

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство
"Инновационное машиностроение"

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

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

Редакционный совет

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

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

Корпункт:

Я. Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:

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

Адрес издательства:

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

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

Подписной индекс:

по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»,
"Грузовик", 2021

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** *Маренков И. Г., Баурова Н. И.* Оценка прочностных характеристик неметаллических элементов пневматической подвески машин при воздействии отрицательных температур и агрессивных сред

Исследования. Расчет

- 7** *Драган Ю. Е., Грехов Л. В., Денисов А. А.* Влияние деформирования деталей дизельных форсунок Common Rail на процесс впрыскивания топлива
- 13** *Коптилов В. И.* Использование кинематического радиуса в механике качения эластичного колеса

Эксплуатация. Ремонт

- 23** *Павлишин С. Г., Бянкин А. А., Павлишина Ю. С.* Совершенствование организации контроля состояния транспортных средств при обязательном техническом осмотре
- 28** *Катаргин В. Н., Хмельницкий С. В., Тарбаков Р. И., Морозов Д. А.* Влияние стоимости технологического оборудования кузовного производства на показатели эффективности рабочих процессов
- 33** *Фасхиев Х. А., Баязитов Р. Б.* Как влияют конструкторские решения на трудоемкость техобслуживания автотранспорта?

Экология

- 35** *Рагимов Э. А.* Экологические проблемы сопротивления движению автомобиля

Безопасность

- 42** *Климова Г. Н., Зеликов В. А., Струков Ю. В., Денисов Г. А., Зеликова Н. В., Артемов А. Ю.* Обеспечение безопасности дорожного движения с учетом анализа психологического состояния водителей

Информация

- 47** Выставки. Конференции. Презентации



SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House
"Innovative Engineering"

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

Deputy Editor-in-Chief A. S. SAVCHENKO

Editorial council

V. S. Antipenko,

dr. en. s., prof.

E. V. Balakina,

dr. en. s., prof.

D. H. Valeev,

dr. en. s.

Ju. E. Vasilyev,

dr. en. s., prof.

S. M. Gaidar,

dr. en. s., prof.

L. V. Grekhov,

dr. en. s., prof.

V. A. Zorin,

dr. en. s., prof.

M. Ju. Karelina,

dr. en. s., prof.

N. T. Katanaev,

dr. en. s., prof.

V. N. Kozlovsky,

dr. en. s., prof.

V. V. Komarov,

cand. tehn. s.

A. V. Kochetkov,

dr. en. s., prof.

V. A. Markov,

dr. en. s., prof.

L. B. Mirotin,

dr. en. s., prof.

A. N. Novikov,

dr. en. s., prof.

A. N. Rementsov,

dr. hab. phd in en. s.

O. N. Rumyantseva,

gen. dir. JSC "Publisher

"Innovative Engineering"

A. F. Sinelnikov,

cand. tehn. s., prof.

A. A. Solntsev,

dr. en. s., prof.

V. S. Ustymenko,

cand. tehn. s.

J. A. Faskhiyev,

dr. en. s., prof.

N. D. Chaynov,

dr. en. s., prof.

CONTENTS:

Design

- 3** *Marenkov I. G., Baurova N. I.* Evaluation of the strength characteristics of non-metallic elements of the air suspension of machines under the influence of negative temperatures and aggressive environments

Research. Calculation

- 7** *Dragan Yu. E., Grekhov L. V., Denisov A. A.* Influence of deforming of common rail diesel injectors parts on the fuel injection process
- 13** *Kopotilov V. I.* Using the kinematic radius in the mechanics of elastic wheel rolling

Operation. Repair

- 23** *Pavlishin S. G., Byankin A. A., Pavlishina Y. S.* The improving of monitoring the condition of vehicles organization during mandatory technical inspection
- 28** *Katargin V. N., Khmel'nitsky S. V., Tarbakov R. Ig., Morozov D. A.* Influence of the cost of technological equipment of body production on indicators of efficiency of working processes
- 33** *Faskhiyev Kh. A., Bayazitov R. M.* How do design decisions affect employment of motor vehicle maintenance?

Ecology

- 35** *Rahimov E. A.* Environmental problems of vehicle's driving resistance

Safety

- 42** *Klimova G. N., Zelikov V. A., Strukov Yu. V., Denisov G. A., Zelikova N. V., Artemov A. Yu.* Ensuring road safety taking into account the analysis of the psychological state of drivers

Information

- 47** Exhibitions. Conferences. Presentations



Correspondent's office:

Ya. E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:

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

Address of publishing house:

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

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

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

Subscription index:

according to the integrated catalog
"Press of Russia" 39799

И. Г. Маренков, асп., **Н. И. Баурова**, д-р техн. наук, e-mail: nbaurova@mail.ru, ФГБОУ ВО "Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)", г. Москва

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ МАШИН ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР И АГРЕССИВНЫХ СРЕД

Проанализированы условия эксплуатации неметаллических элементов пневматической подвески дорожных машин. Изучено влияние противогололедных реагентов и отрицательных температур на неметаллические (резиновые) элементы пневматической рессоры. Описаны методы проведения испытаний по оценке влияния отрицательных температур и агрессивных сред на неметаллические элементы пневматической подвески. Показано, что разрушение микроструктуры вызвано воздействием реагентов на резиновую часть пневмобаллона.

Ключевые слова: дорожные машины, пневматическая подвеска, резиновые элементы, отрицательные температуры, противогололедный реагент.

The operating conditions of non-metallic elements of the air suspension of road vehicles are analyzed. The influence of deicing agents and negative temperatures on non-metallic (rubber) elements of the pneumatic spring is studied. The methods of conducting tests to assess the effect of negative temperatures and aggressive environments on non-metallic elements of the air suspension are described. It is shown that the destruction of the microstructure is caused by the action of reagents on the rubber part of the pneumatic cylinder.

Keywords: road vehicles, air suspension, rubber elements, negative temperatures, deicing agent.

Пневматические подвески в настоящее время широко применяются в конструкциях дорожных машин (ДМ). Условия эксплуатации дорожных машин — это преимущественно жесткие динамические режимы нагружения деталей и узлов подвески из-за тяжелых дорожных условий. Движение по дорогам без твердого покрытия приводит к ударным нагрузкам на элементы подвески. Одной из главных опасностей для резиновых элементов подвески при эксплуатации ДМ является грязь и пыль с дороги. Со временем грязь и пыль, попадая на резиновый элемент, истирают его, работая как абразив. Также серьезную опасность представляет длительное воздействие отрицательных температур, ниже $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1–3].

При эксплуатации ДМ в условиях воздействия отрицательных температур чаще всего выходит из строя пневмобаллон. Он чувствителен к перепаду температур, к химическому воздействию агрессивных сред, к воздействию грязи и пыли. Основными дефектами пневмобаллона являются трещины и порезы, через которые может уходить воздух.

Самым опасным местом для попадания грязи и пыли является зона контакта резинового "чулка" с алюминиевым стаканом (на рис. 1 выделено цифрой 1). При попадании пыли и грязи в эту зону начинается активный износ резиновой части пневмобаллона, вследствие чего возникают трещины, которые впоследствии приводят к разрыву пневмобаллона [3, 4].

В большинстве случаев срок службы дорожных машин сокращается из-за воздействия агрессивных сред, которые негативно воздействуют на узлы и агрегаты машин. В сочетании с влажностью и снегом зимнего периода дорожные реагенты представляют собой серьезную опасность для элементов подвески дорожных машин. Попадание химических элементов, например, реагентов, на пневмобаллон также может приводить к появлению трещин и повреждению резиновой части "подушки" [5–7]. При больших значениях влажности воздуха создаются условия для интенсивной коррозии металлов, быстрого старения резинотехнических изделий, ухудшения свойств эксплуатацион-

КОНСТРУКЦИЯ

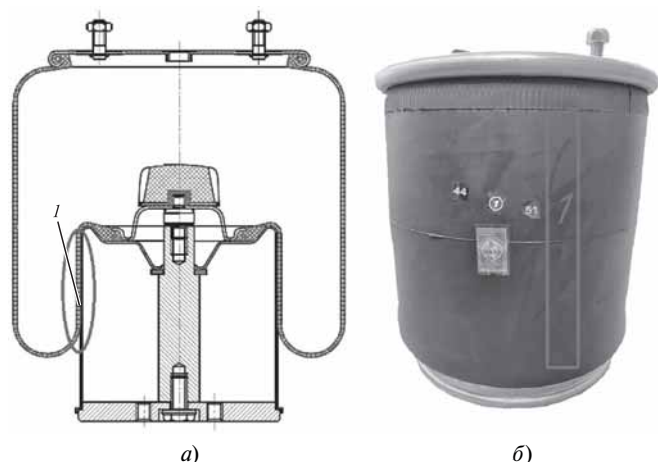


Рис. 1. Схема (а) и фото (б) пневмобаллона:

1 — зона контакта резинового "чулка" с алюминиевым стаканом, из которой были изготовлены образцы

ных материалов, в первую очередь за счет их деструкции (насыщения водой), снижается сопротивление изоляции, обводняются топливо и технические жидкости, нарастает плесень [8, 9]. Добавление реагента к влаге приводит к увеличению скорости развития всех вышеуказанных последствий.

Цель данного исследования заключается в оценке влияния отрицательных температур и агрессивных сред на прочностные характеристики неметаллических элементов пневматической подвески машин.

Объектом исследования настоящей работы является пневмобаллон фирмы Airtech. Пневморессоры данной фирмы устанавливаются на многие грузовые машины различных производителей (MAN, Volvo, Mercedes, Scania и др.). В зависимости от марки машины в конструкции пневморессоры меняются места крепления к лонжерону и рычагу, но конструкция и материал неметаллической части пневмобаллона остаются неизменными.

Для оценки стойкости материала пневмобаллона к воздействию эксплуатационных факторов были изготовлены образцы из наиболее подверженной растрескиванию части резинового "чулка" пневмобаллона, часть из которых выдерживалась в течение 30 дней при температуре $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, другая часть — при температуре $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, еще одна часть образцов (контрольная) хранилась при комнатной температуре [3, 10, 11]. После выдержки при заданной температуре образцы были помещены в резервуар, наполненный 10 %-ным раствором противогололедного реагента (NaCl) в воде, на 90 дней. После извлечения образцов из реагента и просушки в течение 48 ч, проводилось взвешивание образцов и механические испытания на машине для испытания конструкционных материалов "УТС 110М-50"

с использованием системы температурных испытаний "СТИ ТС 3". Использование системы температурных испытаний позволило проводить разрушающее испытание при той же температуре, при которой осуществлялась предварительная выдержка образцов (-30 и $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Результаты прочностных испытаний образцов резиновой части пневмобаллона после выдержки в противогололедном реагенте приведены в табл. 1. Для сравнения представлена табл. 2 с результатами аналогичных испытаний образцов без выдержки их в реагенте.

Анализируя результаты испытаний можно отметить, что после выдержки образцов при отрицательной температуре значительно возрастает максимальная разрывная нагрузка. Такой характер изменения механической прочности является закономерным, так как в области отрицательных значений температур, находящихся выше температуры хрупкости исследованного материала, прочность возрастает. При этом образцы, подвергнутые влиянию противогололедного реагента, показывают сравнимые показатели деформационно-прочностных свойств. Это позволяет сделать вывод о том, что попадание активных химических реагентов не оказывают существенного влияния на упругие свойства пневматической рессоры.

Таблица 1

Результаты прочностных испытаний образцов резиновой части пневмобаллона после выдержки в противогололедном реагенте

№ п/п	Параметр	Температура выдержки образцов и проведения испытаний, $^{\circ}\text{C}$		
		+25	-30	-50
1	Среднее значение максимальной разрывной нагрузки, Н	580	690	1210
2	Среднее значение максимальной деформации, мм	180	115	90

Таблица 2

Результаты прочностных испытаний образцов резиновой части пневмобаллона при различных температурах

№ п/п	Параметр	Температура выдержки образцов и проведения испытаний, $^{\circ}\text{C}$		
		+25	-30	-50
1	Среднее значение максимальной разрывной нагрузки, Н	524	749	1229
2	Среднее значение максимальной деформации, мм	132	136	111

Для определения влагонасыщения материалов агрессивными средами все образцы были взвешены до выдержки в реагенте и после (табл. 3). Из приведенных результатов видно, что у всех образцов после выдержки в реагенте в течение 90 дней наблюдается прирост массы.

В ходе экспериментов была проанализирована структура образцов, подвергнутых выдержке в противогололедном реагенте (рис. 2). На полученных фото видно воздействие реагента на нити корда резиновой части пневматической рессоры

Таблица 3

Результаты взвешиваний образцов

Образцы	Масса образцов, г		
	Контрольный образец (комнатная t)	После выдержки при $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$	После выдержки при $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$
До выдержки в реагенте	29,43	30,35	29,02
После выдержки в реагенте	32,96	33,16	32,66

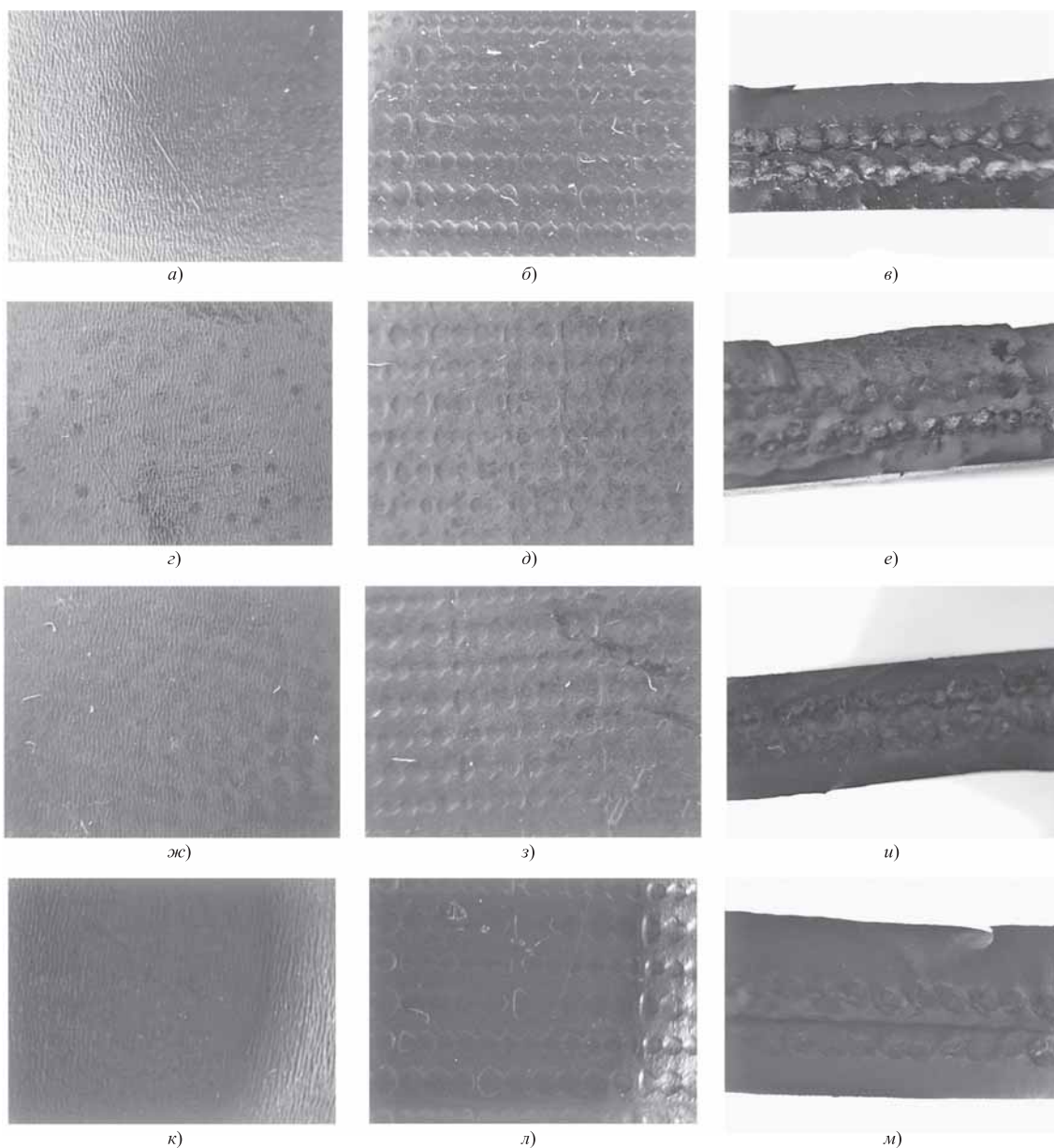


Рис. 2. Фото микроструктуры образцов:

a, б, в — контрольные образцы при комнатной температуре, без выдержки в реагенте; *г, д, е* — образцы серии № 1; выдержка в реагенте и испытания при комнатной температуре; *ж, з, и* — образцы серии № 2; выдержка в реагенте и испытания при температуре $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$; *к, л, м* — образцы серии № 3; выдержка в реагенте и испытания при температуре $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$

(реагент сильно разрыхлил структуру резины). Так же видно, что технологические углубления, которые остались от производства на резиновой части чулка, стали меньше глубиной и можно сказать, что они стираются.

Все полученные результаты позволяют сделать вывод, что хотя испытания на разрыв показывают нам, что реагент не оказывает негативного влияния на образцы, однако изучение микроструктуры позволяет увидеть, что реагент проник в полости и разрыхлил структуру резины, а также оказал влияние на нити корда. Полученные фото микроструктуры показывают негативное влияние реагента на резиновую часть пневморессоры и позволяют сделать вывод о том, что ресурс пневмобаллона сокращается, так как образованные полости и рыхлости будут приводить к возникновению трещин. Ситуация будет усугубляться при трении резиновой части пневмобаллона о его металлическое основание.

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FSFM-2020-0011 (2019-1342), экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Зорин В. А., Бочаров В. С.** Надежность машин: учеб. пособие для вузов. — Орел: ОрелГТУ, 2003. — 549 с.
2. **Иванов А. М., Солнцев А. Н.** Основы конструкции современного автомобиля: учебник. — М.: Инжиниринговый научно-образовательный центр "СМАРТ", 2017. — 348 с.
3. **Маренков И. Г., Баурова Н. И.** Изменение прочностных характеристик неметаллических элементов пневматической подвески машин при воздействии отрицательных температур // Ремонт. Восстановление. Модернизация. — 2020. — № 10. — С. 27—31.
4. **Косенко Е. А.** Методы неразрушающего контроля изделий машиностроения, изготовленных из полимерных композиционных материалов (обзор) // Ремонт. Восстановление. Модернизация. — 2020. — № 1. — С. 12—17.
5. **Петрова А. П., Малышева Г. В.** Клеи, клеевые связующие и клеевые препреги: учебное пособие / под общ. ред. Е. Н. Каблова. — М.: ВИАМ, 2017. — 472 с.
6. **Нелюб В. А., Коноплин А. Ю.** Материалы и технологии, эффективные в условиях Арктики при проведении ремонтных работ // Клеи. Герметики. Технологии. — 2018. — № 6. — С. 25—28.
7. **Бондалетова Л. И., Бондалетов В. Г.** Полимерные композиционные материалы: учебное пособие. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. — 118 с.
8. **Рудской А. И., Баурова Н. И.** Технологическая наследственность при производстве и эксплуатации конструкционных материалов // Технология металлов. — 2019. — № 2. — С. 2—10.
9. **Гриб В. В., Зорин В. А., Баурова Н. И.** Определение ресурса деталей машин, изготовленных из полимерных композиционных материалов, по совокупности показателей // Все материалы. Энциклопедический справочник. — 2018. — № 4. — С. 13—19.
10. **Маренков И. Г., Баурова Н. И.** Применение пропитывающих составов при обслуживании элементов подвески дорожных машин, изготовленных из неметаллических материалов // Все материалы. Энциклопедический справочник. — 2020. — № 8. — С. 18—22.
11. **Зорин В. А., Баурова Н. И., Шакурова А. М.** Управление микроструктурой и свойствами наполненных полимерных композиций // Клеи. Герметики. Технологии. — 2012. — № 8. — С. 31—35.

Лучший автобус 2020 года



Автобус "ГАЗель City" признан лучшим автобусом года на конкурсе "Лучший коммерческий автомобиль в России". Жюри конкурса состоит из журналистов профессиональных изданий, пишущих об автомобильном и коммерческом транспорте. Главным критерием при определении лучших является вклад автомобиля или автобуса в повышение эффективности грузовых и пассажирских перевозок. Производство автобуса "ГАЗель City" началось на Горьковском автозаводе весной 2020 г. Отличительные особенности модели — низкий уровень пола, накопительная площадка для пассажиров в центральной части салона, пневматическая система понижения высоты пола на остановках, широкая двойная дверь. Модель сконструирована в соответствии с требованиями программы "Доступная среда" и обеспечивает высокий уровень комфорта, в том числе удобство входа и выхода для маломобильных пассажиров. Автобус рассчитан на перевозку 22 пассажиров и имеет 17 сидячих и 5 стоячих мест.

Ю. Е. Драган, канд. техн. наук, доцент, ВлГУ, г. Владимир,
Л. В. Грехов, д-р техн. наук, профессор, e-mail: lgrekhov@mail.ru, МГТУ им. Н. Э. Баумана, Москва,
А. А. Денисов, ст. преподаватель, МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЬНЫХ ФОРСУНОК COMMON RAIL НА ПРОЦЕСС ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

На основе анализа экспериментальных исследований особенностей работы электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем дизелей выявлено существенное влияние деформаций элементов форсунок на процесс впрыскивания топлива. Высокие давления изменяют структуру цикла подачи топлива. Передний фронт характеристики подачи топлива начинается с разгрузки деформированных деталей форсунки, а задний фронт заканчивается стадией их деформирования. Расчетное и экспериментальное определение цикловых подач топлива дает близкие результаты. Разработанная методика определения длительности этапов цикла впрыскивания может использоваться для безразборного диагностирования существующих топливных систем, для проектирования новых, для экспериментальной проверки математических моделей.

Ключевые слова: электрогидравлическая форсунка, аккумуляторная топливная система, дизель, впрыскивание топлива, электронное управление, игла, клапан.

Experimental studies have revealed a significant impact of deformation of Common Rail injector parts on the fuel supply process. High pressures alter the structure of the fuel supply cycle. The forward front of the fuel supply cycle begins with the stage of unloading the deformed parts of the injector. The rear front of the fuel supply cycle ends with the stage of deformation of the injector parts. The calculated and experimental determination of cyclic fuel supply gave similar results. The developed method of determining the duration of the injection cycle stages creates a basis for experimental verification of mathematical models.

Keywords: injector, Common Rail, diesel, fuel system, electronic control, needle, fuel injection.

В современных аккумуляторных дизельных топливных системах (Common Rail) с целью выполнения требуемых экологических и экономических показателей дизелей применяются высокие давления впрыскивания топлива вплоть до 270 МПа. Такие давления кратно превышают давления в традиционной топливной аппаратуре. Вызванные ими силы существенно деформируют детали электрогидравлических форсунок (ЭГФ) этих топливных систем. Целью этой работы является улучшение экологических и энергетических показателей современных дизельных двигателей путем повышения точности показателей подачи топлива. Для этого решается задача выявления, как периодическое деформирование деталей ЭГФ влияет на характеристики впрыскивания топлива.

Впервые влияние деформирования деталей на процессы в ЭГФ было обнаружено в РФ при стендовых испытаниях экспериментальной аккумуляторной топливной системы в НИКТИД

(г. Владимир) [1, 2] в процессе выполнения совместной с МГТУ им. Н. Э. Баумана работы по созданию аккумуляторной топливной системы для высокооборотного российского двигателя. В дальнейшем деформирование деталей ЭГФ учитывалось при формировании характеристик впрыскивания топлива в аккумуляторной топливной системе [3].

Результаты исследования китайских ученых, посвященного процессам деформирования деталей в форсунках при высоких давлениях топлива до 250 МПа, опубликованы в 2018 г. [4]. Авторы статьи отметили, что деформации деталей форсунок системы Common Rail вследствие высокого давления влияют на характеристики движения иглы и на точное управление впрыскиванием топлива. Поэтому сделан вывод, что больше нельзя игнорировать эти деформации. Основным объектом их исследования стала деформация распылителя, иглы и управляющего плунжера электро-

управляемой форсунки. Однако, применяемая ими методика и разработанный испытательный стенд воспроизводили процессы впрыскивания, соответствующие традиционной топливной системе. Поэтому в статье не рассмотрено влияние деформации деталей форсунки на характер процесса подачи топлива в системе Common Rail. Более полный подход к решению отмеченной проблемы содержится в настоящей статье.

Объектом исследования является экспериментальная электрогидравлическая форсунка, оснащенная емкостными датчиками перемещения якоря управляющего электромагнитного клапана (ЭМК) и иглы распылителя ЭГФ (рис. 1). Помимо показаний этих датчиков при исследовании синхронно записывались через 20 мкс осциллограммы напряжения и тока в обмотке ЭМК, а также давления топлива в аккумуляторе. Для этой форсунки применена схема традиционных распылителей, в которой максимальный подъем иглы ограничивается упором ее верхнего торца в проставку, т. е. в промежуточную деталь между распылителем и корпусом форсунки. Поэтому для основного впрыскивания характерно постоянство максимального подъема иглы, независимое от давления топлива в аккумуляторе (рис. 2). При небольших цикловых подачах, в частности, для реализации многофазного впрыскивания, подъем иглы может не достигать максимального значения (рис. 3).

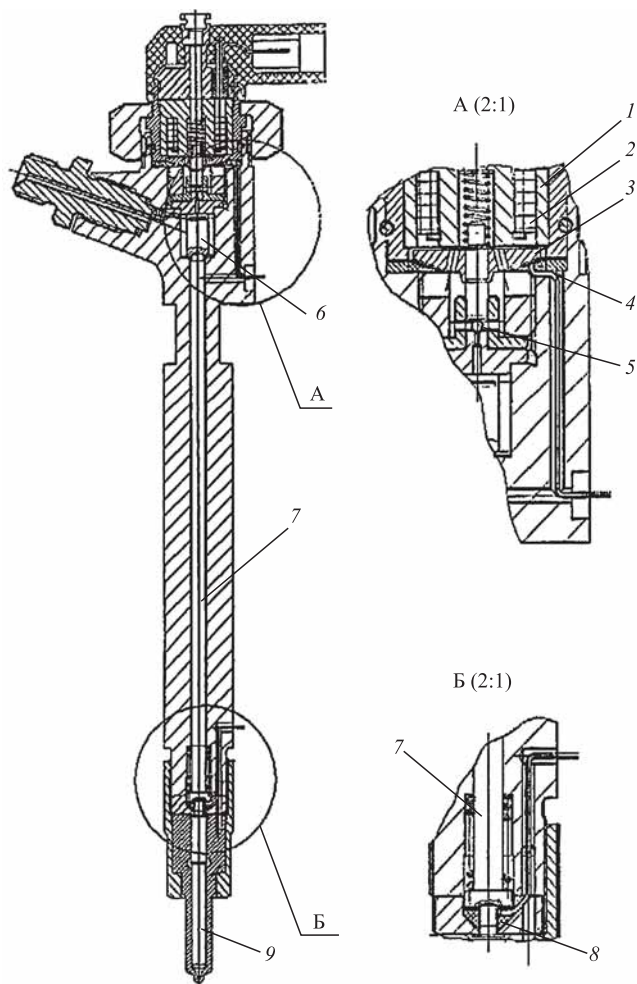


Рис. 1. ЭГФ с датчиками перемещения управляющего клапана (А) и иглы распылителя (Б):

1 — магнитопровод; 2 — обмотка; 3 — якорь; 4 — датчик подъема клапана; 5 — шариковый управляющий клапан; 6 — плунжер мультипликатора запираания; 7 — штанга мультипликатора; 8 — датчик подъема иглы; 9 — игла

довании синхронно записывались через 20 мкс осциллограммы напряжения и тока в обмотке ЭМК, а также давления топлива в аккумуляторе. Для этой форсунки применена схема традиционных распылителей, в которой максимальный подъем иглы ограничивается упором ее верхнего торца в проставку, т. е. в промежуточную деталь между распылителем и корпусом форсунки. Поэтому для основного впрыскивания характерно постоянство максимального подъема иглы, независимое от давления топлива в аккумуляторе (рис. 2). При небольших цикловых подачах, в частности, для реализации многофазного впрыскивания, подъем иглы может не достигать максимального значения (рис. 3).

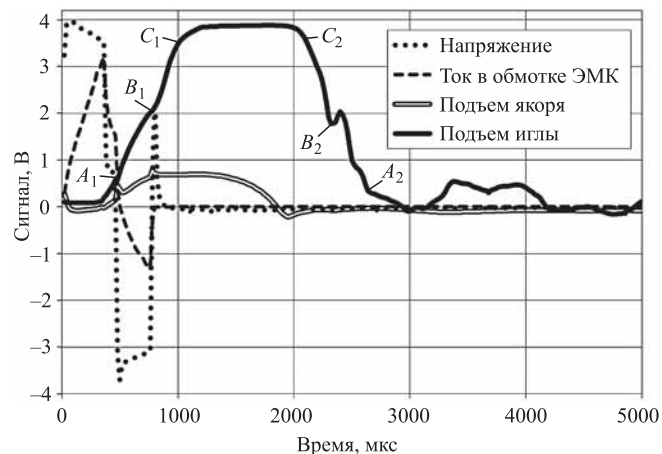


Рис. 2. Осциллограммы напряжения, тока в ЭМП, перемещений якоря и иглы в случае ее подъема до упора, при давлении топлива в аккумуляторе $P_{акк} = 70$ МПа, общей длительности импульса $t = 0,4$ мс, форсирующем напряжении $U_{ф} = 120$ В, цикловой подаче $q_{ц} = 53,9$ мм³

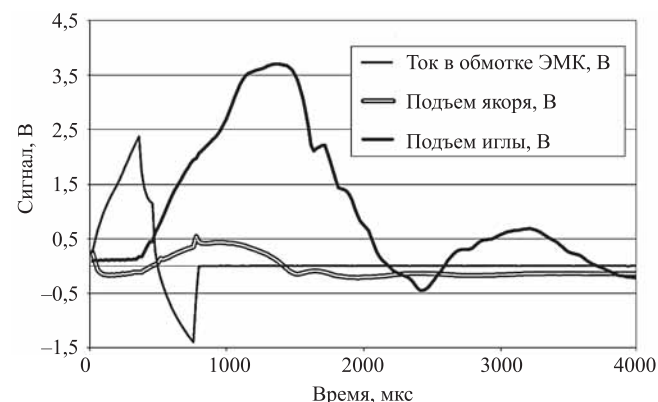


Рис. 3. Осциллограммы тока в ЭМП, перемещений якоря и иглы в случае ее недостижения упора, при давлении топлива в аккумуляторе $P_{акк} = 70$ МПа, общей длительности импульса $t = 0,4$ мс, форсирующем напряжении $U_{ф} = 100$ В, цикловой подаче $q_{ц} = 24,3$ мм³

Некоторые фирмы принимают другое конструктивное решение, в котором максимальный подъем иглы ограничивается упором верхнего торца мультипликатора запирающего в свод камеры управления. В этом случае торец мультипликатора играет роль клапана, перекрывающего канал прохода топлива к выходному жиклеру, ограничивая утечки топлива на управление подъемом иглы и ускоряя эти процессы. Это важно для реализации многофазного впрыскивания топлива. Для форсунки фирмы Bosch с такой схемой ограничения подъема иглы выполнено исследование деформирования деталей [3]. Установлено, что подъемная сила, действующая на иглу, штангу и плунжерный мультипликатор, при подъеме иглы продолжает сжимать эти детали, увеличивая ее максимальный подъем. Подъемная сила зависит от давления топлива в аккумуляторе. Чем больше это давление, тем больше подъемная сила и максимальный подъем иглы. Таким образом, на подъем иглы влияет жесткость деталей ЭГФ.

Для этих схем конструкции общим является гидравлическое запирающее иглы. Поэтому подъему иглы предшествует разгрузка деформированных деталей. Это задерживает процесс подачи топлива и приводит к сдвигу фаз впрыскивания.

Методика анализа осциллограмм

Для получения достоверных экспериментальных значений параметров процесса топливоподачи понадобилась разработка методики обработки осциллограмм, записанных с помощью датчика подъема иглы. Ниже изложены принципы этой методики.

К началу очередного цикла подачи топлива подвижные детали ЭГФ (мультипликатор 6, штанга 7 и игла 9) сжаты (см. рис. 1), а корпус распылителя растянут запирающей силой, приложенной к верхнему торцу плунжерного мультипликатора запирающего 6. Эти деформации деталей перемещают вниз верхний торец мультипликатора, увеличивая объем камеры управления. Запирающая сила вызывается давлением топлива в камере управления. До открытия управляющим клапаном выходного жиклера давление топлива в этой камере имеет такое же значение, как и давление в аккумуляторе Рах, так как эти полости постоянно связаны входным жиклером.

При рассмотрении осциллограммы перемещения иглы распылителя на рис. 2 следует обратить внимание на нетипичную форму переднего

и заднего фронтов. Такая форма вызвана влиянием деформирования деталей ЭГФ на ее работу. На переднем фронте осциллограммы перемещения иглы нанесены граничные точки A_1 , B_1 и C_1 , на заднем фронте — C_2 , B_2 и A_2 (см. рис. 2). Точки A_1 и B_1 ограничивают процесс разгрузки сжатых деталей в ЭГФ после открытия управляющим клапаном 5 выходного жиклера камеры управления. В это время игла распылителя 9 остается закрытой. Расчетом установлено, что при подъеме якоря ЭМК до 0,05 мм, проходное сечение управляющего клапана лимитируется не выходным жиклером, а переменным сечением щели между шариком и седлом клапана. Этому подъему якоря соответствует точка A_1 на осциллограмме иглы. Интервал времени от начала разгрузки до точки A_1 является задержкой процесса разгрузки. Расчетный расход топлива в период задержки определяется по 50 %-ному значению эффективного проходного сечения выходного жиклера.

При разгрузке запирающая сила превышает подъемную силу, приложенную к дифференциальной площадке иглы 9 в подыгольной камере. Эта камера также связана с аккумулятором каналом в корпусе форсунки. Гидравлическое запирающее обеспечивается значительным превышением поперечного сечения плунжерного мультипликатора над дифференциальной площадкой иглы. В процессе разгрузки давление топлива в камере управления постоянно снижается, так как проходное сечение выходного жиклера превышает этот же параметр входного жиклера. Снижается при этом и запирающая сила. Главный эффект от разгрузки деформированных деталей ЭГФ проявляется в перемещении вверх верхнего торца мультипликатора, в результате чего уменьшается объем камеры управления и замедляется в ней процесс падения давления топлива. При разгрузке увеличивается зазор в датчике подъема иглы, на который непосредственно влияет удлинение сжатой иглы и ее хвостовика, а также укорочение растянутого распылителя. Зазор в этом датчике зависит от расстояния между неподвижной медной обкладкой текстолитового кольца, вклеенного в проставку, и подвижным нижним торцом штанги, прижатой к хвостовику иглы запирающей силой. Такое увеличение зазора в датчике при разгрузке легко принять за подъем иглы, хотя она в это время остается закрытой.

Момент совпадения значений запирающей и подъемной сил принимается за начало подъема иглы и топливоподачи. Этому моменту соответствует точка B_1 на переднем фронте осциллограм-

мы, которая является точкой перегиба графика (см. рис. 2). Начало подъема иглы сопровождается скачком увеличения подъемной силы (в данной форсунке в 1,5 раза), так как с этого момента давление топлива в подыгольной камере начинает действовать не на дифференциальную площадку, а на всю площадь поперечного сечения направляющей части иглы. В результате резко увеличивается зазор между обкладками емкостного датчика иглы. Это увеличение зазора на осциллограмме воспринимается как точка перегиба B_1 . Подъем иглы происходит совместно со штангой и плунжерным мультипликатором с увеличивающимся ускорением вследствие снижения запирающей силы.

Учитывая изложенное, непонятно замедление подъема иглы, обнаруженное после точки C_1 на переднем фронте осциллограммы. На самом деле, замедления подъема иглы здесь не происходит, так как в этой точке игла ударяется о проставку (упор) и останавливается. Мнимое замедление подъема иглы объясняется увеличением зазора в датчике иглы из-за продолжающейся разгрузки и удлинения ее хвостовика, на который опирается штанга.

В конце процесса посадка иглы начинается после закрытия управляющим клапаном выходного жиклера. Поступающее в камеру управления топливо из аккумулятора через входной жиклер увеличивает в ней давление и запирающую силу. Вначале это приводит к сжатию мультипликатора запирающего, штанги и хвостовика иглы, которая остается прижатой к проставке подъемной силой. За счет сжатия хвостовика зазор в датчике уменьшается, создавая видимость начала движения иглы. Действительно, такое движение начинается в точке C_2 заднего фронта осциллограммы. В этой точке запирающая сила достигает значения подъемной силы и быстро ее превышает. Точки C_1 конца подъема и C_2 начала посадки иглы находятся на одном уровне, который соответствует действительному положению иглы, прижатой подъемной силой к проставке. Ускоренное движение подвижных деталей заканчивается посадкой иглы в точке B_2 на заднем фронте осциллограммы. Видимый отскок иглы от седла на осциллограмме объясняется волнообразным изменением зазора в датчике, вызванным ударом подвижных деталей в момент контакта иглы с седлом. После этого возрастающая запирающая сила продолжает деформировать детали ЭГФ до момента выравнивания давления топлива в камере управления с давлением в аккумуляторе.

Условно этому соответствует точка A_2 на заднем фронте осциллограммы, за которой виден колебательный процесс.

Этот процесс может быть описан с помощью моделей форсунки в конечноэлементных средах твердотельного 3D-моделирования. Однако более удобно продольные деформации учитывать в рамках одномерных моделей [3], встроенных в программы расчета динамических, гидродинамических, электромагнитных процессов, применяемых для проектирования и оптимизации топливных систем [5].

Экспериментальная проверка

Для оценки достоверности определения координат граничных точек на переднем и заднем фронтах подъема иглы применен расчетно-экспериментальный подход. Первоначально определялись расчетные значения расходов топлива через сопловые отверстия распылителя Q_c при подъеме, на выстое и при посадке иглы. Используется формула расхода:

$$Q_c = \mu F_c \sqrt{\frac{2}{\rho_t} (P_{впр} - P_c)}, \quad (1)$$

где μF_c — эффективные проходные сечения пятисопловых отверстий распылителя, которые определялись экспериментально в зависимости от подъема иглы на специальном стенде путем проливки через них топлива при давлении 5 МПа. При полностью открытой игле максимальное значение $\mu F_c^{\max} = 0,101 \text{ мм}^2$; ρ_t — плотность топлива, принятая равной 850 кг/м^3 ; $P_{впр}$ и P_c — соответственно давление топлива в аккумуляторе и давление воздуха в цилиндре дизеля на такте сжатия. Принято $P_c = 7,5 \text{ МПа}$.

По формуле (1) определялись расходы топлива через распылитель в зависимости от подъема иглы и давления топлива в аккумуляторе (рис. 4). При подъеме и посадке иглы принималось среднее значение расхода для соответствующего давления топлива в аккумуляторе, при выстое с полностью открытой иглой — максимальное значение расхода. Например, для давления в аккумуляторе 70 МПа эти параметры соответственно равны $2,37 \cdot 10^{-5}$ и $3,87 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

Далее при обработке экспериментального материала определялись длительности этапов процесса по абсциссам граничных точек осциллограмм (см. рис. 2) для подъема иглы в интервале (C_1 — B_1), для выстоя (C_2 — C_1) и для посадки

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

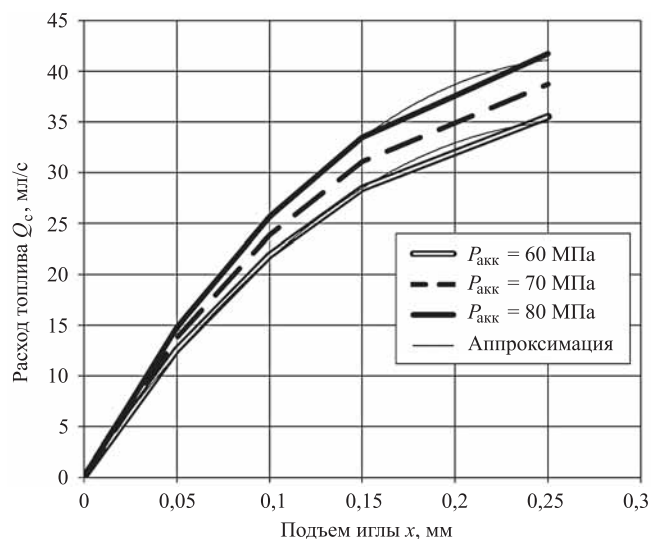


Рис. 4. Расход топлива через распылитель Q_c в зависимости от подъема иглы x при давлениях в аккумуляторе 60, 70 и 80 МПа

иглы (B_2-C_2). Перемножение удельных расходов топлива и длительностей соответствующих этапов определяло расходование топлива в них.

В таблице содержатся зафиксированные в 25 опытах расчетные расходы топлива через распылитель и экспериментальные цикловые подачи. Отличительная особенность рассмотренных опытов заключается в том, что игла в них доходит до упора в проставку, а вид осциллограмм подъема иглы соответствует рис. 2. В остальном для них характерен широкий разброс параметров: напряжение на обмотке управляющего клапана от 80 до 150 В, суммарная длительность форсирующего и удерживающего импульсов тока от 0,3 до 1,0 мс, давление топлива в аккумуляторе от 60 до 80 МПа.

При анализе данных таблицы следует обратить внимание на такой показатель, как погрешность. Под ним понимается отличие расчетных расходов топлива от экспериментальных цикловых подач, принимаемых за эталон.

Расчетные и экспериментальные расходы топлива через сопловые отверстия

Режим	Расчетный расход топлива, мл/с			Расчетная цикловая подача, мм ³	Экспериментальная цикловая подача, мм ³	Погрешность
	при подъеме иглы	при выстое иглы	при посадке иглы			
1	4,35	43,31	5,22	52,87	55,80	0,053
2	5,22	48,28	4,54	58,03	60,70	0,044
3	3,48	39,76	6,52	49,75	55,30	0,100
4	9,13	39,76	6,08	54,97	60,30	0,088
5	5,22	53,25	4,78	63,24	66,20	0,045
6	8,69	44,02	7,82	60,53	67,20	0,099
7	5,22	53,45	3,79	62,46	70,20	0,110
8	5,69	45,70	5,69	57,08	61,20	0,067
9	6,16	53,45	5,22	64,83	69,20	0,063
10	6,16	41,05	4,74	51,96	53,90	0,036
11	5,22	43,38	4,74	53,34	56,50	0,056
12	5,69	43,38	5,22	54,28	56,70	0,043
13	5,69	42,60	4,74	53,04	55,10	0,037
14	6,64	60,91	8,17	75,72	77,70	0,025
15	5,11	46,73	3,58	55,41	61,20	0,095
16	4,60	54,24	4,09	62,92	68,70	0,084
17	6,13	59,24	6,64	72,01	76,20	0,055

Режим	Расчетный расход топлива, мл/с			Расчетная цикловая подача, мм ³	Экспериментальная цикловая подача, мм ³	Погрешность
	при подъеме иглы	при выстое иглы	при посадке иглы			
18	6,64	27,54	5,62	39,79	39,90	0,003
19	9,71	26,70	6,64	43,05	48,80	0,118
20	5,11	37,55	3,06	45,72	44,50	-0,027
21	4,60	54,24	3,58	62,41	60,70	-0,028
22	6,13	47,56	3,58	57,27	62,70	0,087
23	4,09	56,74	3,06	63,89	63,30	-0,009
24	6,13	48,40	4,60	59,12	63,60	0,070
25	3,58	56,74	3,58	63,89	67,50	0,053

Итог работы характеризуется средним значением погрешности, равным 6,1 % при стандартном отклонении 4,2 %. В отдельных опытах погрешности находятся в пределах от -2,8 до +11,8 %. Такой результат признан удовлетворительным для рассмотренного разнообразия граничных условий опытов. Это позволяет заключить:

1. Высокие давления топлива, применяемые в дизельных системах Common Rail, усложняют структуру процесса впрыскивания топлива. На первом этапе происходит разгрузка предварительно деформированных деталей ЭГФ, включая плунжерный мультипликатор запирания, иглу, корпусные детали с распылителем. Это уменьшает крутизну начального участка на переднем фронте характеристики впрыскивания. На заднем фронте замедление обуславливается деформированием деталей ЭГФ до достижения давления топлива в камере управления уровня давления в аккумуляторе.

2. Максимальный подъем иглы увеличивается в зависимости от давления топлива в аккумуляторе. Особенно сильно это заметно в традиционных ЭГФ с упором торцом мультипликатора и менее — с упором иглы в проставку распылителя.

3. Метод определения координат граничных точек переднего и заднего фронтов осциллограмм подъема иглы выдержал экспериментальную проверку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Драган Ю. Е. О некоторых результатах экспериментальных исследований агрегатов аккумуляторной топливной системы высокооборотных дизелей // Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: Мат. Науч.-техн. конф., посвященной 30-летию ОАО ЯЗДА 6—7 февраля 2002 года. — Ярославль: Изд-во ЯрГТУ, 2002. — С. 98—100.
2. Драган Ю. Е., Рахметуллаев М. Н. Результаты исследования параметров электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем дизелей // Сб. науч. Тр. по проблемам двигателестроения, посв. 175-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана: под ред. Н. А. Ивашенко, Л. В. Грехова. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. — С. 228—233.
3. Грехов Л. В., Драган Ю. Е. Формирование характеристики впрыскивания топлива с помощью аккумуляторной топливной системы для малотоксичных дизелей наземных транспортных средств // Грузовик. — 2016. — № 3. — С. 20—24.
4. Wu Dongwei, Sun Baigang, Xu Dan. Deformation of nozzle, needle and control plunger of solenoid fuel injector under high injection pressure // Proceeding of the institution of mechanical engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2018, July 9. <https://doi.org/10.1177/0954407018786354>
5. ПК ВПРЫСК [Электронный ресурс]. [http:// fuel-bmstu.ru](http://fuel-bmstu.ru), проверено 11.11.2019.

УДК 629.113.012.5

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-4-13-22

В. И. Коптилов, Тюменское высшее военно-инженерное командное училище им. маршала инженерных войск А. И. Прошлякова, г. Тюмень

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАДИУСА В МЕХАНИКЕ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Как известно, в механике колеса с эластичной шиной широкое применение находят как динамический (r_d), так и кинематический (r_k) радиус. Вместе с тем у специалистов по теории движения колесных машин до сих пор нет ясного понимания сферы их применения.

Ключевые слова: эластичное колесо, кинематический радиус, окружная сила, динамический радиус, сила тяги колеса, мгновенный центр скоростей, крутящий момент, твердое тело, сопротивление качению.

As you know, in the mechanics of a wheel with an elastic tire, both dynamic (r_d) and kinematic (r_k) radius are widely used. At the same time, specialists in the theory of the motion of wheeled vehicles still do not have a clear understanding of the scope of their application.

Keywords: elastic wheel, kinematic radius, circumferential force, dynamic radius, wheel traction force, instantaneous center of speeds, torque, solid, rolling resistance.

В последнее время прослеживаются попытки отдельных исследователей, особенно С. П. Пожидаева, установить примат кинематического радиуса. Дело доходит до того, что кинематический радиус объявляется "универсальной характеристикой эластичного колеса, единой для определения его кинематических и силовых свойств". По мнению указанного автора, динамический радиус колеса следует вообще изъять из теории качения, так как он "...имеет к процессу качения эластичного колеса точно такое же "отношение", как дорожный просвет автомобиля или цвет колес" [1, с. 29]. Разумеется, такие радикальные заявления не способствуют решению проблемы и лишь обостряют вопрос об адекватном использовании этих параметров колеса в теории движения колесных машин. Попробуем разобраться в физической сущности указанных радиусов и уточнить сферы их применения.

Все силы, действующие на автомобиль со стороны дороги, передаются через его колеса. Сложность динамических и кинематических процессов, протекающих при качении колеса, снабженного пневматической шиной, вызвали необходимость введения в научный оборот различных по смыслу радиусов. Впервые такие радиусы были предложены академиком Е. А. Чудаковым, который дал четыре радиуса колеса и определил их следующим образом [2, с. 15–16]:

r_0 — свободный радиус колеса или максимальный радиус беговой дорожки колеса при отсутствии воздействия на последнее радиальной или окружной силы;

r_s — статический радиус колеса или минимальное расстояние от оси колеса до опорной плоскости, на которой неподвижно стоит колесо;

r_d — динамический радиус колеса или минимальное расстояние от оси колеса до опорной плоскости, по которой катится колесо; при этом на колесо помимо радиальной может действовать также и окружная сила;

r_k — радиус качения колеса или радиус такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания, а кроме того, имея с действительным колесом одинаковую скорость вращения ω , одновременно с этим имеет одинаковую с ним и скорость V качения (скорость перемещения оси колеса)...

$$r_k = V/\omega. \quad (1)$$

Вводя кинематический радиус, Е. А. Чудаков исходил из кинематики плоскопараллельного движения *абсолютно твердого* тела, точнее, качения круглого диска. Применительно к качению такого тела отношение V к ω — это расстояние от центра катящегося диска до мгновенного центра его скоростей, который при отсутствии проскальзывания располагается в плоскости соприкосновения двух тел, т. е. в точке их контакта. При этом указанное расстояние (r_k) численно равно геометрическому радиусу этого диска.

Если реальное колесо мысленно заменять неким воображаемым абсолютно твердым телом, катящимся без проскальзывания и имеющим

геометрический радиус, численно равный отношению V к ω , то очевидно, что размеры последнего (r_k) не имеют непосредственного отношения к размерам реального эластичного колеса. Единственное, что их объединяет — это равенство линейных и угловых скоростей. Поэтому для воображаемого твердого тела $r_k = V/\omega$ — это радиус колеса, а для эластичного — всего лишь параметр *режима качения*, характеризующий не размеры колеса, а только соотношение его линейной и угловой скорости движения.

Условность "кинематического радиуса" обусловлена не только тем, что r_k выражает размер воображаемого твердого тела, но и тем, что для эластичного колеса отношение V/ω нельзя в принципе интерпретировать как расстояние от его центра до мгновенного центра скоростей. Это объясняется несколькими причинами.

Во-первых, угловая скорость ω — это параметр, характеризующий вращение не всякого, а только абсолютно твердого тела. Это означает, что характеризовать вращение эластичного колеса, взаимодействующего с дорогой, посредством ω , можно лишь только в том случае, если деформации шины невелики, не имеют значения для решения конкретной задачи и ими можно пренебречь, считая колесо абсолютно круглым твердым телом.

Во-вторых, у эластичного колеса имеется не одна, а множество точек соприкосновения с опорной поверхностью, образующих зону контакта, причем многие из них покоятся, поэтому у такого колеса нет и мгновенного центра скоростей (МЦС).

Это означает, что для эластичного колеса $r_k = V/\omega$ — это не расстояние от оси его вращения до МЦС, а всего лишь некое отвлеченное размерное число, не имеющее того изначального смысла, которое есть у абсолютно твердого тела. Другими словами, $r_k = V/\omega$ — это величина, показывающая всего лишь соотношение линейной и угловой скорости (да и то с указанной выше оговоркой) и ничего более, а вовсе не какой-то "радиус" эластичного колеса.

Условность r_k для эластичного колеса подчеркивает и тот факт, что этот параметр представляет собой исключительно расчетную величину и его измерить непосредственно (как это можно у свободного, статического или динамического радиуса) невозможно.

Между тем, как сам Е. А. Чудаков, так и некоторые его последователи, игнорируя всю условность этого "радиуса" и пренебрегая канонами

теоретической механики, стали без всяких на то оснований рассматривать r_k как плечо различных "касательных" и "окружных" сил и "продольных" реакций. Более того, стали посредством этого "радиуса" определять силу тяги, силу сопротивления качению и даже тормозную силу эластичного колеса.

Автору данной статьи приходилось неоднократно выступать в печати о недопустимости использовать кинематический радиус, вместо динамического, в качестве плеча соответствующих продольных сил, т. е. в качестве силового параметра.

Рассмотрим, к чему ведет использование кинематического радиуса (вместо динамического), если посредством r_k определять основные силовые показатели работы колеса.

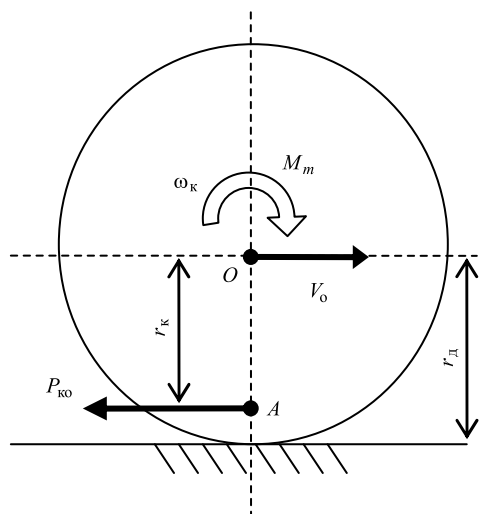
1. Кинематический радиус и сила тяги колеса.

Первым, кто предложил формулу силы тяги посредством кинематического радиуса был Е. А. Чудаков, который ввел так называемую полную окружную силу колеса [3]. Он определил ее как отношение крутящего момента M_k , подводимого к колесу, к радиусу его качения r_k [4, с. 24]:

$$P_{ко} = \frac{M_k}{r_k}. \quad (2)$$

К сожалению, вводя силу $P_{ко}$, автор не дал удовлетворительного объяснения, почему крутящий момент следует относить к радиусу качения колеса. Не было дано и объяснения механизма образования такой силы "тяги", линии ее действия, а также конкретной точки ее приложения. Чудаков Е. А., полагаясь на интуицию, считал, что эта сила прикладывается к ведущему колесу, направлена в сторону движения автомобиля и является при этом движущим усилием. Сумму таких сил на ведущих колесах $P_p = \sum P_{коi}$ он назвал "полной окружной силой", а последнюю рассматривал как силу тяги автомобиля. При этом разницу между движущей силой P_p и силой P_f суммарного сопротивления качению ведущих колес ($P_a = P_p - P_f$) он назвал "свободной окружной силой" автомобиля, которую, также не дав вразумительных объяснений, рассматривал, порой, почему-то как сумму продольных реакций, прикладываемых к ведущим колесам автомобиля со стороны дороги ($P_a = \sum X_i$).

К сожалению, подобный взгляд на силу тяги вошел во многие учебники и учебные пособия, которые лишь тиражировали и до сих пор тиражируют такие представления о движущей силе автомобиля.



Полная окружная сила колеса

Между тем, такой взгляд на силу тяги, изложенный Е. А. Чудаковым в учебнике [4], содержит вопиющее противоречие с механикой, так как из его основополагающей формулы (1) вовсе не вытекает ни то направление окружной силы, ни место ее приложения, которую предписывает ей Е. А. Чудаков. Более того, если исходить из того, как определил эту силу сам Е. А. Чудаков, то полную окружную силу $\vec{P}_{ко}$ следует рассматривать как вектор, приложенный к нижней части колеса и направленный против вектора скорости перемещения его оси, т. е. так, как показано на рисунке. Только в этом случае сила $\vec{P}_{ко}$, будучи приложенной "к колесу на расстоянии радиуса r_k от его оси" [4, с. 24], и создает момент относительно оси вращения колеса, равный $M_k = P_{ко}r_k$ и направленный по ходу его вращения. Естественно, что продольная сила, направленная не в сторону перемещения оси вращения колеса, а в противоположную сторону не может быть силой тяги, которая преодолевает силы внешних сопротивлений и продвигает ведущее колесо и автомобиль вперед.

Таким образом, Е. А. Чудаков, поделив крутящий момент M_k на радиус качения r_k , фактически получил некую условную физически несуществующую силу, которая "прикладывается" к ведущему колесу на некотором расстоянии $r_k \neq r_d$ от оси его вращения, т. е. вне зоны контакта колеса с опорной поверхностью. При этом, не рассмотрев механизма образования указанной силы, без всяких обоснований и пояснений, он направил ее в сторону движения автомобиля и рассматривал как движущую силу колеса, а совокупность именно таких сил была названа им "полной окружной силой" автомобиля.

Заметим, что, если бы в формуле (2) фигурировал не кинематический, а динамический радиус колеса, то окружную силу, соответствующую M_k/r_d , можно было рассматривать как усилие, которое будучи приложенным к колесу в плоскости контакта, вследствие трения передается опорной поверхности и становится при этом продольной силой воздействия *на дорогу*. Кстати, именно такую трактовку окружной силы можно встретить в некоторых учебниках и учебных пособиях, авторы которых, игнорируя или не обращая внимания на то, что в формуле (2) фигурирует все-таки r_k , а не r_d , полагают, что вектор силы $\vec{P}_{ко}$ располагается в плоскости контакта. Примером может служить так называемая "касательная сила тяги при установившемся движении", которую вводит проф. Д. А. Чудаков. Называя эту силу (2) "касательной", автор полагает, что сила P_k непосредственно создает "напряжения, возникающие на поверхности пути и в почве" [5, с. 22]. Однако, более точен проф. Г. М. Кутьков, который, используя динамический радиус r_d колеса, на странице 53 своего учебника [6] вместо силы (2) вводит активную касательную силу $P_k = M_k/r_d$ и прямо указывает, что эта сила передается колесом поверхности грунта и направлена против хода самого ведущего колеса.

Думается, Чудаков Е. А. все-таки хорошо понимал всю условность окружной силы (2), но был вынужден, вопреки правилам теоретической механики, просто перенести линию действия силы в плоскость дороги, т. е. в ту плоскость, в которой только и могут располагаться продольные силы, действующие на ведущие колеса автомобиля со стороны дороги.

Сомнения в силе, определяемой формулой (2), и понимание ее условности возникали и у других специалистов, которые стали называть ее фиктивным усилием. Условность (фиктивность) полной окружной силы отмечают в своих учебниках и пособиях Г. А. Смирнов [7], Г. И. Гладов и А. М. Петренко [8], В. В. Селифонов [9] и некоторые другие авторы. Условность окружной силы отмечается и в ГОСТ 17697—72, в котором указывается, что полная окружная сила колеса ($P_{ко}$) — это "условная количественная характеристика нагружения колеса, имеющая размерность силы и равная отношению крутящего момента колеса к радиусу качения без скольжения" [10].

Нельзя не отметить и то, что разные авторы в формулах, аналогичных (2), используют различные радиусы качения. Например, В. А. Петров [11, 12], в отличие от Е. А. Чудакова, Г. А. Смирнова, Г. И. Гладова и А. М. Петренко, а также ряд

других ученых, величину этой силы определяет в виде отношения крутящего момента к радиусу $r_{\text{ко}}$ колеса в ведомом режиме:

$$P_T = M_K / r_{\text{ко}}, \quad (3)$$

где $r_{\text{ко}}$ — радиус колеса в ведомом режиме.

Правда, в другой своей работе [13] он убеждает, что эту силу тяги следует выражать в виде отношения крутящего момента M_K к радиусу колеса r_K не в ведомом, а в свободном режиме качения:

$$P_T = M_K / r_{\text{кс}}, \quad (4)$$

где $r_{\text{кс}}$ — радиус колеса в свободном режиме.

А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович и В. С. Прозоров [14] под величиной окружной силы P на ведущем колесе понимали даже отношение крутящего момента M_K на колесе, не к радиусу качения, а к свободному радиусу r_0 этого колеса:

$$P = \frac{M_K}{r_0}, \quad (5)$$

где r_0 — свободный радиус колеса.

Следует ясно осознавать, что признание формулы (2), как впрочем и формул (3, 4 и 5), фактически равносильно утверждению, что вектор полной окружной силы $\vec{P}_{\text{ко}}$ располагается вне плоскости соприкосновения двух взаимодействующих тел (колеса и дороги). Следовательно, все силы, основанные на этих формулах, противоречат понятию самой силы трения. Ведь если окружная сила $\vec{P}_{\text{ко}}$ для колеса является не внутренней силой, а внешним усилием и порождается опорной поверхностью, то она может лежать только в опорной плоскости, т. е. на расстоянии динамического радиуса, который представляет собой ее плечо относительно оси колеса. Это означает, что в формуле силы должен применяться не кинематический, а *динамический* радиус колеса. Использование динамического радиуса колеса имеет место в [15—17 и др.].

Рассмотрим те противоречия, которые возникают, если вместо динамического радиуса используется кинематический радиус.

Так, в период нагружения колеса крутящим моментом, предшествующим моменту трогания автомобиля с места, угловая ω и линейная V скорости колеса равны нулю, следовательно, кинематический радиус $r_K = V/\omega = 0/0$, т. е. является математически неопределенной величиной. Но это означает, что математически неопре-

ленной является и значение силы тяги колеса. На практике же все не так: сила тяги нарастает, достигая соответствующего критического значения, равного суммарной силе сопротивления, после чего и начинается процесс его качения. Этот процесс нарастания силы тяги адекватно отражает формула $P_T = M_K / r_{\text{ст}}$, где $r_{\text{ст}}$ — это фактически динамический радиус, соответствующий состоянию покоя ($V = 0, \omega = 0$).

Неправомерность использования кинематического радиуса в качестве плеча силы обнаруживается в других примерах.

Так, если ведущее колесо в процессе движения автомобиля пробуксовывает, то, согласно формуле (2), окружная сила $P_{\text{ко}}$ должна значительно возрасти, так как кинематический радиус колеса, равный $r_K = V/\omega$, уменьшается. Однако в действительности этого, как известно, нет.

Если автомобиль неподвижен, а его ведущие колеса при этом буксуют, то из-за падения кинематического радиуса до нуля ($r_K \rightarrow 0$) значение силы $P_{\text{ко}}$ тяги колеса должно возрасти вплоть до бесконечности ($R_{\text{ко}} \rightarrow \infty$). Однако в действительности и этого нет. Следовательно, формула (2) и в этом случае не "работает".

Таким образом, эти примеры свидетельствуют о том, что формула (2) не только противоречит теоретической механике, но и в некоторых случаях неработоспособна. И не случайно ГОСТ 17697—72, независимо от степени фактического проскальзывания колеса и реального соотношения V к ω , предлагает использовать не фактический радиус качения $r_K = V/\omega$, а "радиус качения без скольжения", т. е. радиус качения, который по своему значению практически не отличается от динамического радиуса. Все это лишний раз указывает на несостоятельность "полной окружной" силы (2) и неприемлемость использования кинематического радиуса.

Несмотря на это, формула (2) все же сыграла положительную роль. Это обусловлено, во-первых, тем, что в практике эксплуатации автомобиля режимы движения, как правило, таковы, что разница в кинематическом, динамическом и статическом радиусах невелика и не имеет практического значения. Вопрос в том, какой радиус использовать в расчетах. Во-вторых, при вычислениях силы тяги радиус колеса того или иного автомобиля приходится задавать, а в справочной литературе имеется только статический радиус, поэтому он фактически и используется для расчетов. Разумеется, это не означает, что вопрос о формуле силы тяги теряет всякий смысл и про-

блема научного обоснования силы тяги снимается с повестки.

Как доказано [18], сила тяги является одной из сил пары с крутящим моментом M_T , которая подводится посредством трансмиссии к ведущему колесу со стороны двигателя. При этом одна сила \vec{P}_A этой пары прикладывается к колесу в зоне его контакта с дорогой. Эта сила, стремясь вращать колесо вокруг оси, находящейся на расстоянии *динамического радиуса*, передается *опорной поверхности* в виде силы трения \vec{F}_A , что вызывает у последней лежащую в опорной плоскости продольную реакцию \vec{R}_x , которую воспринимает колесо. При этом вектор \vec{R}_x , будучи силой противодействия и одновременно силой трения, лежит на одной линии с силой действия, т. е. силой трения \vec{F}_A , которую воспринимает дорожная поверхность. Так как сила трения возникает в плоскости дороги, то линия действия всех трех сил \vec{P}_A , \vec{F}_A и \vec{R}_x располагается на расстоянии *динамического радиуса* (r_d).

Вторая сила пары \vec{P}_O , подводимой к ведущему колесу, неизбежно прикладывается к оси колеса, так как только эту силу и может воспринимать рама или кузов автомобиля. Поскольку параллельные силы \vec{P}_A и \vec{P}_O располагаются на плече, равном динамическому радиусу, то значение сил пары

$$P_O = P_A = \frac{M_T}{r_d}. \quad (6)$$

Это означает, что значение силы тяги колеса \vec{P}_O определяется силовым (динамическим) радиусом этого колеса. И это вывод неизбежно вытекает из самой физики процесса образования этой силы.

Все сказанное позволяет утверждать, что использование кинематического радиуса для вычисления силы тяги лишено всякой теоретической основы, а всякие полученные посредством r_k окружные, касательные и им подобные силы "тяги" лишены какого-либо физического смысла.

2. Кинематический радиус и сила сопротивления качению. Кинематический радиус используется и для определения силы сопротивления качению.

Формула, посредством которой Е. А. Чудаков определил величину силы сопротивления качению в работах [4], аналогична формуле (2):

$$P_f = M_f/r_k = G_k a/r_k. \quad (7)$$

Е. А. Чудаков, хотя и не привел доказательств, но считал что сила P_f сопротивления качению колес приложена в пятне контакта и направлена против движения автомобиля. Не внесли никаких принципиальных изменений в формулу и последователи автора, в результате чего они лишь повторяли то, что в качестве предположения высказал Е. А. Чудаков. В работах других авторов [7, 19, 20], как и в ГОСТ 17697—72, для выражения силы сопротивления качению стали использовать тоже кинематический радиус колеса, но "без скольжения"; в работах [11, 13, 21, 22] — кинематический радиус, но с в свободном режиме качения (r_{kc}); в работах [12, 20, 23, 24] — радиус r_k качения в ведомом режиме, а в работе [14] свободный радиус r_o колеса. Более того, некоторые авторы стали допускать возможность использования разных радиусов колеса, и этот выбор, как они полагают, определяется не принципиальными соображениями, а всего лишь удобством вычисления. Были и такие, которые стали утверждать, что P_f — это сила, лежащая не в плоскости контакта колеса и дороги, а на расстоянии r_k . Так, например, такой известный специалист в области теории автомобиля и трактора, как проф. Д. А. Чудаков, прикладывал ее не в пятне контакта колес и дороги, а на расстоянии от оси вращения, "равном их теоретическому радиусу r_k " [5, с. 25]. Согласно Д. А. Чудакову каждая такая сила сопротивления "параллельна поверхности пути и направлена против движения". При этом Д. А. Чудаков, как, впрочем, и все другие авторы, к сожалению, не объясняет, как может точка *приложения* и линия воздействия дороги располагаться вне плоскости контакта, разделяющей колесо и саму дорогу. Разумеется, многие специалисты, понимая всю нелепость такой силы, стали считать некой условной (фиктивной) силой. Такой взгляд на силу нашел отражение и в ГОСТ 17697—72 [10].

Согласно п. 73. ГОСТ 17697—72 "Сила сопротивления качению колеса (P_f) — условная количественная характеристика сопротивления качению колеса, имеющая размерность силы и равная отношению момента сопротивления качения колеса к радиусу качения без скольжения".

Наконец, имеются такие авторы как, например, Львов Е. Д. [16], Кутьков Г. М. [6], Скотников В. А. [25], которые утверждают, что при вычислении силы сопротивления качению (P_f) момент сопротивления качению (M_f) следует делить не на кинематический, а динамический радиус колеса.

$$P_f = M_f/r_d = G_k a/r_d. \quad (8)$$

Возможность же использования кинематического радиуса и его модификаций, а тем более других, вызывает у них значительные сомнения и даже полное неприятие. Однако, принимая динамический радиус, они также не дали научного обоснования его применению. Возможно, они исходили из того, что сила сопротивления лежит в плоскости дороги, т. е. ее линия действия располагается на расстоянии динамического радиуса от оси вращения колеса, относительно которой нормальная реакция создает момент M_f сопротивления качению.

Как видим, до сих пор у силы сопротивления качению нет общепринятой формулы. Одни авторы момент сопротивления качения относят к кинематическому радиусу или его разновидностям, а другие — к динамическому.

Оставляя в стороне вопрос об отсутствии соответствующего теоретического обоснования самой силы сопротивления качению как вектора, рассмотрим к чему ведет использование в формуле (7) кинематического радиуса колеса.

В зависимости от режима качения колеса значение его кинематического радиуса претерпевает большие изменения. Особенно велико это изменение может быть при качении колеса в ведущем режиме. Если все же, вопреки канонам механики, принять, что кинематический радиус колеса является плечом силы, а сама сила сопротивления \vec{P}_f лежит при этом в плоскости дороги, то тогда логичным было бы признать, что из-за изменения кинематического радиуса меняется и расстояние от оси вращения колеса до опорной плоскости. Однако, это означает, что происходит и изменение высоты точки приложения прижимающего колеса усилия \vec{G}_k , обусловленного тяжестью колесной машины. Но в таком случае при составлении уравнения мощностного баланса колеса следовало бы учитывать и работу силы \vec{G}_k , которую она совершает из-за изменения высоты точки ее приложения. Между тем никто из приверженцев формулы (7), в которой присутствует кинематический радиус, это обстоятельство в расчет не принимает.

Кроме того, если кинематический радиус используется в качестве плеча всех сил, которые лежат в плоскости дороги либо приложены к оси, то из уравнения мощностного баланса колеса следовало бы исключить работу сил трения скольжения, так как колесо, ось которого располагается на высоте, равной r_k , по определению перекачивается *без всяких проскальзываний*. Однако и это тоже обстоятельство приверженцами r_k почему-то игнорируется.

Из этих примеров следует, что использование на практике кинематического радиуса вносит в теорию сопротивления качению внутренние противоречия. И не случайно формула $P_f = M_f/r_k$ работает удовлетворительно лишь только тогда, когда r_k близок к r_d . Однако, если различие радиусов r_k и r_d становится большим, то неправомерное использование кинематического радиуса вместо динамического становится особенно очевидным. Приведем пример.

Когда колесная машина стоит на месте, а ее ведущие колеса буксуют (характерное явление при эксплуатации машины в гололед), линейная скорость колес $V_O = 0$, а их угловая $\omega_k \neq 0$. В такой ситуации кинематический радиус ведущих колес машины $r_k = 0$, а сила сопротивления качению каждого буксующего колеса (если исходить из формулы $P_f = M_f/r_k$) устремляется при этом в бесконечность:

$$P_f = \lim(M_f/r_k) = \lim(M_f\omega_k/V) \rightarrow \infty.$$

Очевидно, что такого роста силы сопротивления быть не может.

Таким образом, если в расчетной формуле P_f вместо динамического радиуса используется кинематический, то возникает вопиющее несоответствие силы сопротивления качению с ее реальными значениями.

Не желая отказаться от использования кинематического радиуса (и тем самым избежать парадоксов), некоторые специалисты, в первую очередь, Ю. В. Пирковский [23], Р. В. Вирабов [26, 27] и В. А. Петрушов [20], посчитали необходимым объявить саму силу P_f "условной", или "фиктивной".

Так, Вирабов Р. В. признавая, что при $V \rightarrow 0$ сила сопротивления качению P_f конечно же не может устремляться к бесконечности, объясняет это тем, что "...полученный результат является лишь следствием приложения фиктивной ... силы сопротивления качению к оси колеса" [26]. Таким образом, Вирабов Р. В. указанный абсурд объяснил не тем, что сила P_f изначально определена неправильно, а тем, что она сама по себе якобы "фиктивна" и ей позволительно быть какой угодно.

Чтобы уйти от указанного выше парадокса Ю. В. Пирковский, В. А. Петров и В. А. Петрушов внесли ряд предложений. Рассмотрим их.

Пирковский Ю. В. несмотря на то что колесо фактически работает в ведущем режиме, предложил делить момент M_f сопротивления качению на радиус качения колеса не в ведущем, а ... в ведомом режиме ($r_{ко}$) [23]. Логика Ю. В. Пирковского

предельно проста: так как ведомое колесо, в отличие от ведущего, никогда не буксует на месте и его радиус $r_{\text{ко}} \neq 0$, то и сила сопротивления качению ведущего колеса, вычисленного по формуле $P_f = M_f / r_{\text{ко}}$, никогда не примет бесконечно большого значения.

В. А. Петров [13] с этой же целью пытался доказать, что момент сопротивления качению следует делить на радиус $r_{\text{кк}}$ качения колеса в так называемом свободном режиме качения, который у ведущего колеса одиночного автомобиля в реальных условиях эксплуатации практически отсутствует.

Однако, как при использовании первого ($r_{\text{ко}}$), так и второго радиуса ($r_{\text{кк}}$) возникает вполне резонный вопрос: силу сопротивления качению в каком режиме качения выражает такая лишенная всякой логики и физического смысла формула, т. е. в ведомом, свободном или все-таки ведущем? На наш взгляд, выражать же силу сопротивления качению ведущего колеса через его кинематический радиус в совершенно другом режиме (ведомом или свободном режиме) просто нелогично, так как в одной формуле соединяются два совершенно разных режима качения одного и того же колеса, в результате чего получается величина силы, не имеющая ясного физического смысла.

Петрушов В. А., в отличие от двух выше указанных авторов, в формуле силы сопротивления качению (7) предложил не заменять кинематический радиус качения колеса в ведущем режиме на другой, а лишь ограничить величину $r_{\text{к}}$ исходя из условия качения колеса "без проскальзывания" [20]. Таким образом, В. А. Петрушов признавая, что при значительном отклонении кинематического радиуса от динамического формула (7) фактически неработоспособна, предложил сугубо формальное, также не имеющее никакого научного обоснования, решение. К сожалению, именно такой же подход к определению силы P_f нашел отражение и в стандарте [10], одним из основных разработчиков которого выступал сам В. А. Петрушов.

Отметим, что выше рассмотренный парадокс — не единственный, который возникает, если силу сопротивления ведущего колеса определять через кинематический радиус. Неправомерность использования кинематического радиуса обнаруживается и при другом предельном состоянии ведущего колеса, а именно при трогании автомобиля с места.

В период нагружения колеса крутящим моментом, предшествующем моменту его трогания

с места, угловая и линейная скорость колеса равны нулю ($\omega = 0$, $V = 0$). В этот период радиус колеса $r_{\text{к}} = 0/0$ — величина математически неопределенная. Следовательно, математически неопределенной является и сила сопротивления качению. Однако практически это не так, и сила сопротивления качению принимает вполне конкретное значение, при превышении которого и начинается процесс его качения. Заметим, подобный казус не возникает, если сила сопротивления качению определяется не кинематическим, а его динамическим радиусом [28].

Все приведенные примеры наглядно иллюстрирует тот факт, что при определении силы сопротивления качению совершена та же самая теоретическая ошибка, что и при определении силы тяги, а именно: вместо реального плеча ($r_{\text{д}}$) продольной силы стали использовать отвлеченную величину $r_{\text{к}}$, характеризующую не плечо продольных сил, а всего лишь кинематический режим движения колеса.

3. Кинематический радиус и тормозная сила.

Величину этой продольной силы определяют в виде отношения тормозного момента ($M_{\text{т}}$), создаваемого силами трения в тормозном механизме, к радиусу колеса (r) [15, 22, 29—32 и др.], т. е. по формуле

$$P_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}}}{r}. \quad (9)$$

Единодушно задавая величину тормозной силы формулой (9), приверженцы такого представления о тормозной силе расходятся в том, к какому именно радиусу колеса следует относить тормозной момент.

Одни авторы, например, Михайловский Е. и Цымбалин В. [29] относят тормозной момент к кинематическому радиусу колеса, а Я. С. Агейкин и Н. С. Вольская [22] — к кинематическому радиусу в свободном режиме.

Другие авторы, например, Фалькевич Б. С. [15], Машенко А. Ф. и Розанов В. Г. [30], Кузьмин Н. А. и Песков В. И. [32], а также Литвинов А. С. и Фаробин Я. Е. [33] — к динамическому радиусу.

Если же принять за истину, что сила тяги колеса определяется отношением крутящего момента к кинематическому радиусу, то логично считать, что и тормозная сила колеса также определяется отношением тормозного момента к этому же радиусу, т. е.

$$P_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_{\text{к}}}. \quad (10)$$

Действительно, не может же только изменение направления действия крутящего момента принципиально изменить саму формулу!

Однако, рассмотрим, к чему приводит такая формула, если в ней также вместо динамического радиуса используется кинематический.

Начнем с тормозной силы колеса, которая удерживает автомобиль и колесо в неподвижности.

Оценить величину этой силы посредством формулы (10) не представляется возможным, так как радиус качения в этой ситуации — величина неопределенная. Другими словами, формула тормозной силы в этой ситуации просто "не работает", чего нельзя сказать, если тормозная сила определяется формулой

$$P_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_{\text{д}}}. \quad (11)$$

Как отмечалось выше, в статическом положении, т. е. при отсутствии движения, динамический радиус колеса превращается в статический, который является ни чем иным как частным случаем динамического и представляет собой также расстояние от оси вращения до опорной плоскости колеса, но при скорости $V_0 = 0$.

Теперь рассмотрим тормозную силу в процессе движения автомобиля.

При приложении к колесу тормозного момента возникает его проскальзывание, причем при росте величины тормозного момента степень этого проскальзывания нарастает. Это означает, что угловая скорость ω_k колеса сокращается в большей мере, чем линейная скорость перемещения оси его вращения. Из-за таких изменений кинематических параметров радиус качения колеса $r_k = V/\omega$ конечно же нарастает, устремляясь в пределе (при блокировке колеса) к бесконечности ($r_k \rightarrow \infty$).

В таком случае формула (10) говорит нам о том, что при увеличении тормозного момента значение тормозной силы падает, а при переходе к заблокированному состоянию колеса и вовсе устремляется к нулю, что означает, что и сам процесс торможения прекращается. Абсурд налицо, что лишний раз указывает на недопустимость использования кинематического радиуса при вычислении тормозной силы.

4. Об уравнениях мощностного и силового баланса ведущего колеса. Значительный "вклад" в противостояние динамического и кинематического радиуса эластичного колеса внесли в свое время уравнения его мощностного и силового баланса, составленные В. А. Петрушовым [20], который усмотрел в них определенные "противоречия". Эти "противоречия" используются и ныне, на-

пример, С. П. Пожидаевым [1], чтобы заострить проблему несовместимости динамического и кинематического радиусов.

Одно из таких противоречий, по мнению В. А. Петрушова, состоит в том, что уравнения мощностного и силового баланса колеса дают якобы разную оценку сопротивления качению.

Исходя из уравнения мощностного баланса, автор выразил мощность сопротивления качению ведущего колеса как разницу подводимой и отводимой мощности [20, с. 12]:

$$N_f = M_k \omega_k - X V_a, \quad (12)$$

где M_k — крутящий момент, подводимый к колесу; N_f — мощность, теряемая колесом при его качении (мощность сопротивления качению); ω_k — угловая скорость колеса; V_a — линейная скорость колеса; X — продольное усилие, прикладываемое к колесу со стороны корпуса.

Если эту мощность N_f сопротивления качению поделить на угловую скорость ω_k вращения колеса и учесть, что $V_a/\omega_k = r_k$, то момент сопротивления качению выразится формулой

$$M_f = M_k - X r_k, \quad (13)$$

где r_k — кинематический радиус колеса.

Уравнения силового баланса (точнее, уравнения моментов) применительно к такому же режиму качения Петрушов В. А. записал в следующем виде:

$$G_k b = M_k - X r_d, \quad (14)$$

где b — снос вектора нормальной реакции Z_k дороги.

Если же принять, что произведение G_k на плечо пары (b) численно равно моменту сопротивления качению, т. е. $M_f = G_k b$, то из уравнения (14) вытекает уже другое выражение момента сопротивления качению:

$$M_f = M_k - X r_d. \quad (15)$$

Так как при качении ведущего колеса $r_d \neq r_k$, то автор заключает, что момент сопротивления качению (13), получаемый из уравнения мощностного баланса (12) не таков как момент (15), получаемый из уравнения силового баланса (14). При этом разницу в моментах, получаемых соответственно из уравнения мощностного и силового балансов, выразил формулой

$$\Delta M_f = X(r_d - r_k). \quad (16)$$

Так как расхождение в радиусах иногда достигает 15...25 %, то это, указывает В. А. Петрушов, "...предопределяет значительные отличия в величинах моментов сопротивления качению, ... и соответственно в величинах силы P_f сопротивления качению и коэффициента f " [20, с. 13].

Не касаясь спорности количественных оценок различия сил и моментов сопротивления качению, которые приводит В. А. Петрушов, рассмотрим сам факт отмеченного им противоречия и попытаемся разобраться в его причинах.

На наш взгляд, причина указанного противоречия — это неправильное толкование физического смысла показателя крутящего момента M_f , входящего в уравнение (13) и получаемого от деления мощности N_f сопротивления качению на угловую скорость ω_k вращения колеса ($M_f = N_f/\omega_k$). Указанная величина (M_f) — это *условный* момент сопротивления качению, соответствующий как физическому сносу вектора нормальной реакции, обусловленному работой внутренних сил трения (гистерезиса), так и условному сносу, обусловленному работой внешних сил трения скольжения в пятне контакта. Он отличается от момента сопротивления $M_f = bG_k = bZ$, входящего в уравнение (15), так как последний определяется лишь физическим сносом b нормальной реакции.

Покажем, что при правильном составлении уравнения мощностного баланса ведущего колеса никакого противоречия между ним и уравнением силового баланса нет.

В уравнении мощностного баланса (12) N_f фактически представляет мощность сил внутреннего N_{fo} и внешнего трения (N_s):

$$N_f = N_{fo} + N_s. \quad (17)$$

Мощность N_{fo} выразим через величину физического сноса b и нормальную реакцию R_z опорной поверхности:

$$N_{fo} = bR_z\omega_k. \quad (18)$$

Мощность N_s сил трения скольжения шины, которую "потерял" В. А. Петрушов, определяется продольной реакцией дороги и скоростью проскальзывания шины:

$$N_s = R_xV_s, \quad (19)$$

где R_x — продольная реакция опорной поверхности, т. е. сила трения скольжения; V_s — средняя скорость проскальзывания шины.

Как известно, скорость проскальзывания протектора можно выразить через разницу дина-

мического и кинематического радиуса колеса [34, 35]:

$$V_s = \omega_k(r_d - r_k). \quad (20)$$

Подставив выражение скорости проскальзывания (20) в формулу (19), получим мощность сил трения в пятне контакта:

$$N_s = R_x\omega_k(r_d - r_k). \quad (21)$$

Если учесть, что мощность, теряемая ведущим колесом, складывается из мощности сопротивления качению (18) и трения в пятне контакта (21), то уравнение (12) мощностного баланса ведущего колеса при его равномерном качении предстанет в следующем виде:

$$bR_x\omega_k + R_x\omega_k(r_d - r_k) = M_k\omega_k - XV_a. \quad (22)$$

Так как при равномерном качении колеса $X = R_x$, а его линейная скорость $V_a = \omega_k r_k$, то уравнение (22) легко сводится к следующему виду:

$$M_k = bR_z + R_x r_d. \quad (23)$$

Так как $bR_z = M_f$ а $R_x = X$, то уравнение (23), вытекающее из уравнения мощностного баланса, точно такое же, как и уравнение (15), вытекающее из уравнения силового баланса.

Таким образом, анализ показывает, что при правильном составлении уравнений никакого противоречия между уравнениями мощностного и силового баланса нет, да и не должно быть. Противоречие же, "обнаруженное" Петрушовым В. А., есть не что иное, как результат неправомерного отождествления двух моментов сопротивления качению ($M_f = N_f/\omega_k$) и ($M_f = bG_k = bZ$) и, как результат, неправильного составления уравнения мощностного баланса. Первый момент — это приведенный, а второй — физический, соответствующий сносу нормальной реакции дороги.

К этому добавим, что при качении ведущего колеса *без проскальзываний и соответствующих потерь мощности*, т. е. при $N_s = R_x\omega_k(r_d - r_k) = 0$, практически нет и различий в радиусах ($r_d - r_k = 0$). Если это так, то нет и противоречий между двумя уравнениями (13) и (15).

Общие выводы

1. Радиус качения r_k представляет собой условный кинематический параметр, отражающий только скоростной режим качения колеса. Он не является плечом продольных сил, лежащих в плоскости

контакта колеса с дорогой и продольных сил, приложенных к оси его вращения, и не определяет значения моментов этих сил относительно оси вращения колеса или поперечной оси, расположенной в зоне соприкосновения колеса с опорной плоскостью.

2. Динамический радиус r_d , равный расстоянию от центра колеса до опорной плоскости, представляет собой плечо всех продольных сил, приложенных как к оси колеса, так и продольных сил, лежащих в плоскости его соприкосновения с дорогой, и непосредственно связывает значения этих сил с соответствующими моментами, которые они при этом образуют.

3. Значения векторов сил тяги колеса, силы сопротивления его качению и тормозной силы представляют собой отношения соответствующих моментов к динамическому радиусу колеса. Все указанные силы, полученные посредством кинематического радиуса, не имеют физического смысла.

4. Кинематический радиус колеса может использоваться только для вычисления или задания линейной или угловой скорости движения колеса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Пожидаев С. П.** Еще раз об основах теории качения эластичного колеса // Автомобильная промышленность. — 2020. — № 9. — С. 24–33.
2. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса. — М.: Машгиз, 1947. — 70 с.
3. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР, вып. 9. — М.—Л.: Изд. АН СССР, 1948. — 200 с.
4. **Чудаков Е. А.** Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 463 с.
5. **Чудаков Д. А.** Основы теории трактора и автомобиля. — М.: Сельхозиздат, 1962. — 312 с.
6. **Кутьков Г. М.** Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. — М.: Колос, 2004. — 504 с.
7. **Смирнов Г. А.** Теория движения колесных машин: учебное пособие. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
8. **Гладов Г. И., Петренко А. М.** Специальные транспортные средства. Теория: учебник для вузов. — М.: ИКЦ "Академкнига", 2006. — 215 с.
9. **Селифонов В. В.** Теория автомобиля. Учебное пособие. — М.: ООО "Гринлайт", 2009. — 208 с.
10. **ГОСТ 17697–72** Автомобили. Качение колеса. Термины и определения.
11. **Петров В. А.** Основы теории качения пневматического колеса // Вестник машиностроения. — 1986. — № 2. — С. 40–44.
12. **Петров В. А.** Узловые вопросы теории качения пневматического колеса // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 8. — С. 18–22.
13. **Петров В. А.** Уточнение силового баланса самоходной машины на базе развития теории качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Тракторы и сельхозмашины. — 1991. — № 7. — С. 17–19.
14. **Армейские автомобили.** Ч. 1. Теория / Под ред. А. С. Антонова. — М.: Воениздат, 1970. — 526 с.
15. **Фалькевич Б. С.** Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1963. — 239 с.
16. **Львов Е. Д.** Теория тракторов: учебник для вузов. — М.: Машгиз, 1960. — 252 с.
17. **Тракторы.** Теория: учебник для вузов / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В. В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
18. **Копотилов В. И.** Сила тяги и механизм ее образования // Автомобильная промышленность. — 2015. — № 7. — С. 4–9.
19. **Автомобили.** Теория / А. И. Гришкевич. — Минск: Вышэйшая школа, 1986. — 208 с.
20. **Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов А. Н.** Мощностной баланс автомобиля. — М.: Машиностроение, 1984. — 160 с.
21. **Петров В. А.** Современная теория качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Автомобильная промышленность. — 1993. — № 4. — С. 14–18.
22. **Агейкин Я. С., Вольская Н. С.** Теория автомобиля: Учебное пособие. — М.: МГИУ, 2008. — 318 с.
23. **Пирковский Ю. В.** Некоторые вопросы качения автомобильного колеса // Автомобильная промышленность. — 1965. — № 12. — С. 26–29.
24. **Петрушов В. А.** О качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности // Тр. НАМИ, вып. 57, 1963. — С. 3–29.
25. **Основы теории и расчета трактора и автомобиля /** Под ред. В. А. Скотникова. — М.: Агропромиздат, 1986. — 383 с.
26. **Вирабов Р. В.** Об оценке сопротивления качению упругого колеса по жесткому основанию // ИВ: Машиностроение, 1967, № 7. — С. 93–98.
27. **Вирабов Р. В.** Об оценке сопротивления качению колеса с пневматической шиной // Вестник машиностроения. — 1987. — № 7. — С. 46–50.
28. **Копотилов В. И.** Проблемы качения колеса с пневматической шиной: монография. — Барнаул: ИП Колмогоров И. А., 2020. — 267 с.
29. **Михайловский Е., Цымбалин В.** Теория трактора и автомобиля. Учебное пособие для вузов. — М.: Сельхозиздат, 1960. — 336 с.
30. **Машенко А. Ф., Розанов В. Г.** Тормозные системы автотранспортных средств. — М.: Транспорт, 1972. — 144 с.
31. **Иларионов В. А.** Эксплуатационные свойства автомобиля (теоретический анализ). — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
32. **Кузьмин Н. А., Песков В. И.** Теория эксплуатационных свойств автомобиля: учебное пособие. — М.: ФОРУМ, ИНФРА-М, 2017. — 256 с.
33. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
34. **Чернышев И. Н.** Влияние крутящего момента на динамический радиус качения автомобильного колеса // Автомобильная промышленность. — 1954. — № 4. — С. 15–18.
35. **Копотилов В. И.** Теоретический анализ радиусов ведущего колеса автомобиля // Грузовик. — 2013. — № 2. — С. 34–39.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РЕМОНТ

УДК 621.113.066

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-4-23-27

С. Г. Павлишин, канд. техн. наук, e-mail: pavlishin-sg@mail.ru,
А. А. Бянкин, вед. инж., e-mail: 375199@mail.ru, ФГБОУ ВО "Тихоокеанский государственный университет",
Ю. С. Павлишина, преп., КГБ ПОУ "Технический колледж", г. Хабаровск

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ОБЯЗАТЕЛЬНОМ ТЕХНИЧЕСКОМ ОСМОТРЕ

Решается задача по объединению операций технического осмотра транспортных средств в технологически совместимые группы и оптимальному распределению их по отдельным постам диагностической линии. Предложено планировочное решение поточной линии диагностирования грузовых автомобилей и автобусов, а также формула, позволяющая определять ее производительность.

Ключевые слова: оператор технического осмотра, технологически совместимая группа, пост, поточная линия, операция, оборудование диагностическое.

The task of combining operations into technologically compatible groups and optimally distributing them to separate posts of the diagnostic line of the vehicle technical inspection point is solved. Planning solution for production line for trucks and buses diagnostics and a formula that allows to determine that performance are proposed.

Keywords: technical inspection operator, technologically compatible group, post, production line, operation, diagnostic equipment.

С целью устранения условий, позволяющих оформлять диагностические карты без фактического осмотра транспортных средств (ТС), в том числе через Интернет, разработан и с 6 июня 2019 года вступил в действие Федеральный закон № 122-ФЗ "О внесении изменений в Федеральный закон "О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" и отдельные законодательные акты Российской Федерации" (далее ФЗ). Он призван совершенствовать правоотношения в системе технического осмотра ТС.

В ФЗ внесены изменения, направленные на исключение случаев оформления диагностических карт без реального проведения процедуры техосмотра. Для реализации указанной задачи предусмотрен комплекс мероприятий, а именно дополнительные требования к фотографическому изображению ТС, точности определения координат места и времени проведения технического осмотра, порядку оформления диагностических карт в электронном виде и их подписания усиленной квалифицированной цифровой подписью технического эксперта, проводившего техосмотр; установление требований к производственно-

технической базе пунктов техосмотра, порядок аннулирования диагностической карты, а также ведение государственного контроля за соблюдением операторами техосмотра установленных требований к его проведению.

Для юридического и технологического обеспечения данного ФЗ разработаны следующие нормативно-правовые акты, которые вступают в действие с 1 марта 2021 года:

— Постановление Правительства Российской Федерации от 15 сентября 2020 года № 1434 "Об утверждении Правил проведения технического осмотра транспортных средств, а также о внесении изменений в некоторые акты Правительства Российской Федерации";

— Приказ Минтранса России от 30 апреля 2020 года № 151 "Об утверждении методики расчета значения пропускной способности пункта технического осмотра и типового перечня технологических операций по проведению технического диагностирования различных категорий транспортных средств и (или) видов городского наземного электрического транспорта".

Правила проведения технического осмотра ТС устанавливают: порядок оказания услуг по его проведению, включая процедуру подтверждения

соответствия транспортных средств обязательным требованиям безопасности, проводимую в форме технического диагностирования, в целях допуска ТС к участию в дорожном движении, а также формы диагностических карт, в том числе для трамваев и троллейбусов; особенности проведения технического осмотра с использованием передвижных диагностических линий и порядок аннулирования диагностической карты.

Так, в пункте 13 Правил указывается, что проверка технического состояния ТС проводится с помощью средств технического диагностирования и методов органолептического контроля. А в пункте 14 данного документа установлена продолжительность технического диагностирования ТС всех категорий, в том числе она составляет для мотоциклов (L) — 10, легковых автомобилей (M1) — 30, автобусов (M2) — 59, (M3) — 72, грузовых автомобилей (N1) — 32, (N2) — 63, (N3) — 68 мин. Где L, M и N — категории ТС в соответствии с классификацией, установленной в техническом регламенте Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств" 018/2011 (ТРТС) [1].

Также в приложении 1 Правил отражены более 80 обязательных требований безопасности ТС, предъявляемых к ним при проведении технического осмотра, например такие, как показатели эффективности тормозной системы и устойчивости ТС, требования к внешнему виду и техническому состоянию их отдельных элементов (наличие коррозии, утечек, подтеканий, механических повреждений, деформаций, трещин, нарушений формы, комплектности, работоспособности), к усилиям на органах управления (педали тормоза, рулевом колесе), к остаточной глубине рисунка протектора шин, содержанию загрязняющих веществ в отработавших газах бензиновых, дизельных и газовых двигателей, уровню шума, обзорности, светопропусканию ветрового стекла, наличию и состоянию ремней безопасности, наличию и, что следует отметить особо, соответствию требованиям изменений в конструкции ТС и т. п.

А в приказе Министерства транспорта Российской Федерации № 151 представлены Методика расчета значения пропускной способности пункта технического осмотра (приложение 1 к данному приказу) и Типовой перечень технологических операций по проведению технического диагностирования различных категорий транспортных средств и (или) видов городского наземного электрического транспорта (приложение 2).

В Типовом перечне и в диагностической карте оговорены обязательные операции и элементы ТС, которые необходимо проверить при оценке их технического состояния.

Указанный типовой перечень включает более 60 позиций и около 90 технологических операций технического диагностирования, в том числе и дополнительные для автобусов, специальных, специализированных, перевозящих крупногабаритные, тяжеловесные и опасные грузы ТС, троллейбусов и трамваев, а также ТС оперативных служб.

Представляет практический интерес решение задачи по объединению данных операций в технологически совместимые группы и оптимальному распределению их по отдельным постам диагностической линии пункта обязательного технического осмотра ТС. Технологически совместимая группа должна включать операции, которые позволяют использовать одни и те же посты, оборудование или приемы работ. Так, нами реализуется следующая концепция распределения операций контроля технического состояния ТС по технологически совместимым группам [2 и 3]. На первом посту проводятся работы, требующие рабочей температуры охлаждающей жидкости двигателя (не ниже 60 °С) и наличия горизонтальной твердой площадки. На втором предусмотрены работы, включающие операции, проводимые снизу (под) ТС и требующие "холодных" тормозных механизмов [4].

Предлагается следующее распределение работ (операций) при проверке технического состояния в процессе обязательного технического осмотра для автобусов категорий M2 и M3 (имеющих более 8 мест для сидения, помимо места водителя), грузовых автомобилей категорий N2 и N3 (имеющих технически допустимую максимальную массу свыше 3,5 т), прицепов и полуприцепов к ним по двум постам [5—7]. Номера позиций соответствуют типовому перечню технологических операций.

Пост 1 (ровная площадка). Проверить: 2.1. отсутствие рынков и заеданий (поворотом рулевого колеса на максимальные углы); 2.2. суммарный люфт в рулевом управлении (РУ) (произвести замер, установить на рулевое колесо прибор для измерения суммарного люфта в РУ); 2.5. работоспособность усилителя РУ (при работающем двигателе); 2.6. натяжение ремня привода насоса усилителя РУ; 2.7. уровень рабочей жидкости в резервуаре усилителя; 2.8. герметичность гидросистемы усилителя; 2.10. максимальный поворот рулевого колеса; 3.1. соответствие устройств освещения и световой сигнализации требованиям

ГОСТ 33997—2016; 3.2. наличие и состояние рассеивателей внешних световых приборов; отсутствие не предусмотренных конструкцией светового прибора оптических элементов; 3.3. работоспособность и режим работы устройств освещения и световой сигнализации; 3.4. соответствие углов регулировки и силы света фар требованиям ТРТС; 3.5. работоспособность и режим работы сигналов торможения; 4.1. состояние и работу в установленном режиме стеклоочистителей ветрового стекла; 4.2. работоспособность стеклоомывателей ветрового стекла; 5.1. соответствие высоты рисунка протектора шин требованиям ТРТС; 5.2. состояние и пригодность шин к эксплуатации (осмотром с наружной и внутренней стороны); 5.3. наличие болтов или гаек крепления дисков и ободьев колес; 5.4. состояние дисков и ободьев колес; 5.5. осмотром форму и размеры крепежных отверстий в дисках колес; 5.6. осмотром соответствие установки шин по осям транспортного средства требованиям ТРТС; 6.1. содержание вредных веществ в отработавших газах ТС с бензиновыми и газовыми двигателями; 6.2. дымность отработавших газов ТС с дизельными двигателями; 6.4. работоспособность запорных устройств и устройств перекрытия топлива; 6.5. герметичность и соответствие системы питания газобаллонных ТС, ее размещение и установку требованиям ТРТС; 6.6. соответствие сроков периодического освидетельствования газовых баллонов; 6.8. соответствие уровня шума выпускной системы ТС требованиям ТРТС; 7.1. наличие, состояние и крепление зеркал заднего вида в соответствии с требованиями ТРТС; 7.2. наличие работоспособного звукового сигнального прибора; 7.3. состояние стекол, отсутствие дополнительных предметов или покрытий, ограничивающих обзорность с места водителя, и соответствие полосы пленки в верхней части ветрового стекла; 7.4. отсутствие трещин на ветровом стекле в зоне очистки водительского стеклоочистителя; 7.5. соответствие светопропускания ветрового стекла, передних боковых стекол и стекол передних дверей требованиям ТРТС; 7.6. работоспособность: замков дверей; запоров бортов грузовой платформы; запоров горловин цистерн; механизмов регулировки и фиксирующих устройств сидений; устройства обогрева и обдува ветрового стекла; противоугонного устройства; 7.7. работоспособность аварийных выходов салона, устройств приведения их в действие, приборов внутреннего освещения салона, привода управления дверями и сигнализации их работы; 7.8. наличие обозначений аварийных вы-

ходов и табличек по правилам их использования; обеспечение свободного доступа к аварийным выходам; 7.9. работоспособность аварийного выключателя дверей и сигнала требования остановки; 7.10. наличие, крепление и состояние: заднего защитного устройства, грязезащитных фартуков и брызговиков; 7.11.1. работоспособность автоматического замка, ручной и автоматической блокировки седельно-сцепного устройства, отсутствие видимых повреждений сцепных устройств; 7.11.2. наличие работоспособных предохранительных приспособлений у одноосных прицепов и прицепов, не оборудованных рабочей тормозной системой; 7.11.3. оборудование прицепов (за исключением одноосных и роспусков) исправным устройством, поддерживающим сцепную петлю дышла в положении, облегчающем сцепку и расцепку с тяговым автомобилем; 7.11.4. отсутствие продольного люфта в безззорных тягово-сцепных устройствах с тяговой вилкой для сцепленного с прицепом тягача; 7.11.6. соответствие размерных характеристик сцепных устройств требованиям ТРТС; 7.12. наличие знака аварийной остановки и медицинской аптечки; 7.13. наличие огнетушителей, соответствующих требованиям ТРТС; 7.14. наличие не менее двух противооткатных упоров; 7.15. оснащение транспортных средств исправными ремнями безопасности; 7.16. надежность крепления поручней в автобусах, запасного колеса, аккумуляторной батареи, сидений, огнетушителей и медицинской аптечки; 7.17. наличие и ширину надколесных грязезащитных устройств; 7.18. соответствие вертикальной статической нагрузки на тяговое устройство автомобиля от сцепной петли одноосного прицепа (прицепа-роспуска) требованиям ТРТС; 7.19. работоспособность держателя запасного колеса, лебедки и механизма подъема-опускания запасного колеса; 7.20. работоспособность механизмов подъема и опускания опор и фиксаторов транспортного положения опор (для прицепов); 7.22. места установки государственных регистрационных знаков; 7.23. работоспособность устройства или системы вызова экстренных оперативных служб; 8.1. отсутствие изменений в конструкции ТС, внесенных в нарушение требований ТРТС.

Пост 2 (осмотровая канава). Проверить: 1.1. эффективность торможения и устойчивость ТС при торможении на стенде; 1.4.1. наличие утечек сжатого воздуха из элементов тормозного привода (снизу ТС на слух); 1.4.2. (определить) величину падения давления сжатого воздуха в тормозном приводе; 1.5. давление сжатого воздуха на контрольных выводах тормозного привода

(произвести замер); 1.6 осмотр герметичность гидравлического тормозного привода; 1.7. работоспособность манометра пневматического (пнеumoгидравлического) тормозного привода; 1.8 работоспособность средств сигнализации и контроля тормозных систем, манометров пневматического и пневмогидравлического тормозного привода, устройства фиксации органа управления стояночной тормозной системы; 1.9. состояние элементов тормозных систем: наличие коррозии, грозящей потерей герметичности или разрушением; наличие механических повреждений тормозных трубопроводов; наличие деталей с трещинами или остаточной деформацией; наличие набухания тормозных шлангов под давлением, наличие трещин на них и видимых мест перетирания; расположение и длина соединительных шлангов пневматического тормозного привода автопоездов должны исключать их повреждения при взаимных перемещениях тягача и прицепа (полуприцепа); 2.3. осмотром снизу, используя люфт-детектор, отсутствие взаимных перемещений деталей рулевого привода, крепление картера рулевого механизма и рычагов поворотных цапф; 2.4. осмотром состояние деталей РУ: повреждения и отсутствие деталей крепления рулевой колонки и картера рулевого механизма, а также повышение подвижности деталей рулевого привода относительно друг друга или кузова (рамы), не предусмотренное изготовителем ТС (в эксплуатационной документации), не допускаются; резьбовые соединения должны быть затянуты и зафиксированы способом, предусмотренным изготовителем транспортного средства; люфт в соединениях рычагов поворотных цапф и шарнирах рулевых тяг не допускается; устройство фиксации положения рулевой колонки с регулируемым положением рулевого колеса должно быть работоспособно; 2.8. герметичность гидро-системы усилителя РУ; 5.2. осмотром с наружной и внутренней стороны состояние и пригодность шин к эксплуатации; 5.4. состояние дисков и ободьев колес; 5.6. осмотром соответствие установки шин по осям ТС требованиям ТРТС; 6.3. герметичность системы питания ТС с бензиновыми и дизельными двигателями (по подтеканию и каплепадению топлива); 6.5. герметичность и соответствие системы питания газобаллонных транспортных средств, ее размещение и установку требованиям ТРТС; 6.7. систему выпуска отработавших газов на комплектность, отсутствие прогаров, механических пробоев и неплотностей в ее соединениях; 7.19. работоспособность держателя запасного ко-

леса, лебедки и механизма подъема-опускания запасного колеса; 7.21. отсутствие каплепадения масел и рабочих жидкостей; 8.1. отсутствие изменений в конструкции ТС, внесенных в нарушение требований ТРТС. 9.1. на автомобиле-тягаче, предназначенном для работы с прицепами, наличие и работоспособность устройства, позволяющего в случае разрыва соединительных магистралей между тягачом и прицепом (полуприцепом) затормозить рабочим или аварийным тормозом; 9.2. на прицепе (полуприцепе) срабатывание устройства, обеспечивающего автоматическое затормаживание при разрыве соединительных магистралей с автомобилем-тягачом.

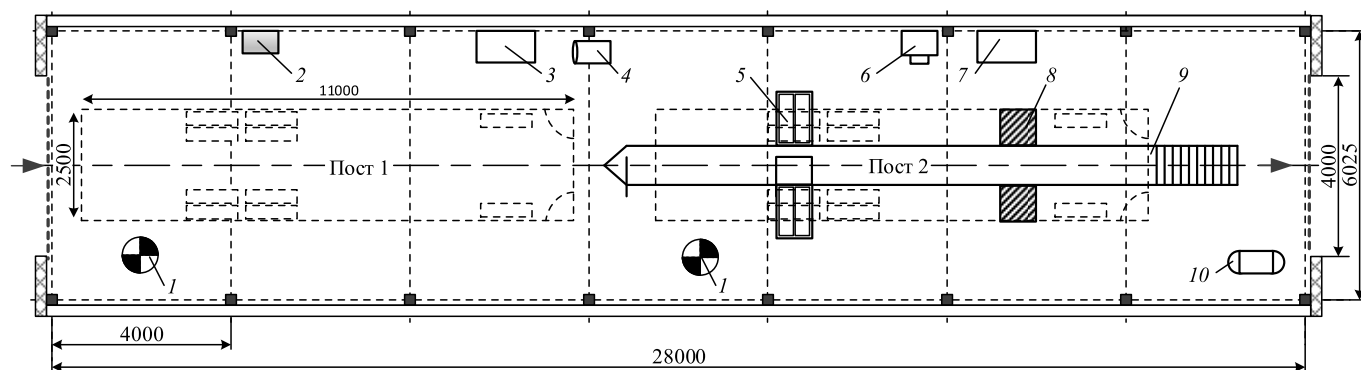
Учитывается, что продолжительность (трудоемкость) контроля технического состояния автобусов и грузовых автомобилей, указанных выше категорий, отличается незначительно и составляет около 70 мин. А это, в свою очередь, позволяет обеспечить ритмичность протекания производственного процесса и синхронизацию работы постов и исполнителей на линии техосмотра [2, 5, 8, 9].

Проведение некоторых операций предусмотрено одновременно на обоих постах, что обусловлено необходимостью учета различий в конструкции ТС (например, размещение запасного колеса сзади, сбоку или снизу под автомобилем), а также проверки отдельных элементов сбоку, снизу или с внутренней стороны (например, состояние дисков и ободьев колес или отсутствие изменений в конструкции ТС).

Исходя из предложенного распределения операций контроля технического состояния, предлагается планировочное решение поточной линии для грузовых автомобилей и автобусов (представлено на рисунке).

Предлагаемые организация контроля технического состояния ТС и планировочное решение поточной линии также учитывают требования приказа Минтранса России от 09.07.2020 № 232 "Об утверждении требований к производственно-технической базе оператора технического осмотра и перечня документов в области стандартизации, соблюдение требований которых лицами, претендующими на получение аттестата аккредитации оператора технического осмотра, и операторами технического осмотра обеспечивает их соответствие требованиям аккредитации" (см. прил. 1 к данному приказу) и могут быть использованы при совершенствовании работы существующих и открытии новых пунктов технического осмотра [5, 9].

Также предлагается формула для расчета годовой пропускной способности (производительности) поточных линий операторов технического осмотра (ОТО) [2, 5, 9]:



Планировка линии диагностики транспортных средств категорий М2, М3, N2 и N3:

1 — местный отсос отработавших газов с насадками на выхлопные трубы; 2 — газоанализатор и дымомер; 3 — стеллаж для приборов и инструментов (переносная электролампа 12 В, прибор для проверки светопропускания стекол, течеискатель, люфтомер, шумомер, нутромер (штангенциркуль), линейка и досмотровое зеркало); 4 — прибор для проверки и регулировки автомобильных фар; 5 — тормозной роликовый стенд; 6 — рабочее место оператора тормозного стенда (пульт управления); 7 — стеллаж для приборов и инструментов (переносная электролампа 12 В, комплект манометров с насадками и секундомер); 8 — люфт-детектор; 9 — осмотровая канава; 10 — компрессор

$$A = \frac{60ПТР\eta}{(t+a)(1+\varphi)} C, \quad (1)$$

где П — количество рабочих постов на линии; Т — продолжительность работы пункта технического осмотра (ПТО), часов в сутки; Р — среднее число технических экспертов, одновременно работающих на посту (1–2); η — коэффициент использования рабочего времени поста (0,9...0,95); t — продолжительность технического диагностирования ТС (согласно Правилам проведения технического осмотра). Она включает продолжительности контроля легкового $t_{л}$, автобуса $t_{а}$ и грузового $t_{г}$ ТС умноженные на вероятности их поступления в ПТО x_i , т. е. $t = x_1 t_{л} + x_2 t_{а} + x_3 t_{г}$ (чел·мин), причем $x_1 + x_2 + x_3 = 1$, если область аккредитации ОТО охватывает все виды ТС; a — время, затрачиваемое на установку (съезд) и перемещение ТС с поста на пост (1...3 мин) [2, 5]; φ — коэффициент неравномерности поступления автомобилей в ПТО (0,15...0,25); C — количество рабочих дней ПТО в год. Величину x_i не сложно определить на основании данных о количестве проверенных конкретным ПТО легковых, грузовых автомобилей и автобусов за предшествующий период работы или при долгосрочном планировании (прогнозировании) исходя из процентного соотношения указанных ТС в регионе.

Данная формула позволяет решать и обратную задачу, т. е. при заданной годовой производственной программе техосмотров рассчитать необходимое количество постов и (или) технических экспертов.

Предлагаемые решения позволяют операторам технического осмотра обеспечить требуемое качество проверки состояния ТС (в том числе исключить

пропуски отдельных операций) при оптимальных трудовых и материальных затратах и нормативной продолжительности их диагностирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Технический** регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 (с изменениями на 11 июля 2016 года) О безопасности колесных транспортных средств. — М.: Стандартинформ, 2016.
2. **Павлишин С. Г.** Расчет нормативов обеспеченности населения пунктами технического осмотра АМТС // Автотранспортное предприятие. — 2012. — № 6. — С. 27–32.
3. **Руководство** по диагностике технического состояния легковых автомобилей и созданных на базе их агрегатов грузовых автомобилей и автобусов при государственных технических осмотрах / С. Г. Павлишин, А. В. Гопко, А. И. Остапенко. — Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1999. — 28 с.
4. **ГОСТ 33997–2016.** Межгосударственный стандарт. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки, утвержден приказом Росстандарта от 18 июля 2017 г. № 708-ст, введен в действие 1 февраля 2018 г. — М.: Стандартинформ, 2017.
5. **Техническая** эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Е. С. Кузнецов и др., 3-е изд. — М.: Наука, 2001. — 535 с.
6. **Захаров Н. С.** Факторы, влияющие на продолжительность простоя транспортно-технологических машин в текущем ремонте / Н. С. Захаров, С. А. Савин, М. М. Иванкив, А. А. Лушников. // Нефтяное хозяйство. — 2014. — № 4. — С. 82–84.
7. **Лянденбургский В. В.** Формирование рациональной системы технического обслуживания и ремонта автомобилей / Ponte Academic Journal. — May 2017. — Vol. 73. — No. 5.
8. **Волков Е. В.** Тяговая и тормозная динамика автомобиля: монография. — Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2017. — 180 с.
9. **Тузов Н. С., Попов Е. В.** Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учебное пособие. — Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2018. — 258 с.

В. Н. Катаргин, канд. техн. наук, профессор, e-mail: katargin@gmail.com,

С. В. Хмельницкий, канд. техн. наук, доцент, e-mail: hmel.sv@gmail.com,

Р. И. Тарбаков, студент, e-mail: troman797@mail.ru,

Д. А. Морозов, канд. техн. наук, доцент, e-mail: dimo19@mail.ru,

Сибирский Федеральный университет, г. Красноярск

ВЛИЯНИЕ СТОИМОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КУЗОВНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

В статье анализируются возможности развития кузовного производства в условиях нарастания уровня конкуренции. Рассмотрены технологические процессы кузовных работ и выявлена проблема выбора технологического оборудования. Приведены статистические данные показателей эффективности кузовных подразделений компаний, работающих на рынке кузовного ремонта в г. Красноярске. Предложен и рассчитан комплексный показатель качества для оборудования кузовного подразделения (на примере кузовных ступелей) и на его основе даны некоторые рекомендации для компаний, планирующих выход на рынок услуг кузовного ремонта.

Ключевые слова: кузовное производство, кузовной ремонт, кузовное оборудование, эффективность кузовного производства, выбор технологического оборудования.

The possibilities for the development of bodywork in the context of the growing level of competition are analyzed in the article. The technological processes of bodywork are considered and the problem of choosing technological equipment is indicated. The statistical data about the efficiency indicators of company body divisions, operating in the body repair market in Krasnoyarsk, are presented. A composite quality index for the equipment of the bodywork department (using the example of body stocks) is proposed and calculated, and on its basis, some recommendations are given for companies which plan to enter the market of body repair services.

Keywords: body production, body repair, body equipment, body production efficiency, selection of technological equipment.

Рынок кузовного ремонта и покраски автомобилей развивается в прямой зависимости от объема автомобильного парка местности и количества дорожно-транспортных происшествий. На рис. 1 представлено количество зарегистрированных транспортных средств согласно данным ГИБДД в г. Красноярске.

Рост численности автомобилей неизбежно приводит к увеличению количества дорожно-транспортных происшествий, следовательно, повышается спрос на услуги станций кузовного ремонта, что, в свою очередь, стимулирует рост их количества. Усиливается конкуренция между ними, ужесточаются требования клиентов к качеству и срокам выполнения кузовного ремонта.

Данные требования тесно связаны с уровнем технологичности используемого на станции оборудования. Но в его подборе существует некоторое противоречие: чем выше эксплуатационные показатели оборудования, тем выше его стоимость,

чем выше стоимость, тем больше сроки окупаемости вложенных в оборудование средств. Следует понимать, что при малом спросе на услуги станции нерационально выбирать дорогое оборудование, так как оно будет малоэффективно, а в свою очередь, при большом спросе в этом есть смысл. В связи с этим задача подбора оборудования для нового сервиса становится более актуальной, так как от этого зависит его эффективность.

Любое оборудование точки кузовного ремонта характеризуется рядом показателей. На рис. 2 представлена структура показателей на примере ступелей.

Как видно из рис. 2, показатели делятся на два вида: технологические и эксплуатационные. Первые, в отличие от вторых, представлены в неявном виде, в связи с этим их не всегда можно использовать в качестве основных показателей для выбора оборудования, но стоит отметить, что такие критерии, как количество задействованных

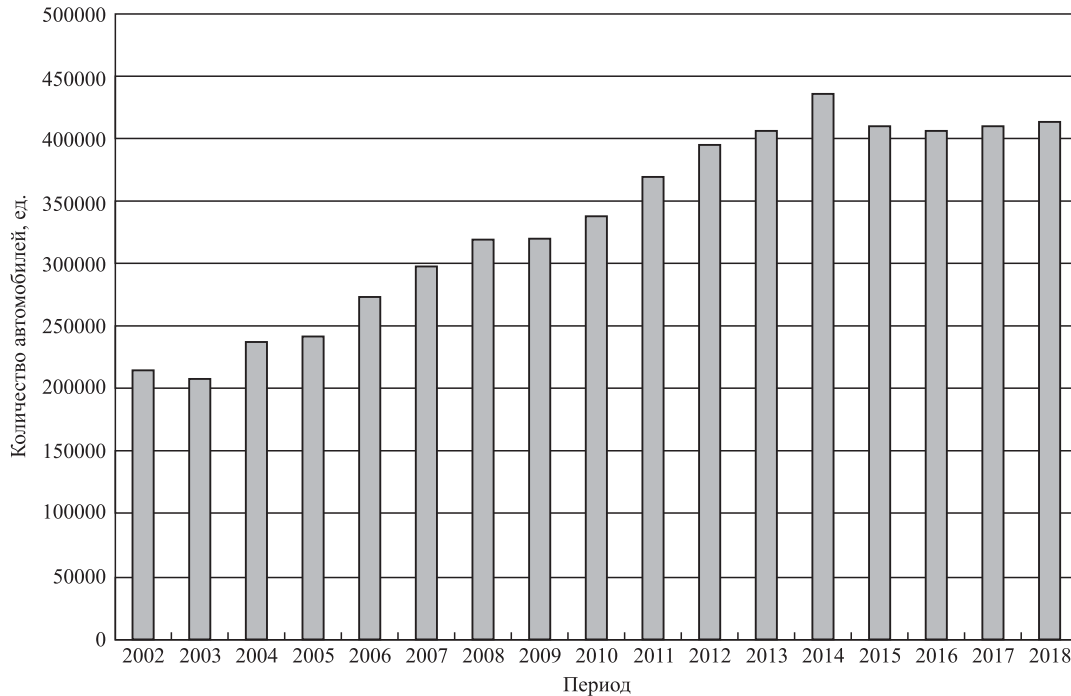


Рис. 1. Количество зарегистрированных автомобилей в г. Красноярске

операторов, время, необходимое на изменение направления тягового усилия, время, необходимое на установку автомобиля на стапель, прямым образом влияют на эффективность сервиса в целом.

Эффективность рабочих процессов кузовного производства характеризуют следующие показатели:

- продуктивность — отношение количества проданных часов к рабочему потенциалу;
- производительность — отношение количества проданных часов к времени выполнения работ;
- загрузка — отношение времени выполнения работ к присутственному времени [1].

В рамках данных исследований на базе предприятий ООО "Медведь-Север" и ООО "Доступ-

ный сервис" в г. Красноярске были собраны эмпирические данные, произведены измерения технологических показателей рамных, напольных и платформенных ступеней. Минимально необходимая численность измерений определяется в выражении [2]:

$$N = \frac{t_{L,f}^2 G^2}{\Delta^2}, \quad (1)$$

где $t_{L,f}^2$ — коэффициент доверия (Стьюдента); G^2 — дисперсия вариационного признака; Δ^2 — предельная ошибка (выбирается из ряда 0,1...0,25), примем $\Delta^2 = 0,2$.

Расчет в формуле (1) показал, что при коэффициенте доверия $t_{L,f}^2 = 3,35$, соответствующему доверительной вероятности $f = 0,99$, числе

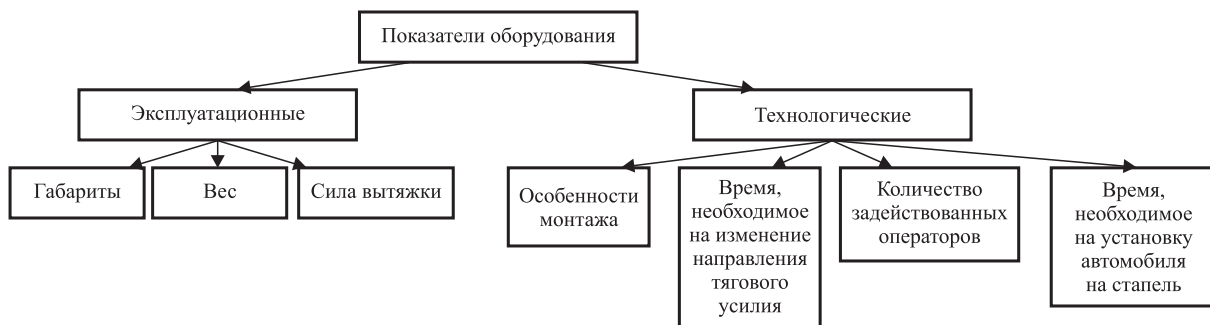


Рис. 2. Структура показателей ступеней

Результаты замеров технологических показателей стапелей

Показатели эффективности стапеля	Вид стапеля		
	Рамный	Платформенный	Напольный
Среднее время установки автомобиля на стапель, мин	42,5	20,9	47,1
Среднее время изменения вектора тягового усилия, мин	16,4	7,5	13,5
Среднее время смены оснастки, мин	7	3	5
Количество плоскостей работы вектора тягового усилия, ед.	1	3	2
Средний балл за эргономику рабочего места, от 1 до 10	4	8	5

степеней свободы $f = 8$ и дисперсии $G^2 = 0,14$ минимально необходимая численность измерений N для проведения исследования составляет 36 ед.

Результаты измерений представлены в табл. 1.

Комплексный показатель качества характеризует одновременно несколько простых свойств или одно сложное свойство продукции (состоящее из нескольких простых) [3]. Используем его для оценки уровня качества услуг в разных ценовых группах. В нашем случае комплексный показатель качества K для определенного вида оборудования вычисляются методом среднего взвешенного по формуле [4]

$$K = \sum_{i=1}^n k_i q_i, \quad (2)$$

где q_i — коэффициент весомости показателя k_i ; k_i — показатель i -го свойства оцениваемой продукции [3].

Коэффициент весомости q_i определяем по формуле

$$q_i = \frac{a_i}{\sum a_i}, \quad (3)$$

где $\sum a_i$ — сумма баллов, присвоенных всеми экспертами по всем показателям; a_i — сумма баллов, присвоенных всеми экспертами по i -му показателю качества.

Был произведен экспертный опрос ранжирования единичных показателей эффективности стапелей при помощи экспертной группы, состоящей из 4 чел., таким образом, определен коэффициент весомости показателей эффективности. В табл. 2 представлены результаты экспертного опроса.

Таким образом, был рассчитан комплексный показатель качества K для каждого вида стапелей. Искомый коэффициент отображен в виде диаграммы, представленной на рис. 3.

Как видно из диаграммы, комплексный показатель качества платформенного стапеля выше, чем у других видов стапелей, что объясняется его конструкцией. В его основе лежит платформа, на которой с помощью специальных зажимов закрепляется автомобиль. Восстановление геометрии кузова возможно производить под усилием, одновременно создаваемым несколькими силовыми стойками. Данный вид стапелей позволяет исправлять повреждения любой степени сложности.

Таблица 2

Результаты экспертного опроса

Показатели эффективности	Номер эксперта				Сумма баллов	q_i
	1	2	3	4		
Время установки	3	2	3	2	10	0,4
Время изменения тягового усилия	1	1	2	1	5	0,2
Удобство в работе	2	3	1	3	9	0,375
					$\Sigma = 24$	

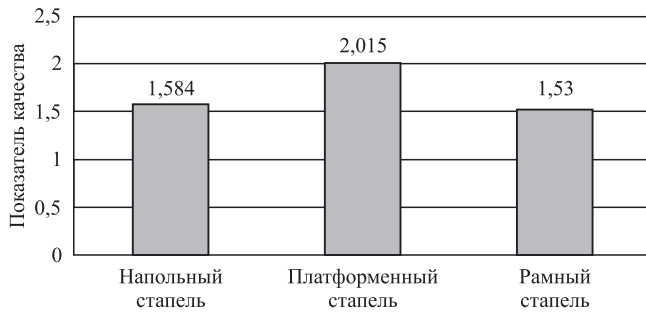


Рис. 3. Комплексный показатель качества ступеней

Далее был рассчитан и проанализирован показатель эффективности сервиса. В качестве показателя эффективности выберем производительность кузовного участка.

В общем случае производительность сервиса оценивается выражением [1]

$$P_i = \frac{t_{\text{прод.часы}}}{t_{\text{вып.работ}}}, \quad (4)$$

где $t_{\text{прод.часы}}$ — количество проданных часов, примем равным 723,64 ч (исходя из данных ООО "Медведь-Север"); $t_{\text{вып.работ}}$ — время выполнения работ.

В нашем случае при оценке производительности кузовного участка $t_{\text{вып.работ}}$ равно сумме времени выполнения работ на ступени $t_{\text{стап}}$ и времени других операций по восстановлению геометрии кузова $t_{\text{раб}}$. Исходя из этого формула (3) примет вид

$$P_i = \frac{t_{\text{прод.часы}}}{t_{\text{стап.работ}} + t_{\text{раб}}}, \quad (5)$$

где $t_{\text{прод.часы}}$ — то же, что в формуле (4); $t_{\text{стап.работ}}$ — время выполнения ступенчатых работ; $t_{\text{раб}}$ — время выполнения остальных работ.

Результаты представим в виде диаграммы на рис. 4.

Производительность кузовного участка при использовании платформенного ступенчатого выше, чем с рамным и напольным, так как его конструкция обеспечивает более легкую и, следовательно, быструю установку автомобиля. Также он имеет наименьшее среднее время изменения вектора тягового усилия.

Определим зависимость комплексного показателя качества от средней стоимости каждого вида оборудования. Данная зависимость представлена на рис. 5.

Исходя из рис. 5 можем сделать вывод, что зависимость комплексного показателя качества

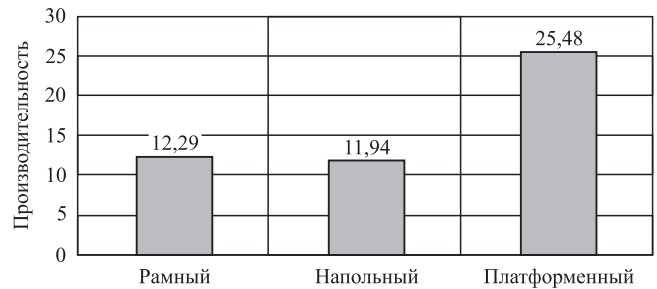


Рис. 4. Производительность кузовного участка в зависимости от вида используемых ступеней

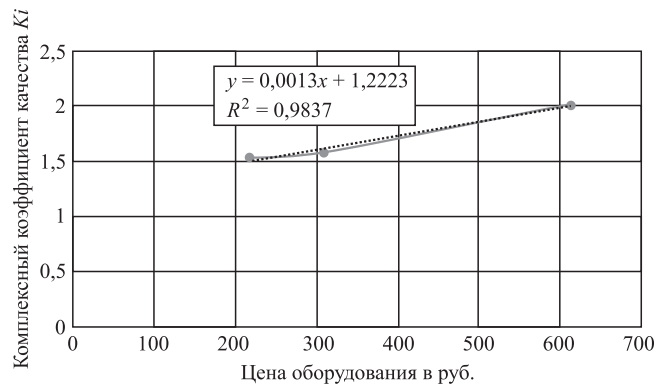


Рис. 5. Зависимость комплексного показателя качества ступеней от стоимости

от стоимости — прямая, т. е. чем она больше, тем больше комплексный показатель качества. Наибольшую цену и показатель имеет платформенный ступень, далее идет напольный, и самую дешевую цену и низкий показатель имеет рамный ступень.

Определим зависимость производительности от средней стоимости каждого вида оборудования. Данная зависимость представлена на рис. 6.

На основании рис. 6 можно сделать вывод, что производительность кузовного участка при использовании более дешевого рамного ступенчатого выше, чем при более дорогом напольном, а в свою

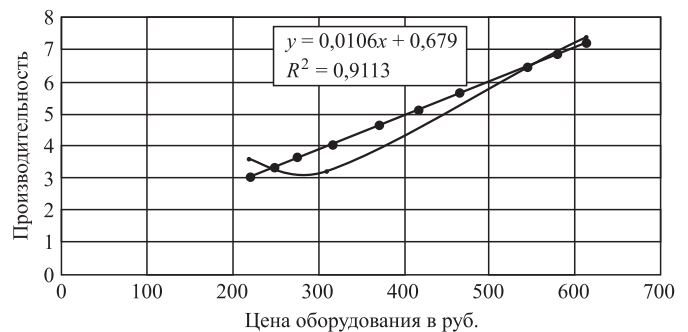


Рис. 6. Зависимость производительности кузовного участка от стоимости ступеней

очередь при применении платформенного имеем наибольшую стоимость за оборудование и высокую производительность участка.

Таким образом, при использовании платформенного стапеля кузовной участок имеет самую большую производительность и самый большой коэффициент качества при самой большой средней стоимости на него, производительность и коэффициент качества при применении напольного и рамного стапеля примерно на одном уровне, но рамный стапель выигрывает.

Исходя из выполненных исследований можно сделать ряд заключений:

1) платформенный стапель необходимо использовать, если есть возможность выделить необходимую площадь под достаточно массивную конструкцию и сервис имеет стабильно высокую загрузку (стапель задействован регулярно);

2) напольный — спорная конструкция стапеля, обладающего достаточной производительностью даже для крупных сервисов, но имеющий ряд недостатков. При относительно низкой стоимости самого стапеля нужно закладывать смету на его дорогой и сложный монтаж, и, при необходимости, демонтаж. Площадь участка необходимо выделять даже больше чем на платформенный стапель. Поэтому целесообразность использования такого типа стапелей может быть в редких случаях;

3) рамный — может использоваться в небольшом кузовном сервисе или в качестве дополнительного рабочего поста в больших кузовных цехах. За счет относительно низкого веса есть возможность смены места расположения сервиса при аренде помещений.

Таким образом, на основе выполненных исследований были даны практические рекомендации при наполнении сервиса технологическим оборудованием на этапе выхода сервиса на рынок, на этапе расширения или оптимизации технологических процессов в зависимости от загрузки предприятия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Технический** аудит кузовного производства ДЦ "Форд" [Электронный ресурс] // "Интерколор". — 2008 — URL: <https://docplayer.ru/30340327-Tehnicheskiy-audit-kuzovnogo-proizvodstva-dc-ford.html> (дата обращения 27.11.2020).
2. **Кобзарь А. И.** Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. — 816 с.
3. **ГОСТ 15467—79.** Управление качеством продукции. Основные понятия. Термины и определения. Введ. 1979.07.01. — М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1980. — 29 с.
3. **Ломакин Д. О.** Комплексная оценка уровня качества услуг предприятий автосервиса. — Орел: Государственный университет УНПК, 2012. — 84 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2021 год

Подписавшись в издательстве, вы:

- 1) получаете без задержек журнал с первого номера;
- 2) экономите на стоимости почтовой доставки;
- 3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (495) 785-60-69.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 629.08

DOI: 10.36652/1684-1298-2021-4-33-34

Х. А. Фасхийев, д-р техн. наук, профессор, e-mail: faskhiev@mail.ru,

Р. М. Баязитов, доцент, e-mail: bayazitov.rustam@gmail.com, ФГБОУ ВО "Уфимский государственный авиационный технический университет", г. Уфа

КАК ВЛИЯЮТ КОНСТРУКТОРСКИЕ РЕШЕНИЯ НА ТРУДОЕМКОСТЬ ТЕХОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТА?

В статье приведены формулы расчета изменения годовой трудоемкости на техническое обслуживание автотранспортного средства при внедрении в конструкцию конструкторско-технологических решений. Формулы позволяют оперативно оценить эффективность внедряемых новшеств в конструкцию автотранспорта.

Ключевые слова: автотранспорт, техническое обслуживание, трудоемкость, конструкторско-технологическое мероприятие, периодичность технического обслуживания.

The article provides formulas for calculating the change in the annual labor intensity for the maintenance of a vehicle when introducing design and technological solutions into the design. Formulas make it possible to quickly assess the effectiveness of innovations introduced into the design of vehicles.

Keywords: vehicles, maintenance, labor intensity, design and technological measures, frequency of maintenance.

Технико-эксплуатационные показатели (ТЭП) автотранспортного средства, в частности показатели назначения, трудоемкость и периодичность технического обслуживания (ТО), надежность, ремонтпригодность, ресурс деталей и агрегатов и др. закладываются при проектировании модели. В ходе стендовых и дорожных испытаний и доводки автомобиля выявляются истинные значения технико-эксплуатационных показателей. Путем реализации конструкторско-технологических мероприятий ТЭП при модернизации модели могут быть улучшены. При этом возникает естественный вопрос оценки технико-экономической эффективности внедряемых мероприятий. В частности, в настоящее время нет формулы, позволяющей оценить влияние конструкторско-технологических решений на изменение годовой трудоемкости технического обслуживания автотранспортного средства [1].

Предлагаемая модель расчета должна объединять трудоемкости ТО-1, ТО-2, сезонного обслуживания (СО), обслуживания, выполняемого ежедневно (ЕО_с) и перед ТО и ремонтом (ЕО_т). Годовой объем работ по ТО может быть рассчитан по известным формулам [2] путем суммирования трудоемкостей ТО-1, ТО-2, СО, ЕО_с и ЕО_т, проводимых в течение года:

$$T_{\text{ТО}} = L_{\text{год}} \left(\frac{t_{\text{ТО-1}} + 1,6t_{\text{ЕО}_t}}{L_{\text{ТО-1}}} + \frac{t_{\text{ТО-2}} - t_{\text{ТО-1}}}{L_{\text{ТО-2}}} \right) + \alpha D_k t_{\text{ЕО}_c} + 2t_{\text{СО}}, \quad (1)$$

где $t_{\text{ТО-1}}$, $t_{\text{ТО-2}}$, $t_{\text{СО}}$, $t_{\text{ЕО}_c}$, $t_{\text{ЕО}_t}$ — трудоемкость ТО-1, ТО-2, СО, ЕО_с и ЕО_т соответственно, чел-ч; $L_{\text{ТО-1}}$, $L_{\text{ТО-2}}$ — периодичность ТО-1 и ТО-2 соответственно, км; α — коэффициент выпуска.

Изменение годового объема работ по ТО при реализации мероприятий, направленных на снижение трудоемкости ТО, определяется по формуле, чел-ч:

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{ТО}} = L_{\text{год}} \times & \left(\frac{(t_{1\text{ТО-1}} - t_{2\text{ТО-1}}) + 1,6(t_{1\text{ЕО}_t} - t_{2\text{ЕО}_t})}{L_{\text{ТО-1}}} + \right. \\ & \left. + \frac{(t_{1\text{ТО-2}} - t_{2\text{ТО-2}}) - (t_{1\text{ТО-1}} - t_{2\text{ТО-1}})}{L_{\text{ТО-2}}} \right) + \\ & + D_k (\alpha_1 t_{1\text{ЕО}_c} - \alpha_2 t_{2\text{ЕО}_c}) + 2(t_{1\text{СО}} - t_{2\text{СО}}), \end{aligned} \quad (2)$$

где $t_{1\text{ТО-1}}$, $t_{1\text{ТО-2}}$, $t_{1\text{СО}}$, $t_{1\text{ЕО}_c}$, $t_{1\text{ЕО}_t}$ — трудоемкость ТО-1, ТО-2, СО, ЕО_с и ЕО_т до внесения изменений соответственно, чел-ч; $t_{2\text{ТО-1}}$, $t_{2\text{ТО-2}}$, $t_{2\text{СО}}$, $t_{2\text{ЕО}_c}$, $t_{2\text{ЕО}_t}$ — трудоемкость после внедрения мероприятий ТО-1, ТО-2, СО, ЕО_с и ЕО_т соответственно, чел-ч.

В формуле (2) предполагается, что периодичность ТО-1 и ТО-2 остаются без изменений. Если при внедрении конструкторско-технологических мероприятий наряду с трудоемкостью будет подвергаться и периодичность ТО, то изменение годовой трудоемкости определяется по формуле, чел-ч:

$$\Delta T_{\text{ТО}} = L_{\text{год}} \left(\frac{L_{2\text{ТО-1}}(t_{1\text{ТО-1}} + 1, 6t_{1\text{ЕО}_T}) - L_{1\text{ТО-1}}(t_{2\text{ТО-2}} + 1, 6t_{2\text{ЕО}_T})}{L_{1\text{ТО-1}}L_{2\text{ТО-1}}} \right) + \frac{L_{2\text{ТО-2}}(t_{1\text{ТО-2}} - t_{1\text{ТО-1}}) - L_{1\text{ТО-2}}(t_{2\text{ТО-2}} - t_{2\text{ТО-1}})}{L_{1\text{ТО-2}}L_{2\text{ТО-2}}} + D_{\text{к}}(\alpha_1 t_{1\text{ЕО}_c} - \alpha_2 t_{2\text{ЕО}_c}) + 2(t_{1\text{СО}} - t_{2\text{СО}}), \quad (3)$$

где $L_{1\text{ТО-1}}$, $L_{2\text{ТО-2}}$ — периодичность ТО-1 и ТО-2 до внедрения нововведения соответственно, км; $L_{2\text{ТО-1}}$, $L_{2\text{ТО-2}}$ — периодичность ТО-1 и ТО-2 после внедрения нововведения соответственно, км.

Исходные данные для расчета годовой трудоемкости обслуживания самосвала КАМАЗ-6520

	С двигателем КАМАЗ-740.50-360	С двигателем Cummins ISL350.30
Трудоемкость ЕО_c , $t_{\text{ЕО}_c}$, чел-ч	0,94	0,96
Трудоемкость ЕО_T , $t_{\text{ЕО}_T}$, чел-ч	0,94	0,96
Трудоемкость ТО-1, $t_{\text{ТО-1}}$, чел-ч	2,94	3,26
Трудоемкость ТО-2, $t_{\text{ТО-2}}$, чел-ч	8,91	9,53
Трудоемкость СО, $t_{\text{СО}}$, чел-ч	14,5	15,5
Периодичность ТО-1, $L_{\text{ТО-1}}$, км	5500	10 000
Периодичность ТО-2, $L_{\text{ТО-2}}$, км	16 500	20 000
Годовая трудоемкость ТО, чел-ч	380	319

Для примера покажем изменение трудоемкости ТО самосвала КАМАЗ-6520 при установке другого двигателя. Сначала по формуле (1) по исходным данным таблицы была рассчитана годовая трудоемкость ТО автомобиля КАМАЗ-6520 с базовым двигателем КАМАЗ-740.50-360, которая при годовом пробеге 30 тыс. км составила 380 чел-ч. В дальнейшем по формуле (3) было рассчитано изменение годовой трудоемкости на ТО этого автомобиля при применении вместо базового КАМАЗ-740.50-360 двигателя CUMMINS ISL350.30 мощностью 350 л. с. При установке импортного двигателя трудоемкость отдельных видов ТО несколько возрастает, однако существенно увеличивается периодичность проведения ТО. Благодаря этому факту в годовом исчислении происходит снижение трудоемкости ТО самосвала КАМАЗ-6520 на 61 чел-ч.

Таким образом, приведенные формулы позволяют легко оценить влияние конструкторско-технологических решений на трудоемкость технического обслуживания автотранспортного средства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ипатов М. И.** Техничко-экономический анализ проектируемых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1982. — 272 с.
2. **Напольский Г. М.** Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: учебник для вузов; 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1993. — 271 с.

Экологичная доставка DPD



Пилотный проект по использованию электромобилей в логистической компании DPD в России стартовал в ноябре 2019 г. За это время электрокары доставили более 2,5 т посылок в Москве и Ростове-на-Дону. Ежедневно выходя на маршрут, они проехали более 50 тыс. км с нулевым выбросом CO_2 . Renault KANGOO Z. E. — это многофункциональный электромобиль, доступный в грузовой и пассажирской версиях, благодаря чему он легко адаптируется к различным задачам. Цель DPD — к 2025 г. снизить выбросы CO_2 в пересчете на посылку на 30 % по сравнению с 2013 г. и поставить на маршрут 5000 транспортных средств на альтернативном топливе.

Э. А. Рагимов, канд. техн. наук, e-mail: elmar_rahimov@yahoo.com, Институт Географии имени акад. Г. Алиева, Национальная Академия Наук Азербайджана, г. Баку

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Статья посвящена проблемам сопротивлений движению, влияющих на транспортное средство. Каждый автомобиль ломает сопротивление движению во время езды. Эти сопротивления представляют собой сопротивление воздуха, сопротивление ускорению, сопротивление качению и сопротивление градиенту. Двигатель должен выполнять определенную работу, чтобы сломать сопротивление движению. Увеличение значения некоторых сопротивлений приводит к увеличению работы, необходимой для их разрушения. Для такой работы необходимо израсходовать определенное количество топлива, а результат виден в виде вредных выбросов. В статье описывается механизм формирования особых сопротивлений движению и факторы, влияющие на них.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, окружающая среда, сопротивление движению, выбросы, расход топлива, загрязнение.

The paper is devoted to the problems of driving resistances that influence an automobile. Each automobile breaks driving resistances in the course of driving. These resistances are air resistance, acceleration resistance, rolling resistance and gradient resistance. The motor should carry out particular work for the purpose of breaking the driving resistances. A rise in the value of some resistances leads to a rise in the work required for its breaking. For such work it is essential to expend specific amount of fuel and the outcome is visible in the shape of detrimental emissions. The paper characterises the mechanism of development of certain driving resistances and factors that influence them.

Keywords: automobile transport, environment, driving resistance, emissions, fuel consumption, pollution.

Введение

Автотранспортные средства считаются одним из основных загрязнителей окружающей среды из-за образования твердых отходов, возможного разлива углеводородов и последующего загрязнения грунтовых и поверхностных вод, но в основном из-за образования парниковых газов и других выбросов от выхлопных газов [1]. Фактически, они содержат непреднамеренные соединения азота с кислородом — оксиды азота NO_x , несгоревшие углеводороды [2]. Они также содержат результаты неполного сгорания углерода, оксида углерода CO , а также парникового газа CO_2 [3]. Благодаря использованию катализаторов и оптимизации приготовления рабочей смеси и процесса горения современные автомобили выбрасывают эти газы в воздух значительно меньше, чем в прошлом [4].

Сравнение лимитов выбросов

Сравнение предельных значений выбросов в выхлопных газах современных транспортных средств представлено в табл. 1—4.

Из таблиц видно уменьшение допустимого содержания вредных веществ в отработавших газах. Они не показывают газ, ответственный за парниковый эффект, и, следовательно, двуокись углерода CO_2 . Производство и потребление 1 л дизельного топлива создает нагрузку на окружающую среду в размере 3251 г CO_2 , а 1 л бензина — на 2993 г CO_2 [5].

Что касается ситуации, на транспортные средства также оказывается постоянное давление, чтобы они потребляли меньше топлива и, таким образом, производили меньше парникового газа CO_2 . Изменения в приготовлении рабочей смеси привели к увеличению КПД двигателей внутреннего сгорания и, как следствие, снижению расхода топлива. Если грузовик Avia A 30 1970-х гг. имел удельный расход топлива 245 г/(кВт·ч), то его современная версия Avia A 75 EL, выпущенная на рубеже веков, имела удельный расход топлива 225 г/(кВт·ч), а грузовик Mercedes-Benz Atego 815 с начала века уже достиг удельного расхода топлива 183 г/(кВт·ч). По этим данным можно определить эффективность использования тепловой энергии из топлива, которая показана в табл. 4.

Таблица 1

**Краткое изложение пределов отдельных норм выбросов ЕВРО
для транспортных средств категории М1, оснащенных двигателями с принудительным зажиганием**

Год применения	Стандарт	СО, г/км	NO _x , г/км	НС + NO _x , г/км	НС, г/км	Частицы, г/км
1992	1	2,72 (3,16)	—	0,97 (1,13)	—	—
1996	2	2,2	—	0,5	—	—
2000	3	2,3	0,15	—	0,2	—
2005	4	1,0	0,08	—	0,1	—
2009	5	1,0	0,06	—	0,1	0,005
2014	6	1,0	0,06	—	0,1	0,005
Доля стоимости с 1992 г.		0,368	0,165			

Таблица 2

**Краткое изложение пределов конкретных норм выбросов ЕВРО
для транспортных средств категории М1, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия**

Год применения	Стандарт	СО, г/км	NO _x , г/км	НС + NO _x , г/км	НС, г/км	Частицы г/км
1992	1	2,72 (3,16)	—	0,97 (1,13)	—	0,14 (0,18)
1996	2	1,0	—	0,7	—	0,08
2000	3	0,64	0,5	0,56	—	0,05
2005	4	0,5	0,25	0,3	—	0,025
2009	5	0,5	0,18	0,23	—	0,005
2014	6	0,5	0,08	0,17	—	0,005
Доля стоимости от 1992 г.		0,184	0,258			0,036

Таблица 3

**Краткое изложение пределов отдельных норм выбросов
ЕВРО для транспортных средств категорий М и N,
оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия**

Год применения	Стандарт	СО, г/(кВт·ч)	NO _x , г/(кВт·ч)	НС, г/(кВт·ч)	Частицы г/(кВт·ч)
1990	0	11,2	14,4	2,4	—
1992	I	4,9	9	1,23	0,36
1996	II	4	7	1,1	0,15
2000	III	2,1	5	0,66	0,13
2005	IV	1,5	3,5	0,46	0,02
2009	V	1,5	2	0,46	0,02
2014	VI	1,5	0,4	0,13	0,01
Доля стоимости от 1992 г.		0,134	0,028	0,106	0,028

Расчет проводился для теплотворной способности дизельного топлива $41\ 840\ \text{кДж} \cdot \text{кг}^{-1}$ и его удельной массы, $\rho = 0,84\ \text{кг} \cdot \text{дм}^{-3}$. Предполагая, что для преодоления сопротивления движению требуется постоянная мощность в 30 кВт и что автомобиль движется со скоростью 60 км/ч, можно сравнить расход транспортных средств на 100 км, а также количество выделяемого CO₂ [6]. Результаты представлены в табл. 4.

Согласно данным табл. 1—4 образование вредных выбросов выхлопными газами дорожных транспортных средств значительно сократилось. Такое сокращение было достигнуто не только благодаря ужесточению законодательства, но и благодаря техническому прогрессу, который повысил эффективность двигателей внутреннего сгорания [7].

Однако уменьшение сопротивления движению также может способствовать снижению выбро-

Таблица 4

Влияние КПД двигателя на расход топлива и производство CO₂ при постоянной мощности двигателя 30 кВт

Транспортное средство	Конкретное потребление, г/(кВт·ч)	Использование топливной энергии, %	Расход, л/100 км	Количество CO ₂ , кг
Avia A30	245	35,1	14,58	47,41
Avia A 75 EL	225	38,2	13,93	45,29
Mercedes-Benz Atego 815	183	47,0	10,89	35,40

сов [8]. Поэтому в следующей части статьи мы уделим внимание влиянию сопротивления движению на расход топлива транспортных средств.

Сопротивление движению

Во время движения двигатель транспортного средства должен преодолевать сопротивление движению, затрудняющее движение транспортного средства. Эти сопротивления представляют собой сопротивление воздуха и сопротивление качению, которые всегда действуют против направления движения транспортного средства. Градиентное сопротивление изменяет направление своего действия в зависимости от того, движется ли транспортное средство в гору и, таким образом, увеличивает свою потенциальную энергию, или оно движется под гору.

Инерционное сопротивление пытается поддерживать состояние движения транспортного средства. Если автомобиль ускоряется, это не дает ему увеличить скорость. Если транспортное средство замедляется, оно меняет свое действие и пытается поддерживать скорость движения транспортного средства [9].

Сопротивление воздуха

Во время движения всегда действует сопротивление воздуха. Оно обозначается буквой N , и для определения его интенсивности используется следующее уравнение:

$$O_v = \frac{\rho c_x v^2 S}{2},$$

где O_v — сопротивление воздуха, N ; ρ — удельная масса воздуха, кг/м³.

Оно меняется в зависимости от давления и температуры [10]. При температуре 0 °С и давлении 1013,25 гПа удельная масса воздуха составляет 1,29 кг/м³ [11]. При увеличении давления до 1020 ГПа и температуры до 15 °С удельная масса воздуха составляет 1,231 кг/м³. Если остальные параметры не изменятся, сопротивление воздуха снизится на 4,6 %. Изменение высоты на 1219 м отразится в виде снижения сопротивления воздуха на 17 %. Сводка влияния изменения температуры воздуха при стабильном давлении на расход топлива грузового автомобиля приведена в табл. 5.

Из таблицы видно, что при изменении температуры от –20 °С до +35 °С расход топлива на преодоление дистанции 100 км уменьшится на 3,39 л, а количество выделяемого CO₂ уменьшится на 11,03 кг.

c_x — коэффициент сопротивления. Это безразмерная величина, которая зависит от формы и длины тела, которое пытается проникнуть сквозь воздух. Даже небольшое изменение формы и размера может сильно повлиять на изменение сопротивления воздуха транспортного средства или комбинации транспортных средств. В таблице показано влияние модификаций на общий коэффициент сопротивления воздуха автомобиля. Воздействие его изменения можно преобразовать в потребление транспортных средств и произ-

Таблица 5

Влияние температуры воздуха на расход топлива грузового автомобиля

Температура воздуха 0 °С	–20	–5	+5	+20	+35
Удельная масса воздуха ρ , кг/м ³	1,392	1,314	1,267	1,202	1,143
Сопротивление воздуха, N	2715,4	2563,3	2471,6	2344,8	2229,7
Расход на преодоление сопротивления воздуха, л/100 км	18,96	17,90	17,26	16,37	15,57
CO ₂ произведено, кг	61,63	58,18	56,10	53,22	50,60

Таблица 6

Влияние коэффициента сопротивления воздуха на расход топлива грузовика $v = 90$ км/ч; $S = 9,18$ м²; $m_{pe} = 190$ г/(кВт·ч); $\rho_{fuel} = 0,84$ кг/м³; $\rho_{air} = 1,29$ кг/м³; $\eta_p = 90$ %

Коэффициент сопротивления воздуха c_x , —	0,863	0,673	0,657	0,568	0,35
Сопротивление воздуха, N	3193,7	2490,6	2431,4	2102,0	1295,2
Расход на преодоление сопротивления воздуха, л/100 км	22,30	17,39	16,97	14,67	9,04
CO ₂ произведено, кг	72,48	56,53	55,18	47,71	29,40

водство парниковых газов CO₂. Производитель грузовиков MAN изготовил экспериментальную комбинацию автомобилей с коэффициентом сопротивления воздуха $c_x = 0,35$.

Сводная информация представлена в табл. 6. v — относительная скорость воздуха относительно транспортного средства, м/с. Величина возводится в квадрат по отношению для определения интенсивности сопротивления воздуха. Следовательно, это самая важная часть, влияющая на сопротивление воздуха.

В табл. 7 представлена информация об изменении силы сопротивления воздуха в зависимости от скорости.

S — размер передней части автомобиля, м².

Как видно из табл. 5—7, сопротивление воздуха является параметром, который может значительно повлиять на расход топлива транспортным средством и, следовательно, на его влияние на окружающую среду.

Немаловажным параметром является также влияние на экономику бизнеса, поскольку автомобили дальнего следования преодолевают до 100 раз расстояния, указанные в табл. 5—7.

Сопротивление качению

Сопротивление качению — еще одно сопротивление, которое препятствует движению автомобиля. Его интенсивность можно определить по следующему уравнению:

$$O_f = mgf \cos \alpha,$$

где m — масса автомобиля, кг. Этот параметр существенно влияет на расход топлива. Любая ненужная масса влияет на расход.

В табл. 8 показан расход топлива на преодоление сопротивления качению и воздействие на окружающую среду.

Из табл. 8 видно, что каждая добавленная тонна массы приводит к увеличению расхода топлива на 0,44 л на 100 км. Необходимо отметить, что такое увеличение относится только к стабильному вождению по ровной поверхности, но в случае ежемесячных ходовых качеств транспортного средства представляет собой увеличение затрат на топливо до 44 евро. Увеличение расхода топлива будет значительно выше, если учесть энергию, необходимую для преодоления градиентного и инерционного сопротивления. Другая важная информация из табл. 8 заключается в том, что сопротивление воздуху и качению сопоставимы по величине при массе 40 т и скорости 90 км/ч.

g — ускорение свободного падения. Для нашей широты принято $g = 9,81$ м/с²; f — коэффициент сопротивления качению. Этот параметр зависит от нескольких факторов. Оно меняется в зависимости от скорости движения, качества дорожного покрытия, типа шины и ее внутреннего давления [11]. Согласно Директиве ЕС шины должны иметь маркировку, содержащую информацию об их энергоемкости с точки зрения их коэффициента сопротивления качению [12]. В табл. 9 показано изменение сопротивления качению вместе с расходом топлива и количеством выделяемого диоксида углерода.

Таблица 7

Влияние скорости движения на сопротивление воздуха и расход топлива грузовика

Скорость автомобиля, км/ч	90	80	70	60	50
Сопротивление воздуха, N	2516,5	1988,3	1522,3	118,4	776,7
Расход на преодоление сопротивления воздуха, л/100 км	17,57	13,88	10,63	7,81	5,42
CO ₂ произведено, кг	57,11	45,13	34,55	25,68	17,63

Таблица 8

Влияние массы на сопротивление качению и расход топлива грузовика

Масса автомобиля, кг	1000	5000	15 000	25 000	40 000
Сопротивление качению, N	62,7	313,9	941,8	1569,6	2511,4
Расход на преодоление сопротивления качению, л/100 км	0,44	2,19	5,92	9,86	15,78
CO ₂ произведено, кг	1,43	7,13	20,83	32,06	51,29

Таблица 9

Влияние изменения коэффициента сопротивления качению на расход топлива автомобилей

Категория шин согласно этикетке	A	B	C	D	E
Коэффициент сопротивления качению f , –	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008
Сопротивление качению, N	1569,6	1962,0	2354,4	2746,8	3139,2
Расход на преодоление сопротивления воздуха, л/100 км	9,86	12,33	14,79	17,26	19,72
CO ₂ произведено, кг	32,1	40,1	48,1	56,1	64,1

Как следует из табл. 9, разница в расходе топлива на преодоление сопротивления качению при использовании шин А и Е составляет до 9,86 л топлива на 100 км движения по ровной поверхности со стабильной скоростью 90 км/ч и с комбинацией 40 т транспортных средств. Разница в потреблении отразится не только на увеличении производства парниковых газов, но и на прямых эксплуатационных расходах. Это разница в 21 692 евро за срок службы шины, когда стоимость топлива составляет 1,1 евро/л, а удельный срок службы шины составляет 200 тыс. км.

Градиентное сопротивление

Градиентное сопротивление действует в том случае, если плоскость бега не горизонтальна, а имеет определенный наклон. При этом сила тяжести автомобиля делится на две части — первая перпендикулярна плоскости движения и обеспечивает давление транспортного средства на место движения, вторая параллельна плоскости движения. Если автомобиль движется в гору, он действует против направления движения автомобиля.

Если автомобиль движется под уклон, он пытается разогнать автомобиль. По этой причине тормозной путь автомобиля на спуске больше. Интенсивность градиентного сопротивления можно определить как

$$O_s = mg \sin \alpha,$$

где m — масса автомобиля, кг; g — ускорение свободного падения, м/с⁻²; α — наклон бегущей плоскости.

В табл. 10 представлена информация о влиянии наклона движущейся плоскости на расход топлива. Расчет был сделан для уклона 10 км, поскольку на практике большие расстояния редки.

Расходы, указанные в таблице, необходимо добавить к расходу топлива для преодоления сопротивления воздуха и сопротивления качению. Видно, что наклон движущейся плоскости даже на 1 % приводит к увеличению расхода топлива на 2,74 л на 10 км. Такой наклон бегущей плоскости не может быть замечен человеческим сенсорным восприятием. Конечно, может быть также предположение, что на основе преодоления определенного градиента транспортное средство

Таблица 10

Влияние охлаждения салона системой кондиционирования и открытого окна на расход топлива

Наклон движущейся плоскости, %	1	2	3	4	5
Градиентное сопротивление, N	3924,0	7848,0	11 772,0	15 696,0	19 620,0
Расход на преодоление уклона сопротивления, л/10 км	2,74	5,48	8,22	10,95	13,69
CO ₂ произведено, кг	8,9	17,8	26,7	35,6	44,5

может достичь соответствующей потенциальной энергии, которая будет возвращаться при движении под уклон, и поэтому потребление не нужно принимать во внимание.

Предложение реально, но лишь частично. Достижение потенциальной энергии осуществляется механическими передачами, и через них энергия возвращается обратно, поэтому потери в передачах уменьшают энергию вдвое. Необходимо учитывать, что получение энергии происходит только тогда, когда транспортное средство движется по ровной поверхности. Что касается дороги с большим уклоном, она обычно сопровождается поворотами, на которых происходит потеря энергии в тормозах при замедлении перед поворотами, в замедлителях для поддержания скорости движения, а также из-за разложения центробежных сил.

Инерционное сопротивление

Каждое движущееся тело достигает определенной кинетической энергии, соответствующей скорости автомобиля. Что касается автомобилей, необходимо добавить энергию, накопленную во вращающихся частях двигателя, коробки передач и колес, к кинетической энергии линейного движения кузова.

Изменение сопротивления инерции для конкретных передач и его интенсивность можно определить с помощью следующего уравнения:

$$O_a = ma\delta,$$

где m — масса автомобиля, кг; a — ускорение транспортного средства, м/с^{-2} ; δ — коэффициент воздействия вращающихся масс.

Это значение меняется в зависимости от используемой передачи. Для расчета, как и раньше, была выбрана комбинация автомобилей. Коэффициент варьируется от 1,956 на низшей передаче до 1,022 на высшей передаче, используемой при массе одного транспортного средства 120 кг. Для упрощения считается, что для достижения необходимой скорости водитель будет использовать каждую передачу в течение одинакового промежутка времени. Исходя из этого, можно определить средний коэффициент как $\delta = 1,239$.

В табл. 11 показан расход топлива на достижение выбранной скорости для автопоезда грузоподъемностью 40 т за один пуск. Расход топлива указан для одного пуска автопоезда для достижения необходимой скорости. Если автомобиль вынужден неоднократно останавливаться из-за условий эксплуатации, повышенный расход также повторяется.

Кондиционирование воздуха

В жаркое время года температура поднимается до чрезмерно высоких значений. Высокая температура в кабине, в которой водители вынуждены работать, быстро утомляет их и ухудшает их внимание и способность реагировать. Все это негативно сказывается на безопасности на дорогах и увеличивает риск дорожно-транспортных происшествий. Таким образом, кондиционирование кабины водителя — неотъемлемая часть современных автомобилей. Входная мощность, необходимая для приведения в действие кондиционера, обеспечивается двигателем транспортного средства.

Если требуется входная мощность кондиционера 2,5 кВт, расчетный часовой расход топлива для кондиционирования кабины составляет 0,63 л при КПД двигателя 90 %. Это предположение подтверждается измерениями на легковом автомобиле.

Чтобы исключить влияние других сопротивлений движению, измерения проводились на том же участке дороги и в тех же климатических условиях. Кондиционер был испытан для движения по автомагистрали и главной дороге.

Измерения проводились при включенном кондиционере, а затем при открытом окне автомобиля Suzuki SX4 при температуре 33 °С. Если во время измерения было медленно движущееся транспортное средство, измерение аннулировалось, а затем проводилось снова. В табл. 12 показано, что почасовое потребление топлива из-за кондиционера увеличилось после движения по главной дороге по сравнению с движением по автомагистрали. Это можно объяснить тем, что автомобиль двигался с меньшей скоростью, а тре-

Таблица 11

Инерционное сопротивление и расход топлива

Разгон от 0 до конечной скорости, км/ч	50	60	70	80	90
Расход для достижения скорости, л	0,33	0,48	0,65	0,85	1,08
CO ₂ произведено, кг	1,1	1,6	2,1	2,8	3,5

Влияние кондиционера на расход топлива

Тип дороги	Автомагистраль			Главная дорога
	110 км/ч	120 км/ч	130 км/ч	
Открытое окно, л·100 км	5,6	6,1	7,3	5,1
Закрытое окно с выключенным кондиционером, л·100 км	5,5	6,0	7,1	5,1
Закрытое окно с включенным кондиционером, л·100 км	6,1	6,5	7,6	6,0

буемая мощность двигателя была меньше во время движения по основной дороге. Поскольку входная мощность системы кондиционирования воздуха может считаться постоянной, доля входной мощности, необходимая для приведения в действие кондиционера, была выше.

Выводы

Как указано выше, очевидно, что сопротивление движению влияет на расход топлива транспортного средства. Точный выбор маршрута и техника вождения водителями могут существенно повлиять на расход топлива. Это также напрямую связано не только с транспортными расходами, но и с производством парниковых газов и, следовательно, влияет на глобальное потепление. Транспорт даже отрицательно влияет на окружающую среду, выделяя другие вредные вещества, такие как твердые частицы в выхлопных газах, завихрение пыли, образование шума, образование твердых биоразлагаемых отходов и пятен от нефтепродуктов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаркан Б., Стопка О., Гнап Дж., Кабан Дж. Исследование выбросов выхлопных газов автомобилей с искровым зажиганием в рамках контроля выбросов // Инженерные процедуры. — 2017. — № 187. — С. 775—782.
2. Келлер А., Алиуков С. Анализ возможных способов распределения мощности в полноприводном автомобиле // Всемирный инженерный конгресс 2015. Лондон, Англия. — С. 1154—1158.
3. Дуэз Б. На пути к существенному снижению расхода топлива на грузовом транспорте за счет разработки инновационной концепции шин для грузовых автомобилей с низким сопротивлением качению // 6-я Транспортная исследовательская арена 2016, Варшава, Польша. — С. 1051—1060.
4. Рагимов Э. А. Исследование водородных автомобилей на транспорте // Приборы и системы.

- Управление, контроль, диагностика. — 2020. — № 9. — С. 18—23. DOI: <https://dx.doi.org/10.25791/pribor.09.2020.1205>.
5. Кучар П., Галенар М., Линдак С., Яношова М., Краличек М. Предложение методики измерения выбросов дизельных двигателей модифицированным методом свободного разгона // Труды Международной конференции студентов-докторов наук, Брно, Чешская Республика, 2016. — С. 864—870.
 6. Одхамс А., Ройбак Р., Ли Й., Хант С., Чебон Д. Факторы, влияющие на потребление энергии автомобильным грузовым транспортом // Материалы Института инженеров-механиков. Ч. С. Журнал науки о машиностроении. — 2018. — № 224 (9). — С. 61—65.
 7. Рагимов Э. А. Экологические проблемы транспортных средств // Транспорт: наука, техника, управление. ВИНТИ РАН. — 2020. — № 5. — С. 57—61. DOI: <https://dx.doi.org/10.36535/0236-1914-2020-05-11>.
 8. Скрукани Т., Гнап Дж. Энергоемкость и производство парниковых газов автомобильным и железнодорожным грузовым транспортом с использованием программного обеспечения для моделирования энергопотребления поезда // Телематика — поддержка транспортных коммуникаций в компьютерных и информационных науках. — 2014. — С. 263—272.
 9. Риевай В., Сынак Ф. Производит ли электромобиль вредные выбросы // Научный журнал Силезского технологического университета. Серия Транспорт. — 2017. — № 94. — С. 187—197.
 10. Храстина Дж., Яношко И., Полонец Т. Система мониторинга рабочих параметров транспортных средств // Тенденции в сельскохозяйственном машиностроении. — 2013. — С. 267—272.
 11. Мориарти П., Ван С. Дж. Показатели экологической эффективности городского транспорта // Журнал устойчивого развития энергетики, водоснабжения и водного хозяйства. Системы окружающей среды. — 2016. — № 3 (2). — С. 183—195.
 12. Штайнхильбер С., Уэлс П., Тханкапан С. Социально-техническая инерция: понимание барьеров для электромобилей // Энергетическая политика. — 2018. — № 60. — С. 531—539.

Г. Н. Климова, канд. техн. наук, доцент, e-mail: klimova-galina@mail.ru,

В. А. Зеликов, д-р техн. наук, доцент, e-mail: zelikov-vrn@mail.ru,

Ю. В. Струков, канд. техн. наук, доцент, e-mail: str-y@mail.ru,

Г. А. Денисов, канд. техн. наук, доцент, e-mail: dga.vrn@mail.ru, Н.В. Зеликова, студент,

А. Ю. Артемов, ст. преподаватель, ВГЛТУ им. Г. Ф. Морозова, г. Воронеж

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ С УЧЕТОМ АНАЛИЗА ПСИХОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЕЙ

В статье рассматриваются вопросы: о взаимосвязи форм проявления психики с факторами, стабильно нестабильно влияющими на безопасность дорожного движения; о влиянии объективных и субъективных факторов на психофизиологическое состояние водителя. Анализируются основные причины нарушений для всех участников дорожно-транспортных происшествий и первопричины различной оценки воспринимаемых дорожных событий. Приведена схема "Психологическая модель процесса вождения водителем транспортного средства", позволяющая дать пояснения, почему у каждого человека пропускная информация через органы чувств, попадая на уровень осознания, вызывает различной степени нервно-психические напряжения, влияющие на восприятие дорожной обстановки, и соответственно, на выбор решения и оперативные действия, связанные с управлением автомобилем в данной ситуации. Рассматриваются мероприятия по повышению эмоциональной стабильности водителей в дорожных условиях.

Ключевые слова: безопасность дорожного движения, время реакции, взаимосвязь форм проявления психики, стабилизация нервно-психического напряжения, психологическое состояние, психологическая модель процесса вождения, специфика деятельности водителя, типичные ошибки водителей, формы проявления психики, эмоциональная устойчивость водителя.

The article deals with the following issues: the relationship of the forms of manifestation of the psyche, with factors that are stable and unstable, affecting road safety; the influence of objective and subjective factors on the psychophysiological state of the driver. The main causes of violations for all participants of road accidents and the root causes of different assessments of perceived road events are analyzed. The scheme "Psychological model of the process of driving by a driver of a vehicle" is given, which allows us to explain why each person's information passing through the senses, getting to the level of awareness, causes varying degrees of neuropsychic stress that affects the perception of the road situation, and, accordingly, the choice of solutions, and operational actions related to driving a car in this situation. Measures to improve the emotional stability of drivers in road conditions are considered.

Keywords: road safety, reaction time, interrelation of forms of mental manifestation, stabilization of neuropsychiatric tension, psychological state, psychological model of the driving process, specifics of the driver's activity, typical mistakes of drivers, forms of mental manifestation, emotional stability of the driver.

Безопасность дорожного движения (БДД) является составной частью общественной и национальной безопасности граждан любого государства. Масштабы потерь от дорожно-транспортных происшествий (ДТП) в РФ требуют комплексной разработки и реализации мероприятий по защите прав человека (здоровья, условий труда, социальной и экономической стабильности и т. п.), гарантированных им Конституцией России [1–3].

Наибольшее количество ДТП на дорогах нашей страны совершается по вине водителей, удельный

вес таких ДТП превышает 80 %. Две трети всех происшествий происходят по причине нарушений Правил дорожного движения (ПДД) РФ водителями легковых автомобилей, принадлежащих физическим лицам.

Основные причины ДТП для всех участников дорожного движения РФ распределяются следующим образом: доля ДТП по вине "человеческого фактора" составляет около 85 %, примерно по 5 % ДТП происходят из-за технической неисправности транспортных средств (ТС), неразви-

той дорожной инфраструктуры и из-за погодных условий.

Наиболее распространенной причиной ДТП является несоответствие требованиям ПДД РФ действий водителей ТС. По данным Государственной инспекции по безопасности дорожного движения — структурного подразделения Министерства внутренних дел (ГИБДД МВД) РФ наглядно видна роль дисциплины водителей на дорогах Воронежской области при управлении автомобилем. Основные нарушения водителей — это неподчинение указаниям дорожных знаков, нарушение правил перестроения, неправильный выбор дистанции и т. д. (рис. 1).

Довольно часто нарушения ПДД РФ провоцируются такими факторами, как нетрезвое состояние водителя за рулем, безответственное отношение к своему самочувствию, неуверенность в себе, рассеянность, пренебрежение к другим участникам движения, что снижает внимание на дороге и, как следствие, приводит к аварийным ситуациям. Таким образом, подводя итоги статистического анализа по фактам ДТП, можно сделать вывод, что человеческий фактор самый непредсказуемый и опасный фактор, подтверждаемый расследованием причин и экспертизой дорожных происшествий [4, 5].

Исследуя взаимосвязь форм проявления психики, необходимо отметить, что среди психологических факторов есть факторы, стабильно влияющие на безопасность дорожного движения (это тип темперамента, отсутствие интереса к работе,

уровень развития памяти и мышления и т. п.) и нестабильно влияющие (временные), такие как плохое самочувствие, депрессия, дистресс, эвстресс, апатия и т. п. Нестабильные факторы гораздо активнее способствуют на создание опасной и, предшествующей ДТП, аварийной ситуации на дороге.

Для успешного освоения профессиональной деятельности имеет важное значение психофизиологическое состояние, поэтому водитель должен уметь контролировать поддержание высокой функциональной готовности к действиям, что требует от водителя мобилизации внутренних сил. Психофизиологическое состояние водителя зависит как от объективных, так и от субъективных факторов. Для оптимального психического состояния водителя важна гармоничная взаимосвязь субъективных и объективных факторов. Например, физиологические особенности водителя характеризуют уровень развития утомляемости, и соответственно, влияют на качественные показатели его работоспособности, неуравновешенное психическое состояние временно снижает работоспособность.

Возникают вопросы, определяется поведение человека, по какой причине или в силу каких обстоятельств и как часто водитель становится заложником своего психофизиологического состояния? Способен ли водитель вообще прогнозировать последствия своих управляющих действий ТС, существуют ли мотивационные, психофизиологические причины и нечто иное, объясняющие невыполнение его функциональных обязанностей в качестве водителя? Отметим, что наиболее распространенным типовым явлением в современных дорожных условиях стали аварийные ситуации именно по вине водителей.

Психическое состояние человека — это относительно устойчивая структурная организация всех компонентов психики, выполняющая функцию взаимодействия человека с внешней средой в данный момент и в конкретных условиях [6].

Типичными ошибками водителей, приводящими к аварийным ситуациям, являются: поздняя оценка ситуации, неспособность предвидеть развитие ситуации, неверное толкование опасности, двойственность решения, замедленная реакция.

Расследование причин ошибок водителей дает основание сделать следующий вывод. Протекание психологических процессов, таких как восприятие, внимание, мышление, память, связанных с выбором правильного действия водителем из ряда возможных, имеет непосредственную зависимость от его психологического состояния.



Рис. 1. Доли причин ДТП (%) в Воронежской области по вине водителей

Специфика деятельности водителя, в отличие от других профессий, обязывает его постоянно находиться в ситуации риска или с непостоянным действием экстремальных факторов.

Биологические процессы организма водителя, протекающие на низком уровне, оказывают влияние на психомоторные реакции. Время реакции увеличивается при утомлении, плохом самочувствии, настроении, в котором находится водитель. В зависимости от причин время реакции может увеличиваться от нескольких десятых долей секунд до нескольких секунд.

Исследованиями было установлено, что скорость переработки информации водителем в зависимости от степени напряженности работы изменяется в пределах 4...60 бит/с. Надежность переработки всей поступившей информации зависит от напряженности предшествовавшего периода работы. При кратковременном напряжении за счет компенсаторных возможностей организма водитель может увеличить скорость переработки информации до максимальной, обеспечивая при этом более 95 %-ную надежность безошибочной работы. Однако в обычных условиях количество ошибок водителя в приеме и переработке информации растет по мере увеличения скорости ее поступления.

Исследованиями влияния дорожных условий на динамику развития утомления водителя установлено, что наиболее значимыми факторами являются интенсивность движения и монотонные условия работы. Первый фактор определяет эмоциональную напряженность работы водителя и уровень его бдительности, а второй — субъективное ощущение усталости и снижение организации процесса восприятия.

При восприятии информации, помимо ее ценности, очень важна и эмоциональная окраска. Так, используя психологические тесты и электрофизиологические методы исследований, психологами было установлено, что порог восприятия эмоционально отрицательно окрашенных слов значительно выше, чем нейтральных. При этом наблюдалась реакция десинхронизации в коре головного мозга, кожно-гальваническая, дыхательная и сосудистая реакции, а также изменения в электрокардиограмме.

Эмоциональное состояние определяет напряженность такой важной характеристики целенаправленной психической деятельности, как внимание. Этот показатель имеет особое значение, так как входит в понятие "надежность оператора", поэтому для практических целей очень важно иметь количественные характеристики напряженности внимания и методы его распознавания.

Чаще всего о психологическом состоянии при восприятии дорожных ситуаций судят по реакциям: их наличию, латентному периоду, повышению чувствительности анализатора и, как следствие, снижению порога восприятия.

Время реакций является одним из основных качеств, характеризующим уровень профессиональной подготовленности водителей, поэтому каждый водитель должен тренировать время своих реакций в различных дорожных ситуациях и стремиться снизить его. На время реакции оказывают существенное влияние неожиданные изменения дорожной ситуации.

Исследованиями установлено, что умение прогнозировать изменения в развитии дорожной обстановки достигается, безусловно, с опытом. Например, на раздражитель с предупреждением время реакции меньше, чем на тот же раздражитель без предупреждения. Знание времени своей реакции позволит водителю правильно оценивать свои возможности, тем самым уменьшить количество ошибок, а путем тренировки снизить его.

Время реакции водителей состоит из латентного (скрытого) периода и моторного. Таким образом, полное время зрительно-моторной реакции определяется следующими компонентами [8]:

$$BP = mk(\tau_p + \tau_{II}),$$

где BP — полное время реакции; τ_p — латентное время выбора способа действий (увеличивается пропорционально числу способов действий, из которых осуществляется выбор); τ_{II} — время исполнения выбранных действий; m — коэффициент неожиданности; k — коэффициент, учитывающий состояние водителя (алкогольное или наркотическое опьянение, здоров или болен, бодр или утомлен, эмоционально возбужден или спокоен и т. п.).

При двух, четырех, восьми способах [7] τ_p составляет соответственно 0,3; 0,5; 0,6 с. Почти в любой ситуации водитель имеет возможность реагировать любой парой из трех пар простых действий: "отвернуть — не отвернуть"; "затормозить — не тормозить"; "подать звуковой сигнал — не подавать звуковой сигнал", а также любым сочетанием этих пар. Следовательно, выбор можно осуществлять из $2^1 + 3^2 = 2...9$ способов, и латентное время выборов могло бы составлять $\tau_p = 0,3...0,6$ с.

Второй компонент τ_{II} можно оценить из следующих соображений.

Коэффициент неожиданности определяется из условия

$$m = \frac{BP(P_S \ll P_{\bar{S}})}{BP(P_S = P_{\bar{S}})},$$

где P_S — вероятность появления; $P_{\bar{S}}$ — вероятность не появления стимула для решения.

Например, содержание 1...1,5 промилей (‰) алкоголя в крови обуславливает легкую степень опьянения, при этом реакция водителя в течение двух часов после приема алкоголя 12,5 г на 10 кг веса тела (т. е. 1,25 ‰) замедляется на 16 %, а при содержании алкоголя в крови 1,4 ‰ замедляется до 35 % от нормы. Таким образом, коэффициент опьянения, при условии легкой степени опьянения, должен быть в пределах $k = 1,16...1,35$.

Оценка коэффициента опьянения 1,16...1,35 в период ДТП для водителя является минимальной из возможных.

По сочетаниям полученных оценок компонентов определяются минимально и максимально возможные значения полного времени реакции водителя для условий, аналогичных данным.

Значение пропускной информационной способности для водителя и других участников дорожного движения, конкретизируя блок водителя, можно попытаться рассмотреть схематично с тем, чтобы выделить основные составляющие элементы системы "ВАДС" и их взаимодействие. Для этого представим контур, где водитель управляет автомобилем

и через органы чувств воспринимает информацию о погодных условиях, других ТС, дорожных условиях и режиме работы собственного автомобиля. Органы чувств — это внешние и внутренние анализаторы. К внешним относятся: зрительный, слуховой, осязательный, тактильный и вкусовой. Нас, прежде всего, интересуют внешние — зрительный анализатор, через который водитель получает до 95 % информации из окружающей среды.

Рассмотрим схему как целостный комплекс отражения системы "Водитель—автомобиль—дорога—среда" (ВАДС). Упрощенное схематичное представление является мгновенным снимком процесса вождения (рис. 2).

В представленной схеме "Психологическая модель процесса вождения водителем ТС" информация о любых внешних событиях для восприятия пропускается через органы чувств, они являются для каждого индивидуальными психологическими фильтрами. Безопасное управление движением своего автомобиля зависит прежде всего от того, насколько водитель правильно воспринимает информацию о положении своего автомобиля по отношению к другим участникам движения, о дороге, о возмущающих воздействиях и погодных условиях.

Индивидуальность восприятия поступающей информации объясняется тем, что поток информации проходит через "Психологические фильтры" сознания и подсознания. Вследствие этого водители по-разному оценивают воспринимаемые события, причем у каждого человека, попадая

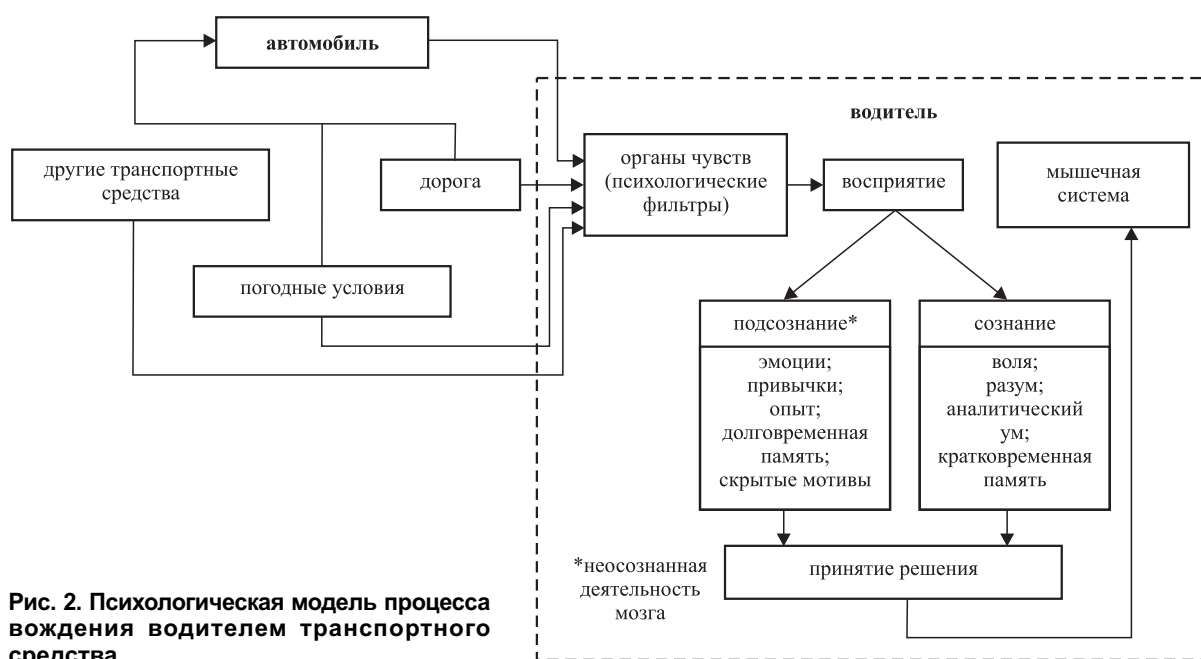


Рис. 2. Психологическая модель процесса вождения водителем транспортного средства

на уровень осознания, они сопровождаются изменением эмоций, влияющих на протекание нервных процессов (оценка эмоциональной стабильности или нестабильности определяется по "шкале нейротизма"). Водители с нервной системой, характеризующейся эмоциональной устойчивостью, соответствуют типу темперамента сангвиника или флегматика. Они будут быстро реагировать на изменение обстановки экономя свои "энергетические ресурсы" волевыми действиями, направленными на сознательное достижение цели, например, на предотвращение аварийной ситуации на дороге. Водители с высокой эмоциональной нестабильностью, в одинаковой ситуации, воспринимая и оценивая события, через свой набор оценочных психологических фильтров восприятия, могут потерять самообладание и контроль над своими действиями в сложных аварийных ситуациях, поведение, чаще всего соответствует типу темперамента меланхолика.

Не поддаваться воздействию внешних обстоятельств и оставаться спокойным для сознательного принятия решения по управлению ТС в однотипных или похожих сложных дорожных ситуациях практически невозможно. У водителей будут срабатывать по-разному психологические фильтры (органы чувств) и вызывать нервное напряжение (эмоциональную стабильность/нестабильность). Таким образом, опасная дорожная ситуация и дальнейшее развитие событий зависит от психофизиологических качеств водителя и его психологического состояния.

Таким образом, решения водителем принимаются с участием сознания и в большей степени на уровне подсознания. Обращение к информации из долговременной памяти в виде знакомых правил и накопленного опыта, для выбора решения, принятия решения и выполнения адекватных движений по управлению автомобилем осуществляется по нервным волокнам мышечной системы.

Для установления оптимального психологического состояния водителя в различных сочетаниях дорожных условий необходимы мероприятия по стабилизации нервно-психического напряжения.

По нашему мнению, во избежание опасных и аварийных ситуаций, особенно с тяжкими последствиями для участников движения, необходима психологическая подготовка будущих водителей на базе обучения в автошколе. В программу психологической подготовки должно быть включено приобретение необходимого опыта и качеств, улучшающих восприятие водителей:

— отработка шаблонных действий быстрого реагирования на неожиданно возмущающиеся

раздражители при управлении транспортным средством;

— отработка навыков до автоматизма для профессиональных водителей на автодромах (для кандидатов в водители пассажирского транспорта отработку навыков начинать с тренажеров).

Обеспечение БДД — это комплексный подход для решения задач по обеспечению безопасности всех участников дорожного движения и обретения "этического" содержания, где основной ценностью является человек и его социальная стабильность. Сокращение числа ДТП и снижение тяжести последствий имеет важное значение для развития всех отраслей экономики и, прежде всего, нормализации общественных отношений в области охраны здоровья и имущества граждан.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Increasing** psychological stability of vehicle drivers [Электронный ресурс] Ubiquitous Computing and the Internet of Things: Prerequisites for the Development of ICT / V. A. Zelikov, G. N. Klimova, Y. V. Strukov, A. Y. Artemov, D. V. Likhachev; Editors (view affiliations) Elena G. Popkova // Springer Verlag 2019. — Vol. 826. — P. 1129—1136.
2. **Traffic** safety as a factor of competitiveness of economic system and a reason for increase of differentiation of developed and developing countries: management on the basis of new ict / Zelikov V. A., Strukov Yu.V., Razgonyaeva V. V., Korablev R. A., Artemov A. Yu.; Editor Elena G. Popkova // В сб.: Lecture Notes in Networks and Systems. Proceedings Paper of International Conference. — 2019. — С. 161—165.
3. **Климова Г. Н., Зеликов В. А., Струков Ю. В., Денисов Г. А., Разгоняева В. В.** Психологические аспекты, влияющие на БДД, и их учет при обучении водителей // Грузовик. — 2020. — № 6. — С. 38—44.
4. **Климова Г. Н., Зеликов В. А., Струков Ю. В., Денисов Г. А., Маклакова Е. А., Бусарин Э. Н.** Математическая модель прогнозирования безопасности движения // Грузовик. — 2020. — № 10. — С. 27—31.
5. **Буйленко В. Я., Климова Г. Н., Зеликов В. А., Струков Ю. В., Артемов А. Ю.** Исследование субъективных факторов, влияющих на работоспособность водителя // Наука и техника в дорожной отрасли. — 2020. — № 4. — С. 33—36.
6. **Буйленко В. Я., Климова Г. Н., Зеликов В. А., Струков Ю. В., Артемов А. Ю.** Методические подходы к повышению качества подготовки водителей автотранспортных средств / Наука и техника в дорожной отрасли. — 2018. — № 3. — С. 13—16.
7. **Суходольский Г. В.** Инженерно-психологическая экспертиза дорожно-транспортных происшествий. — Институт прикладной психологии "Гуманитарный Центр", 2013. — 156 с.

ИНФОРМАЦИЯ

ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

КОНФЕРЕНЦИЯ "ТРАКМОТОРС"



С 11 по 13 октября 2020 г. в Сочи прошла большая конференция компании "ТракМоторс" — знаковое событие для рынка обслуживания коммерческого транспорта. 35 участников со всех уголков России говорили об эффективности бизнеса в современных реалиях.

Говорить о большой конференции "ТракМоторс" как о важном для отрасли явлении можно по нескольким причинам. Во-первых, в период карантинных ограничений любая очная встреча профессионалов отрасли уже становится событием — разумеется, все эпидемиологические меры аккуратно соблюдались, но для организации "живого" мероприятия в 2020 г. требовалось известное мужество. Во-вторых, конференций такого формата для независимого рынка обслуживания коммерческого транспорта в принципе проходит не так много, хватит пальцев одной руки, чтобы пересчитать их все, при том что рынок этот большой, развивающийся и крайне важный для российской экономики. Наконец, широкой и представительной была география встречи — участники прибыли из разных регионов, от Омска до Петрозаводска.

Конференцию открыл генеральный директор "ТракМоторс" Денис Абрамов. Пожелав участникам продуктивной работы, он отметил, что современный рынок требует новых подходов, которые вырабатываются в том числе и в ходе таких мероприятий. Тему продолжил коммерческий директор "ТракМоторс" Федор Мотузко. По экспертной оценке, к концу года падение оборота отрасли грузовых перевозок составило примерно 15 %. Разумеется,

и продажи запасных частей сильно сократились в период карантина весной 2020 г. В III квартале ситуация немного улучшилась, но прогноз итогов года — негативный: продажи автокомпонентов для коммерческого транспорта упадут минимум на 5 %.

В этих условиях обычная ценовая конкуренция перестает быть эффективной: себестоимость продукции понятна, бесконечно снижать цену невозможно, слишком низка при этом рентабельность бизнеса. Что же может быть конкурентным преимуществом сейчас? Во-первых, сервис — в конкурентной борьбе выигрывают те компании, которые могут обеспечить конечному клиенту не только продажу, но и разностороннюю поддержку.

И во-вторых, важным преимуществом является уровень покрытия спроса в регионе. Эффективное управление складскими остатками, способность оперативно реагировать на запросы с учетом сезонного фактора дают возможность работать с прибылью даже в кризисный период.

О конкретных способах повышения эффективности бизнеса участникам рассказали представители компаний-производителей запасных частей для коммерческого транспорта: Bosch, Mann + Hummel, Sonder и ZF Wabco. Специалисты компаний-партнеров не только рассказывали о своей продукции, но и делились экспертными оценками состояния рынка, методами эффективных продаж и рекомендациями по улучшению работы.

Важной частью конференции стало общение участников и представителей компаний-производителей: помимо презентаций состоялись круглые столы, в ходе которых участники смогли задать интересные их вопросы, а производители получили обратную связь от своих клиентов. Открытый характер диалога и уникальную возможность коммуникации отметили все собравшиеся на конференции.

Совместная работа всех участников цепочки "производитель — дистрибьютор — дилер" крайне важна для развития рынка: даже если продукция не продается напрямую, техническая, маркетинговая и гарантийная поддержка необходима и региональным дилерам, и независимым СТО по обслуживанию коммерческого транспорта. В этом с участниками согласны и представители компаний-производителей.

Кризисный год, разумеется, внес корректировки в бизнес: падение продаж отмечали все участники, и даже те, у кого значительная доля продаж

запасных частей приходится на премиум-марки, видят снижение спроса.

Однако правильно организованная работа поставщиков и компаний-дистрибьюторов способна поддержать клиентов в трудный период и обеспечить восстановление рынка в близкой перспективе. Тем более что соответствующие программы существуют — о них надо просто рассказывать тем, кто еще не в курсе имеющихся возможностей.

Третий, заключительный день конференции был рабочим только до обеда — в рамках бизнес-завтрака участники снова общались с представителями ком-

паний-производителей, но уже не в конференц-зале, а в помещениях трассы гонки "Формула-1" в Сочи. После окончания работы все желающие смогли также оценить качество трассы самостоятельно — для них были организованы тестовые заезды.

В целом большая конференция "ТракМоторс" прошла успешно — в этом единодушны все, кто провел эти три дня в Сочи. Участники рассчитывают, что традиция проведения таких мероприятий будет продолжена в 2021 г.

По материалам "Грузового портала"

25 000-Й MERCEDES-BENZ ACTROS



Завод по производству грузовых автомобилей Mercedes-Benz отметил этой осенью очередное важное событие, выпустив 25 000-й Mercedes-

Benz Actros, собранный в г. Набережные Челны. Юбилейным грузовиком стал белый Mercedes-Benz Actros 1845 LS нового поколения. В скором времени грузовой автомобиль пополнит автопарк крупного корпоративного клиента Mercedes-Benz Trucks в России. Высокое качество грузовых автомобилей Mercedes-Benz, которые сходят с производственного конвейера завода, обеспечивается не только современными инновационными технологиями, многозональной системой контроля качества и строжайшей системой аудита, но и требовательным подходом к отбору и обучению персонала. "Российское производство — немецкое качество" — главное правило, которому следует завод по сборочному производству грузовых автомобилей Mercedes-Benz в г. Набережные Челны.

ПОЛНОПРИВОДНАЯ КМУ SCANIA



Новый комплектный бортовой автомобиль Scania серии XT с кран-манипуляторной уста-

новкой TADANO приступил к работе на судостроительном предприятии ООО "КРОНА" в г. Петропавловске-Камчатском. КМУ TADANO на усиленном полноприводном шасси Scania полной массой 21 т создан специально для бездорожья и непредсказуемой погоды Камчатки. Scania P380B4X4HZ используется для обеспечения производственных процессов предприятия, перевозки металлоконструкций, материалов и комплектующих, других вспомогательных операций. Полноприводный автомобиль, оснащенный двигателем мощностью 380 л. с. и усиленным задним мостом с допустимой нагрузкой до 15 т, идеально подошел под эту транспортную задачу. Грузовой момент КМУ — 11,5 т/м. Грузоподъемность тросового крана на максимальном вылете стрелы (13,12 м) — 600 кг.

Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 10.02.2021. Подписано в печать 26.03.2021. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.

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

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