цилиндрической зубчатой передачи:
а — пятно контакта в полюсе зацепления; *б* — при входе пары зубьев в зацепление; *в* — при выходе из зацепления

ющих моментов этих сил. Принятые допущения позволят существенно упростить построение модели замещения зуба балкой переменного сечения.

Для определения геометрических параметров балки переменного сечения необходимо определить толщину зуба на различных радиусах. Толщина зуба s_x на любой окружности радиуса r_x вычисляется по формуле [9]

$$s_x = 2r_x\left(\frac{\pi}{2z} + 2x\,\mathrm{tg}\,\alpha_w + \mathrm{inv}\alpha_w - \mathrm{inv}\alpha_x\right), \quad (1)$$

где z — количество зубьев; x — коэффициент смещения исходного контура; α_x — угол в радианах, определяемый из выражения

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{r_d\cos\alpha_w}{r_x}\right) = \arccos\left(r_b/r_x\right). \quad (2)$$

Эвольвентная функция $\mathrm{inv}\,\alpha_w = 0{,}0149$ при $\alpha_w = 20°$, а $\mathrm{inv}\,\alpha_x$ находится из выражения

$$\mathrm{inv}\,\alpha_x = \mathrm{tg}\,\alpha_x - \alpha_x. \quad (3)$$

Подставляя в приведенные формулы значения радиусов зубчатого колеса r_a, r_d и r_b, найдем искомые значения толщин зуба на радиусе вершин s_a, на делительной окружности s_d и на основной окружности s_b.

На рис. 2, *а*, обозначены размеры толщин зуба s_a, s_d и s_b на уровнях соответствующих окружностей зубчатого колеса. Используя эти размеры, можно осуществить аппроксимацию линии контура торцовой поверхности зуба. В первом приближении представим контур боковой поверхности зуба в виде равнобочной трапеции *ABCD*. Боковые стороны трапеции проведем через точки *B* и *N*, *C* и *L*, положения которых определяются соответственно толщиной вершины зуба s_a и толщиной зуба на основной окружности s_b. Аппроксимированный контур зуба представлен на рис. 2, *б*, а на рис. 3 показано пространственное изображение зуба как балки переменного сечения.

Аппроксимация геометрии зуба определяет погрешность момента инерции сечения зуба, для которого вычисляется прогиб. Расчеты показывают, что при числе зубьев $z > 15$ погрешность отображения реальной толщины зуба на делительной окружности r_d не превышает 15 % и с увеличением числа зубьев снижается. В других сечениях зуба погрешность существенно меньше, так как реальный его контур приближается к принятому трапецеидальному, а на основной окружности и на окружности вершин зубьев они совпадают.

Для пространственной модели зуба выберем систему координат *Oxyz*. Ось *Ox* направим вдоль оси симметрии балки от свободного ее конца к защемленному, ось *Oy* — в сторону изгиба нейтрального слоя балки, расположенного в исходном состоянии без нагрузки в плоскости *xOZ*. Прогиб свободного конца балки под действием силы *F* происходит в положительном направлении оси *Oy*, а вогнутость нейтрального слоя балки направлена в сторону оси *Oy*, поэтому момент силы *F* относительно произвольного поперечного сечения балки считается положительным [8].

Используем известное уравнение изогнутой оси балки, устанавливающее зависимость между

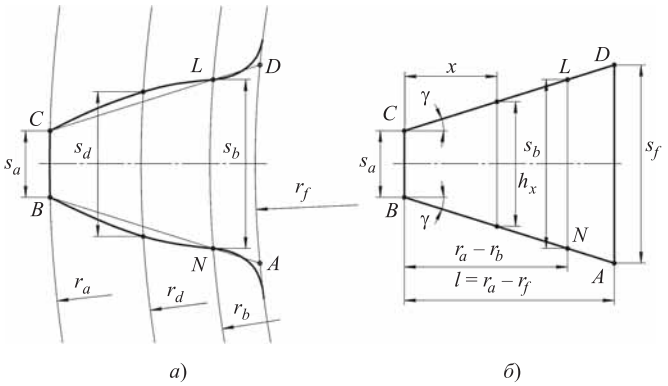


Рис. 2. Схема аппроксимации контура зуба равнобочной трапецией

радиусом кривизны оси Ox и координатами ее точек x и y [8]:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \pm \frac{d^2y/dx^2}{\sqrt{\left[1+\left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^3}},$$

где $\rho(x)$ — радиус кривизны участка изогнутой оси балки между двумя близко расположенными смежными сечениями, находящимися на расстоянии x от начала координат.

При выбранных направлениях осей координат в этой формуле будет знак "плюс". Сечение балки x отображено на рис. 3 штриховкой.

С другой стороны $\rho(x)$ зависит от изгибающего момента $M(x)$ силы F в сечении x балки и ее жесткости, определяемой произведением момента инерции площади сечения $J(x)$ на модуль упругости материала балки E:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{M(x)}{EJ(x)}.$$

В результате получаем дифференциальное уравнение изогнутой оси балки в виде

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)\sqrt{\left[1+\left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^3}}{EJ(x)}.$$

Производная dy/dx представляет собой угол поворота θ поперечного сечения балки, расположенного

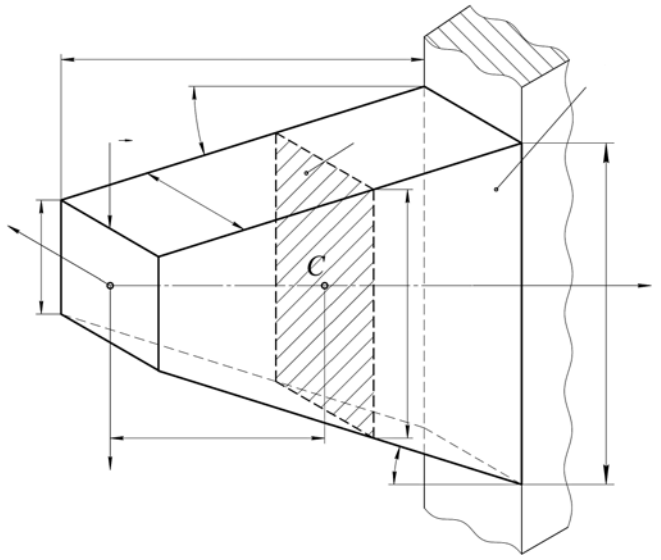


Рис. 3. Пространственная модель зуба зубчатой передачи

на расстоянии x от свободного конца. Так как значение угла θ у рассматриваемой балки, являющейся моделью зуба шестерни, незначительно вследствие ее высокой жесткости, то выражение под корнем в приведенном уравнении практически равно единице. Тогда дифференциальное уравнение изогнутой оси балки существенно упрощается:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EJ(x)}. \quad (4)$$

Как известно [8], момент инерции поперечного сечения балки $J(x)$, находящегося на расстоянии x от начала координат, пропорционален ширине балки b и кубу высоты балки h_x^3 в сечении x:

$$J(x) = \frac{bh_x^3}{12}. \quad (5)$$

Выразим h_x через геометрические параметры боковой поверхности балки (см. рис. 2, *б,* и рис. 3):

$$h_x = s_{\text{св}} + 2x\,\text{tg}\,\gamma,$$

где $s_{\text{св}}$ — длина меньшего основания равнобочной трапеции, отображающей контуры боковой поверхности балки; γ — угол наклона боковин трапеции, отображающей боковую поверхность балки.

Значение γ вычисляется из выражения

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{s_b - s_a}{2(r_a - r_b)}\right).$$

Примем ширину балки b равной рабочей ширине венца зубчатого колеса b_w и подставим значение h_x в формулу (5):

$$J(x) = \frac{b_w}{12}\left(s_{\text{св}} + 2x\,\text{tg}\,\gamma\right)^3. \quad (6)$$

При моделировании зуба колеса значение $s_{\text{св}}$ примем равным толщине вершины головки зуба s_a, а для зуба шестерни — равным толщине зуба на делительной окружности s_d.

Используя выражение (6) и учитывая, что момент силы F относительно поперечного сечения балки x соответствует величине $M(x) = Fx$, дифференциальное уравнение изогнутой оси балки приобретает вид:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{12Fx}{Eb_w\left(s_{\text{св}} + 2x\,\text{tg}\,\gamma\right)^3}.$$

Введем обозначения:

$$A = \frac{12F}{b_w E};\ a = 2\,\mathrm{tg}\,\gamma;\ b = s_{\text{св}}.$$

Запишем дифференциальное уравнение изогнутой оси балки с учетом этих обозначений:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{Ax}{(ax+b)^3}. \qquad (7)$$

Решение уравнения (7) позволяет получить выражения для определения угла поворота θ сечения балки x и прогиба балки y в этом сечении.

Угол поворота θ сечения балки x:

$$\theta = \frac{dy}{dx} = A\int\frac{xdx}{(ax+b)^3}.$$

В результате интегрирования находим решение

$$\theta = A\left[\frac{1}{a^2}\left(\frac{b}{2(ax+b)^2} - \frac{1}{ax+b}\right) + C\right], \qquad (8)$$

где C — постоянная интегрирования.

Прогиб балки y в сечении x находится из интегрального выражения:

$$y = A\int\left[\frac{1}{a^2}\left(\frac{b}{2(ax+b)^2} - \frac{1}{ax+b}\right) + C\right]dx.$$

После интегрирования получаем искомую формулу для определения прогиба балки:

$$y = A\left\{-\frac{1}{a^2}\left[\frac{1}{a}\ln(ax+b) + \frac{b}{2a(ax+b)}\right] + Cx + D\right\}, \qquad (9)$$

где D — постоянная интегрирования.

Найдем постоянные интегрирования C и D. Для этого используем сечение балки, в котором известны значения угла его поворота θ и прогиба y. Очевидно, что для сечения балки, совпадающего с плоскостью ее заделки $П$, прогиб и угол поворота равны нулю, т. е. $y = 0$ и $\theta = 0$. В этом сечении $x = l$ (см. рис. 3). Так как $A \neq 0$, то равно нулю выражение в квадратных скобках уравнения (5). В результате получаем:

$$C = \frac{1}{a^2}\left[\frac{1}{al+b} - \frac{b}{2(al+b)^2}\right]. \qquad (10)$$

Подставив значение C в уравнение (9), находим:

$$D = \frac{1}{a^2}\left[\frac{1}{a}\ln(al+b) + \frac{b}{2a(al+b)}\right] - Cl. \qquad (11)$$

Полученная формула (9) позволяет определить прогиб балки y переменного сечения, у которой высота h_x изменяется при перемещении от свободного конца к заделке в соответствии с наклоном боковых сторон равнобочной трапеции, а ширина b постоянная и равна ширине зубчатого венца b_w (см. рис. 3). Геометрическая форма такой балки предлагается в качестве физической модели зуба зубчатой передачи для определения параметров ее жесткости при моделировании процессов функционирования передачи в составе исследуемого технического объекта. Прогиб можно определить для любого поперечного сечения этой балки, отстоящего от свободного конца на расстоянии x.

Для получения значения коэффициента изгибной жесткости зубчатого зацепления необходимо определить изгибные деформации обоих зубчатых колес на одном и том же диаметре. В качестве такого диаметра примем диаметр делительной окружности. Тогда при вычислении прогиба зуба шестерни в формулах (9) —(11) необходимо принять $x = 0$; $b = s_d$; $l = 1{,}25m$, а для зуба колеса $x = m$; $b = s_a$; $l = 2{,}25m$.

Полученные формулы позволяют также найти значение максимального прогиба зуба колеса на радиусе вершин r_a, что соответствует $x = 0$. В этом случае после соответствующих преобразований получаем следующую формулу:

$$y = A\left\{\frac{1}{a^3}\left[\ln\left(\frac{al}{b}+1\right) - \frac{al}{2(al+b)}\right] - Cl\right\}. \qquad (12)$$

Подставляя в формулы (9)—(12) все входящие в них параметры в единицах системы СИ, получим искомый результат величины прогиба y в метрах. Полученные значения прогиба позволяют определить коэффициент изгибной жесткости $c_{\text{и}}$ зубчатой передачи. Его значение определяется углом поворота шестерни относительно колеса $\varphi_{\text{и}}$, обусловленным суммарной изгибной деформацией зубьев обоих колес $\Sigma y = y_1 + y_2$ под действием передаваемого вращающего момента. Значение $\varphi_{\text{и}}$ вычисляется по формуле:

$$\varphi_{\text{и}} = \mathrm{arctg}(\Sigma y / r_{d1}), \qquad (13)$$

где r_{d1} — радиус делительной окружности шестерни (ведущего колеса зубчатой передачи).

Коэффициент изгибной жесткости находится из соотношения:

$$c_{\text{и}} = M_1/\varphi_{\text{и}}, \qquad (14)$$

где M_1 — вращающий момент на ведущем колесе.

Значение силы F, используемое при определении прогибов y_1 и y_2, определяется на основе момента M_1:

$$F = M_1/r_{d1}.$$

Углы поворота сечений рассматриваемой балки переменного сечения, как отмечалось ранее, незначительны и обычно не представляют интереса, но при желании могут быть вычислены по формуле (8). При $x = 0$ эта формула преобразуется к виду:

$$\theta = -\frac{Al^2}{2b(al+b)^2}. \quad (15)$$

Кроме изгибной деформации при передаче нагрузки зубья получают контактную деформацию y_H, которую также необходимо учитывать при определении коэффициента жесткости зубчатой передачи.

Решение проблемы оценки контактной деформации зубьев базируется на использовании известной формулы Г. Герца для определения контактных напряжений σ_H. На ее основе, принимая эллиптический закон распределения нагрузки в пятне контакта и применив теорию потенциала, проф. Н. М. Беляев получил формулу для вычисления контактной деформации цилиндров [10]:

$$y_H = \frac{4(1-\nu^2)q}{\pi E}\left[\frac{1}{2} - \ln\left(\frac{b}{2}\right)\right],$$

где q — погонная нагрузка по длине цилиндров; ν — коэффициент Пуассона ($\nu = 0{,}25...0{,}35$); E — модуль упругости материала цилиндров; b — полуширина площадки контакта по Герцу:

$$b = 1{,}52\sqrt{\frac{R_1R_2}{E(R_1+R_2)}};$$

R_1, R_2 — радиусы цилиндров.

Но в формуле Н. М. Беляева под знаком функции натурального логарифма используется размерная величина, что противоречит требованиям корректности составления математического выражения этой функции (упомянутая величина должна быть безразмерной). Это отмечают многие исследователи проблемы контактной деформации, в том числе автор докторской диссертации [11], предложивший новое ее решение. В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований им разработаны новые формулы для оценки контактных деформаций тел различной геометрической формы, в том числе для цилиндрических зубчатых передач и роликовых подшипников.

Предложенная им формула для определения контактных деформаций зубьев цилиндрической зубчатой передачи имеет вид:

$$y_H = \frac{4(1-\nu^2)q}{\pi E}\ln\left[2{,}124\sqrt{\frac{EC_1C_2(R_1+R_2)}{qR_1R_2}}\right].$$

Используя принятые в теории зубчатых передач обозначения параметров, представим эту формулу в следующем виде:

$$y_H = \frac{4(1-\nu^2)q}{\pi E}\ln\left[2{,}124\sqrt{\frac{Es_{x1}s_{x2}(\rho_{x1}+\rho_{x2})}{q\rho_{x1}\rho_{x2}}}\right], \quad (16)$$

где y_H — величина контактной деформации зубьев цилиндрической зубчатой передачи; q — погонная нагрузка по ширине зубчатого венца: $q = F/b_w$; F — окружное усилие на зубьях; b_w — длина площадки контакта зубьев; s_{x1} и s_{x2} толщины зубьев шестерни и колеса на окружностях радиусами соответственно r_{x1} и r_{x2}; ρ_{x1} и ρ_{x2} — радиусы кривизны эвольвентных поверхностей зубьев шестерни и колеса на радиусах r_{x1} и r_{x2}.

Радиус кривизны эвольвенты ρ_x на заданном радиусе окружности r_x вычисляется по формуле [9]

$$\rho_x = r_b \operatorname{tg}\alpha_x, \quad (17)$$

где α_x — угол, характеризующий положение точки контакта зуба на заданном радиусе окружности r_x, значение которого находится из выражения (2).

Для однозначной оценки контактной жесткости зубчатой передачи значение y_H целесообразно определять на радиусах делительных окружностей обоих зубчатых колес, т. е. принять $r_{x1} = r_{d1}$ и $r_{x2} = r_{d2}$.

Вычисленная по формуле (16) величина контактной деформации зубьев позволяет определить коэффициент контактной жесткости c_H зубчатой передачи. Его значение определяется углом поворота шестерни относительно колеса φ_H, обусловленным контактной деформацией зубьев обоих колес y_H под действием передаваемого вращающего момента M_1 на ведущем колесе. Значение φ_H вычисляется по формуле:

$$\varphi_H = \operatorname{arctg}(y_H/r_{d1}), \quad (18)$$

где r_{d1} — радиус делительной окружности шестерни (ведущего колеса зубчатой передачи).

Коэффициент контактной жесткости находится из соотношения:

$$c_H = M_1/\varphi_H. \quad (19)$$

Так как угловые координаты относительных поворотов пары взаимодействующих зубчатых колес $\varphi_и$ и φ_H складываются, то коэффициент жесткости зубчатого зацепления c определяется по формуле:

$$c = \frac{c_и c_H}{c_и + c_H}. \qquad (20)$$

Таким образом, коэффициент жесткости зубчатого зацепления c учитывает изгибную и контактную жесткости взаимодействующих зубьев передачи. Единицей измерения параметров c, $c_и$ и c_H является Н • м/рад.

Результаты исследования

Рассмотрим пример определения коэффициентов жесткости цилиндрической зубчатой передачи на основе предлагаемой методики и сравним получаемые значения с результатами вычислений по другим известным методикам. Используем один из вариантов передач, анализируемых в [5], со следующими параметрами: числа зубьев $z_1 = 20$, $z_2 = 25$, коэффициенты смещений $x_1 = x_2 = 0$. Необходимо принять также значения других параметров передачи, входящих в формулы предлагаемой методики, конкретизирующих ее конструктивное исполнение и передаваемую нагрузку. Значения исходных параметров зубчатой передачи и основных вычисляемых параметров зубьев приведены в табл. 1.

В результате выполненных вычислений с использованием исходных данных из табл. 1 при нагрузке передачи вращающим моментом $M_1 = 20$ Н • м получены следующие значения параметров: коэффициент изгибной жесткости зубчатого зацепления $c_и = 2{,}471 \cdot 10^5$ Н • м/рад; контактная деформация зубьев $y_H = 2{,}789 \cdot 10^{-6}$ м; коэффициент контактной жесткости зацепления $c_H = 1{,}434 \cdot 10^5$ Н • м/рад; коэффициент жесткости зубчатого зацепления с учетом изгибной и контактной деформаций $c = 9{,}074 \cdot 10^4$ Н • м/рад.

Согласно ГОСТ 21354—87 жесткость зубчатого зацепления оценивается величиной, называемой удельной нормальной жесткостью, а единицей измерения является Н/(мм • мкм). Предусмотрены три возможных алгоритма вычислений этого параметра. Формулы первого алгоритма приведены в табл. 6 данного ГОСТа. Обозначим удельную нормальную жесткость $c_{уд}$ (в ГОСТе она имеет обозначение c'). Для анализируемой передачи по этим формулам находим $c_{уд} = 15{,}152$ Н/(мм • мкм). Методика второго алгоритма изложена в табл. 33 ГОСТа. При этом оценивается удельная нормальная жесткость зуба шестерни $c_{а.уд}$ при контакте его вершины и отдельно для сопряженного зуба колеса $c_{р.уд}$, а также конечное ее значение $c_{уд}$ при отмеченных условиях нагружения:

$$c_{уд} = \frac{c_{a.уд} c_{p.уд}}{c_{a.уд} + c_{p.уд}}.$$

Получены следующие значения: $c_{a.уд} = 14{,}771$; $c_{p.уд} = 46{,}512$; $c_{уд} = 11{,}211$ Н/(мм • мкм). Определение этих параметров предусмотрено в разделе уточненного расчета прямозубых передач на прочность

Таблица 1

Исходные данные и вычисленные параметры исследуемой зубчатой передачи

Наименование параметра	Обозначение	Единица	Шестерня	Колесо
1. Количество зубьев	z	—	20	25
2. Модуль	m	мм	2	2
3. Коэффициент смещения	x	–	0	0
4. Угол зацепления	α_w	град	20	20
5. Ширина зубчатого венца	b_w	мм	10	10
6. Толщина зуба:				
на окружности вершин	s_a	мм	1,390	1,440
на делительной окружности	s_d	мм	3,142	3,142
на основной окружности	s_b	мм	3,512	3,652
7. Момент инерции сечения зуба на делительной окружности	J_d	м^4	$0{,}167 \cdot 10^{-10}$	$0{,}164 \cdot 10^{-10}$
8. Прогиб зуба на делительной окружности	y	м	$0{,}367 \cdot 10^{-6}$	$1{,}252 \cdot 10^{-6}$
9. Радиус кривизны эвольвенты на поверхности контакта	ρ_x	мм	6,840	8,551

при изгибе, поэтому можно предполагать, что они оценивают изгибную жесткость.

Третий метод оценки жесткости изложен в табл. 39 ГОСТа, в которой рассматривается расчет на контактную прочность. Здесь используется та же формула, что и в табл. 6, поэтому результаты по первому и третьему методам полностью совпадают. Следовательно, можно полагать, что согласно ГОСТ 21354—87 удельная контактная жесткость анализируемой передачи $c_{H.\text{уд}} = 15{,}152$ Н/(мм • мкм), а удельная изгибная жесткость $c_{\text{и.уд}} = 11{,}211$ Н/(мм • мкм).

Следует особо подчеркнуть, что формулы, используемые в ГОСТ, эмпирические, использующие информацию только о количестве зубьев шестерни и колеса и коэффициентах смещения исходного контура. Модуль же зубчатых колес и их нагрузку они не учитывают.

Для сравнения с этими результатами определим удельную изгибную и удельную контактную жесткости, используя результаты, полученные по предлагаемой методике. Их значения вычисляются из соотношений:

$$c_{\text{и.уд}} = \frac{F}{(y_1 + y_2)\,b_w} \cdot 10^{-9};$$

$$c_{H.\text{уд}} = \frac{F}{y_H b_w} \cdot 10^{-9},$$

а удельная жесткость зубчатого зацепления:

$$c_{\text{уд}} = \frac{c_{\text{и.уд}} c_{H.\text{уд}}}{c_{\text{и.уд}} + c_{H.\text{уд}}}.$$

Искомые значения параметров приведены в табл. 2. Там же даны значения, полученные авторами работ [5 и 12].

Таблица 2

Значения удельной нормальной жесткости исследуемой зубчатой передачи

Автор методики, источник информации	Результаты вычисления параметров, Н/(мм·мкм)		
	$c_{\text{уд}}$	$c_{\text{и.уд}}$	$c_{H.\text{уд}}$
В. Н.Кудрявцев [12]	—	—	31,0
А. И. Петрусевич [12]	18,0	—	—
В. Л. Дорофеев [5]	14,860	—	—
Предлагаемая методика	22,685	61,769	35,852
ГОСТ 21354	6,444	11,211	15,152

Представление модели зубьев в виде балки переменного сечения использовал также проф. В. Н. Кудрявцев [12]. Определялись контактные и изгибные деформации и деформации сдвига. Для оценки упругих свойств зубчатой передачи им использован термин "жесткость зубьев", определяемую из соотношения:

$$c = q/\delta,$$

где q — погонная нагрузка на зуб; δ — перемещение шестерни относительно колеса по дуге основной окружности: $\delta = r_{b1}\varphi_1$; φ_1 — угол относительного поворота шестерни вследствие деформации зубьев под действием вращающего момента M_1.

Погонная нагрузка вычислялась по формуле

$$q = M_1/(b_w r_{b1}).$$

Полученные в [12] расчетные формулы громоздки и неудобны для практического использования в инженерных расчетах. Кроме того, допущена ошибка в определении момента инерции сечения балки, что, очевидно, приводило к погрешностям вычислений деформации δ. В итоге автор данной разработки пришел к заключению, что величину контактной деформации δ_H можно определять с достаточной точностью из соотношения [12]:

$$\delta_H = \frac{q}{310\,000}.$$

Значение δ_H по этому соотношению получается в сантиметрах. В результате величина удельной контактной жесткости зубчатого зацепления оказывается равной $c_{H.\text{уд}} = 31$ Н/(мм • мкм).

Как видно из табл. 2, полученные различными авторами значения удельной нормальной жесткости зубьев значительно расходятся.

В заключение проведем на основе предложенной методики расчетные исследования зависимостей параметров упругих свойств зубчатой передачи от модуля m и передаваемой нагрузки.

На рис. 4 приведены графики изменения коэффициентов изгибной $c_{\text{и}}$ и контактной c_H жесткостей в зависимости от модуля зубчатого зацепления m при двух значениях окружного усилия F, приложенного на делительной окружности шестерни, а также график коэффициента жесткости c, учитывающий суммарную изгибную и контактную деформации зубьев.

Полученные графики отражают нелинейный характер функций исследуемых параметров от вели-

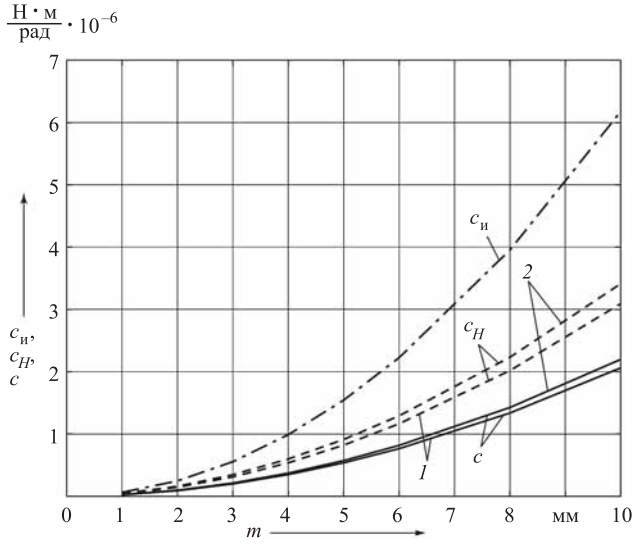


Рис. 4. Графики зависимостей коэффициентов жесткости зубчатого зацепления от модуля:

$c_и$ — коэффициент изгибной жесткости; c_H — коэффициент контактной жесткости; c — коэффициент результирующей жесткости; 1 — при F = 1000 Н; 2 — при F = 3000 Н

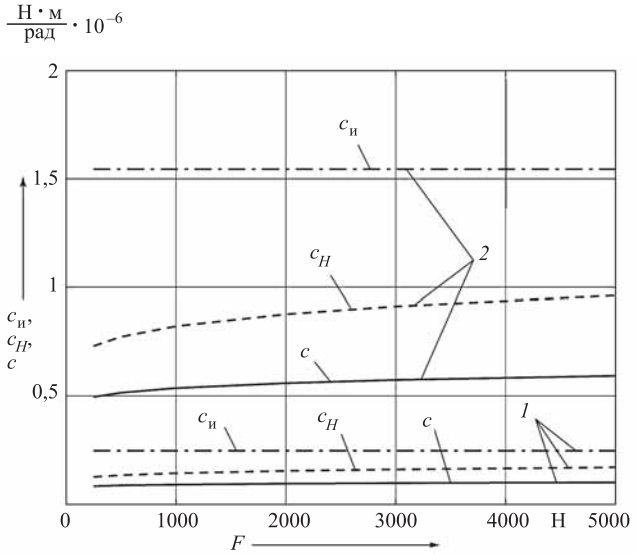


Рис. 6. Графики зависимостей коэффициентов жесткости зубчатого зацепления от нагрузки:

1 — при m = 2 мм; *2* — при m = 5 мм

чины модуля. Значение $c_и$ не зависит от величины передаваемой нагрузки, а определяется моментом инерции расчетного сечения зуба J_x.

На рис. 5 представлен график, иллюстрирующий зависимость J_x от m, получаемую согласно выражению (6). Принималось b_w = 10 мм, а $s_{св} = s_d$.

Коэффициент контактной жесткости зубьев c_H, согласно выражению (16), является нелинейной функцией погонной нагрузки q, толщин зубьев s_{x1}, s_{x2} и радиусов эвольвенты рабочих поверхностей зубьев ρ_{x1}, ρ_{x2} соответственно шестерни и колеса. Значения же ρ_{x1} и ρ_{x2} пропорциональны модулю m. В итоге результирующее значение коэффициента жесткости зубчатого зацепления c, учитывающее изгибную и контактную деформации зубьев, оказывается нелинейной функцией модуля m и окружной силы F, характеризующей нагрузку (см. рис. 4).

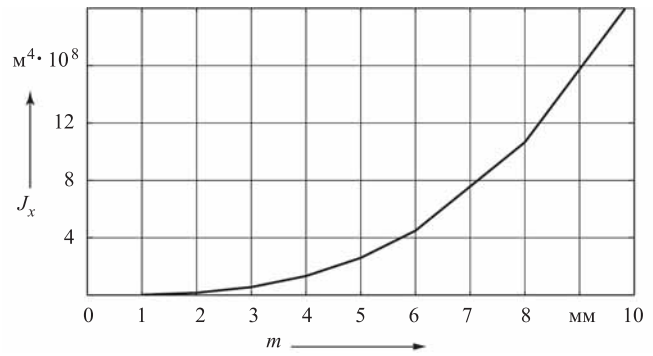


Рис. 5. Зависимость момента инерции сечения зуба на делительной окружности от модуля

Зависимости c_H и c от F для двух значений m показаны на рис. 6. Вместе с тем из этого рисунка видно, что величина $c_и$ не зависит от нагрузки. Ее значение определяется только величиной модуля, поскольку с ним непосредственно связана толщина зуба (см. рис. 4). Следует, однако, иметь в виду, что в соответствии с выражением (1) толщина зуба также зависит от коэффициента смещения исходного контура x.

В завершение исследований рассмотрим характеристики удельной нормальной жесткости зубчатых зацеплений, получаемые с использованием формул предлагаемой методики. На рис. 7 показаны графики зависимостей $c_{H.уд}$ и $c_{уд}$ от модуля m при двух значениях нагрузки F, а на рис. 8 — от нагрузки при двух значениях модуля. С увеличением модуля значения $c_{H.уд}$ и $c_{уд}$ несколько понижаются, а увеличение нагрузки приводит к их возрастанию. Значение $c_{и.уд}$ не зависит от модуля. Однако из этого обстоятельства не следует однозначный вывод о независимости изгибной и контактной жесткостей зубьев от модуля, как это трактуется в [5]. Такая информация может ввести в заблуждение заинтересованного читателя и привести его к мнению, что c_H и c также не зависят от модуля. Аналогичная опасность подстерегает читателя при использовании методики, изложенной в ГОСТ.

Предложенная методика определения параметров упругих свойств зубчатых колес, изложенная применительно к прямозубой передаче с наружным и внутренним зацеплением, годится и для косозубой передачи, для которой необходимо лишь учесть уве-

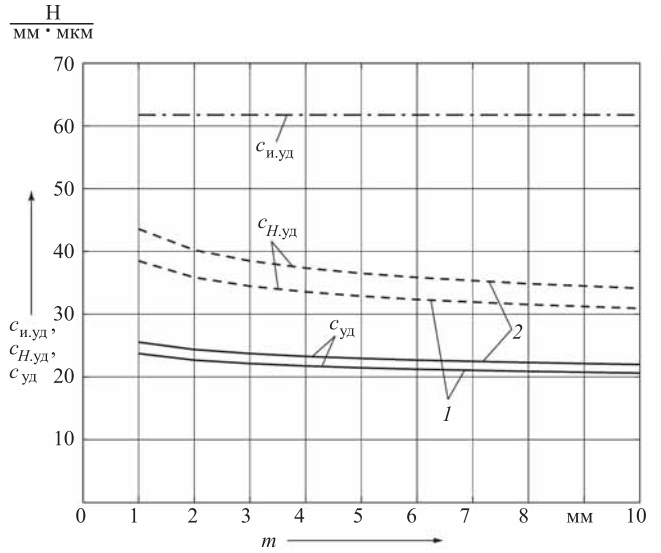


Рис. 7. Графики зависимостей удельной нормальной жесткости зубчатого зацепления от модуля:
1 — при $F = 1000$ Н; *2* — при $F = 3000$ Н

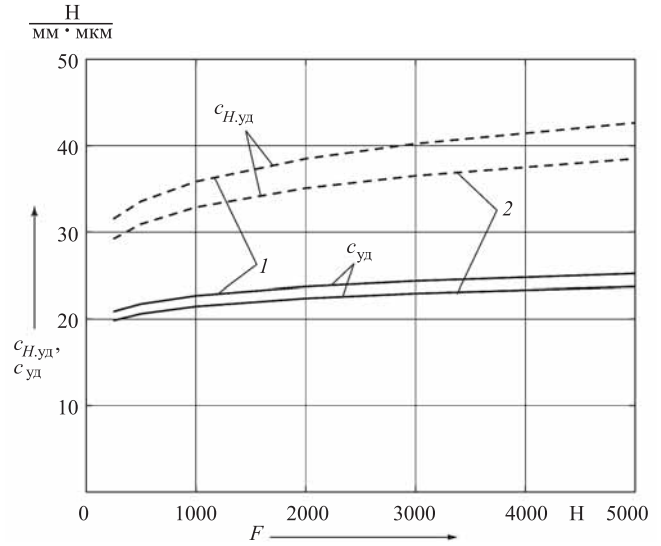


Рис. 8. Графики зависимостей удельной нормальной жесткости зубчатого зацепления от нагрузки:
1 — при $m = 2$ мм; *2* — при $m = 5$ мм

личение длины зуба, для чего значение b_w необходимо делить на cosβ, где β — угол наклона зубьев. Получаемые при этом значения коэффициентов жесткостей $c_и$ и c_H будут несколько занижены, так как косозубые передачи имеют больший коэффициент перекрытия в сравнении с прямозубыми.

Выводы

1. Разработана методика определения изгибных и контактных деформаций зубьев и коэффициента жесткости зубчатой передачи, основанная на использовании физических законов механики упруго-деформированного состояния объекта исследования, находящегося под воздействием внешней среды.

2. Для определения изгибной деформации зубьев и коэффициента изгибной жесткости предложена модель замещения зуба балкой переменного сечения. Контур боковой поверхности зуба в модели представлен в виде равнобочной трапеции, обеспечивающей отображение реальной толщины зуба с максимальной погрешностью, не превышающей 15 %.

3. На основе предложенной модели получены сравнительно простые рабочие формулы, отражающие физическую сущность процессов деформирования зубьев и позволяющие в первом приближении определить параметры упругих свойств зубчатого зацепления, необходимые для моделирования процессов функционирования технических объектов, содержащих в своем составе зубчатые передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Альгин В. Б.** Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс. Минск: Беларус. навука, 2014. 271 с.
2. **Блинов Е. И.** Основы динамической теории движения колесных машин. М.: Машиностроение, 2006. 149 с.
3. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем. Минск: Новое знание, 2016. 592 с.
4. **Дорофеев В. Л.** Анализ и расчет контактных и изгибных перемещений деталей машин. // Вестник машиностроения. 1993, № 10. С. 5—7.
5. **Дорофеев В. Л.** Принцип аналитического разделения упругих перемещений на контактные и изгибные и его применение для расчета зубчатых передач // Труды конференции "Техника приводов". — Болгария, София, 2003 / http://gears.ru/transmis/zaprogramata/1.307.pdf.
6. **ISO 6336-1:2006.** Расчет допустимой нагрузки для прямозубых и косозубых цилиндрических передач. Часть 1. Основные принципы, введение и основные воздействующие факторы.
7. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Издательство стандартов, 1993. 132 с.
8. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.
9. **Машков А. А.** Теория механизмов и машин. Минск: Вышэйшая школа, 1971. 470 с.
10. **Беляев Н. М.** Труды по теории упругости и пластичности. М.: Гостехтеориздат, 1957. 632 с.
11. **Нахатакян Ф. Г.** Напряженно-деформированное состояние упругих элементов зубчатых механизмов и сооружений при их линейном и кромочном контакте. Докторская диссертация. М.: Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, 2014. 213 с.
12. **Кудрявцев В. Н.** Зубчатые передачи. М.:—Л.: Машгиз, 1957. 263 с.

УДК 656.1/5

Ю. В. Перчаткин, д-р техн. наук, доцент, ООО " Орские прицепы", e-mail: 3537359014@mail.ru,
В. А. Твердохлебов, ОГТИ (филиал) ФБГОУ "Оренбургский государственный университет",
e-mail: vladimir150388@mail.ru

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К ФОРМИРОВАНИЮ ПАРКА СНЕГОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Представлена методика совершенствования структуры парка снегоуборочных машин с использованием аппарата функционального анализа. Построена функциональная модель автотракторного парка, задействованного при зимней уборке городских территорий, продемонстрирована процедура его свертывания с введением новых элементов, упрощающих технологию уборки. В качестве альтернативы традиционной технологии уборки городских территорий в зимнее время предложен снегоплавильный комплекс, включающий снегоплавильную установку.

Ключевые слова: *снегоуборочные машины, техническая система, функциональный анализ, функциональная модель, свертывание, снегоплавильная установка.*

The technique of improving the structure of the park snow-plows using an apparatus of functional analysis. We construct a functional model of Automobile and Tractor Park, involved with winter cleaning of urban areas, demonstrated the procedure for its coagulation, with the introduction of new elements, simplifying cleaning technology. As an alternative to the traditional technology of cleaning of urban areas in the winter offered snegoplavilnye complex comprising snegoplavilnye installation.

Keywords: *snow machines, technical system, functional analysis, functional model, coagulation, snegoplavilnye installation.*

Значительная часть территории Российской Федерации расположена в климатических зонах, зимний период в которых длится от 3 до 9 месяцев и характеризуется большим количеством осадков в виде снега. В настоящее время уборка снега с городских территорий является весьма актуальной проблемой. Резкое увеличение числа автомобилей привело к тому, что даже относительно небольшие снегопады могут привести город к состоянию коллапса.

Зимнее содержание автомобильных дорог и городских улиц на сегодняшний день включает следующие работы: очистка (механизированная) от снега, подсыпка щебнем (пескоразбрасывателем), подсыпка песко-соляной смеси и вывоз снега. Очистка городских территорий должна обеспечивать непрерывное и безопасное перемещение пешеходов и автомобильного транспорта с минимальным уменьшением средней скорости движения. Второстепенной задачей, но не менее важной, является предотвращение образования снежно-ледяных накатов и сведение к минимуму объема снежной массы, скапливающейся на проезжей части, обочинах и тротуарах. Однако в настоящее время традиционные технологии уборки городских территорий становятся неэффективными, и это объясняется рядом причин:

— непроизводительный и затратный вывоз снега. В крупных городах ликвидация снежных осадков сводится к вывозу их за пределы города в специально отведенные места — снегосвалки, в основном грузовым автотранспортом. Учитывая плотность снежной массы (от 10 кг/м^3 для свежевыпавшего до 600 кг/м^3 для слежавшегося снега), грузовые автомобили не полностью используют при этом свою грузоподъемность. Постановка дополнительных бортов лишь частично решает проблему. Кроме того, грузовые автомобили дополнительно нагружают дорожное полотно и транспортный поток. В связи с этим вывоз стараются осуществлять в ночное время, тем самым удорожая стоимость перевозок. Расстояние до снегосвалок с каждым годом увеличивается. Это объясняется тем, что экологические нормы и требования становятся более жесткими, тем самым способствуя размещению снегосвалок на большем расстоянии от черты города. Таким образом, транспортные расходы на перевозку снежной массы постоянно растут;

— несвоевременность уборки снега. Современная снегоуборочная техника не всегда справляется с теми объемами осадков, которым подвержены городские территории в зимний период. Низкая производительность объясняется значительной величиной тяговых сопротивлений при ограниченных мощностях двигателей коммунальных машин, малой эксплуатационной скоростью, а также

требованиями безопасности при проведении снегоуборочных работ. Поэтому эффективность уборки снежных осадков достигается за счет роста парка снегоуборочной техники, а также увеличения коэффициента готовности в период ожидаемых снегопадов. Выпавший снег с дорожного полотна нужно убирать как можно быстрее. При движении транспорта по свежевыпавшему снегу достаточно 20—30 мин для его уплотнения и образования на его поверхности снежно-ледяной корки, резко снижающей сцепление колес автомобилей с дорогой. Так, установлено, что десятикратный проезд грузового автотранспорта по свежевыпавшему снегу уплотняет его с 200 до 500 кг/м^3 с образованием сложно разрушаемого снежного наката [1]. Очевидно, что затягивание сроков уборки ведет к усугублению напряженной ситуации на дороге;

— загрязненность снежной массы. Снежная масса, длительное время находящаяся на городских территориях, содержит большое количество твердых бытовых отходов. Кроме того, снег является отличным абсорбирующим материалом, поэтому он интенсивно впитывает токсичные вещества. Причем концентрация некоторых канцерогенных веществ в городском снеге в 2—5 раз выше, чем в воздухе. Понятно, что при таянии грязного снега различные вредные включения перемещаются вместе с талой водой либо в ливневую канализацию, либо в водоемы и реки, в зависимости от территориального расположения снегосвалок.

Анализируя обозначенный ряд проблем при уборке и вывозе снега с городских территорий, можно констатировать, что традиционные технологии устранения зимних осадков на сегодняшний день устарели, стали малоэффективными и чрезмерно затратными. Вследствие этого необходим поиск альтернативных технологий уборки. Очевидно, при этом должен претерпеть существенные изменения состав парка снегоуборочной техники.

Решение поставленных задач требует системного подхода.

Как известно, всякая техническая система (ТС) подвержена закономерному изменению в течение жизненного цикла. На начальном этапе развития ТС, хотя и выполняет свою главную полезную функцию (ГПФ), как правило, достаточно примитивна. В процессе функционирования ТС выявляются достоинства и недостатки, что и определяет попытки ее совершенствования. На первых этапах развития ТС характеризуется увеличением массовых, габаритных и энергетических показателей, сопровождающимся привлечением новых элементов и видоизменением старых. Этот процесс получил название *развертывание* [2, 3]. Развертывание ТС производится с целью совершенствования ГПФ, т. е. повышения ее эффективности.

В противоположность развертыванию, вторым закономерным этапом развития ТС является *свертывание*. Свертывание — это процесс изменения ТС с целью увеличения ее идеальности, характеризующийся уменьшением массогабаритных характеристик и энергопотребления. Свертывание достигается путем ликвидации какого-либо элемента ТС или совокупности элементов. Функции, выполняемые исключенными элементами, переносятся на оставшиеся элементы или также ликвидируется, если это не наносит существенного ущерба результату функционирования ТС. Таким образом, система становится более компактной.

Применительно к парку коммунальной техники, занятой в уборке городских территорий, проводить свертывание достаточно сложно, что объясняется значительным количеством элементов, различающихся как по функциональной значимости, так и по затратной. Поэтому на первом этапе процесса свертывания необходимо работать с подсистемой — совокупностью элементов, взаимодействующих между собой. Состав подсистемы для парка снегоуборочных машин определяется исходя из типа убираемой территории, технологии и организации уборки городских территорий, в частности, в зимнее время.

Для осуществления свертывания ТС произведем ее функциональный анализ.

Функциональный анализ — наиболее полный обзор ТС с точки зрения ее функциональности. При проведении анализа раскрывается функция каждого элемента системы и численно оценивается ее значимость для достижении ГПФ с присуждением определенного ранга в зависимости от степени выполнения операции. Также количественно при помощи баллов выявляется проблемная и затратная значимости — категории, позволяющие понять несовершенство ТС, выявить ее недостатки. Результатом функционального анализа является функциональная модель, которая может быть представлена в табличном или графическом виде.

При построении функциональной модели в графическом виде условно изображают элементы ТС и их взаимодействие, однако, в отличие от структурной модели, взаимодействия выражают с определением конкретных функций. Также выявляется воздействие каждого элемента непосредственно на главный объект функции. В классическом варианте составления функциональной модели [3] связи не подразделяются на явные и неявные. Но, по нашему мнению, это совершенно необходимо делать для более полного понимания взаимодействия элементов. К достоинствам функциональной модели, представленной в графическом виде, следует отнести нагляд-

ность связей и закономерностей рассматриваемой ТС, к недостаткам — неполную проработанность ТС с точки зрения выявления затрат и проблемных элементов.

В качестве конкретного примера на рис. 1 приведен пример функциональной модели простейшего парка машин для зимней уборки городских территорий.

На первом этапе построения функциональной модели для каждого элемента определяется тип функции — основной, если она направлена непосредственно на объект и только за счет нее достижима цель ТС, либо вспомогательной, не взаимодействующей напрямую с объектом, но необходимой для достижения главной цели ТС. Вспомогательные элементы, как правило, в первую очередь подвергаются свертыванию. Так, функция снегоочистителя на базе поливомоечной машины — сгребание снега, является основной, что свидетельствует о непосредственном воздействии на объект ТС (городские территории). Такой же тип функции имеет и операция смета дорожного полотна посредством щеточного оборудования. А создание сне-

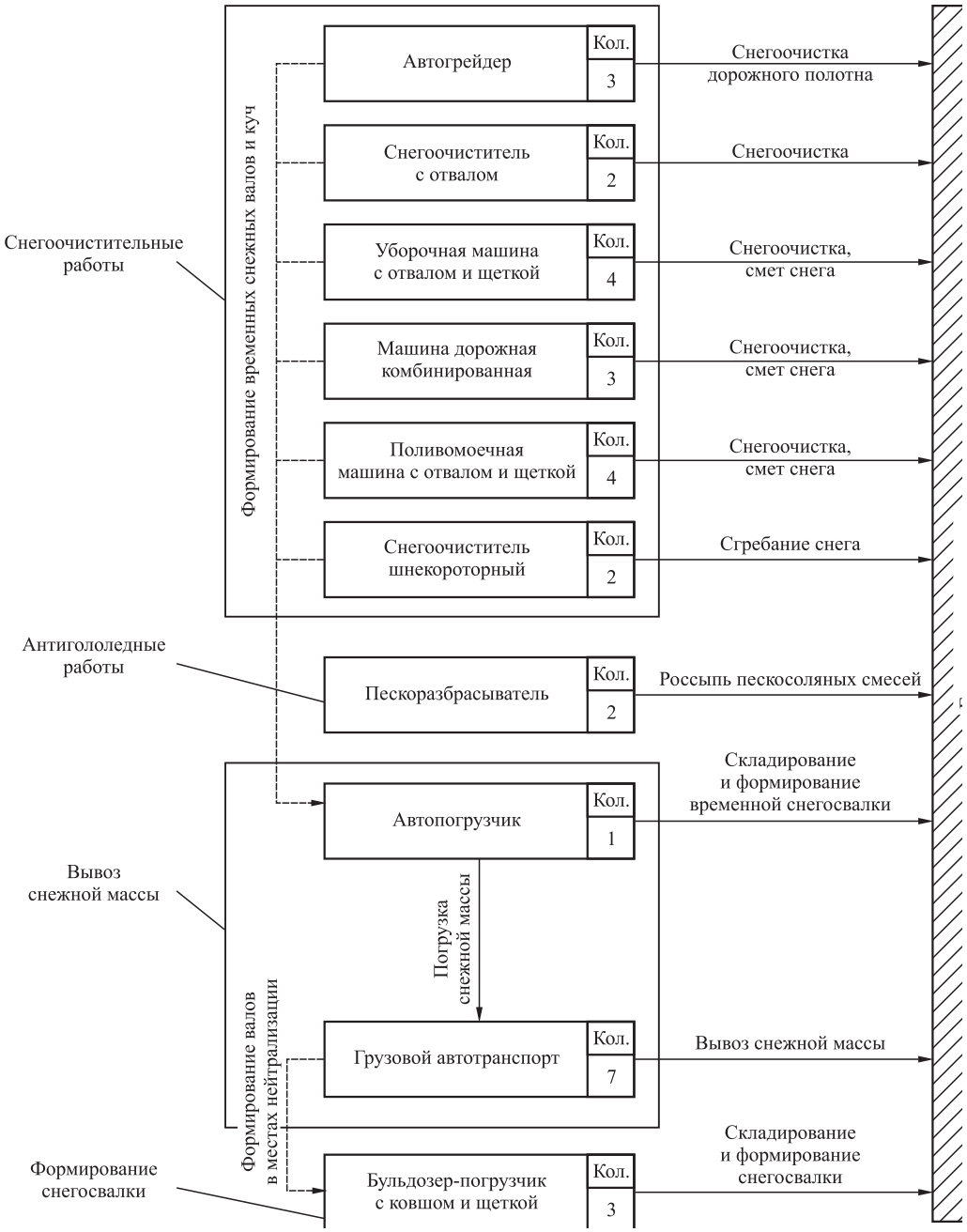


Рис. 1. Функциональная модель ТС

госвалки бульдозером за пределами города относится к вспомогательным функциям — это объяснимо отсутствием прямого контакта рассматриваемого элемента на объект ТС. Каждому типу функции присваивается ранг, отражающий степень важности, каждому рангу, в свою очередь, присваивается балл в определенном интервале. При ранжировании учитывается тип функции (основные обладают более высоким рангом), а также степень воздействия на объект ТС. Здесь возникает ряд затруднений, так как становится проблематичным определение степени воздействия на ТС. Действительно, весьма сложно определить степень воздействия элементов, выполняющих основные функции, если при ликвидации любого из них ГПФ становится недостижимой. Но если руководствоваться последовательностью операций технологического процесса, то данные противоречия становятся разрешимыми.

После определения типа функции и параметров, которые характеризуют эффективность работы, необходимо установить проблемную значимость функций. Проблемная значимость — параметр, оценивающий качество выполняемой функции, т. е. насколько результат функции соответствует требуемому значению (интервалу). При определении проблемной значимости функция может выполняться нормально, избыточно либо неполно. Проблемная значимость оценивалась от 0 до 2 (при нормальном выполнении функции — оценка 0, при избыточном — 1, при недостаточном — 2). Этот параметр определяется экспертными методами, однако, проанализировав технологический процесс, возможно определить его аналитически.

В представленной совокупности операций по уборке городских территорий в качестве параметра, определяющего эффективность уборки, выступает ее длительность. Поэтому проблемная значимость элементов во многом определяется длительностью выполнения операций. Большие затраты времени на операцию одним или несколькими компонентами ТС неминуемо приведут к снижению эффективности всей ТС.

Затратная значимость определяется по результатам экономического анализа. Как правило, наибольшая затратная значимость максимальна для грузового автотранспорта. Это объясняется большими плечами перевозок и низкой скоростью передвижения в условиях насыщенного транспортного потока.

Далее, на основе функциональной модели вычисляется так называемый тримминг-фактор — специальный коэффициент, определяющий порядок свертывания [3]:

$$T = F^2/P + C$$

где F — функциональная значимость, %; P — проблемная значимость, %; C — затратная значимость, %.

Тримминг-фактор в рассматриваемой ТС оказался минимальным у двух элементов — "Грузовой автотранспорт" и "Бульдозер", поэтому для них и проводится процесс свертывания.

После установления проблемных элементов необходимо сформулировать условия свертывания: элемент "Грузовой автотранспорт" можно удалить, если:

а) устранить из технологии операцию "Вывоз снега";

б) другие элементы ТС будут вывозить снег либо ликвидация снега будет производиться альтернативными методами.

Сформулируем условия свертывания для элемента "Бульдозер": элемент "Бульдозер" можно удалить, если:

а) устранить из технологии операцию "Вывоз снега";

б) другие элементы ТС будут формировать снегосвалку;

в) устранить потребность в формировании снегосвалки.

Предпочтительнее, согласно методике свертывания [3], выбирать варианты а), однако их не рекомендуется использовать при свертывании элементов, выполняющих основные функции. В нашем случае как первый, так и второй элементы выполняют вспомогательные функции, что позволяет исключить из технологии выполняемые функции. Нужно заметить, что при исключении из технологии функции "Вывоз снега" теряет смысл функция, выполняемая бульдозером — "Формирование снегосвалки". Это необходимо учитывать и выполнять процесс свертывания параллельно, а не последовательно.

Рассмотрим результаты предварительного свертывания для анализируемого парка коммунальных машин. Исключение из технологии зимней уборки вывоза снежной массы и, как следствие, формирования снегосвалки, предполагает скопление снежно-ледяных образований на площадях городских территорий, что совершенно недопустимо, так как противоречит установленному регламенту работ. Данное обстоятельство заведомо исключает условия свертывания, описанные в вариантах а). При выборе вариантов б) проблемные элементы также ликвидируются, однако их функции перекладываются на оставшиеся. Но, если функцию бульдозера условно может выполнять фронтальный погрузчик, то проблематичным становится ликвидация элемента "Грузовой автотранспорт", так как функцию "Вывоз снежной массы" не представляется возможным осуществить при помощи оставшихся элементов — это основное противоречие свертывания. Для его разрешения рассмотрим оставшиеся элементы с точки зрения замещения проблемных элементов.

Оставшимися элементами (фронтальный погрузчик, снегоочиститель, поливомоечная машина) транспортировка снежной массы не осуществима. Однако поливомоечная машина конструктивно снабжена цистерной. Перевозка снежной массы в ней невозможна, а модернизация ее с целью осуществления рассматриваемой функции будет весьма затратной, так как предполагает кардинальное изменение конструкции. Создавшееся противоречие можно разрешить путем перевода снежной массы в другое агрегатное состояние — жидкое. Талую воду можно перевозить в цистерне поливомоечной машины, таким образом ликвидируется первый проблемный элемент "Грузовой автотранспорт". После перевода снежной массы в жидкое состояние ликвидируется второй проблемный элемент — "Бульдозер", так как функция "Формирование снегосвалки" становится бессмысленной. Таким образом производится полная ликвидация проблемных элементов с частичной переносом функций на оставшиеся. Оставшиеся элементы не могут произвести плавление снежной массы, а это значит, что для завершения процесса свертывания необходимо ввести новый элемент в ТС — *снегоплавильную установку* [4]. Введение нового элемента при свертывании может показаться сомнительным шагом, так как скорее усложняет ТС, а не делает ее проще. Однако при детальном рассмотрении ТС и ее закономерностей становится очевидным, что замена совокупности элементов одним, пусть даже принципиально новым, свидетельствует о безусловном свертывании ТС.

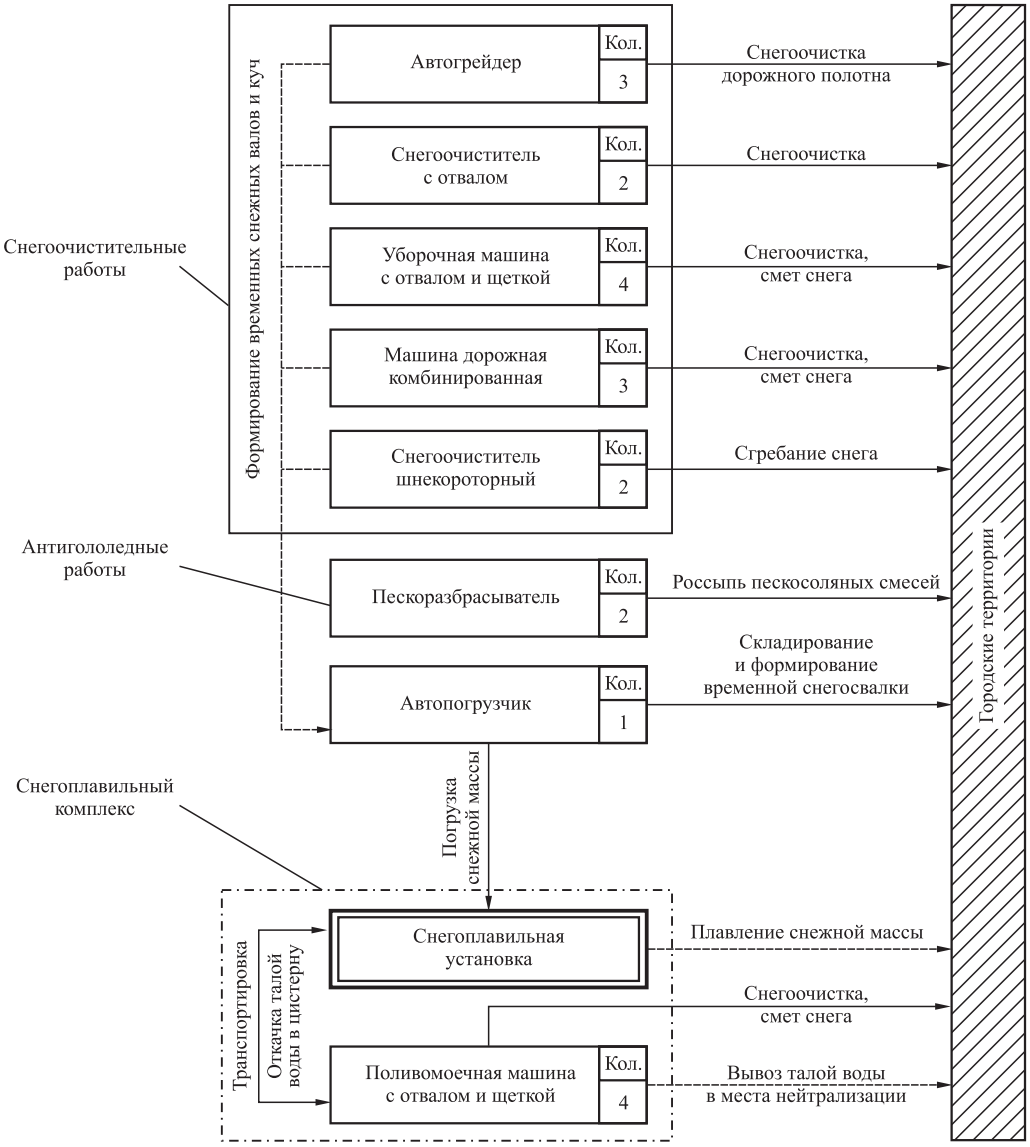


Рис. 2. Функционально-идеальная модель ТС

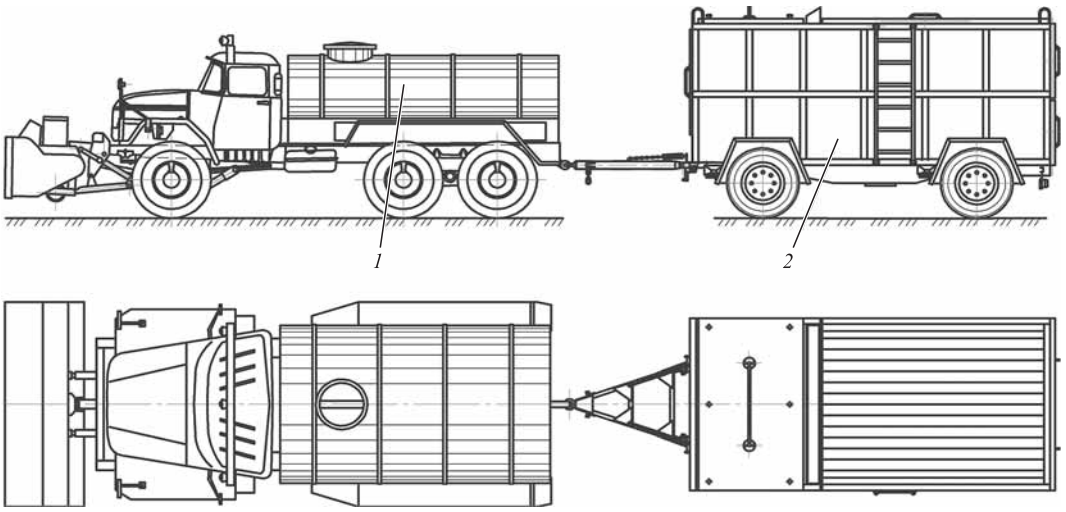


Рис. 3. Снегоплавильный комплекс:
1 — поливомоечная машина; *2* — снегоплавильная установка

По окончании процесса свертывания создается функционально-идеальная модель свернутой ТС. В этой модели (рис. 2) показана новая ТС, характеризующаяся отсутствием проблемных элементов и введением новых связей.

Новая технология подразумевает следующий перечень работ:

— сгребание снежно-ледяных отложений снегоочистителями на базе поливомоечной машины и трактора;

— формирование фронтальным погрузчиком временной снегосвалки;

— погрузка фронтальным погрузчиком снежной массы непосредственно в снегоплавлильную установку;

— перекачивание талой воды, по мере плавления снега в цистерну поливомоечной машины;

— транспортировка талой воды в специальные места, допускающие ее слив.

Поливомоечные машины для использования в паре со снегоплавильной машиной не нуждаются в модернизации и вполне могут вывозить талую воду, обходясь лишь штатным оборудованием. Вариант конструкции снегоплавильной установки, работающей на газовом топливе, рассмотрен в работе [5]. Снегоплавильный комплекс показан на рис. 3.

Следует отметить, что снегоплавление в настоящее время признано одной из эффективных технологий уборки городских территорий. Перевод осадков в другое агрегатное состояние влечет за собой множество преимуществ, таких как:

— возможность понижения объема снежной массы. Талая вода занимает значительно меньший объем по сравнению со снегом. Это существенно понижает затраты при транспортировке, так как более полно используется грузоподъемность транспортных средств;

— возможность фильтрации. Талая вода, в отличие от снега, поддается фильтрации и отстаиванию. Учитывая важность экологической составляющей при уборке городских территорий, это достоинство является одним из ключевых аргументов в пользу снегоплавления.

Таким образом, результатом свертывания является не только устранение проблемных элементов, но и значительное упрощение и удешевление технологии уборки городских территорий в зимний период.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кручинин И. Н.** Особенности формирования уплотненного снежного наката на автомобильной дороге [Текст] / И. Н. Кручинин // Вестник ВолгГАСУ. Сер.: Стр-во и архитектура. Вып. 16 (35). — Волгоград, 2009. — С. 77—80.
2. **Альтшуллер Г. С.** Найти идею. Введение в теорию решения изобретательских задач. — Новосибирск: Наука, 1986. — 209 с.
3. **Саламатов Ю. П.** Система законов развития техники (основы теории развития технических систем). Изд. 2-е, испр. и доп. INSTITUTE OF INNOVATIVE DESIGN: — Красноярск, 1996. http://www.triz.minsk.by/e/21101300.htm
4. **Перчаткин Ю. В., Твердохлебов В. А., Щурин К. В.** Снегоплавильный комплекс на базе коммунальных машин. — Прогрессивные технологии в транспортных системах: сборник статей XI международной научно-практической конференции. — Оренбург, 2013. — С. 409—410.
5. **Установка** для принудительного таяния снега: пат. № 2540560 (РФ). МПК[8] E01H 5/10/ К. В. Щурин, В. Т. Исайчев, Ю. В. Перчаткин, В. А. Твердохлебов, В. Г. Удовин: опубл. 10.02.2015, Бюл. № 4.

УДК 621.5

А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор, **Л. В. Янковский**, канд. техн. наук, доцент, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, **Ш. Н. Валиев**, канд. техн. наук, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), **С. В. Карпеев** канд. техн. наук, ООО "Научно-исследовательский центр технического регулирования", Саратов
E-mail: soni.81@mail.ru

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА В ДОРОЖНОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Анализ комплекса вопросов, определяющих транспортно-эксплуатационное состояние автомобильных дорог, дает возможность выделить основные направления деятельности в области обеспечения качества в дорожном хозяйстве. С одной стороны, они должны охватывать все аспекты функционирования дорожной отрасли от проектирования автомобильных дорог до финансового обеспечения, а с другой стороны — учитывать деятельность всех участников дорожных работ от федерального органа исполнительной власти до подрядных организаций. Разработка этих вопросов получила еще большее значение в связи с принятием ISO 9000—2015, где оценка риска становится основным инструментом для принятия решений в системах менеджмента качества.

Ключевые слова: *дорожное хозяйство, качество, автомобильная дорога, показатели качества, однородность.*

The analysis of a complex of the questions defining a transport and operational condition of highways gives the chance to allocate the main activities in the field of ensuring quality in road economy. On the one hand, they have to cover all aspects of functioning of road branch from design of highways to financial security, and on the other hand — to consider activity of all participants of a roadwork from federal executive authority to contract organizations. Development of these questions received still bigger value in connection with acceptance of ISO 9000—2015 where the assessment of risk becomes the main tool for decision-making in systems of quality management.

Keywords: *road economy, quality, highway, quality indicators, uniformity.*

Автомобильная дорога относится к сложным техническим объектам, наиболее структурированным по схемам управления и финансирования со стороны государства, она обладает преемственностью в истории местности и государства, историей своего развития, технологической наследственностью, разным отношением к ней со стороны предприятий различной формы собственности. Целевое финансирование дорожного хозяйства в первую очередь со стороны государства, широкое использование дороги всем населением страны определяют необходимость выбора критериев оценки качества дорожного хозяйства не только со стороны государства, но и со стороны участников движения — автотранспортников и других потребителей [1—14].

Анализ результатов диагностики федеральных автомобильных дорог, ежегодно проводимой Росавтодором, показывает, что низкий технический уровень дорог и неудовлетворительные дорожные условия, в значительной мере являются следствием низкого качества работ при строительстве, реконструкции, ремонте и содержании автомобильных дорог.

Государственным стандартом ГОСТ Р ИСО 9000—2001 определено, что качество — это степень соответствия характеристик требованиям. Для дорожного хозяйства качество означает степень соответствия автомобильной дороги и дорожного хозяйства требованиям (пожеланиям и ожиданиям) пользователей дорог — всем участникам движения по дорогам.

Анализ комплекса вопросов, определяющих транспортно-эксплуатационное состояние автомобильных дорог, дает возможность выделить основные направления деятельности в области обеспечения качества в дорожном хозяйстве. С одной стороны, они должны охватывать все аспекты функционирования дорожной отрасли от проектирования автомобильных дорог до финансового обеспечения, а с другой стороны — учитывать деятельность всех участников дорожных работ от федерального органа исполнительной власти до подрядных организаций.

С учетом требований государственных контрактов при сдаче работ подрядные организации берут на себя гарантийные обязательства по поддержанию требуемого состояния объектов в течение заданного срока. В случае появления дефектов подрядчик устраняет их за свой счет. Создается единый банк данных по гарантийным обязательствам. В результате обеспечивается прозрачность соблюдения строительными организациями своих обязательств.

Качество во многом определяется нормативной базой дорожного хозяйства. Федеральное дорожное агентство тратит много усилий на переработку существующих и разработку новых национальных стандартов и методических документов. Ежегодно в плане научных работ Росавтодора разрабатывается 40—50 научно-методических документов.

В качестве актуальной задачи для Федерального дорожного агентства установлена реализация Федерального закона "О техническом регулировании".

Идет планомерная работа по созданию технических регламентов, которые определяют обязательные требования для всех участников дорожных работ. При этом национальные стандарты в России, как и во всем мире, устанавливают минимальный уровень требований.

Современное общественное развитие предъявляет определенные требования к поставляемой в общественное пользование продукции. Эти требования формулируются в национальных и международных стандартах, в нормированных системах контроля за технологией, качеством материалов и изделий. Мировая производственная практика передовых стран показывает, что должный уровень качества продукции, обеспечивающий ее рыночную конкурентоспособность в современных условиях, невозможен без применения системы управления качеством. На каждом историческом этапе развития промышленного производства система качества формировалась исходя из определения того, что представляет собой понятие качество, чему оно должно соответствовать.

Сегодня понятие качества не означает просто обнаружение дефектов продукта. Технологические операции и процессы должны быть организованы таким образом, чтобы в ходе их выполнения вероятность появления брака сводилась бы к минимуму.

Таким образом, ключевым моментом в современном представлении о том, что такое качество, является управление процессами его создания. Без эффективного управления невозможно достичь качества продукции.

Качество — категория историческая и в период дефицита понятие "качество" может поглощаться требованием к количеству. Поэтому в силу наличия определенных дефицитов, в частности, в дорожном хозяйстве, вопрос обеспечения качества стоит особенно остро. Без решения этого вопроса отечественной экономике не подняться с ее недостаточно высокого места в мировом рейтинге экономических систем. Без новых форм управления, обеспечивающих гибкость и быстроту принятия решений, путь в лидеры мировой экономической элиты будет неосуществим. Следовательно, перспективы развития дорожного хозяйства, повышение ее качества дорог (в итоге экономических показателях автомобильного транспорта) заключаются в совершенствовании системы управления, привлечении ее новых форм. Таким образом, без использования современных методов управления невозможно обеспечить достойное качество продукции.

Для поднятия технологической дисциплины необходима разработка правовых актов, определяющих ответственность за качество работ, а также стандартов, устанавливающих сроки службы автомобильных дорог и искусственных сооружений.

В настоящее время готовится утверждение окончательной редакции стандарта, которая изменилась по сравнению с текстом версии 2008 г. Она создана в соответствии с директивой ISO Annex SL (ISO/IEC Directives, Part 1 Consolidated ISO Supplement — Procedures specific to ISO). Директива определяет требования к структуре систем управления, систем менеджмента (качества, административного управления документооборотом и других).

В новой структуре стандарта отражен процессный подход с учетом оценки риска. Например, введение стандарта устанавливает общие сведения об ISO,

стандартах серии 9000, управлении рисками, цикле PDCA, процессном подходе, взаимосвязи стандарта ИСО 9001:2015 со стандартами на другие системы управления.

Важно отметить появление пункта 6.1 "Действия по реагированию на риски и возможности" — это принципиально новый блок требований ISO 9001:2015. Организация должна определить риски и возможности, которые способны повлиять на систему качества и результаты работы организации. Также требуется создать план реагирования на риски и возможности.

В качестве предварительного вывода можно отметить, что новым в версии стандарта ISO 9001:2015 стали требования по оценке рисков, а также подход, основанный на управлении рисками при проектировании и разработке системы менеджмента.

Совершенствование нормативной технической базы является важнейшим направлением отраслевой научно-технической политики, призванной обеспечить широкое и безопасное применение на практике передовых научно-технических разработок, прогрессивных технологий, новой техники и материалов, а также сформировать в сфере дорожного хозяйства систему технического регулирования, отвечающую современным международным подходам и стандартам. Это позволит сократить стоимость выполнения работ, повысить долговечность, надежность, безопасность и качество автомобильных дорог и сооружений на них.

Достижение целей технического регулирования в дорожном хозяйстве должно осуществляться путем установления в специальных технических регламентах обязательных требований по безопасности жизни и здоровья людей, сохранности имущественного комплекса автомобильных дорог и экологической безопасности при проектировании, строительстве (реконструкции), а также содержании автомобильных дорог и искусственных сооружений на них.

Особый приоритет имеет совершенствование существующей нормативной технической базы дорожного хозяйства, гармонизация национальных стандартов с передовыми международными стандартами.

Повышение качества строительства (реконструкции), ремонта и содержания автомобильных дорог и искусственных сооружений на них должно осуществляться путем установления требований к качеству дорожно-строительных материалов, изделий и конструкций, а также к качеству выполнения дорожных работ с помощью технических заданий на проектирование и конкурсной документации на строительство (реконструкцию) и ремонт автомобильных дорог и искусственных сооружений на них. При этом установление заказчиком требований к качеству должно осуществляться в зависимости от условий и факторов, оказывающих прямое влияние на безопасность и долговечность объектов.

В рамках создания системы технического регулирования требуют решения вопросы, связанные с подтверждением соответствия, в том числе с определением перечня продукции дорожного хозяйства, подлежащей обязательной сертификации (несущие конструкции искусственных сооружений, технические средства организации дорожного движения и др.).

Для обеспечения создания системы технического регулирования и нормирования на основе оценки степени риска причинения вреда в дорожном хозяйстве Российской Федерации необходимо организовать и провести следующие работы и мероприятия:

— разработать комплекс национальных стандартов, образующих доказательную базу выполнения технических регламентов в сфере дорожного хозяйства;

— разработать комплекс методических документов рекомендательного характера в сфере дорожного хозяйства;

— принять участие в создании национальной системы стандартизации;

— пересмотреть и актуализировать действующие государственные стандарты, межгосударственные стандарты, стандарты отрасли, строительные нормы и правила и отраслевые дорожные нормы;

— реализовать новые механизмы заключения государственных контрактов на выполнение дорожных работ с обеспечением высокого качества их выполнения;

— создать систему оценки соответствия в дорожном хозяйстве для решения ряда задач, связанных с выявлением и обоснованием использования форм и видов оценки соответствия, применительно к объектам дорожного хозяйства;

— создать отраслевой информационный фонд технических регламентов, стандартов и единую информационную систему по техническому регулированию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бусел А. В.** Ремонт автомобильных дорог. — Минск: Арт-дизайн, 2004.
2. **Грифф М. И., Зорин В. А., Рубайлов А. В.** Качество, эффективность и основы сертификации машин и услуг. Основы сертификации машин строительного комплекса. — М.: МАДИ, 2000.
3. **Добронравов С. С., Дронов В. Г.** Строительные машины и основы автоматизации. — М.: Высшая школа, 2001.
4. **Канищев А. Н., Рябова О. В., Быкова А. А.** Диагностика автомобильных дорог и назначение ремонтных мероприятий. Учебное пособие. — Воронеж: Воронежский гос. университет, 2004.
5. **Попов В. Г.** Строительство автомобильных дорог. — Челябинск: изд. Ю-УГУ, 1997.
6. **Цупиков С. Г., Гриценко А. Д., Борцов А. М.** и др. Справочник дорожного мастера. Строительство, эксплуатация и ремонт автомобильных дорог. — М.: Инфра-Инженерия, 2007.
7. **Методические** подходы реализации принципов технического регулирования в дорожном хозяйстве / Кокодеева Н. Е., Кочетков А. В., Янковский Л. В. // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. — 2011. — № 1. — С. 44—56.
8. **Стандартизация испытаний** строительных, дорожных материалов и изделий / Челпанов И. Б., Евтеева С. М., Талалай В. В., Кочетков А. В., Юшков Б. С. // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. — 2011. — № 2. — С. 57—68.
9. **Проблемы долговечности** цементных бетонов / Рапопорт П. Б., Рапопорт Н. В., Кочетков А. В., Васильев Ю. Э., Каменев В. В. // Строительные материалы. — 2011. — № 5. — С. 38—41.
10. **Методологические основы** оценки технических рисков в дорожном хозяйстве / Кокодеева Н. Е., Талалай В. В., Кочетков А. В., Янковский Л. В., Аржанухина С. П. // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Прикладная экология. Урбанистика. — 2011. — № 3. — С. 38—49.
11. **Шероховатые поверхности:** нормирование, проектирование и устройство / Кочетков А. В., Суслиганов П. С. // Автомобильные дороги. — 2005. — № 1. — С. 54.
12. **Анализ** срока службы современных цементных бетонов / Рапопорт П. Б., Рапопорт Н. В., Полянский В. Г., Соколова Е. Р., Гарибов Р. Б., Кочетков А. В., Янковский Л. В. // Современные проблемы науки и образования. — 2012. — № 4. — С. 92.
13. **Состояние** нормативного обеспечения инновационной деятельности дорожного хозяйства / Аржанухина С. П., Сухов А. А., Кочетков А. В., Карпеев С. В. // Качество. Инновации. Образование. — 2010. — № 9. — С. 40.
14. **Формирование** научно-инновационной политики дорожного хозяйства / Сухов А. А., Карпеев С. В., Кочетков А. В., Аржанухина С. П. // Инновационная деятельность. — 2010. — № 3. — С. 41.

Делегация China Motors посетила КАМАЗ

ПАО "КАМАЗ" посетила делегация компании China Motors во главе с генеральным директором Ицхаком Кауфманом.

В рамках делового визита члены делегации из Израиля в сопровождении главного конструктора КАМАЗа Даниса Валеева, главного инженера завода двигателей Федора Назарова и других специалистов ознакомились с рядом производственных объектов лидера отечественного грузового автомобилестроения. Гости посетили линии обработки блока цилиндров и линии сборки двигателей КАМАЗ и КАММИНЗ на заводе двигателей и совместном предприятии "КАММИНЗ КАМА", а также конвейер сборки кабин и главный сборочный конвейер на автомобильном заводе. Кроме того, члены делегации ознакомились с опытно-промышленным производством в Научно-техническом центре "КАМАЗа", приняли участие в тест-драйве автомобиля из нового модельного ряда.

Основная цель визита специалистов China Motors — обсуждение перспектив сотрудничества с ПАО "КАМАЗ". От принимающей стороны в переговорах приняли участие заместитель генерального директора КАМАЗа — директор по развитию Ирек Гумеров, главный конструктор Данис Валеев, топ-менеджеры компании.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

КАУЧУК ИЗ ОДУВАНЧИКОВ

Впервые в комплектующих для коммерческих автомобилей использован инновационный материал на основе корней одуванчика. Оптимальные свойства материала Taraxagum позволяют изготавливать технически передовую продукцию.

Компания "Continental" разработала комплектующие и шины для грузовиков и автобусов, изготовленные из каучука на основе корней одуванчика. На ежегодной Международной выставке коммерческого транспорта концерн продемонстрировал грузовые шины, изготовленные из инновационного экологичного материала — каучука на основе одуванчика: шины Conti EcoPlus HD3 (произведены летом 2016 г.). Кроме того, на стенде концерна были представлены прототип опоры двигателя с улучшенной виброизоляцией для обеспечения более комфортного и безопасного вождения, а также промежуточная опора карданного вала, изготовленные из нового материала под названием Taraxagum. Применение опоры позволяет минимизировать вибрации, передаваемые от трансмиссии на шасси.

Шина Conti EcoPlus

Промежуточная опора карданного вала ContiTech из каучука на основе одуванчика с превосходными стабильными характеристиками демпфирования

Одуванчик может стать более экологичной альтернативой природному каучуку и снизить зависимость промышленности от традиционного сырья. Эту культуру можно выращивать в Северной и Западной Европе, что сократит пути доставки сырья к европейским заводам и позволит разумнее использовать имеющиеся ресурсы.

Концерн "Continental" давно оценил потенциал растения, и в 2014 г. впервые в мире выпустил зимнюю шину премиум-класса с протектором, целиком изготовленным из каучука на основе одуванчика. В том же году было решено запустить в производство шины для коммерческих автомобилей. Расход природного каучука для таких шин значительно выше, чем для легковых (20—25 кг против 1—3 кг).

В конце 2015 г. специалисты подразделения ContiTech также испытали детали из нового материала для подавления вибрации. "Как и наши коллеги из шинного подразделения, мы используем природный каучук, но нас интересуют другие его свойства, — поясняет д-р Анна Мизиун (Anna Misiun), координирующая все разработки подразделения ContiTech, связанные с каучуком из одуванчиков. — К примеру, наша продукция должна выдерживать предельно высокие динамические нагрузки при повышенной температуре".

Опора двигателя ContiTech для коммерческих автомобилей из каучука на основе одуванчика

Испытания шин и демпфирующих деталей из материала Taraxagum дали крайне обнадеживающие результаты. Выяснилось, что этот материал — альтернатива природному каучуку — идеально подходит для коммерческого транспорта и отвечает строгим требованиям, которые действуют в области грузовых перевозок. Производство материала Taraxagum станет массовым в течение ближайших 5—10 лет. Этот материал постепенно заменит традиционную резину в резинотехнических изделиях.

Промышленный выпуск каучука на основе одуванчика — это совместный проект Института молекулярной биологии и прикладной экологии им. Фраунгофера, Федерального центра по изучению сельскохозяйственных растений, Института им. Юлиуса Кюна и сельскохозяйственной компании ESKUSA.

ПАО "КАМАЗ" ИНФОРМИРУЕТ

В МОСКВЕ СОСТОЯЛАСЬ ПРЕЗЕНТАЦИЯ АВТОМОБИЛЯ "СКОРОЙ ПОМОЩИ" НА ШАССИ КАМАЗ

Генеральный директор ПАО "КАМАЗ" Сергей Когогин принял участие в презентации спецавтомобиля скорой медицинской помощи на шасси КАМАЗ, предназначенного для эксплуатации в условиях Крайнего Севера. Мероприятие состоялось в рамках 26-й Международной выставки "Здравоохранение-2016" в Москве.

Также в презентации приняли участие губернатор Магаданской области Владимир Печёный, заместитель министра промышленности и торговли РФ Александр Морозов и представители Роспотребнадзора.

В ответ на обозначившийся спрос разработан новый вид транспорта для особо сложных природно-климатических условий и бездорожья. На базе полноприводного шасси КАМАЗ-43501 изготовлен прототип "скорой помощи", предназначенный для эксплуатации в условиях Крайнего Севера. Работа над проектом шла совместно с одним из заводов спецтехники, который изготовил фургон "скорой помощи".

"В суровых северных условиях при отсутствии дорог в отдаленных районах Магаданской области автомобиль скорой помощи на базе полноприводного шасси КАМАЗ-43501 — это серьезное подспорье в решении важнейшего вопроса по оказанию своевременной медпомощи больным", — отметил генеральный директор ПАО "КАМАЗ" Сергей Когогин. Он подчеркнул, что в условиях Крайнего Севера с поставленными задачами малотоннажной технике справиться сложнее.

"Скорая помощь" для Крайнего Севера представляет собой полноприводный автомобиль КАМАЗ со специальным фургоном, оснащенным новейшим медицинским оборудованием и подъемником для носилок. Машина состоит из двух отсеком, снабженных отдельными отопителями — для кабины водителя и экипажа.

Испытания грузовика проходили в самом северном городском округе Колымы — именно в тех условиях, для которых он был разработан. До места обкатки автомобиль добирался своим ходом.

Предложение по обновлению автомобильного парка Магаданской области северным вариантом машин скорой медицинской помощи на базе высокопроходимого шасси КАМАЗ обсуждалось на встрече президента России Владимира Путина с губернатором региона Владимиром Печёным в августе прошлого года. Губернатор попросил главу государства поручить Минздраву вместе с Минпромторгом рассмотреть возможность запуска в серийное производство российского высокопроходимого автомобиля скорой помощи после того, как машина пройдет испытания в Магаданской области. Президент идею поддержал.

По информации официального дилера российского автогиганта — Магаданского автоцентра "КАМАЗ", спрос на спецавтотехнику уже обозначился. Машину запрашивают.

НОВЫЕ ВЕРСИИ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ

В Блоке развития ПАО "КАМАЗ" подведены итоги деятельности в области модернизации действующего модельного ряда.

В ответ на отмеченный спрос, по заданию Блока продаж и сервиса, за три квартала прошлого года разработано 88 новых комплектаций автомобилей и шасси. Среди них самосвал "КАМАЗ-6540" на прямых лонжеронах, шасси КАМАЗ-6540 с увеличенными осевыми нагрузками, усовершенствованный бортовой автомобиль "КАМАЗ-43266" (4×4) и другие.

Кроме того, разработана конструкторская документация для изготовления опытного образца седельного тягача "КАМАЗ" 6×6. Завершены опытно-конструкторские работы по созданию шасси КАМАЗ-43502 и 53605 с двигателями уровня Евро 6, продолжены опытные работы по созданию КАМАЗ-6520 и КАМАЗ-65111 для поставки на экспорт.

В рамках работы над перспективным семейством автобусных шасси и электробусов разработан новый облик семейства автобусов и электробусов "НЕФАЗ". Было утверждено единое стилевое решение дизайна нового семейства автобусов "НЕФАЗ" большого класса. Изготовлен электробус, который в октябре прошлого года был представлен на выставке BusWorld-2016 и в итоге отмечен призом "Лучший отечественный автобус выставки — электробус "КАМАЗ-6282". В планах — изготовить еще один электробус большого класса "КАМАЗ-6282"

и троллейбус с автономным ходом, а также подготовить переход на новый облик всего модельного ряда.

Кроме того, завершены предварительные испытания автобусов малого класса "Bravis" на шасси КАМАЗ-3297 с газовым двигателем Weichai и дизельным двигателем Cummins, соответствующими экологическому классу Евро 5.

В конце 2016 г. были получены европейские Одобрения типа транспортных средств (ОТТС) на тяжелый модельный ряд автомобилей. Работа в этом направлении проведена согласно планам компании по расширению рынков сбыта, в частности, по усилению экспортного направления. С получением сертификатов автомобили КАМАЗ-6520, КАМАЗ-65201, КАМАЗ-65208 могут быть реализованы в 28 странах Европы. Завершена сертификация работы по автомобилям КАМАЗ-6580, КАМАЗ-65801, КАМАЗ-65802.

АВТОБУСЫ BRAVIS И НЕФАЗ ДЛЯ КРЫМА

Автобусы "Bravis" — совместная разработка ПАО "КАМАЗ" и бразильского концерна "Marcopolo" — запущены на новые муниципальные маршруты в Севастополе.

Партия из 90 автобусов Bravis закуплена в рамках Государственной программы "Развитие транспортно-дорожного комплекса Республики Крым". С октября прошлого года автобусы курсируют по городским и пригородным маршрутам.

Общая вместимость городского автобуса "Bravis" — 50 пассажиров. В качестве топлива используется метан, поэтому модель отличается экономичностью в эксплуатации и относится к категории экологичного транспорта.

Кроме того, с 2016 г. городские транспортные парки Керчи и Симферополя пополнили 70 автобусов НЕФАЗ 5299-30-51, закупленные в рамках той же Госпрограммы. Транспорт был введен в эксплуатацию в августе. Современные полунизкопольные автобусы оснащены двигателями Евро 5, работающими на компримированном природном газе, отличаются удобной системой посадки для людей с ограниченными возможностями.

Автобусы Bravis и НЕФАЗ производятся на мощностях ПАО "НЕФАЗ", дочернего предприятия "КАМАЗа" в Башкирии. Гарантийное обслуживание и сервисное сопровождение автотехники обеспечивает официальный дилер автогиганта в Крыму — ООО "АВТОЦЕНТР ТАВРИДА".

АВТОБУСЫ ДЛЯ ГОСПЕРЕВОЗЧИКА

Крупная партия автобусов производства ПАО "НЕФАЗ", дочернего предприятия "КАМАЗа" в Башкирии, поставлена в адрес госперевозчика "Башавтотранс".

ГК "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" стала победителем аукциона на поставку городских автобусов большой вместимости, объявленного госкомитетом по транспорту и дорожному хозяйству Башкирии. В рамках госконтракта будет поставлено 100 автобусов марки НЕФАЗ, оснащенных газовыми двигателями и системой ГЛОНАСС. На технику предоставляется гарантия 18 мес. или 150 тыс. км пробега.

НЕФАЗ 5299-30-51 — самая востребованная модель газомоторных автобусов одноименного дочернего предприятия "КАМАЗа". Полунизкопольный автобус оснащен двигателем Mercedes-Benz-M 906 LAG.EEV/1 (279 л. с.), аппарелью для комфортного использования людьми с ограниченными возможностями, автоматической коробкой передач, системой книлинг, обеспечивающей удобство при посадке-высадке пассажиров с помощью принудительного наклона кузов. Пассажировместимость составляет 105 мест, из которых 25 — сидячих.

Техника пополнит автопарк крупнейшего пассажирского перевозчика Республики Башкортостан — ГУП "Башавтотранс". Компания не в первый раз приобретает автотехнику НЕФАЗ. В 2015 г. Лизинговая компания "КАМАЗ" передала партнеру более 50 автобусов.

Лизинговая компания "КАМАЗ" работает на рынке лизинговых услуг с 2002 г., является трехкратным обладателем премии "Компания года", в том числе в номинации "За финансовую надежность".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 02.02.2017. Подписано в печать 07.03.2017. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**