Грузовик

8
2015

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн. наук
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук
А.М. Иванов, д-р техн. наук
Н.А. Иващенко, д-р техн. наук
В.В. Комаров, канд. техн. наук
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева
А.Ф. Синельников, канд. 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 2а, стр. 2
Тел. (499) 268-41-77
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

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

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре.
Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

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

ООО "Издательство Инновационное машиностроение", "Грузовик", 2015

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

2 *Козловский В. Н., Дебелов В. В., Пьянов М. А., Иванов В. В.* Перспективы развития электротехнических и электронных систем управления двигателем автомобиля

8 *Лянденбурский В. В., Нефёдов М. В., Кучин И. В., Федосков А. В.* Совершенствование встроенной системы диагностирования сцепления грузовых автомобилей

Исследования. Расчет

11 *Блинов Е. И.* К основам создания динамической теории сложноструктурированных механических систем (цикл статей, статья 3). Энергетика автомобиля. Топливная экономичность

23 *Марков В. А., Шумовский В. А., Акимов В. С.* Водотопливные эмульсии — топлива для дизелей

30 *Подхалюзина В. А., Ипатов А. А.* Российский транспорт в условиях интеграции в международную транспортную систему

33 *Акчурин Х. И.* Исследование теплообмена рабочего тела и использования теплоты в зависимости от степени сжатия бензинового двигателя

Практика

36 *Шаповалов В. В., Щербак П. Н., Дубовик Е. А.* Обобщенный критерий конкурентоспособности предприятия сервиса по виду оказываемых услуг

Пресс-тур

42 *Выставки*, конференции, презентации

48 *Abstracts of articles*

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

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

УДК 629.113

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти, **В. В. Дебелов**, ОАО "АВТОВАЗ",
М. А. Пьянов, канд. техн. наук, **В. В. Иванов**, д-р техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти
E-mail: kozlovskiy@mail.ru

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ И ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ АВТОМОБИЛЯ

В работе проводится анализ развития электротехнических и электронных систем управления автомобилей.
Статья выполнена в рамках работы над грантом Президента РФ по поддержке молодых ученых — докторов наук на 2014—2015 гг., МД-2782.2014.8.

Ключевые слова: *электротехнические и электронные системы управления автомобилем, контроллер системы управления двигателем.*

Активное развитие электротехнических комплексов и систем управления на транспорте, которое мы наблюдаем в последние десятилетия, предопределило формирование целого пласта научно-технических разработок, обеспечивающих повышение уровня безопасности, экологичности и комфорта эксплуатации автомобилей [4, 5]. Высокий уровень актуальности данной темы также определяется трансформацией традиционного автомобилестроения, связанной с появлением автомобилей с комбинированной энергоустановкой, где важность систем оптимизации и управления двигателем внутреннего сгорания становится ключевой задачей процесса проектирования [6, 7, 9].

Пуск двигателя внутреннего сгорания (ДВС), управление моментом воспламенения топливно-воздушной смеси, обеспечение комфортной среды в салоне автомобиля, организация безопасного пространства внешней среды автомобиля, передача информации о маневрах автомобиля другим участникам дорожного движения, контроль работы агрегатов и узлов, а также автомобиля в целом — все это функции микропроцессорных систем управления.

Рассматривая процесс проектирования современных электротехнических комплексов, можно классифицировать его по двум категориям: разработка и отладка систем по отдельности; проектирование продукта на фундаменте общей концепции. При реализации первой категории мы можем получить краткосрочный технологический прорыв для конкретной марки автомобилей, однако такая работа ведет к удорожанию проекта в целом, и требует согласования рабочих характеристик по всем системам управления. Вторая категория обеспечивает более гибкий и стратегически выверенный подход. Здесь создание математических имитационных моделей систем и реализация их на базе общей концепции построения программно-аппаратного комплекса позволяет производить модернизацию и расширение функций электротехнических систем управления без существенных капиталовложений [5, 9].

Цель работы

Целью работы является определение текущей ситуации и перспектив развития ряда основных электротехнических и электронных систем с учетом реализации их в рамках единой концепции комплекса управления ДВС современного автомобиля.

Развитие систем регулирования фаз газораспределения [3]

Система изменения фаз газораспределения (Variable Valve Timing, VVT) предназначена для регулирования параметров работы газораспределительного механизма в зависимости от режимов работы двигателя. Применение данной системы обес-

печивает повышение мощности и крутящего момента двигателя, топливную экономичность и снижение вредных выбросов.

Система регулирования фаз газораспределения VVT предназначена для обеспечения оптимального момента впуска и выпуска в каждом цилиндре для текущих условий работы двигателя. Она также позволяет достичь большого крутящего момента на низких оборотах и большой мощности на высоких. Дополнительно VVT способствует экономии топлива и эффективно снижает выбросы вредных продуктов сгорания, выполняя функции системы рециркуляции выхлопных газов.

Система VVT допускает изменять фазы газораспределения в соответствии с условиями работы двигателя. Это достигается путем поворота распределительного вала впускных клапанов относительно вала выпускных в диапазоне 40—60° (по углу поворота коленчатого вала). В результате изменяется момент начала открытия впускных клапанов и величина времени "перекрытия" (т. е. времени, когда выпускной клапан еще не закрыт, а впускной — уже открыт).

К регулируемым параметрам работы газораспределительного механизма относятся: момент открытия (закрытия) клапанов; продолжительность открытия клапанов; высота подъема клапанов.

В совокупности эти параметры составляют фазы газораспределения — продолжительность тактов впуска и выпуска, выраженную углом поворота коленчатого вала относительно "мертвых" точек (рис. 1). Фаза газораспределения определяется формой кулачка распределительного вала, воздействующего на клапан.

В зависимости от регулируемых параметров работы газораспределительного механизма различают следующие способы изменяемых фаз газораспределения: поворот распределительного вала; применение кулачков с разным профилем; изменение высоты подъема клапанов.

Наиболее распространенными являются системы изменения фаз газораспределения, использующие поворот распределительного вала.

Основным управляющим устройством системы является муфта VVT. "По умолчанию" фазы открытия клапанов выставлены для обеспечения требуемой тяги на низких оборотах. После того как обороты значительно увеличиваются, возросшее давление масла открывает клапан VVT, после чего распределительный вал поворачивается на определенный угол относительно шкива. Кулачки имеют определенную форму и при повороте коленчатого вала открывают впускные клапана немного раньше, а закрывают позже,

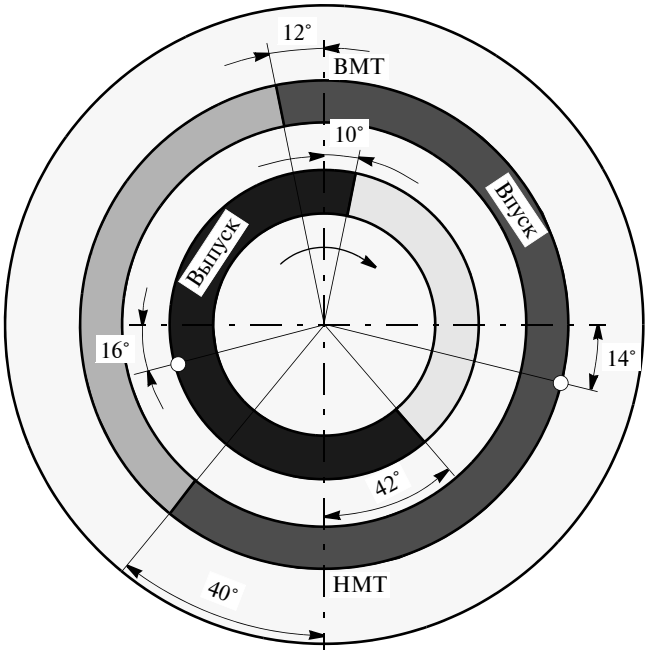

Рис. 1. Продолжительность фаз газораспределения

что благоприятно сказывается на увеличении мощности и крутящего момента на высоких оборотах.

Исполнительный механизм VVT размещен в шкиве распределительного вала: корпус привода соединен со звездочкой или зубчатым шкивом, ротор — с распредвалом (рис. 2). Масло подводится с одной или другой стороны каждого из лепестков ротора, заставляя его и сам вал поворачиваться. Если двигатель заглушен, то устанавливается максимальный угол задержки (соответствующий наиболее позднему открытию и закрытию впускных клапанов). Так как сразу после запуска давление в масляной магистрали еще недостаточно для работы VVT, для избежания ударов в механизме ротор соединяется с корпусом стопорным штифтом (затем штифт отжимается давлением масла).

Управление VVT осуществляется при помощи клапана OCV (Oil Control Valve). По сигналу блока управления электромагнит через плунжер перемещает основной золотник, перепуская масло в том

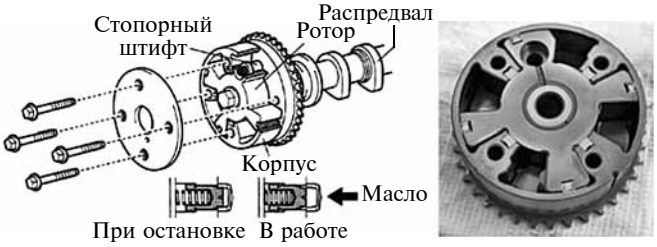

Рис. 2. Исполнительный элемент системы регулирования фаз газораспределения

или ином направлении. Когда двигатель заглушен, золотник перемещается пружиной таким образом, чтобы установился максимальный угол задержки.

Для поворота распределительного вала масло под давлением при помощи золотника направляется к одной из сторон лепестков ротора, одновременно открывается на слив полость с другой стороны лепестка. После того как блок управления определяет, что распредвал занял требуемое положение, оба канала к шкиву перекрываются и он удерживается в фиксированном положении.

Наиболее совершенная с конструктивной точки зрения разновидность системы изменения фаз газораспределения основана на регулировании высоты подъема клапанов. Данная система позволяет отказаться от дроссельной заслонки на большинстве режимов работы двигателя. Пионером в этой области является компания BMW и ее система Valvetronic.

В системе Valvetronic изменение высоты подъема клапанов обеспечивает сложная кинематическая схема, в которой традиционная связь кулачок—коромысло—клапан дополнена эксцентриковым валом и промежуточным рычагом. Эксцентриковый вал получает вращение от электродвигателя через червячную передачу. Вращение эксцентрикового вала изменяет положение промежуточного рычага, который, в свою очередь, задает определенное движение коромысла и соответствующее ему перемещение клапана. Изменение высоты подъема клапана осуществляется непрерывно в зависимости от режимов работы двигателя.

Эта система обеспечивает оптимальный момент впуска в каждом цилиндре для данных конкретных условий работы двигателя. VVT—i практически устраняет традиционный компромисс между большим крутящим моментом на низких оборотах и большой мощностью на высоких. Также VVT—i обеспечивает большую экономию топлива и настолько эффективно снижает выбросы вредных продуктов сгорания, что отпадает необходимость в системе рециркуляции выхлопных газов.

Развитие систем "Start-Stop" [2]

Система предназначена для снижения вредного техногенного воздействия на окружающую среду путем оптимизации работы двигателя внутреннего сгорания, для снижения расхода топлива, повышения энергоэффективности. Достигается это главным образом за счет сокращения времени работы двигателя в режиме холостого хода и частичной рекуперации энергии при движении накатом или при торможении автомобиля. Система позволяет оптимизировать энергетический баланс автомобиля и увеличить ресурсы системы электропитания и пуска автомобиля, независимо от индивидуального характера вождения и условий его эксплуатации. Система "Start-Stop" позволяет выполнять быстрые и оптимальные пуски, в результате которых снижается количество техногенных выбросов и уменьшается время прокрутки стартером, производится подача топливовоздушной смеси с требуемым стехиометрическим соотношением и корректно рассчитывается время накопления и момент подачи искры зажигания.

Впервые система "Start-Stop" была разработана в 1970 г. Основным разработчиком того времени стала компания "Toyota". Система представляла собой электронное устройство, которое автоматически выключало двигатель спустя 1,5 с после остановки транспортного средства. Эта система позволила достичь экономии топлива в 10 % в условиях пробок в Токио. Спустя некоторое время компания "Honda" также стала применять данную технологию.

Европейские производители начали широкое применение системы начиная с 1980 г. на автомобилях компаний "Fiat" и "Volkswagen". Разработанные системы позволили существенно снизить расход топлива на автомобилях с двигателями рабочим объемом более 2 л.

В 2006 г. компания "Citroen" представила принципиально новую разработку системы "Start-Stop". Она произвела комбинирование системы роботизированной трансмиссии SensoDrive со стартером и генератором, объединив в один блок ISG, также известный, как "интегрированный стартер-генератор".

Следующий шаг в развитии системы — это использование рекуперации энергии при торможении. В 2008 году компания BMW разработала систему, позволяющую не использовать генератор при работе двигателя. Это означало, что автомобильные электронные компоненты работали от напряжения питания батареи. Для запуска ДВС использовался традиционный стартер, разработанный компанией "Robert Bosch GmbH" и обладающий расширенным ресурсом запусков и остановок двигателя. При выполнении торможения срабатывает функция рекуперации, включающая генератор, и тепловая энергия торможения переходит в электрическую, заряжая аккумуляторную батарею (АКБ). Для реализации системы компании BMW потребовалось применять новый тип АКБ, kexit поглощающий заряд. Реализация функции рекуперативного торможения послужило толчком для создания комбинированных систем управления. Главным устремлением компании BMW было снижение потерь в ДВС.

В 2011 г. компания "Mazda" представила собственную систему i-Stop, основой которой стал генератор переменного напряжения, работающий в процессе

замедления движения автомобиля. Энергия, выделяемая в генераторе, накапливалась в конденсаторе большой емкости, а затем могла использоваться при начале движения. С применением системы i-Stop, Mazda добилась экономии топлива до 10 %.

В 2012 г. General Motors спроектировала автомобиль, оснащенный системой "Start-Stop" с технологией рекуперативного торможения и электронным турбонаддувом. В этом же году компании "Hyundai" и KIA стали выпускать автомобили, оснащенные системой ISG (Intelligent Stop & Go).

Развитие систем регулирования скорости движения легкового автомобиля [1]

Системы регулирования скорости движения автомобиля стали активно применяться ближе к началу 90-х годов. В это время наблюдается рост числа разработок, направленных на создание не только системы поддержания скорости, но и системы, обладающей более широким функционалом, способной осуществлять увеличение и уменьшение заданной скорости.

В 1991 г. компания "Siemens" продемонстрировала электронную систему, способную поддерживать скорость автомобиля, а также осуществлять увеличение или уменьшение ее уставки. Представленная система была способна восстанавливать ранее установленное значение скорости из памяти контроллера и обеспечивать ее дальнейшее поддержание.

Аналогичная система в 1992 г. была серийно запущена компанией "Bosch", которая занималась собственной разработкой электронной системы регулирования скорости. Следующим поводом для развития данных систем стало введение в 1989 г. требований к токсичности выхлопных газов. Появилась потребность применения новой компонентной базы электронной системы управления двигателем, включающей в себя электронную педаль акселератора и электронную дроссельную заслонку. Это позволило не только механически развязать дроссельную заслонку и педаль акселератора, а также в значительной степени улучшить качество регулирования скорости. Универсальность системы регулирования скорости способствовало оснащение ей автомобилей как с ручной коробкой передач, так и автомобили, начиная с 1999 г., с автоматической трансмиссией.

После появления электронной педали акселератора E-GAS, системы регулирования скорости получили стремительное развитие, принцип контроля скорости и поддержания, используемый на первых системах, получил дальнейшее развитие, в результате чего появилась система адаптивного поддержания заданной скорости.

Система адаптивного регулирования скорости получила название адаптивный круиз-контроль (с английского Adaptive Cruise Control) и представляла собой совокупность устройств, поддерживающих переменную скорость движения, соблюдая заданную дистанцию удаления до впереди движущегося транспортного средства.

Впервые система адаптивного поддержания скорости была продемонстрирована компанией Mitsubishi в 1995 г. на автомобиле, оснащенном лазерными датчиками. Представленная система получила название Preview Distance Control. Система выполняла функцию открытия и закрытия дроссельной заслонки и управляла переключением передач на автоматической трансмиссии.

В 1997 г. компания "Toyota" предложила покупателям адаптивный круиз, работающий с датчиками-радарами. В этом же году и BMW представила подобную систему.

В конце 1998 г. Mercedes представил свою версию под названием Distronic. Основное отличие представленной адаптивной системы регулирования скорости от традиционной системы ее поддержания заключалось в способности корректировать уставку скорости автомобиля в зависимости от дорожной обстановки и от скорости впереди идущего транспортного средства.

В 2000 г. система ACC появилась на автомобилях BMW. Система предупреждала водителя о том, что впереди идущий автомобиль начал торможение. Однако алгоритм ее работы был все еще слишком простым — после торможения круиз отключался, передавая дальнейшее управление водителю.

В период 2004—2006 гг. компания "Toyota" произвела ряд усовершенствований в системе поддержания скорости, добавив функцию аварийного торможения, а затем и функцию "отслеживания снижения скорости". Торможение автомобиля осуществляется вследствие работы функции системы контроля курсовой устойчивости.

Представленные выше системы обеспечивают рост эксплуатационной эффективности автомобилей за счет улучшения экологичности, топливной экономичности и комфортабельности. Но при этом в алгоритмах своей работы они не учитывают, по крайней мере один из важных параметров, обеспечивающих требуемый уровень характеристик работы ДВС, а именно: вязкость масла. Между тем, обладая комплексом данных о вязкости масла в ДВС, в рамках электронной системы, можно в значительной степени улучшить технико-экономические показатели работы как силового агрегата, так и автомобиля в целом. Дополнительно управление по критерию вяз-

кости масла обеспечивает более эффективную коррекцию управляющих сигналов для клапана системы VVT, который устанавливает предпочтительное положение распределительного вала ДВС.

Таким образом, разработка электронной системы управления по критерию вязкости масла является перспективной научно-технической задачей, решение которой позволит улучшить эксплуатационные показатели автомобилей.

Система управления ДВС по критерию вязкости масла [8]

Разработка системы управления, в данном случае, заключается в комплексном интегрировании электротехнической и электронной систем с алгоритмическими программными структурами, построенными на базе результатов экспериментальных исследований изменения вязкости масла в зависимости от факторов образующих условия эксплуатации автомобиля. Действительно, температурные режимы работы силового агрегата, эксплуатационный пробег, характеристики масла и т. д., являются важными первичными показателями при организации работы по проектированию рассматриваемой системы.

В настоящее время разработка подобных электронных систем реализуется на основе накопления базы данных, отражающих исследуемые взаимосвязи между ключевыми параметрами, через алгоритмизацию и построение матриц управления, с помощью которых программируются контроллеры систем. При этом объективной проблемой, препятствующей широкому внедрению рассматриваемой электронной системы в серийный автомобиль, является невысокий уровень повторяемости результата измерения показателей вязкости масла в силовом агрегате с помощью датчиков, когда при использовании датчиков одного типа получаются разные результаты, разброс которых достигает до 20 %. Это существенно снижает эффективность их применения и требует новых методов оценки вязкости. С другой стороны, если разброс параметров датчиков лежит в пределах 10—20 %, то появляется необходимость реализации процесса самокалибровки датчика, который устанавливается на автомобиль, чтобы приблизить показание датчика к реальным значениям и снизить погрешность измерения до 5 %.

Как было показано ранее, разработка и реализация электротехнических и электронных систем управления, наиболее эффективна в случае создания общей концепции построения программно-аппаратного комплекса.

Концепция, построения программного обеспечения контроллера системы управления ДВС (КСУД)

Она может быть представлена в виде структуры (рис. 3). С ее помощью можно описать взаимосвязи модулей программного обеспечения микроконтроллера и их функции, а также описать иерархию программного обеспечения и привязку к аппаратным ресурсам, таких как порты ввода-вывода, интерфейсные шины передачи данных, банки памяти и регистры микроконтроллера.

Концепция разделена на несколько частей, каждая из которых представляет собой определенный класс программного обеспечения. Основной класс это базовое аппаратно-зависимое программное обеспечение. Данный класс является специфическим для каждого конкретного микроконтроллера, что также говорит о его привязке к регистрам управления и портам ввода-вывода. Основной класс позволяет предоставить доступ к функциям базового программного обеспечения и ресурсам микроконтроллера. Класс базового аппаратно-независимого программного обеспечения позволяет абстрагироваться от работы с регистрами и обеспечивает возможность перехода к работе с командами прикладного уровня, а также осу-

Рис. 3. Концепция архитектуры программного обеспечения КСУД

ществляет преобразования величин и сигналов для модулей высокого уровня. Третий класс — это прикладное программное обеспечение, которое отвечает за работу с математическими формами представления сигналов и позволяет переходить от одной архитектуры системы управления к другой аналогичной.

Основу представленной концепции формируют драйверы, которые относятся к стандартным инструментам микроконтроллера и обеспечивают работу памяти микроконтроллера, коммуникационных интерфейсов, драйверов портов ввода-вывода. Низкоуровневые драйверы позволяют считывать сигналы датчиков, подключенных к портам микроконтроллера, и с интерфейсных шин передачи данных, а также управляют нагрузками и приводами, подключенными к портам микроконтроллера. Драйверы, отвечающие за модель памяти, и регистры позволяют оптимизировать работу микроконтроллера со стеком и оперативным запоминающим устройством (ОЗУ), а также выполнять действия по сохранению и передаче данных при переключении между выполняемыми задачами программы управления.

К рассматриваемым драйверам привязаны прикладные драйверы, позволяющие передавать управление между функциями низкого уровня и прикладным программным обеспечением. Базовое аппаратно-независимое программное обеспечение включает в себя сервисные функции, операционные системы реального времени, описание процедуры вызова задач и переключения между функциями низкого уровня. Базовое программное обеспечение позволяет максимально быстро адаптировать программы, созданные на основе другого микроконтроллера под новый. При этом требуется только проектирование новых драйверов нижнего уровня с сохранением остальной структуры программного обеспечения. Дополнительно базовое программное обеспечение позволяет выполнять диагностику ошибок низкоуровневых программ и драйверную диагностику.

Базовый уровень связан с прикладным программным обеспечением, которое не имеет привязки к аппаратной части, что позволяет обеспечить кроссплатформенность создаваемой архитектуры и самого программного обеспечения среди блоков управления двигателем и ДВС. В состав базового программного обеспечения входят системные сервисы, сервисы доступа к памяти, коммуникационные сервисы. Над всеми описанными модулями и драйверами накладывается прикладное функциональное программное обеспечение, которое представляет собой аппаратно-независимые функции и модули управления.

Особенностью концепции является и то, что имеется возможность ее обеспечения как в рамках одного программного продукта на уровне математических моделей с добавлением вставок программного кода, так и на базе проекта в целом. Совместимость достигается благодаря преобразованию сигналов и типов величин, а проект представляет собой элементы программного кода, полученного с помощью различных инструментов компьютерного моделирования и написания программного кода. В дополнении стоит отметить, что работой таких систем управляет операционная система реального времени.

Рассмотренные электротехнические системы управления ДВС являются важными элементами решения задач, связанных с повышением безопасности, экологичности и комфортабельности эксплуатации автомобилей. Системы непрерывно совершенствуются исходя из значимости направления развития новых видов транспорта (электромобили и автомобили с комбинированной энергоустановкой).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Дебелов В. В.** Электронная система регулирования скорости движения автомобиля в режимах поддержания и ограничения скорости размеров [Текст] / В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, В. В. Иванов, В. И. Строганов, В. Е. Ютт // Грузовик. — 2013. — № 12.
2. **Дебелов В. В.** Электронная система управления автомобиля "Start-Stop" [Текст] / В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, В. Е. Ютт // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2014. — № 2.
3. **Дебелов В. В.** Моделирование электронной системы VVT управления двигателем легкового автомобиля [Текст] / В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, М. А. Пьянов, В. И. Строганов // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2014. — № 4.
4. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 274 с.
5. **Козловский В. Н.** Моделирование электрооборудования автомобилей в процессах проектирования и производства [Текст] / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 227 с.
6. **Козловский В. Н.** Аналитические исследования качества автомобилей в эксплуатации: монография [Текст] / В. Н. Козловский, В. И. Строганов. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH & Co., Deutschland, 2013.
7. **Козловский В. Н.** Комплекс обеспечения качества системы электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский, Д. И. Панюков. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH & Co., Deutschland, 2014.
8. **Слукин А. М.** Имитационное моделирование электронной системы определения вязкости масла в силовом агрегате автомобиля [Текст] / А. М. Слукин, В. В. Дебелов, В. Н. Козловский, В. В. Иванов // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2014. — № 5.
9. **Строганов В. И.** Моделирование систем электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой в процессах проектирования и производства: монография [Текст] / В. И. Строганов, В. Н. Козловский. — МАДГТУ "МАДИ". — 2014. — 264 с.

УДК 629.113.003.067

В. В. Лянденбурский, канд. техн. наук, доцент, **М. В. Нефёдов,** студент,
И. В. Кучин, студент, **А. В. Федосков,** аспирант, Пензенский государственный университет архитектуры и строительства
E-mail: dekauto@pguas.ru

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВСТРОЕННОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Одним из наиболее перспективных путей увеличения вероятности безотказной работы автомобилей является применение встроенного диагностирования автомобилей. Применение встроенной системы диагностирования на автотранспортных предприятиях, позволяет оптимизировать транспортный процесс и снизить время простоя автомобилей, в частности величины простоя по сцеплению автомобилей.

***Ключевые слова**: автомобиль, сцепление, датчик положения, встроенное диагностирование, техническое обслуживание.*

Важнейшим элементом автомобиля является трансмиссия, на которую приходится значительная доля работ по профилактическим и восстановительным воздействиям. При движении автомобиля воздействие на элементы сцепления, коробки передач, главной передачи изменяется в зависимости от большого количества независимых друг от друга факторов, таких как мастерство водителя, условий движения, нагрузки на автомобиль, и др. Часто воздействие на механизмы может быть ударным, превышающим допустимую и предельную нагрузку, что может привести к разрушению шестерен, креплений и т. д.

Сцепление передает крутящий момента двигателя коробке передач, кратковременно отсоединяет двигатель и коробку передач между собой и плавно их соединяет и может предохранять детали и механизмы от значительных перегрузок и поломок при значительных нагрузочных воздействиях на автомобиль.

Основными причинами нарушения работоспособности элементов сцепления являются:

увеличение свободного хода педали сцепления;

недостаточный свободный ход педали;

износ подшипника муфты выключения сцепления;

износ ступицы ведомого диска;

поломка пружин демпфера;

заклинивание следящего поршня пневмогидроусилителя.

Основными неисправностями механизма сцепления в процессе эксплуатации автомобиля являются неполное выключение, неполное включение и резкое включение сцепления.

Уход за сцеплением заключается в периодической подтяжке креплений, в периодической регулировке привода сцепления, подтяжке креплений, очистке от грязи, смазке подшипника муфты вы-

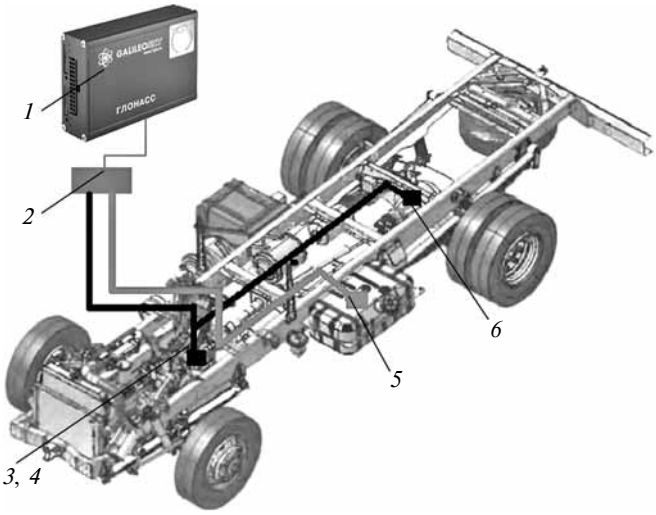

Рис. 1. Схема расположения датчиков:

1 — передатчик ГЛОНАСС/GPS; *2* — встроенная система диагностирования; *3* — датчик положения в сцеплении; *4* — датчик температуры масла в коробке передач; *5* — датчик расхода топлива; *6* — датчик температуры масла в главной передаче

ключения сцепления, переднего подшипника первичного вала коробки передач, оси педали сцепления, удалении воздуха из системы гидропривода.

Пробуксовка и неполнота выключения сцепления зависят от величины свободного хода педали сцепления, который замеряют специальной линейкой с двумя движками. При несоответствии фактической величины свободного хода педали сцепления допустимой величине необходимо отрегулировать свободный ход. Пробуксовка сцепления может быть определена с помощью стробоскопического прибора на стенде для проверки тягово-экономических качеств автомобилей.

Если сцепление не пробуксовывает, то крестовина кардана будет казаться неподвижной; при наличии пробуксовки сцепления крестовина кардана медленно "плывет", сцепление требует регулировки при ремонте.

Увеличение в последние годы количества транспортных средств, оборудованных системами встроенного диагностирования и применение беспроводных технологий, вызвано преимуществами, которые дает использование этих приборов на автотранспортных предприятиях.

Система встроенного диагностирования позволяет выполнять контроль технического состояния трансмиссии. Имеется возможность определить общую неисправность в коробке передач и главной передаче с помощью датчика температуры масла, а в сцеплении с помощью датчика положения (рис. 1).

Введение датчиков температуры масла в трансмиссии позволит следить за ее состоянием не покидая кабины водителя и не посещая участок диагностирования. Средняя рабочая температура масла в картере КП составляет 80—95 °С, в жаркую погоду при городском цикле движения она может подниматься до 150 °С. Конструкция сцепления и КП такова, что если с двигателя снимается мощность большая, чем нужно для преодоления дорожного сопротивления, ее избыток расходуется на внутреннее трение и элементы нагреваются. Датчик положения будет устанавливаться в корпус сцепления. Датчик будет показывать изменение положения выжимного подшипника.

Для уточнения процесса поиска неисправностей система в диалоговом режиме проводит опрос пользователя (рис. 2—9) и выбором им вариантов ответа в меню.

Неисправность сцепления проверяется при работающем двигателе, выжав педаль сцепления при плавном движении автомобиля. Если автомобиль

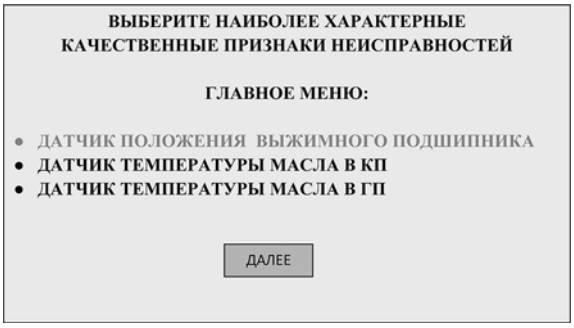

Рис. 2. Главное меню

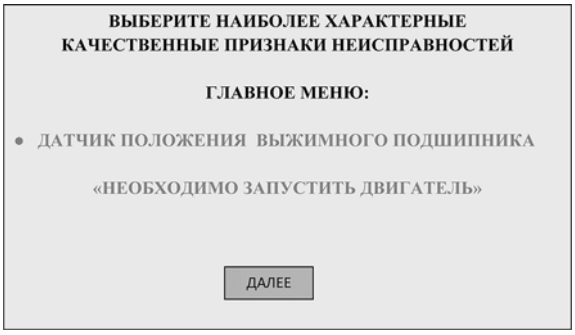

Рис. 3. Выбор признака

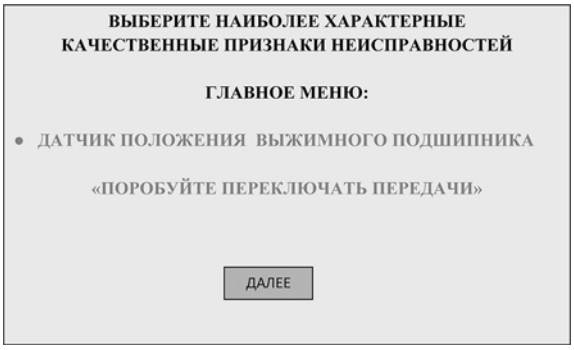

Рис. 4. Выбор признака

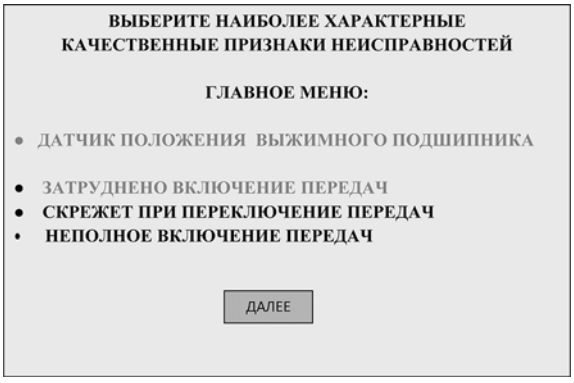

Рис. 5. Выбор признака

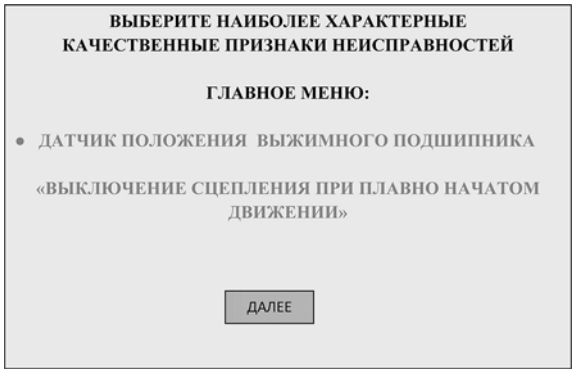

Рис. 6. Выбор признака

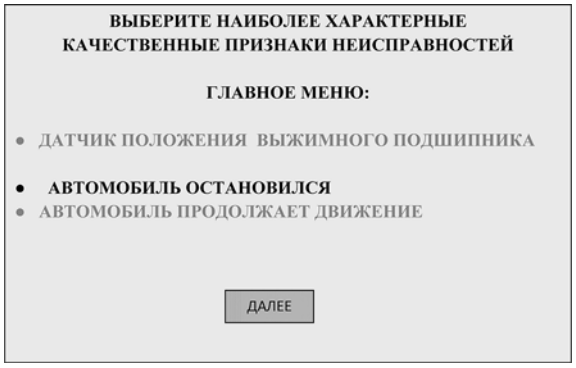

Рис. 7. Выбор признака

Рис. 8. Рекомендуемая неисправность

Рис. 9. Рекомендации по устранению неисправности

продолжает движение, то сцепление полностью не выключается. Необходимо выполнить регулировку свободного хода выжимного подшипника, а соответственно и педали сцепления.

Применение данного метода поиска неисправностей позволит выполнять встроенное диагностирование различных систем двигателей и трансмиссии, что приведет к своевременному выявлению неисправностей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Обшивалкин М. Ю.** Исследование влияния затрат грузовых автомобилей с наработкой / Обшивалкин М. Ю., Паули Н. В. Родионов Ю. В. // Мир транспорта и технологических машин. — 2011. — № 3. — С. 14—20.
2. **Лянденбурский В. В.** Встроенные средства для контроля работоспособности и перемещения автомобилей: моногр. / В. В. Лянденбурский. — Пенза: ПГУАС, 2010. — 112 с.
3. **Лянденбурский В. В.** Система контроля передвижения автомобиля / Лянденбурский В. В., Родионов Ю. В., Кравченко Е. В. // Автотранспортное предприятие. — М., 2012. — № 2. — С. 24—28.
4. **Лянденбурский В. В.** Встроенная система диагностирования автомобилей с дизельным двигателем / Лянденбурский В. В., Родионов Ю. В., Кривобок С. А. // Автотранспортное предприятие. — М., 2012. — № 11. — С. 45—48.
5. **Лянденбурский В. В.** Программа поиска неисправностей транспортных средств / Лянденбурский В. В., Тарасов А. И., Федосков А. В., Кривобок С. А. // Контроль. Диагностика. — М., 2012. — № 8. — С. 23—29.
6. **Лянденбурский В. В.** Совершенствование компьютерного обеспечения технической эксплуатации автомобилей: монография / В. В. Лянденбурский, А. С. Иванов. — Пенза, ПГУАС 2012. — 398 с.
7. **Лянденбурский В. В.** Вероятностно-логический метод поиска неисправностей автомобилей: монография / В. В. Лянденбурский, А. И. Тарасов. — Пенза, ПГУАС 2013. — 220 с.
8. **Лянденбурский В. В.** Анализ и перспективы встроенных средств диагностирования автомобилей: монография / В. В. Лянденбурский, Г. И. Шаронов, М. В. Нефедов. — М.: lap-lambert-academic-publishing, 2014. — 308 с.
9. **Лянденбурский В. В.** Перспективные трансмиссии автомобилей: монография / В. В. Лянденбурский, Г. И. Шаронов. — Пенза: ПГУАС, 2014. — 232 с.
10. **Лянденбурский В. В.** Техническая диагностика на транспорте: учебное пособие / В. В. Лянденбурский, П. И. Аношкин, А. С. Иванов, А. М. Белоковыльский. — Пенза: ПГУАС, 2012. — 252 с.
11. **Лянденбурский В. В.** Основы научных исследований: учебное пособие / В. В. Лянденбурский, А. В. Баженов, В. В. Коновалов. — Пенза: ПГУАС, 2013. — 396 с.

К ОСНОВАМ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СЛОЖНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ (ЦИКЛ СТАТЕЙ, СТАТЬЯ 3)

УДК 629.33:519.2

Е. И. Блинов, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный университет радиотехники, электроники и автоматики
E-mail: blinov-ti6-mgupi@mail.ru

ЭНЕРГЕТИКА АВТОМОБИЛЯ. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ.

Энергетические характеристики мобильных и других сложноструктурированных механических систем могут быть изучены на основе энергетического баланса, который является атрибутом пространственной динамической модели связанных колебаний ДТУ и подвески.

Ключевые слова: *принцип объективной реальности, система, динамика, пространственность, энергетика, баланс.*

В предыдущих статьях цикла, посвященного разработке и развитию динамической теории движения, были рассмотрены динамические пространственные модели двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ) и подвески как фундамент важнейших эксплуатационных свойств автомобиля — тяговой динамики и плавности хода. Настоящая публикация продолжает цикл. Для исключения повторений рекомендуется обращаться к упомянутым статьям.

Обычно оценивают затраты топлива. Но учитывая, что энергетическая оценка процессов более универсальна, будем рассматривать энергетические взаимодействия, лишь по необходимости прибегая к привычной характеристике энергозатрат — расходу топлива.

Для количественной оценки процесса необходимо составить энергетический баланс, который представляет собой одну из форм закона сохранения энергии, являющегося первичным по отношению к другим законам физики. Для решения задачи экономии энергоресурсов прежде всего критически важно обладать достоверной и полной информацией об энергозатратах системы, и главное здесь — "не потерять" ни одной из них, что возможно, если энергетический баланс составляется исходя из принципа независимости расчета левой (вносимая энергия) и правой (затраты) его частей и учитывает максимально возможное количество затратных составляющих с учетом внутренних динамических связей. Дело в том, что обычно составляется не энергетический баланс, а энергетическое равенство. Во втором случае рассчитываются затратные, чаще всего топливные, составляющие (правая часть равенства) процесса движения, сумма которых объявляется расходом топлива (левая часть) двигателя. При таком подходе потеря какой-либо реальной (т. е. существующей в природе, но не учтенной в правой части) затратной составляющей не приведет к нарушению энергетического равенства. В частности, подобные энергетические "балансы" не учитывают потери при буксовании фрикционного сцепления (ФС), энергетику внутренних связей, подвески и т. д.,

но, тем не менее, эти "балансы" сходятся. Это противоречит закону сохранения энергии, что, по-существу, означает невозможность применения энергетических равенств для адекватной оценки энергозатрат системы.

При составлении энергобаланса правая и левая его части определяются независимо друг от друга — это главный принцип составления балансов. Тогда при потере затратной составляющей энергобаланс не сойдется, и в этом его принципиальное отличие от энергоравенств. С практической точки зрения это свойство энергобаланса можно использовать при оценке адекватности модели, не прибегая к дорогостоящим натурным испытаниям.

Другая сторона вопроса состоит в том, что во многих публикациях по этой проблеме мобильная машина представляется в виде материальной точки. При этом трансмиссия как структура, передающая и преобразующая энергию, по-существу, исключается из рассмотрения, поскольку ее энергетика учитывается в виде механического КПД или механических потерь, что практически одно и то же. Низводить энергетику трансмиссии — основной системы, связывающей двигатель с движителем, — до КПД не совсем корректно, если иметь в виду всю глубину, сложность и противоречивость взаимодействий в ней. КПД призван оценивать ДТУ с энергетической точки зрения, показывая какая часть внесенной энергии теряется. Однако природа этих потерь и влияющие на КПД факторы остаются за кадром, по-существу, превращая КПД в "черный ящик". Если в модели присутствуют демпфирующие связи, то необходимость в КПД отпадает, поскольку диссипативная энергия является точным физическим аналогом КПД. Еще более важно то, что в этом случае появляется возможность изучения влияния различных параметров на величину диссипативной энергии. Таким образом, "черный ящик" не только открывается, но и изымается его содержимое, а сам он становится не нужным.

В итоге, можно сформулировать *цель публикации*: разработка энергетической модели машины, являющейся совокупностью совместной модели ДТУ и подвески и энергетического баланса как ее атрибута. Учитывая, что модель ДТУ и подвески изложена ранее, *задачами* становятся составление энергобаланса и его применение. При численном способе решения модели баланс должен составляться на каждом шаге интегрирования системы ОДУ, при этом основными требованиями к нему являются полнота, т. е. учет по возможности всех затратных видов энергий и работ, а также сходимость.

Учитывая, что энергетический баланс является одной из форм закона сохранения энергии, сформулируем его для данного случая следующим образом: полезная работа A_Q сгоревшего топлива в цилиндрах двигателя, реализующаяся в виде работы $A_{T_д}$ крутящего момента двигателя, должна быть равна всем видам потерь в ДТУ и подвеске.

Составим энергобаланс ДТУ в обозначениях рисунка (здесь и далее все обозначения соответствуют этому рисунку, отличное будет оговариваться) на этапе буксования ФС:

$$A_Q = A_{T_д} = \Sigma\Delta T_{J_д, \ldots, J_{вщ}} + \Sigma R_{1,\,1,\,\ldots,\,l,\,n-1} + \Sigma\Pi_{1,\,1,\,\ldots,\,l,\,n-1} + A_б + \Sigma\Delta T_{J_{вм}, \ldots, J_а} + \Sigma R_{l+1,\,1,\,\ldots,\,k,\,n-1} + \Sigma\Pi_{l+1,\,1,\,\ldots,\,k,\,n-1} + A_{T_а} + A_ш, \quad (1)$$

где ΔT — приращение кинетической энергии масс, обозначенных в подстрочных индексах, по сравнению с ней же при начальной угловой скорости; R и П — диссипативная и потенциальная энергии участков ДТУ, обозначенных в индексах; $A_{T_а}$ и $A_ш$ — работы момента сопротивления движению и буксования шин. Отметим, что первые три слагаемых относятся к ведущей ветви ДТУ, а составляющие нижней строки — к ведомой. При этом сумма последних равна работе $A_{тр}$ трения ФС. После замыкания ФС момент трения перестает быть внутренним силовым фактором и становится внешним численно равным величине момента упруго-демпфирующих сил на участке хвостовика коленвала.

Рассмотрим формирование составляющих баланса (1) ДТУ.

Левая часть. Полезная работа топлива равна $A_Q = QH_н\eta_i$,

где $H_н$ = 42 700 или 44 400 кДж/кг — низшая теплота сгорания дизтоплива или бензина; η_i = 0,35—0,42 или 0,25—0,33 — индикаторный КПД дизеля или искрового ДВС; Q — расход топлива, определяемый по уравнению

$$dQ/d\tau = T_д\dot{\alpha}_д g_e, \quad (2)$$

где $g_e = f(\dot{\alpha}_д)$ — зависимость текущего удельного расхода топлива. Полезная работа сгорающего топлива преобразуется в работу $A_{T_д}$ крутящего момента

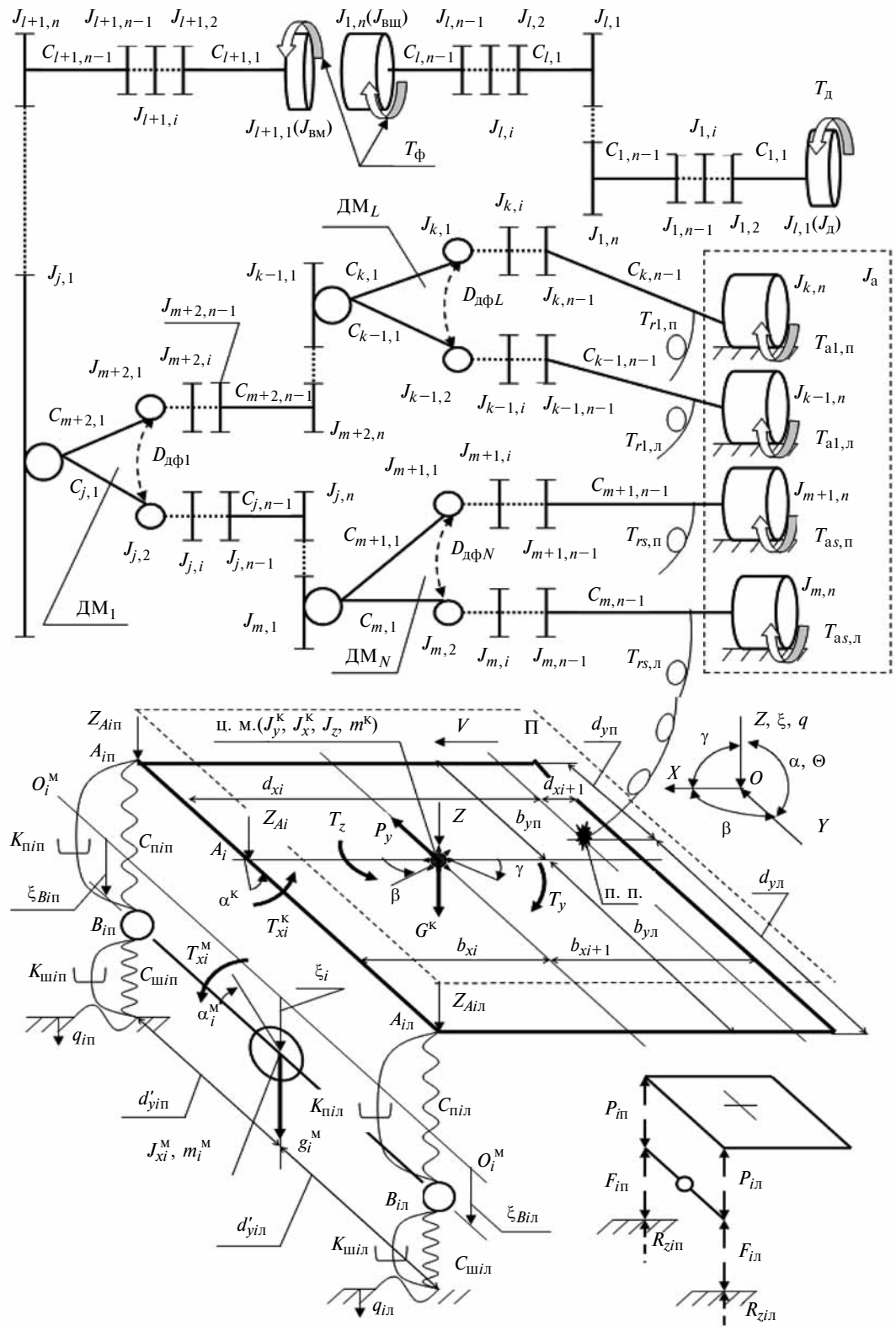

Рис. 1. Пространственная динамическая схема связанных колебаний ДТУ и подвески в общем виде

ДВС, поэтому $A_{T_д}$, вычисляемая независимо от работы A_Q в виде интегральной суммы

$$A_{T_д} = \sum_{\tau_0}^{\tau_к} T_{д.ср}\Delta\alpha_д, \qquad (3)$$

должна быть равна или близка к значению A_Q, что можно использовать как косвенное подтверждение корректности определения количества вносимой энергии. В (3) τ_0, $\tau_к$ — начальное (нулевое) и конечное время процесса, в дальнейшем индексы "0" и "к" будут иметь аналогичное содержание; $T_{д.ср}$ — среднеарифметическое значение крутящего момента двигателя за время $\Delta\tau$, при численном решении $\Delta\tau \leqslant 0{,}001$ с; $\Delta\alpha_д$ — приращение угла поворота массы $J_д$ за время $\Delta\tau$. Интегралы вида (3) определяются численно.

Правая часть. Приращения ΔT кинетических энергий, а также диссипативная и потенциальная энергии всех составляющих (1) вычислялись по формулам

$$\Delta T = 0{,}5J(\dot{\alpha}_к^2 - \dot{\alpha}_0^2);$$
$$R = 0{,}5K(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2)^2; \qquad (4)$$
$$П = 0{,}5C(\alpha_1 - \alpha_2)^2,$$

где J, K, C — параметры соответствующих масс и участков; в формулах R и П индексы 1 и 2 обозначают принадлежность соответственно к ведущей и ведомой массам по ходу потока мощности для данного участка. Работы $A_б$ и $A_{тр}$ буксования и трения ФС равны

$$A_б = \sum_{0}^{\tau_{зам}} T_{ф.ср}(\Delta\alpha_{вщ} - \Delta\alpha_{вм}); \qquad (5)$$

$$A_{тр} = \sum_{0}^{\tau_{зам}} T_{ф.ср}\Delta\alpha_{вм}. \qquad (6)$$

В (5) и (6) $\tau_{зам}$ — время замыкания ФС по условию $\dot{\alpha}_{вм} = \dot{\alpha}_{вщ}$; $T_{ф.ср}$ — среднеарифметическое значение момента трения ФС за время $\Delta\tau$; $\Delta\alpha_{вщ}$ и $\Delta\alpha_{вм}$ — приращение углов поворота масс $J_{вщ}$, $J_{вм}$ за время $\Delta\tau$. Заметим, что, сложив (5) и (6), получим полную работу $A_п$ момента трения

$$A_п = A_б + A_{тр} = \sum_{0}^{\tau_{зам}} T_{ф.ср}\Delta\alpha_{вщ}. \qquad (7)$$

Работы $A_{T_а}$ и $A_ш$ момента сопротивления движению и буксования движителя:

$$A_{T_а} = \sum_{\tau_0}^{\tau_к} T_{а.ср}\Delta\alpha_а; \qquad (8)$$

$$A_ш = \sum_{\tau_0}^{\tau_к} T_{сц.ср}(\Delta\alpha_{ат} - \Delta\alpha_{ад}). \qquad (9)$$

В (9) индексы "т" и "д" означают теоретический возможный при отсутствии буксования и действительный угол поворота массы $J_а$.

Таким образом, представленные выражения для энергий и работ, в своей совокупности образуют энергетический баланс ДТУ в форме (1). Баланс (1) самостоятельно не существует, и является атрибутом ранее представленной динамической модели ДТУ. Учитывая разброс значений индикаторного КПД, принимать A_Q в качестве базовой величины нельзя. Поэтому далее, в основном, балансы будут строиться в отношении работы $A_{T_д}$, поскольку именно она формирует энергетику ДТУ. Отметим, что при переключении передач ДТУ распадается на три несвязанные между собой системы, поэтому на каждой следующей передаче баланс должен строиться с нуля, а затем суммироваться.

Энергетический баланс может сойтись или не сойтись, причем в первом случае это означает почти совпадение значений левой (вносимая энергия) и правой (затратная энергия) его частей. Выше говорилось о том, что расхождение баланса является признаком неадекватности модели. В связи с этим рассмотрим табл. 1, представляющую баланс ДТУ на этапе буксования ФС. Она содержит значения изменения работ $A_б$, $A_{T_д}$, $A_с$ в кДж и расхода топлива $Q_б$, фиксируемых в момент замыкания сцепления, в зависимости от изменения величины момента инерции $J_{вщ}$ маховика ДВС, а также расхождение

$$РБ = [(A_{T_д} - A_с)/A_{T_д}] \cdot 100\ \% \qquad (10)$$

баланса в отношении $A_{T_д}$ (строка РБ); здесь и далее $A_с$ — правая часть баланса (1) или иного указанного. По существу, таблицу можно рассматривать как оптимизацию величины $J_{вщ}$ по критериям, указанным в боковике таблицы, кроме РБ.

Прежде, чем перейти к анализу таблицы, отметим, что расхождения баланса практически нет

Таблица 1

Гусеничная БМП массой 13 тонн

Показатель	Момент инерции маховика ДВС, кг · м^2								
	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7 штатн.	3,9	4,1	4,3	4,5
$A_б$	13,4	13,2	13,1	12,9	12,8	12,6	12,5	12,3	12,1
$A_{T_д}$	96,6	98,6	100,3	102,7	103,9	105,3	106,5	107,4	108,3
$A_с$	96,6	98,6	100,3	102,1	104,2	105,6	106,9	107,7	108,7
$Q_{б.г}$	6,58	6,59	6,71	6,82	6,94	7,02	7,09	7,14	7,19
РБ, %	0,0	0,0	0,0	0,0	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3

Примечания. 1. Коэффициент β = 1,8. 2. Начальная скорость $\dot{\alpha}_д^{хх}$ = 160 рад/с. 3. Темп включения ФС $\tau_н$ = 2,5 с. 4. Время замыкания во всех случаях около 0,56 с.

(в худших случаях 0,3 %). Это важно, поскольку доверительность ЭВМ-программ должна быть вне сомнений, а несхождение баланса как раз свидетельствует о нарушении закона сохранения энергии.

Как видно из данных таблицы, все энергетические показатели изменяются по закону, близкому к линейному, причем работа $A_б$ уменьшается с увеличением значения оптимизируемого параметра, а остальные — увеличиваются. Отметим, что по мнению некоторых авторов работа $A_б$ уменьшается при уменьшении маховой массы маховика ДВС. В то же время физика процесса такова, что, при прочих равных, большей массе во время фрикционной атаки легче увлечь во вращение ведомую. Также видно, что влияние изменения маховой массы ведомых частей ФС асимметрично по всем табличным энергопоказателям.

На уменьшение работы буксования, как важнейшую характеристику фрикционных взаимодействий, из динамических параметров также благоприятно влияет уменьшение крутильной жесткости участка ДТУ, примыкающего к ведущему колесу; влияние конструктивных нединамических параметров тривиально и известно из литературы.

Более подробно рассмотрим вопрос влияния диссипативной энергии на величину динамических нагрузок, который ранее в технической литературе не нашел освещения. Для этого возьмем один из высокочастотных участков, к которым относятся участки коленчатого вала и прилегающие к нему, например, первичный вал КП автомобиля МАЗ-5335 с крутильной жесткостью $C^{шт}$ = 13 кН · м/рад; индекс "шт" означает принадлежность параметра к штатному варианту конструкции. (В скобках заметим, что, казалось бы, логичнее выбрать в качестве изменяемого параметра величины коэффициентов демпфирования, но изменить их величину конструктор не в состоянии.)

Результаты вычислений сведем в табл. 2, в которой в качестве показателей в первой строке указаны значения максимальной диссипативной энергии R (числитель) и момент времени, в который эта величина зафиксирована (знаменатель); во второй строке — величины максимальных значений динамического момента $T_{уд}$ в Н · м (числитель) и, опять же, момент времени, в который оно зафиксировано (знаменатель).

Промежуточный вывод, который можно сделать из этих таблиц, однозначен: наблюдается одна и та же закономерность — полное соответствие моментов времени, в которые наступают максимумы величин диссипативной энергии и динамических моментов (вывод подтвержден аналогичными расчетами в отношении машин разных марок).

Продолжим исследование. Из таблицы видно, что значения диссипативной энергии для C = 14, 16 и 18 кН · м/рад гораздо больше остальных, и, как

Таблица 2

Автомобиль МАЗ-5335, вторая передача, данные по первичному валу КП

Показатели	Коэффициент C жесткости первичного вала КП, кН · м/рад									
	9	10	11	12	13 (шт)	14	15	16	17	18
R, Дж / τ, с	3142 / 7,98	4773 / 8,05	877 / 7,84	8399 / 7,85	8498 / 7,91	18 247 / 7,98	5311 / 7,31	24 149 / 7,86	9602 / 7,85	16 758 / 8,04
$T_{уд}$ / τ, с	501 / 7,98	776 / 8,05	417 / 7,85	1205 / 7,85	688 / 7,92	1263 / 7,98	792 / 7,31	2671 / 7,86	1925 / 7,85	1648 / 8,04

оказалось, это свидетельствует о резонансном характере протекания процесса. В связи с интенсификацией колебательного процесса в зоне почти-резонанса увеличивается разность угловых скоростей колеблющихся масс, вследствие чего резко возрастает и диссипативная энергия на данном участке валопровода. Расчеты говорят, что для C = 16 кН · м/рад при $A_с$ = = 106 582 Дж вклад величины диссипативной энергии гораздо больше обычного и составляет около 22,6 %, что снижает долю полезных составляющих энергобаланса. Понятно, что нагруженность участка на резонансном режиме резко увеличивается до 2671 Н · м. В то время как при штатном значении жесткости $T_{уд}$ меньше и равен 688 Н · м. С другой стороны видно, что и минимальные значения $T_{уд}$ наблюдаются при наименьших значениях диссипативной энергии. Таким образом, прослеживается связь энергетических характеристик системы и ее силовой нагруженности.

В заключение темы отметим, что проанализирована лишь малая часть сложнейших связей динамической системы ДТУ. Разобраться в этом клубке взаимовлияющих противоречий сложно, однако, как видим, если в качестве количественной оценки явления выступают энергетические показатели, то даже в достаточно тонких динамических взаимодействиях можно выявить закономерности.

Продолжим в отношении энергетики подвески. Движение мобильных машин даже по ровной дороге сопровождается колебаниями корпуса на упругодемпфирующих опорах и неподрессоренных масс на шинах, что обусловлено действием реактивного момента T_r. Колебания сопровождаются затратами следующих видов энергии: кинетической, которой обладают корпус массой $m^к$ и неподрессоренные массы $m_i^м$, $i = 1, ..., n$, где n — число осей; диссипативной, которая теряется в демпфирующих элементах подвески и шинах; потенциальной, запасаемой в упругих элементах подвески и шинах.

Кинетическая энергия $T_к$ корпуса определяется выражением

$$T_к = 0{,}5\left[J_y^к\dot{\gamma}^2 + m^к\dot{Z}^2 + J_x^к\left(\dot{\alpha}^к\right)^2 + J_z\dot{\beta}^2\right], \qquad (11)$$

где инерционные параметры можно брать как в отношении ц.м., так и п.п. Отсюда выражения для $T_к$ инвариантны по отношению к любой точке пространства; в данном случае, как видно из формулы, $T_к$ вычисляется относительно ц.м. Здесь и далее в формулах для определения кинетической и диссипативной энергий не фигурируют значения скоростей при $\tau = 0$, которые для всех масс подвески равны нулю.

Кинетическая энергия неподрессоренных масс

$$T_{нм} = 0{,}5\sum^{n}\left[J_{xi}^м\left(\dot{\alpha}_i^м\right)^2 + m_i^м\left(\dot{\xi}_i - \dot{q}_i\right)^2\right], \qquad (12)$$

где $\dot{q}_i = \dot{q}_{iл,п} \mp \beta'_{yiл,п}\cos\alpha_i^м\,\dot{\alpha}_i^м$ — первая производная по времени от координаты неровности, приведенной к ц.м. моста; знак "–" используется совместно с параметрами, имеющими подстрочный индекс "л", "+" — если используются параметры правого борта.

Диссипативная энергия подвески и шин

$$R_п = 0{,}5\sum^{n}K_{пiл,п}\left(\dot{Z}_{Aiл,п} - \dot{\xi}_{Biл,п}\right)^2; \qquad (13)$$

$$R_ш = 0{,}5\sum^{n}K_{шi\,л,п}\left(\dot{\xi}_{Aiл,п} - \dot{q}_{Biл,п}\right)^2. \qquad (14)$$

Потенциальная энергия упругих элементов подвески и шин

$$П_п = 0{,}5\sum^{n}C_{пiл,п} \times$$
$$\times\left[\left(Z_{Aiл,п} - Z_{Aio.л,п}\right) - \left(\xi_{Biл,п} - \xi_{Bio.л,п}\right)\right]^2; \qquad (15)$$

$$П_ш = 0{,}5\sum^{n}C_{шiл,п} \times$$
$$\times\left[\left(\xi_{Biл,п} - \xi_{Bioл,п}\right) - \left(q_{iл,п} - q_{ioл,п}\right)\right]^2. \qquad (16)$$

В последних двух формулах индекс "о" соответствует величине параметра при $\tau = 0$.

В итоге можно записать полную энергию системы подрессоривания

$$E_{сп} = T_к + T_{нм} + R_п + R_ш + П_п + П_ш. \qquad (17)$$

Тогда в окончательном виде энергетический баланс для машины в целом, имея в виду объединенные локальные системы ДТУ и подвески, можно записать как

$$A_{T_д} = E_{дту} + E_{сп}, \qquad (18)$$

где $E_{дту}$ — правая часть баланса (1).

Баланс (18) дает возможность исследования энергетических показателей машины в зависимости от изменения параметров системы ЧМС (управляющие действия водителя; конструктивные параметры; параметры, формирующие внешние силовые нагрузки), и, учитывая, что других групп параметров

не существует, баланс (18) можно считать *энергетической моделью мобильной машины*.

При движении по ровной дороге затраты энергии $E_{сп}$ в подвеске незначительны как по абсолютной величине, так и по отношению к энергетическим затратам всей машины. С другой стороны, как показывают расчеты, при движении по неровностям энергетика локальной системы подвески существенно больше, чем при движении по ровной дороге. При этом энергетический баланс в виде (18) не соблюдается. Это говорит о том, что при езде по неровностям дополнительная энергия к подвеске подводится не от двигателя, а от неровности. Отсюда следует важнейший вывод о том, что *двигательно-трансмиссионную установку и подвеску можно рассматривать как энергетически не связанные системы.* Подчеркнем — именно "энергетически не связанные", но не более того.

Баланс (18) может быть использован для разных целей. Одним из важнейших его приложений является оценка адекватности модели. Адекватность является главным требованием, предъявляемым к моделям, и количественно оценивается схождением результатов эксперимента и расчета. Однако проверить правомерность тех или иных теоретических предположений как экспериментально, так и аналитически часто не представляется возможным в связи с тем, что эти предположения как локальные научные фрагменты не могут быть вычленены из общей модели описываемого процесса. Поэтому доказательство адекватности модели по-прежнему представляет собой актуальную задачу.

Концепция энергетического баланса очевидным образом дает возможность использовать его как меру адекватности модели и ее ЭВМ-реализации, поскольку некорректное описание даже локальной связи (и тем более ее отсутствие) проявляется в несхождении энергетического баланса, и наоборот. Это положение носит общий характер. Так, например, введение в модель колесных машин (КМ) известной зависимости $r_к = r_к^о - \lambda_м M_к$ изменения радиуса качения как функции величины крутящего момента приводит к увеличению расхождения баланса в несколько раз (осредненные данные по разным КМ на разных передачах; обозначения в формуле традиционные). Это говорит о том, что данная зависимость с энергетической точки зрения малообоснована.

Рассмотрим еще более важный пример с использованием количественных выкладок в отношении механического КПД силового привода (о качественной стороне вопроса говорилось выше). Обратимся к табл. 3, в которой представлены расхождения энергобаланса в виде (18) для базовых машин при движении по ровной поверхности. В колонке 3 выведено расхождение баланса в процентах по данной модели, т. е. без учета КПД, но с учетом диссипативной энергии. В колонках 4 и 5 приведены расчетные данные при введении в модель КПД, величина которого указана в тех же колонках в шапке таблицы. Вывод, который можно сделать по данным таблицы, очевиден — введение в модель КПД увеличивает расхождение баланса на всех передачах и во всех временных разрезах. В частности, из первой значащей строки этой таблицы видно, что для ВАЗ-1111 на первой передаче при времени 2 с введение в модель КПД, равного 0,995, дает увеличение РБ бо-

Таблица 3

Оценка влияния КПД на энергобаланс

Машина	Передача/τ, с	Расхождение баланса РБ, %, по данной модели	Расхождение баланса РБ, %, при величине КПД в паре	
			0,995	0,985 (0,88 для БМП-1)
1	2	3	4	5
ВАЗ-1111	1/2,0	0,38	0,79	3,35
	2/10,0	0,27	0,58	2,42
	3/26,0	0,04	1,05	2,92
	4/40,0	0,17	1,08	3,08
6 × 6	1/2,0	0,61	1,88	6,07
	2/10,0	0,06	3,63	5,05
	3/30,0	0,15	3,04	5,87
	4/48,0	0,25	1,46	2,63
МАЗ-5335	1/4,0	0,19	1,83	4,24
	2/14,0	0,28	1,86	5,30
	3/26,0	0,38	2,25	5,71
	4/40,0	0,06	1,73	4,25
БМП-1	1/2,0	0,03	3,17	5,35
	2/7,0	0,02	1,24	12,10
	3/14,0	0,04	2,09	18,81
	4/26,0	0,02	3,35	29,19

Примечания. Расхождение баланса рассчитывалось в соответствии с формулой (10), где $A_с$ — правая часть баланса (18). КПД учитывался только в зубчатых парах. В колонке 2 дано: в числителе — номер передачи, в знаменателе — временной разрез (в секундах) в пределах данной передачи; пятая передача для МАЗ-5335 и БМП-1 не исследовалась ввиду очевидности ситуации.

лее чем в два раза: 0,79/0,38 = 2,1. Уменьшение КПД на 0,01 с 0,995 до 0,985, т. е. примерно на 1 %, приводит к резко нелинейному увеличению РБ до 3,35/0,79 = 4,24 раза, что составляет 424 %. Дальнейший анализ данных таблицы не имеет смысла, так как качественно положение не изменяется: введение КПД увеличивает расхождение баланса, причем незначительное уменьшение КПД (для колесных машин до 0,985, а для ГМ до 0,88) приводит к нелинейному увеличению расхождения энергетического баланса. (В скобках отметим, что дальнейшее снижение КПД для КМ до 0,9 увеличивает расхождение баланса до неприемлемых значений — в среднем на 25 %.) Все это свидетельствует о том, что механический КПД не только может, но и должен быть исключен из рассмотрения как одна из основных характеристик силовых приводов и заменен своим физическим аналогом — диссипативной энергией.

Общий вывод по результатам данной темы состоит в том, что энергобаланс в виде (18) можно использовать как метод оценки адекватности модели, что делает возможным постановку натурного эксперимента не в полном объеме или вовсе его исключение.

Разработанная модель дает возможность изучения самого широкого спектра динамических и иных взаимодействий, представляющих существенный интерес с практической точки зрения. Динамическая теория не имеет жестких ограничительных рамок, имея ввиду, что ее ЭВМ-реализация помогает инженеру раскрыть его творческие возможности в разных направлениях исследований. В совокупности это определило следующую тему, посвященную прикладным исследованиям, где изложены результаты оптимизационных расчетов в отношении важнейших свойств мобильных машин.

Результаты однокритериальной однопараметрической оптимизации ДТУ (оптимизация подвески по критерию минимума затрат топлива бесперспективна, поскольку, как показано выше, *энергетически* подвеска и ДТУ мало связаны) сведены в табл. 4, в шапке которой выведены оптимизируемые параметры p, а в боковике — критерии K_0 оптимизации,

Таблица 4

Сводная таблица результатов анализа доминирующих тенденций

Показатель (K_0)	Параметр (p)														
	$r_к$	$\tau_н$	$m_а$	$\dot{\alpha}_д^{хх}$	β	$J_{\Sigma вщ}$	$J_{\Sigma вм}$	$C_{\Sigma вщ}$	$C_{\Sigma вм}$	$K_{\Sigma вщ}$	$K_{\Sigma вм}$	$u_{пв}$	u_0	$u_р$	$u_{кп}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Q^{min}	––	–	––	+	+	–– (вл)	–	шт	++ (вл)	±	±	++	++	++	++
$A_{T_д}^{min}$	––	–	––	+	+	–	–	шт	++ (вл)	±	±	++	++	++	++
$A_б^{min}$	–	––	–	––	++	++ (вл)	–– (вл)	шт	–– (вл)	±	±	++	+	+	++
$A_ш^{min}$	++	++	++	––	––	––	±	+	++ (вл)	+	±	Н	––	Н	––
V^{max}	++	+	шт	–	–	+	–	шт	–– (вл)	+	±	––	––	––	––

Примечания.
1. Для построения таблицы использовались расчеты в отношении КМ ВАЗ-1111, машины 6×6, МАЗ-5335 и ГМ БМП-1.
2. Обозначения оптимизируемых параметров: $r_к$ — радиус ведущего колеса; $\tau_н$ — время нарастания момента сил трения ФС до максимума; $m_а$ — масса машины; $\dot{\alpha}_д^{хх}$ — стартовая угловая скорость двигателя, рабочая точка которого при этом находится на ветви х.х.; β — коэффициент запаса момента сил трения ФС; J, C, K — моменты инерции, коэффициенты жесткостей и демпфирования ведущей и ведомой ветвей ДТУ; $u_{пв}$, u_0, $u_р$, $u_{кп}$ — передаточные числа пары привода промежуточного вала КП, главной передачи (для ГМ — пары постоянного зацепления), бортового редуктора, в КП соответственно, однако некоторые из базовых машин не обладают всеми перечисленными ступенями ДТУ, но при оптимизации это учитывалось.
3. Оптимизация по критериям Q^{min}, $A_{T_д}^{min}$, V^{max} проводилась по достижению 50 % скорости от максимальной; по критериям $A_б^{min}$, $A_ш^{min}$ — на первой передаче.
4. Оптимизационный интервал равен 20 % штатного значения параметра.
5. Индекс "Н" означает, что данный критерий не зафиксирован при оптимизации данного параметра.

Таблица 5

Сводная таблица параметров ДТУ по критерию минимума расхода топлива

Машина, критерий	Оптимизируемый параметр											$Q^{шт}$, г
	$r_к$	$\tau_н$	$m_а$	$\dot{\alpha}_д^{хх}$	β	$J_{\Sigma вщ}$	$J_{\Sigma вм}$	$C_{\Sigma вщ}$	$C_{\Sigma вм}$	$K_{\Sigma вщ}$	$K_{\Sigma вм}$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
МАЗ-5335, $Q^{min}_{\tau = 4,3\,с}$	21,8/27 ——	21,8/27 –	19,0/36 ——	17,9/40 +	17,9/40 +	17,8/41 —— (вл)	17,1/43 –	17,1/43 шт	16,9/44 ++ (вл)	16,9/44 ±	16,9/44 ±	29,7
БМП-1, $Q^{min}_{\tau = 4,0\,с}$	30,4/4 –	27,5/12 ++	27,3/14 –	25,9/18 ++	24,1/24 ——	23,9/25 +	23,3/26 –	23,3/26 шт	22,9/27 ±	22,9/27 шт	22,9/27 шт	31,6

Примечание. Подстрочное выражение при Q означает время, до которого производился оптимизационный расчет.

причем представлены *доминирующие* (характерные для машин разных классов и назначений) тенденции. Смысловое значение символов ячеек и другие необходимые пояснения к таблице даны в предыдущей статье цикла.

Оптимизация только одного параметра обычно существенного выигрыша в качестве не приносит. В этом случае переходят к многопараметрической оптимизации. Очевидно, что при многопараметрической оптимизации нет смысла проводить локальные исследования, если оптимизации подвергается только часть параметров. Рано или поздно все равно встанет вопрос улучшения какого-либо показателя в его предельно возможном — глобальном значении (*minimum-minimorum*). Этого можно достичь, если оптимизации подвергаются как можно больше параметров (в пределе все входные параметры модели).

Проведение глобальной оптимизации позволяет, с одной стороны, оценить меру совершенства уже существующей (оптимизируемой) конструкции, а с другой — узнать предел, к которому надо стремиться. Учитывая, что подобные расчеты являются штучными, проведем глобальную оптимизацию только на первой передаче (табл. 5). При этом в качестве оптимизируемых возьмем те же параметры, что и в табл. 4, исключив моменты инерции колес (гусеничного обвода) и маховой массы машины, коэффициенты крутильных жесткостей и демпфирования шины (гусеничного обвода), поскольку точная реализация оптимальной величины перечисленных параметров либо трудноосуществима, либо нежелательна, а также передаточные числа. В качестве критерия оптимизации возьмем наиболее важный показатель работы машины Q^{min} — расход топлива в конце разгона на первой передаче. Значение Q при штатных параметрах дано в 13 колонке. Очередность оптимизации параметров — слева направо. Ячейки таблицы содержат дроби, в числителе которых представлено абсолютное значение расхода топлива в граммах после оптимизации данного параметра, в знаменателе — процент улучшения относительно штатного значения. Символы в нижней части ячеек имеют тот же смысл, что и в табл. 4.

Динамика (изменение величин чисел в числителях дробей слева направо) снижения расхода топлива очевидна, имея в виду как абсолютное уменьшение расхода топлива после оптимизации очередного параметра, так и влияние изменения каждого параметра на это уменьшение, и не требует комментариев. Что касается итога, то относительная экономия топлива соответственно для КМ и ГМ равна 44 и 27 % (знаменатель дроби в колонке 12) или 12,8 и 8,7 г (разница между числом в 13 колонке и числителем дроби в 12 колонке) в абсолютном исчислении.

Табл. 5 позволила выявить наиболее влияющие на расход топлива параметры ДТУ. Исключая массу машины, величина которой зафиксирована техническим заданием на проектирование, ими оказались для КМ — радиус ведущего колеса, а для ГМ — управляющие действия водителя, которые весьма трудно удерживать в узкой оптимальной зоне. В то же время, как показали данные табл. 4, передаточные числа весьма существенно влияют на многие ТЭП машин. В связи с этим проведем многопара-

Таблица 6

Оптимизация параметров ДТУ автомобиля МАЗ-5335, в наибольшей степени влияющих на снижение расхода топлива

Критерий	Оптимизируемый параметр					$Q^{шт}$, г
	$r_к$	$u_{пв}$	$u_о$	$u_р$	$u_{кп1}$	
1	2	3	4	5	6	7
$Q^{min}_{\tau = 4,3\,с}$	$\frac{25,6}{14}$	$\frac{22,8}{23}$	$\frac{20,4}{31}$	$\frac{18,3}{38}$	$\frac{16,5}{45}$	29,7
Примечания. $p^{шт}$: $r_к$ = 0,56 м; $u_{пв}$ = 1,357; $u_о$ = 2,667; $u_р$ = 2,715; $u_{кп1}$ = 3,875. p^*: $r_к$ = 0,50 м; $u_{пв}$ = 1,490; $u_о$ = 2,930; $u_р$ = 2,990; $u_{кп1}$ = 4,260						

Таблица 7

Оптимизация передаточных чисел ДТУ ГМ БМП-1

Критерий	Оптимизируемый параметр			$Q^{шт}$, г
	$u_о$	$u_{кп1}$	$u_р$	
1	2	3	4	5
$Q^{min}_{\tau = 4,0\,с}$	$\frac{30,4}{3,7}$	$\frac{28,7}{9,1}$	$\frac{28,2}{10,7}$	31,6
Примечания. $p^{шт}$: $u_о$ = 1,500; $u_{кп1}$ = 5,250; $u_р$ = 5,500. p^*: $u_о$ = 1,800; $u_{кп1}$ = 6,300; $u_р$ = 6,600.				

метрическую оптимизацию передаточных чисел трансмиссии, добавив к ним радиус колеса для автомобиля (табл. 6 и 7). При этом уменьшим значение коэффициента расширения оптимизационного интервала до 0,1, что, по существу, означает минимальное отклонение p^* от $p^{шт}$ со всеми вытекающими отсюда преимуществами. В примечании к таблице указаны штатные и оптимальные значения оптимизируемых параметров с точностью до второго знака. Смысловое значение данных ячеек таблицы то же самое, что и для табл. 5.

Как видим, итоговые результаты оптимизации, приведенные в табл. 6 и 7 по сравнению с табл. 5 по колесной машине, практически одинаковы, а по гусеничной различаются только количественно при схожей тенденции. Однако, учитывая существенно меньшее число параметров оптимизации, фигурирующих в табл. 6 и 7 и, главное, уменьшенное значение коэффициента расширения, результаты, представленные в двух последних таблицах следует считать предпочтительными с точки зрения их конструктивного воплощения. Отметим, что оптимальные значения всех передаточных чисел находятся на правой границе интервала оптимизации, т. е. требуют увеличения по отношению к штатным значениям.

Анализ изменения других важнейших показателей оптимизированной машины по данным табл. 5—7 показал, что при найденных значениях оптимальных параметров не все они улучшились. В частности, ухудшилась динамика разгона — уменьшились пройденный путь S и скорость.

Из теории оптимизации известно, что как одно-, так и многомерная функция не может достичь одновременно нескольких минимаксов по всем направлениям гиперпространства, если один критерий следует минимизировать, а другой — максимизировать. Для этого необходимо применить многокритериальную оптимизацию с целью одновременного улучшения нескольких критериев (ТЭП) и решение здесь возможно только в компромиссном варианте. При этом необходимо разработать обобщенный критерий оптимизации (левая часть), состоящий из свертки частных критериев (правая часть). В общем виде такое выражение можно записать следующим образом

$$K^{max}_{\tau=A} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{m} k'_j}{\sum\limits_{j=1}^{m} k'^{шт}_j} - \frac{\sum\limits_{i=1}^{n} k''_i}{\sum\limits_{i=1}^{n} k''^{шт}_i}, \qquad (19)$$

где k_j' — частные критерии, имитирующие такие ТЭП, которые необходимо максимизировать, m — количество максимизируемых ТЭП; k_i'' — частные критерии, имитирующие такие ТЭП, которые необходимо минимизировать, n — количество минимизируемых ТЭП. В (19) A — выбранное значение временного среза. Заметим, что при данном виде свертки частных критериев сразу решаются обе проблемы, стоящие при разработке обобщенного критерия: во-первых, обобщенный критерий K становится безразмерным, что вполне допустимо, а во-вторых, все частные критерии имеют величину одного порядка и за счет этого сбалансированный темп изменения.

Список выходных параметров (они же при многокритериальной оптимизации являются частными критериями), формирующих тягово-скоростные и топливные ТЭП, может достигать нескольких десятков. Перечислим основные из них:

$$S,\ V,\ Q,\ A_{T_д},\ A_б,\ A_{тр},\ A_ш,\ T^{max}_{уд\,j,\,i},\ T_{к\,j,\,i},\ П_{j,\,i},\ R_{j,\,i},$$

где последние четыре критерия принадлежат i-му участку на j-м валу ДТУ; здесь $T_к$, П, R — кинетическая, потенциальная и диссипативная энергии соответственно. В списке 11 критериев. Однако, учитывая, что $j = 1, ..., k$, $i = 1, ..., n$, где k и n — число валов и участков на валу, фактически, т. е. с учетом общего количества участков, список содержит не менее 50 критериев даже для машин, обладающих простейшей структурой ДТУ. Те или иные осмысленные комбинации этих частных критериев образуют свертки, использующиеся при многокритериальной оптимизации. При этом число комбинаций (сверток) при количестве элементов (частных критериев) 50 равно 2^{50}.

Для транспортных средств общего назначения важно достичь улучшения сразу всех трех основных критериев S, $T_{уд}$ и Q. Для специальных машин, в частности гусеничных, которые нацелены на решение особых задач, эта проблема малоактуальна, и поэтому результаты многокритериальной оптимизации приведем только для колесной машины 6 × 6 массой 7,5 т при разгоне до 24 с. Используя критерий

$$K_{\tau=A}^{\max} = S/S^{шт} - \left(Q/Q^{шт} + T_{уд}^{\max}/T_{уд}^{\max\,шт}\right), \qquad (20)$$

проведем трехкритериальную двухпараметрическую оптимизацию, результаты которой представлены в табл. 8.

В ячейках колонок частных критериев этих таблиц содержатся дроби, в числителе которых даны оптимальные значения частных критериев, входящих в правую часть выражения (20), а в знаменателе — процентное отклонение от штатного значения; знак "–" означает ухудшение данного показателя, в противном случае — знак "+", который опущен. Строка с каждым последующим оптимизируемым параметром располагается ниже строки с уже оптимизированным параметром. Штатные значения частных критериев оптимизации даны в примечаниях к таблице.

Таблица 8

Трехкритериальная оптимизация передаточного числа главной передачи и величины коэффициента $C_п$ жесткости полуоси

Оптимизируемый параметр	Величина частого критерия			Значение параметра	
	S, м	Q, г	$T_{уд}$, Н · м	оптимальное	штатное
1	2	3	4	5	6
$u_о$	$\frac{229,6}{-2,24}$	$\frac{118,32}{11,49}$	$\frac{17\,320}{3,4}$	6,91	6,17
$C_п$, Н · м/рад	$\frac{233,0}{-0,80}$	$\frac{120,9}{9,93}$	$\frac{16\,096}{10,2}$	3200	4000

Примечания. Штатные значения частных критериев: S = 234,9 м; Q = 134,2 г; $T_{уд}$ = 17 937 Н · м. Величина коэффициента расширения оптимизационного интервала 0,2.

Как видно из табл. 8, в результате последовательной оптимизации параметров $u_о$ и $C_п$ расход топлива и нагруженность полуоси уменьшились на 9,93 и 10,2 % соответственно при незначительном уменьшении пройденного пути. Таким образом, цель многокритериальной оптимизации практически достигнута.

Все оптимизационные расчеты, результаты которых отражены в таблицах, производились по ЭВМ-комплексу "*RVKOPT*", краткое описание и блок-схему которого можно найти в [1].

В заключение хотелось бы поднять один важный с точки зрения теории оптимизации вопрос. Известно, что поведение динамической системы, ее динамический отклик, ее реакция в основном зависит от сочетания динамических параметров и характера протекания внешних силовых факторов, причем последние непостоянны во времени при неустановившихся режимах (в скобках заметим, что, строго говоря, установившихся режимов в прямом понимании этого термина при движении машины не бывает; здесь же отметим, что и величины отдельных динамических параметров как в реальности, так и в моделях в собственных координатах также непостоянны, в приведенных системах, наоборот, большинство динамических параметров непостоянны очевидным образом). Отсюда ясно, что и реакция динамической системы также переменна по времени. Но если реакция непостоянна, то непостоянны во времени и величины параметров, доставляющие этой реакции минимакс. Такова физическая основа рассматриваемого явления. Если под реакцией понимать технико-эксплуатационное качество машины, то окончательно можно сформулировать следующее принципиальное положение: *на неустановившихся режимах величина оптимального параметра изменяется во времени*.

Этот тезис в корне меняет устоявшиеся взгляды на многие понятия. По существу, можно говорить о *статической* (не зависимой от времени, т. е. при установившемся процессе) оптимизации и *динамической* (учитывающей фактор времени, т. е. при неустановившемся процессе) оптимизации. Дело в том, что концепция динамической оптимизации, например, предусматривает существенное дополнение во

фразу типа "оптимальное значение радиуса ведущего колеса равно 0,56 метра", которая должна звучать следующим образом "оптимальное значение радиуса ведущего колеса по критерию *K* (название критерия) равно 0,56 м во временном разрезе 2,3 с". Речь идет о том, что в другом временном разрезе, например 2,5 с, оптимальный радиус колеса может быть в силу вышеприведенных рассуждений совсем другим, например, 0,63 м (точно так же как и при другом критерии оптимизации, но этот вопрос сейчас не обсуждается). Таким образом, изменяются не только коренные понятия оптимизации, но и взгляды на конструкцию машины, в которой принцип изменяющихся во времени оптимальных параметров может быть воплощен. Становится актуальным *проектирование и создание систем с изменяющимися оптимальными параметрами*.

Однако научно-техническая общественность не готова к такой постановке вопроса, поскольку работы в этом направлении не ведутся. Отдельные несистемные попытки не в счет, имея в виду, например, регулирование жесткости подвески, но не на основе обнуления коэффициентов связи, а по малозначимым критериям и без применения бортовой ИУС, которая должна вырабатывать и сообщать исполнительным механизмам закон изменения оптимального параметра.

В то же время цена вопроса достаточно высока, поскольку работа машины с оптимальным параметром, изменяющимся в течение всего периода работы машины гораздо более эффективна, чем работа с оптимальным параметром, являющимся таковым лишь в одной точке этого периода. По существу, можно говорить о проектировании или создании — как угодно — нового поколения машин, основанного на принципе изменяющегося оптимального параметра.

Выводы по работе

1. Построена энергетическая модель машины на основе энергобаланса (18), который является одной из форм закона сохранения энергии. В отличие от энергетических равенств баланс (18) составляется исходя из принципа независимости определения левой (внесенная энергия) и правой (затратные составляющие процесса) частей.

2. Показано, что энергобаланс (18), являющийся атрибутом пространственной динамической модели связанных колебаний ДТУ и подвески (см. рис. 1) и в связи с этим учитывающий максимальное число затратных составляющих, имеет высокую степень схождения. Это позволяет применить его для оценки адекватности модели, исключив или существенно упростив проведение натурного эксперимента.

3. Практическая ценность. Разработан и реализован ЭВМ-комплекс "*RVKOPT*", позволяющий проводить оптимизационные расчеты по всем известным видам оптимизации с выбором в автоматизированном режиме величин оптимальных параметров ДТУ в отношении в том числе и энергетических характеристик процесса.

4. Научная значимость. Наличие реализованной энергомодели позволяет глубже проникнуть в суть сложных и порой противоречивых явлений, протекающих при колебаниях масс системы. В частности, исследование модели привело к обоснованию возможности создания машин нового поколения с изменяющимися во времени величинами оптимальных параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Блинов Е. И.** Основы динамической теории автомобиля: Учеб. для вузов. — М.: МГУПИ, 2007. — 210 с.

Электробус КАМАЗ для Иннополиса

Новый электробус КАМАЗ, представленный Председателю правительства России Дмитрию Медведеву, предложено пустить по улицам Иннополиса, города-спутника Казани.

По словам главного конструктора по автомобильным агрегатам и спецтехнике Андрея Савинкова, "КАМАЗ" предложил эксплуатировать новые электробусы на улицах Иннополиса, поскольку в инновационном городе все должно быть инновационным, в том числе и транспорт. Инфраструктура нового города однозначно позволяет это сделать.

"Высокий интерес к электробусу проявляют и казанские предприятия, например, "Химград", но Иннополис — первый на очереди, — отметил Савинков. — Пуск в опытное тестирование предполагается после проведения ряда специспытаний в заводских условиях, необходимых для сертификации. Скорее всего, они завершатся в сентябре—октябре, после чего жители Иннополиса получат возможность ездить на работу на новых электробусах".

Главная особенность электробусов КАМАЗ, созданных совместно с инжиниринговой компанией Drive Electro — долгий срок службы аккумуляторов и возможность быстрой подзарядки. В электробусе "второго поколения" применены современные компоненты тягового электрооборудования, в том числе электропортальный мост (со встроенными мотор-колесами) и литий-титанатные аккумуляторные батареи, основными преимуществами которых являются высокая морозоустойчивость (не требуется строительство обогреваемых помещений для зарядки аккумулятора зимой) и увеличенный в три раза срок службы (10 лет). Электробус заряжается за несколько минут от станции ультрабыстрой подзарядки с помощью полупантографов, при этом есть возможность зарядки и от троллейбусной сети. Накопленной энергии ему хватит, чтобы проехать 100 км.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 621.436.038

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, **В. А. Шумовский**, аспирант,
В. С. Акимов, аспирант, МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ВОДОТОПЛИВНЫЕ ЭМУЛЬСИИ — ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

Рассмотрена возможность использования водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей. Приведена конструкция эмульгирующего устройства, используемого для получения водотопливной эмульсии. Проведен анализ физико-химических свойств исследуемых водотопливных эмульсий. Представлены результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С, работающего на дизельном топливе и водотопливных эмульсиях различного состава. Проведены расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, работающего на водотопливной эмульсии.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, водотопливная эмульсия, процесс топливоподачи, распыливание топлива, смесеобразование, распылитель.*

(Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки)

Применение воды в рабочем процессе тепловых двигателей началось почти одновременно с их появлением. Еще в 1864 г. Гюгон для улучшения работы двигателя Ленуара подавал воду в горючую смесь [1]. В 30-е годы 20 века впрыск воды начал использоваться в быстроходных двигателях для повышения степени сжатия (предотвращения детонационного сгорания), увеличения мощности ДВС, снижения температуры деталей двигателя. В СССР ряд тракторных двигателей работали с использованием воды. В послевоенные годы возрос интерес к использованию воды в виде водно-топливных эмульсий, открывающих более широкие перспективы, нежели применение воды только как депрессивной среды. При этом основное внимание уделялось возможности повышения экономичности двигателя и уменьшения токсичности ОГ.

Этот способ улучшения показателей работы ДВС реализуется как в бензиновых, так и в дизельных двигателях. В обоих случаях на большинстве эксплуатационных режимов улучшаются процессы смесеобразования и сгорания, уменьшается эмиссия оксидов азота, значительно снижается теплонапряженность деталей двигателя. Вместе с тем при подаче воды в цилиндры бензинового двигателя в ряде случаев отмечается ухудшение некоторых его показателей. В частности, на режимах с частичной - нагрузкой чрезмерное охлаждение рабочей смеси за счет испарения воды приводит к недостаточной гомогенизации смеси, ухудшению качества рабочего процесса, увеличению продолжительности разгона автомобиля. Лучшие результаты дает подача воды в цилиндры дизельных двигателей, в которых при этом обеспечивается качественное смесеобразование и заметно снижается дымность отработавших газов (ОГ).

Таким образом, подача в камеру сгорания некоторого количества воды — один из эффективных методов улучшения экономических и экологических показателей дизельных двигателей. В настоящее время подача воды в цилиндры достаточно широко применяется в судовых дизелях. Впрыскивание в камеру сгорания (КС) этих двигателей водотопливных эмульсий позволяет решить проблемы повышения эксплуатационной топливной экономичности энергетической установки, улучшения ее экологических показателей, снижения тепловой напряженности, использования вязких сортов топлива. Проводятся исследования по использованию водотопливных эмульсий в тепловозных и стационарных дизелях. Возросший интерес к подаче воды в цилиндры быстроходных дизелей автотракторного назначения обусловлен возможностью заметного улучшения показателей токсичности их ОГ [2, 3].

Преимуществом этого вида топлива является не только возможность значительного снижения выбросов с ОГ оксидов азота, но и, при определенных условиях, — возможность улучшения показателя топливной экономичности дизеля [2, 4, 5]. Кроме того, необходимо отметить широкую доступность

воды и отсутствие необходимости в расходах на ее приобретение. В связи с этим проведены многочисленные исследования по использованию ВТЭ в автомобильных дизельных двигателях, автотракторных дизелях, судовых двигателях [6—10].

Необходимо отметить и некоторые недостатки ВТЭ как моторного топлива. Основным из них является тот факт, что нефтяные моторные топлива не смешиваются между собой, а приготовление водотопливной эмульсии и обеспечение ее стабильности представляет собой сложную техническую проблему. Для получения эмульсий нефтяного ДТ и воды авторами статьи использовано эмульгирующее устройство, показанное на рис. 1 [4, 5]. Оно включает основание *1* в виде массивной плиты, на которой закреплены четыре направляющие стойки *2*, выполненные в виде прутков, снабженных метрической резьбой по всей длине. Реактор *3* выполнен в виде цилиндрической емкости с верхней *4* и нижней *5* крышками. Каждая из крышек снабжена патрубком *6*, предназначенным для впуска и выпуска реакционных сред. Нижняя крышка *5* имеет фланец, выходящий за габарит реактора *3*, с четырьмя отверстиями для стоек *2*. Фиксация реактора *3* осуществляется с помощью гаек *7*. В реакторе *3* установлен ряд чередующихся неподвижных *8* и подвижных *9* дисков. Последние посредством штока *10* связаны с якорем *11* электромагнитного двигателя, статор *12* которого посредством фланца *13* связан со стойками *2* с помощью гаек *14*. Между якорем *11* и реактором *3* на стойках *2* смонтированы три параллельных диска: внешние — *15* и внутренний — *16*. Внешние диски фиксируются на стойках *2* с помощью гаек *17*, а внутренний диск закреплен на штоке *10* на равном расстоянии от внешних дисков. В промежутках между дисками установлены пружины *18*, в совокупности с дисками образующие упругую систему устройства.

Эмульгирующее устройство работает следующим образом. Через верхний патрубок *6* (см. рис. 1) в реактор вводятся среды, подлежащие перемешиванию — ДТ и вода. При поступлении их в реактор включают электромагнитный двигатель, якорь *11* которого совершает колебательные движения с заданной частотой и амплитудой. Они в конечном итоге и определяют свойства получаемой водотопливной эмульсии. Колебательные движения якоря *11* через шток *10* передаются на подвижные диски *9*, которые перемещаются между неподвижными дисками *8*, изменяя объем пространства между дисками. Это вызывает попеременное растяжение и сжатие сред, находящихся между дисками, их турбулизацию и возбуждение в средах кавитационных пузырьков. Все это способствует тщательному перемешиванию ДТ и воды. Для снижения энергоемкости процесса перемешивания расчетным или экспериментальным методами определяется частота собственных колебаний подвижной части устройства путем изменения затяжки пружин *18* упругой системы. Благодаря перемещению внешних дисков *15* относительно внутреннего диска *16* осуществляется корректировка собственной частоты подвижной части устройства, приближая ее к фиксированной частоте вынуждающей силы, развиваемой якорем *11* и добиваясь резонансного режима работы устройства. Размещение устройства на направляющих стойках с возможностью перемещения его основных узлов значительно облегчает сборку устройства и осуществление различных регулировок, например, установку расстояния между подвижными и неподвижными дисками в реакторе, регулирование магнитного зазора между якорем и статором электромагнитного двигателя и др.

Для получения стойких эмульсий этих компонентов применен эмульгатор — алкенилсукцинимид мочевины (СИМ), производимый по ТУ 38.1011039—85. Он представляет собой вязкую, прозрачную, растворимую в углеводородах жидкость светло-коричневого цвета. Содержание эмульгатора в эмульгированных топливах не превышало 0,5 % (масс.). Полученные эмульсии были достаточно стабильны: расслоение эмульсии на две фракции происходило лишь после нескольких недель хранения. Однако первоначальные вид и свойства эмульсии восстанавливались путем ее простого взбалтывания. Физико-химические свойства дизельного топлива, воды и эмульгированных топлив различного состава представлены в табл. 1.

Проведенные авторами статьи экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода подтвердили эффективность использования этого вида моторного топлива [4, 5]. Так, при работе дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла Правил *ECE R49* и переходе с ДТ на эмульсии с содержанием воды C_{H_2O} 15,0 % удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} уменьшился с 6,610 до 4,849 г/(кВт · ч), т. е. на 26,6 %, а условный интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный КПД дизеля η_e повысился с 0,341 до 0,361, т. е. на 5,9 %. При этом удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} возрос с 3,612

до 4,648 г/(кВт · ч), а выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} — увеличился с 1,638 до 2,522 г/(кВт · ч). Вместе с тем при переходе от ДТ на эмульсию с содержанием воды C_{H_2O} = 15,0 % на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ дымность ОГ K_x снизилась с 28,0 до 18,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — с 16,0 до 8,5 % по шкале Хартриджа.

Одной из причин роста выбросов монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CH_x} при работе двигателя на ВТЭ являются отличия физико-химических свойств традиционного нефтяного ДТ и исследованной эмульсии (см. табл. 1). Эти отличия, безусловно, сказываются на протекании рабочих процессов двигателя. При этом важнейшими процессами, предопределяющими возможность достижения необходимых показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизельных двигателей являются процессы топливоподачи, распыливания топлива и смесеобразования. Это обусловлено тем, что указанные показатели могут быть достигнуты лишь при обеспечении высокой гомогенности топливовоздушной смеси в цилиндрах дизеля. Поэтому актуальной остается проблема дальнейшего совершенствования процесса и системы топливоподачи дизельных двигателей, особенно при их адаптации к работе на различных альтернативных топливах.

Одним из основных элементов этой системы является распылитель форсунки, формирующий струи с требуемыми геометрическими размерами, структурой струи и показателями мелкости распыливания топлива. При этом характеристики струй распыливаемого топлива (длина L, ширина B и угол конуса β струи, направление и динамика ее распространения, рис. 2) должны быть согласованы с формой КС с целью равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания.

Известно, что для обеспечения качественного распыливания топлива и последующего смесеобразования желательно обеспечить высокие давления впрыскивания и турбулизацию потока топлива в проточной части распылителя форсунки [11—13]. Повышенные энергетические показатели потока топлива на выходе из распыливающих отверстий приводят к турбулизации струи распыливаемого топлива, ее быстрому распаду в КС дизеля и улучшению показателей распыливания и смесеобразования. Однако экспериментальные исследования потока топлива в элементах системы топливоподачи достаточно трудоемки и требуют применения специальных стендов и высокоточной измерительной аппаратуры [14].

Для определения энергетических показателей потока топлива в проточной части распылителей форсунок использован расчетный метод, основанный на использовании программного комплекса Ansys CFX 12.0 [15—17]. Исследовано течение топлива в проточной части серийного распылителя 145.1112110 форсунки типа ФДМ-22 упомянутого выше дизеля Д-245.12С при его работе на нефтяном ДТ и ВТЭ, содержащей 86 % дизельного топлива и 15 % воды. Физико-химические свойства исследуемых топлив приведены в табл. 1.

Серийный распылитель 145.1112110 выполнен с диаметром иглы $d_и$ = 5,0 мм (по направляющей). Максимальный ход иглы составляет $h_и$ = 0,26 мм. Хвостовик распылителя имеет три конусных участка с различными углами этих конусов, равными 45, 60 и 90°. Посадка иглы на седло распылителя осуществляется по диаметру $d_п$ = 2,8 мм (см. рис. 2). Ниже посадочного диаметра хвостовик имеет конусную часть с углом конуса 60°. Корпус распылителя имеет пять распыливающих отверстий диаметром $d_р$ = 0,32 мм, входные кромки которых расположены в колодце распылителя диаметром $d_к$ = 1,2 мм. Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе (с учетом $\mu_щ f_щ$ и $\mu_c f_c$) составляет $\mu_p f_p$ = 0,278 мм^2. Расположение распыливающих отверстий серийного распылителя типа 145.1112110-11 приведено в табл. 2.

Проведенные экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С, результаты которых приведены в работах [4, 5], не позволили определить влияние свойств применяемого топлива на показатели процесса топливоподачи и энергетические показатели потока топлива в форсунках.

Для оценки влияния свойств применяемого топлива на параметры потока и его турбулизацию в проточной части распылителя форсунки был проведен численный эксперимент, в ходе которого моделировалось течение в проточной части серийного распылителя 145.1112110 форсунки типа ФДМ-22 дизеля Д-245.12С при его работе на нефтяном ДТ и ВТЭ, содержащей 85 % дизельного топлива и 15 % воды. Физические свойства исследуемых топлив приведены в табл. 1. При этом использованы справочные данные работ [18—20]. При расчете теплоемкости и теплопроводности эмульсии принималось, что в смесях эти физические свойства компо-

Таблица 1

Физико-химические свойства дизельного топлива, воды и эмульгированных топлив

Физико-химические свойства	Топлива, вода			
	ДТ	Вода	92,5 % ДТ + 7,5 % воды	85,0 % ДТ + 15,0 % воды
Молярная масса, кг/кмоль	170	18	—	147,2
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830,0	998,2	842,6	855,2
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с (сСт)	3,8	1,0	—	4,4*
Вязкость динамическая при 20 °С, мПа · с (сПз)	3,154	1,002	—	3,798*
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	72,7	—	—
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	—	39,3	36,1
Цетановое число	45	—	—	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,30	—	11,51	10,89
Содержание, % по массе				
C	87,0		80,5	74,0
H	12,6		11,6	10,7
O	0,4		0,4	0,3
H_2O	0	100	7,5	15,0
Общее содержание серы, % по массе	0,200	0	0,185	0,170
Теплоемкость C_p при 20 °С, кДж/(кг · К)	2,1	4,2	—	2,415
Теплопроводность при 20 °С, Вт/(м · К)	0,12	0,60	—	0,192

Примечание: "—" — свойства не определялись или не приведены; для смеси ДТ и воды указано объемное процентное содержание компонентов.
* Вязкость эмульсии определена по формуле Тейлора.

нентов аддитивны. Вязкость эмульсии определялась по формуле Тейлора в виде:

$$\mu_э = \mu_{дт}\left(1 + 2{,}5\, C_в \frac{\mu_в + 0{,}4\mu_{дт}}{\mu_в + \mu_{дт}}\right),$$

где $\mu_{дт}$, $\mu_в$, $\mu_э$ — динамическая вязкость дизельного топлива, воды и эмульсии; $C_в$ — объемное содержание воды в эмульсии (объемная доля).

Таблица 2

Расположение распыливающих отверстий распылителя типа 145.1112110

№ отверстия	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град
1	8	62
2	90	71,5
3	172	62
4	237	52
5	303	52

Расчет проводился в программном комплексе Ansys CFX 12.0, математическая модель которого содержит уравнения в частных производных, описывающих поток топлива в проточной части распылителя — уравнения неразрывности, количества движения Навье—Стокса, энергии и диффузии, а также уравнения модели турбулентности. Для оценки степени турбулизации потока использовалась величина турбулентной кинетической энергии (удельная кинетическая энергия вихрей в турбулентном потоке) k, которая физически характеризуется среднеквадратической флуктуацией (пульсацией) скорости:

$$k = \frac{\overline{U'^2} + \overline{V'^2} + \overline{W'^2}}{2},$$

где $\overline{U'}, \overline{V'}, \overline{W'}$ — среднеквадратичные значения проекций пульсационной составляющей скорости на осях x, y, z.

Влияние турбулентности на характеристики течения очень велико, поэтому в систему уравнений введена модель турбулентности k—ε, включающая в себя уравнения, которые наиболее точно описывают рассматриваемые явления. Причем k — кинетическая энергия турбулентности определяется как разность во флуктуациях скорости, м^2/с^2, ε — это турбулентная диссипация вихря (показатель, при котором пульсации скорости рассеиваются), м^2/с^3.

При расчетах исследован стационарный поток топлива в распылителях. В качестве расчетной области выбрана проточная часть между хвостовиком иглы и седлом распылителя при максимально поднятой игле. Общий вид расчетной схемы представлен на рис. 3. Для уменьшения времени счета использована четверть расчетной области, при этом на границах этой области заданы условия симметрии.

Давление топлива на входе в расчетную область было принято равным 51,5 МПа, что примерно соответствует максимальному давлению впрыскивания, обеспечиваемому разделенной системой топливоподачи дизеля Д-245.12С на номинальном режиме (при частоте вращения коленчатого вала n = 2400 мин$^{-1}$ и цикловой подаче топлива $q_ц$ = 80 мм^3). Расход топлива через распылитель принят равным 0,08 кг/с, что соответствует максимальному расходу топлива через форсунку дизеля Д-245.12С на указанном номинальном режиме. При расчетах граничные условия оставались неизменными для обоих видов исследуемых топлив (для ДТ и ВТЭ).

В ряде работ показано, что на характеристики течения топлива в элементах системы топливоподачи и показатели рабочего процесса дизеля и его систем оказывает структура водотопливной эмульсии [21, 22]. В связи с этим расчетные исследования проведены для ВТЭ с диаметром капель воды в эмульсии 50 и 5 мкм. Полученная при расчетных исследованиях картина течения топлива в проточных частях исследованных распылителей (распределение давлений и скоростей потока топлива, а также распределение его турбулентной кинетической энергии) представлена на рис. 4, 5 и 6.

Представленная картина течения в проточных частях исследованных распылителей, показанная на рис. 4—6, достаточно предсказуема. По распределениям давлений, скоростей и турбулентной кинетической энергии потока топлива можно констатировать, что существуют различия указанных распределений энергетических характеристик потока топлива в распылителе при работе на исследуемых видах топлива, но эти различия не носят глобального характера. Во всех рассматриваемых случаях наибольшие скорость и турбулизация потока топлива отмечены в районе кольцевой щели между иглой распылителя и ее посадочным конусом (седлом). Но наибольший интерес представляют параметры потока на входе в распыливающие отверстия, которые и предопределяют качество распыливания топлива и последующего смесеобразования. На рис. 7 эта область отмечена кружком.

Результаты анализа параметров потока исследуемых видов топлив в указанной на рис. 7 расчетной точке сведены в табл. 3. Эти данные свидетельствуют о том, что при использовании эмульгированных топлив наблюдаются максимальные давления топлива на входе в распыливающие отверстия. При переходе от нефтяного ДТ на ВТЭ с 15-процентным содержанием воды это давление увеличилось с 47,6 до 47,8—47,9 МПа (в зависимости от диаметра капель). Впрочем, следует отметить, что в рассматриваемом случае структура эмульсии — диаметр капель воды в эмульсии оказывает слабое влияние на характеристики течения топлива. Хотя увеличение давления в расчетной точке оказалось и не очень значительным, но и этот рост давления впрыскивания способствует более качественному распыливанию топлива.

Таблица 3

Сводная таблица результатов расчетных исследований в расчетной точке

Вид топлива	Давление, МПа	Скорость, м/с	Турбулентная кинетическая энергия, м^2/с^2
Нефтяное ДТ	47,6	93,3	18,2
ВТЭ (85 % ДТ + 15 % воды) с диаметром капель воды 50 мкм	47,8	82,6	18,5
ВТЭ (85 % ДТ + 15 % воды) с диаметром капель воды 5 мкм	47,9	83,1	18,3

При использовании эмульгированных топлив несколько снизилась скорость потока топлива в расчетной точке и возросла турбулентная кинетическая энергия потока топлива на входе в распыливающее отверстие (примерно на 0,5—1,5 %). Однако наибольшая турбулизация струи эмульгированного топлива, значительно улучшающая процесс смесеобразования, наблюдается уже на выходе из распыливающего отверстия за счет возникновения так называемых "микровзрывов" в условиях повышенных температур в КС [2]. Их появление обусловлено тем, что капли эмульгированного топлива состоят из частиц топлива, внутри которых располагается большое количество хаотически движущихся включений воды. При температурах, превышающих температуру кипения воды, эти включения быстро испаряются, что приводит к микротурбулизации топливовоздушной смеси, снижению расхода топлива, уменьшению содержания в ОГ продуктов неполного сгорания. Кроме того, присутствие значительного количества паров воды в зонах КС с недостатком кислорода препятствует крекингу топлива при высоких температурах, а также способствует газификации образовавшегося ранее углерода, что приводит к значительному уменьшению сажеобразования. Наблюдаемое при подаче воды в цилиндры дизеля снижение температур сгорания благоприятно сказывается на выбросах с ОГ оксидов азота.

Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований подтверждают перспективность использования эмульгированных топлив в дизелях транспортного назначения. Расчетные исследования показали, что при переходе от нефтяного ДТ на ВТЭ с 15-процентным содержанием воды наблюдается небольшое увеличение давления перед распыливающими отверстиями форсунки, немного возросла и турбулентная кинетическая энергия потока топлива на входе в распыливающее отверстие. Указанный рост давлений впрыскивания и турбулентной кинетической энергия при использовании ВТЭ способствуют более качественному распыливанию топлива. Дополнительная турбулизация потока топлива достигается уже в камере сгорания за счет быстрого испарения капель воды из эмульгированного топлива. При переходе от нефтяного дизельного топлива на водотопливные эмульсии удельный массовый выброс оксидов азота снижается на 20—30 %. Их применение позволяет также снизить дымность ОГ на 40—50 %.

Следует также отметить необходимость оптимизации состава эмульгированного топлива с учетом показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов, а также необходимость дополнительных исследований структуры водотопливной эмульсии на указанные показатели дизельного двигателя. Еще одним направлением дальнейших исследований следует считать повышение стабильности эмульгированных топлив при хранении. Необходимо рассмотреть и возможности получения водотопливных эмульсий непосредственно на борту автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Работа дизелей** на нетрадиционных топливах: Учебное пособие / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. — 464 с.
2. **Парсаданов И. В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. — Харьков: Изд-во Харьковского политехнического института, 2003. — 244 с.
3. **Лерман Е. Ю., Гладков О. А.** Высококонцентрированные водотопливные эмульсии — эффективное средство улучшения экологических показателей легких быстроходных дизелей // Двигателестроение. — 1986. — № 10. — С. 35—37.
4. **Работа дизелей на водотопливных эмульсиях** / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. А. Шумовский и др. // Транспорт на альтернативном топливе. — 2012. — № 3. — С. 67—71.
5. **Марков В. А., Тарантин С. А., Девянин С. Н.** Использование водотопливных эмульсий в качестве топлива для дизелей // Грузовик. — 2012. — № 8. — С. 33—42.
6. **Малов Р. В., Пекшев В. В.** Эмульгирование топлива и экологические характеристики дизеля // Автомобильная промышленность. 1992. — № 8. — С. 15—18.
7. **Лиханов В. А., Сайкин А. М.** Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М.: Колос, 1994. — 224 с.
8. **Лебедев О. Н., Сомов В. А., Сисин В. Д.** Водотопливные эмульсии в судовых дизелях. — Л.: Судостроение, 1988. — 105 с.
9. **Kee S.-S., Mohammadi A., Hirano H.** Experimental Study on Combustion Characteristics and Emissions Reduction of Emulsified Fuels in Diesel Combustion Using a Rapid Compression Machine // SAE Technical Paper Series. — 2003. — № 2003-01-1792. — P. 1—8.
10. **Hountalas D. T., Mavropoulos G. C., Zannis T. C.** et al. Use of Water Emulsion and Intake Water Injection as NO_x Reduction Techniques for Heavy Duty Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. — 2006. — № 2006-01-1414. — P. 1—15.
11. **Марков В. А., Девянин С. Н., Мальчук В. И.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
12. **Кутовой В. А.** Впрыск топлива в дизелях. — М.: Машиностроение, 1981. — 119 с.
13. **Трусов В. И., Дмитриенко В. П., Масляный Г. Д.** Форсунки автотракторных дизелей. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.

14. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
15. **ANSYS CFX**, Release 12.1, HELP & Tutorials. Canonsburg (USA), Inc. Release Notes, 2009. — 58 p.
16. **Марков В. А., Стремяков А. В., Акимов В. С., Шумовский В. А.** Метод улучшения качества распыливания топлива в дизеле, работающем на смесевом биотопливе // Транспорт на альтернативном топливе. — 2011. — № 2. — С. 24—29.
17. **Марков В. А., Стремяков А. В., Акимов В. С., Шумовский В. А.** Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части // Грузовик. — 2011. — № 3. — С. 13—17.
18. **Справочник химика**. Том 2. Основные свойства неорганических и органических соединений / Б. П. Никольский, О. Н. Григоров, М. Е. Позин и др. Под ред. Б. П. Никольского. 3-е издание. — Л.: Химия, 1971. — 1168 с.
19. **Варгафтик Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е издание. — М.: Наука, 1972. — 720 с.
20. **Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т.** Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие. — Л.: Химия, 1982. — 592 с.
21. **Аттия А. М. А., Кульчицкий А. Р.** Управление структурой водотопливной эмульсии // Research papers of Lithuanian University of Agriculture. — 2012. Vol. 46. — № 2—3. — P. 112—126.
22. **Аттия А. М. А., Кульчицкий А. Р.** Улучшение экологических и экономических показателей дизеля за счет изменения структуры водотопливной эмульсии // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 — Тепловые двигатели. — Владимир: ФГОУ ВПО "Владимирский государственный университет им. А. Г. и Н. Г. Столетовых", 2012. — 20 с.

Завод "РАСКАТ" приступил к импортозамещению

Крупнейшее российское предприятие, выпускающее дорожно-уплотнительную технику в нашей стране, готовится к отгрузке крупной партии катков.

В настоящий момент "РАСКАТ" завершает подготовку сразу 10 машин, которые поступят в различные регионы страны. Отгрузка такого крупного количества спецтехники станет первой в текущем году, при этом в планах на 2015 год проведение ряда подобных масштабных отгрузок, которые покроют потребности российских потребителей в специальной дорожной технике. С ограничениями на ввоз импортной продукции сегодня особенно нуждаются в асфальтовых катках предприятия, обслуживающие крупные международные трассы, дороги федерального и регионального значения. Поэтому производитель намерен выпустить до конца года минимум 220 машин.

Такая цифра не предел — считает генеральный директор завода Борисов С. П. В рамках программы импортозамещения "РАСКАТ" намерен наращивать производство до уровня докризисного периода 2008 года и обеспечить ежегодный выпуск до 616 единиц. "Это достижимые планы, которые будут осуществляться в рамках специально разработанной программы. Поставленные задачи будут реализованы в ближайшие годы пошагово, с привлечением поддержки партнеров и органов государственной власти" — подчеркивает директор.

Специалисты завода также отмечают, что несмотря на звучащие заявления о неготовности России к импортозамещению, возможности отечественных предприятий позволяют полностью покрыть потребности внутреннего рынка. Так, расположенный в Ярославской области завод на протяжении многих десятилетий обеспечивает своей техникой многие регионы России. Его продукция пользуется повышенным спросом и в странах ближнего зарубежья. Общий ассортимент завода "РАСКАТ" насчитывает 27 асфальтовых катков массой от 1,5 до 21 тонны, включая единственный российский уплотнитель полигонов РЭМ-25. Эта спецтехника представлена 2 сериями: классической ДУ и современными RV и RC. Последние включают 16 моделей различного назначения — вибрационные и статические асфальтовые катки, вибрационные грунтовые катки. Такой набор позволяет выполнять все виды дорожных работ. Именно поэтому многие отечественные компании, закупая машины этого производителя, приобретают их именно "комплектами", под разнообразные задачи.

17 000 километров сервиса

Сервисный автомобиль Регионально-технического центра в городе Иванове проехал за девять месяцев более 17 тысяч километров.

"Скорая помощь" для автокранов "Ивановец" была впервые опробована РТЦ летом 2014 года. Тогда сервисная бригада провела в командировке более недели. Позднее дальние поездки стали привычными для регионального центра, предложившего заказчикам "услугу с доставкой". Существенную экономию времени на транспортировке поломанных машин уже оценили десятки компаний, эксплуатирующих грузоподъемную технику в центральном регионе России. Новым видом сервисного ремонта воспользовались 54 клиента из Владимирской области, Вологодской, Ивановской, Костромской, Нижегородской, Ярославской — и даже из более удаленной Астраханской области.

По сообщению специалистов сервисной службы, за одну поездку бригада старается посетить не менее двух клиентов. Причем выезжают только лучшие мастера, способные оперативно выполнить работы любой сложности. Характерно, что большинство вызовов приходится на пост-гарантийное обслуживание, связанное с истечением срока эксплуатации машин, либо случаи неправильного обращения с техникой. Если для первого варианта достаточно проведения стандартных процедур по смазке компонентов стрелы, замене фильтров, гидравлических жидкостей и масел, то в последнем требуется серьезное вмешательство специалистов и может закончиться доставкой автокрана производителю. Не обходится без казусов. В РТЦ помнят клиента, который просто не умел пользоваться крановой установкой: 30-минутный инструктаж помог вернуть в строй "сломавшуюся" машину.

Услуга выездной бригады стала корпоративным стандартом для компании "Ивановская марка". На сегодняшний день почти все авторизованные сервисные центры этого поставщика спецтехники имеют специальные оборудованные инструментами машины и персонал, готовый выехать к клиентам по первому обращению.

Пресс-служба ТК "Ивановская марка"

УДК 338

В. А. Подхалюзина, канд. экон. наук, доцент, **А. А. Ипатов**, д-р экон. наук, профессор, МАДИ
E-mail: valya74@rambler.ru

РОССИЙСКИЙ ТРАНСПОРТ В УСЛОВИЯХ ИНТЕГРАЦИИ В МЕЖДУНАРОДНУЮ ТРАНСПОРТНУЮ СИСТЕМУ

В статье рассматривается краткая история российского транспорта, анализируется состояние экономики России по итогам 2014 г., а также оценивается место транспорта в российской экономике.

Ключевые слова: *транспорт, экономика России, история транспорта.*

В настоящее время транспорт является инфраструктурной отраслью не только в России, но и за рубежом, обеспечивая базовые условия жизнедеятельности и развития государства и общества. Территория России имеет определенные особенности расположения производства и только присущую ей систему расселения. В результате система транспорта имеет существенное значение и является необходимым условием реализации инновационной модели экономического роста. Что в свою очередь приводит к улучшению качества жизни населения России.

Краткая история транспорта

Транспортная система России возникла в XVIII веке с создания сети почтовых станций, которые обеспечивали перемещение пассажиров и почты внутри страны. XIX век не только положил начало развитию дорожного строительства, что позволило существенно упростить перевозку грузов и пассажиров из центра России в сибирские регионы, но и ознаменовался строительством железных дорог.

Первую железную дорогу, Москва — Санкт-Петербург, открыли в 1837 г., а в 1893 г. протяженность железных дорог в России уже составляла более 32 тыс. км.

Дальнейшее активное развитие транспорта пришлось на период после гражданской войны. В частности, в связи с открытием новых экономических центров, которые занимались производством и добычей полезных ископаемых, были протянуты сети железных дорог, а также проложены автомобильные дороги.

Например, в 1930 г. протяженность Туркестано-Сибирской железной дороги составляла примерно 1,5 тыс. км.

В свою очередь, первая регулярная авиалиния, Москва — Нижний Новгород, была открыта в 1923 г., а уже в 1932 г. сеть воздушных линий составляла почти 32 тыс. км.

Конечно же, Великая Отечественная война сильно пошатнула российскую транспортную систему. Ее восстановили лишь к 1950 г.

В последующие годы транспортная система России развивалась достаточно динамично:

- росла протяженность автомобильных и железных дорог;
- увеличивалось число аэропортов и количество перевезенных авиасообщением пассажиров.

Роль государства в транспорте России

Как известно, в России государство активно присутствует на транспортном рынке, прежде всего в железнодорожном, воздушном, речном и морском транспорте. Понимая важность данной отрасли, государство занимает ведущую позицию, инвестируя в эту сферу, включая финансирование строительства железнодорожных путей, автомобильных дорог и обновление системы аэропортов.

Транспортная стратегия Российской Федерации, одобренная Правительством России, рассчитана на период до 2030 г. Реализация данной стратегии позволит достичь следующих результатов:

- снижение уровня удельных транспортных издержек в цене продукции на 30 %;

- увеличение коммерческой скорости продвижения товаров автомобильным транспортом до 1400 км/сут, а железнодорожным транспортом (контейнерные перевозки) — до 1000—1200 км/сут;
- увеличение экспорта транспортных услуг почти в 8 раз;
- обеспечение запланированных темпов роста ВВП за счет предоставления организациям и населению полного объема необходимых высококачественных транспортных услуг.

Итоги экономического развития России в 2014 г.

Для экономического развития России в 2014 г. характерно ослабление динамики развития. Так, по данным Минэкономразвития России в III квартале 2014 г. темп прироста ВВП составил 0,7 % по отношению к аналогичному периоду 2013 г. Причиной тому стали рекордный урожай и высокая динамика обрабатывающих производств. В IV квартале темпы прироста ВВП составили лишь (–0,2 %). Далее, сезонно очистив темпы прироста ВВП во II и III кварталах, Минэкономразвития России констатировал, что в IV квартале прирост ВВП составил 0,1 %.

По предварительной оценке Росстата:

- номинальный объем ВВП России в 2014 г. составил 70,98 трлн рублей;
- индекс физического объема составил 100,6 %;
- экспорт товаров в декабре 2014 г. — 34,5 млрд долларов США (69,8 % к декабрю 2013 г. и 94,2 % к ноябрю 2014 г.);
- импорт товаров в декабре 2014 г. — 24,7 млрд долларов США (76,0 % к декабрю 2013 г. и 105,9 % к ноябрю 2014 г.);
- положительное сальдо торгового баланса в декабре 2014 г. — 9,9 млрд долларов США, относительно декабря предыдущего года снизилось на 42,1 %.
- в декабре 2014 г. потребительская инфляция составила 2,6 %, с начала года цены выросли на 11,4 % (в 2013 г. за аналогичный период прирост цен составил 0,5 % и 6,5 % соответственно).

Таким образом, для экономической ситуации в России в 2014 г. характерно постепенное ослабление динамики развития. Можно назвать следующие причины сложившейся ситуации:

- обострение геополитической обстановки;
- усиление экономических санкций в отношении России в 2014 г.;
- ограничение доступа российским компаниям к международным финансовым ресурсам;
- рост стоимости заимствований;
- снижение инвестиционного спроса;
- отток иностранного капитала;
- рост инфляции.

Транспорт России в 2014 г.

Современное состояние экономики страны, конечно же, сказалось и на итогах развития транспорта. В частности, наблюдалось падение объемов грузоперевозок абсолютно на всех видах транспорта, кроме воздушного транспорта.

По данным Росстата, в 2014 г. объем грузоперевозок (без трубопроводного и железнодорожного транспорта необщего пользования) составил 6,8 млрд т (96,5 % к 2013 г.), а грузооборот — 2,7 трлн т · км (103,2 %). Общий объем коммерческих грузоперевозок (без трубопроводного и железнодорожного транспорта необщего пользования) в 2014 г. составил 2,98 трлн т (96,7 % к уровню 2013 г.), а коммерческий грузооборот — 2,5 трлн т · км (103,4 %).

В структуре общего объема коммерческих грузоперевозок также произошли изменения по сравнению с 2013 г.:

- доля железнодорожного транспорта составила 41,2 % (40,2 % в 2013 г.);
- доля автомобильного транспорта — 54,3 % (54,9 % в 2013 г.);
- доля внутреннего водного транспорта — 4 % (4,4 % в 2013 г.).

В свою очередь, структура коммерческого грузооборота выглядит следующим образом:

- доля железнодорожного транспорта — 90,9 % против 89,8 %;
- доля морского транспорта — 1,3 % (1,6 % в 2013 г.);
- доля автомобильного транспорта — 4,8 % (5,1 % в 2013 г.)
- доля внутреннего водного транспорта — 2,9 % (3,3 % в 2013 г.).

По данным Росстата общий объем перевозки пассажиров всеми видами транспорта общего пользования в 2014 г. составил 488 млрд пасс.-км (100,9 % к 2013 г.), в том числе:

- на железнодорожном транспорте (128,6 млрд пасс.-км) — 92,9 %;

- на автомобильном транспорте (117,4 млрд пасс.-км) — 98,4 %;
- на внутреннем водном (0,5 млрд пасс.-км) — 87,7 %;
- на воздушном транспорте (241,4 млрд пасс.-км) — 107,2 %.

Также по данным Росстата можно составить следующую структуру пассажирооборота в 2014 г.:

- доля воздушного транспорта — 49,5 % (46,6 % в 2013 г.);
- доля железнодорожного транспорта — 26,4 % (28,7 % в 2013 г.);
- доля автомобильного транспорта — 24,1 % (24,7 % в 2013 г.).

Таким образом, сложившаяся экономическая ситуация в России негативно сказалась на динамике развития транспортной системы России, что можно наблюдать по рассмотренным выше данным. Очевидно, что в 2015 г. также будет наблюдаться снижение экономических показателей развития транспорта. Можно назвать следующие причины сложившейся ситуации.

1. Сокращение объемов производства.
2. Сокращение спроса на транспортные услуги.
3. Сокращение реальных доходов населения.
4. Сокращение спроса на платные услуги населению.

Транспорт России в 2015 г.

Общеизвестно, что для того, чтобы разработать план социального и экономического развития страны необходимо составить прогноз состояния на соответствующий период.

Для составления макроэкономических прогнозов используют формализованные и интуитивные методы прогнозирования для наибольшей точности и объективности. Только на методах, показавшие наивысшую точность при расчетах, базируются итоговые показатели прогноза.

Так, Минэкономразвития России разработал прогноз, в соответствии с которым:

- объем коммерческих грузоперевозок составит 3,6 трлн т (97,2 % к 2014 г.);
- объем грузооборота — 2,5 трлн т · км (98,2 % к 2014 г.);
- объем пассажирооборота — 0,5 трлн пасс.-км (94 % к 2014 г.).

При этом падение объема коммерческих грузоперевозок особенно коснется автомобильного транспорта (–3,7 %) и морского транспорта (–5,1 %).

Таким образом, на этапе интеграции в международную транспортную систему транспортной системе России просто необходимы меры по предотвращению негативной динамики в 2015 г. В частности, необходима государственная поддержка предприятий транспорта в виде разработки и внедрения антикризисных мероприятий, включающих различного рода субсидии, а также льготное налогообложение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Инвестиционный портал регионов России URL**: http://www.investinregions.ru/ (дата обращения: 09.03.15).
2. **Министерство экономического развития Российской Федерации URL**: http://economy.gov.ru/minec/main (дата обращения: 09.03.15).
3. **Федеральная служба государственной статистики URL**: http://www.gks.ru/ (дата обращения: 09.03.15).

"Газовый" круглый стол от "КАМАЗа"

Обслуживание автомобилей, работающих на газомоторном топливе, стало главной темой круглого стола от "КАМАЗа" для представителей Некоммерческого партнерства "Логистика и автоперевозки Татарстана".

Мероприятие прошло в рамках VIII Конкурса профессионального мастерства водителей магистральных автопоездов на Кубок Мэра г. Набережные Челны, посвященного 70-летию Победы в Великой Отечественной войне и памяти заслуженного мастера спорта Ильгизара Мардеева.

В рамках мероприятия участники посетили газовый сервисный центр "РМЗ-РариТЭК", где происходит подготовка и установка газобаллонного оборудования на автомобили КАМАЗ. Автоперевозчики внимательно изучили опыт работы учебного центра, который проводит обучение как на собственной базе, так и на выезде, по желанию заказчика. Один из последних примеров активизации интереса перевозчиков к использованию газомоторной автотехники — закупка челнинской компанией восьми единиц дорожных машин. Год эксплуатации дает экономию два млн рублей на разнице в стоимости дизельного топлива и метана.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ

УДК 621.444.2

Х. И. Акчурин, канд. техн. наук, доцент, Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ)
E-mail: nmo@nngasu.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА РАБОЧЕГО ТЕЛА И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

В результате проведенных расчетно-теоретических исследований с различной степенью сжатия с использованием экспериментальных данных определено не только изменение коэффициентов использования теплоты в в.м.т. υ_Z и в конце расширения υ_b, а также показателей политроп сжатия n_c и n_p. Установлено относительное изменение потерь теплоты в стенки цилиндра при сжатии горючей смеси $\upsilon_C/\upsilon_C^н$ от относительного изменения ее плотности в конце сжатия $\rho_{г.с}/\rho_{г.с}^н$.

Ключевые слова. *Потери теплоты в стенки цилиндра, степень сжатия, коэффициенты использования теплоты в в.м.т. и в конце расширения, коэффициент избытка воздуха, доля теплоты от теплоты сгорания, индикаторный и эффективный КПД, максимальные температура и давление сгорания, плотность горючей смеси, показатели политроп сжатия и расширения.*

Для нахождения изменения коэффициентов теплообмена между стенками цилиндра, каплями воды и воздухом при сжатии υ_C, коэффициентов использования теплоты в в.м.т. υ_Z и в конце расширения υ_b, а также показателей политроп сжатия n_C и расширения n_P в зависимости от степени сжатия, нами проведены расчеты параметров и показателей рабочего процесса двигателя 4Ч 7,6/7,5, а также коэффициентов υ_C, υ_Z, υ_b, показателей n_C и n_P при частоте вращения коленчатого вала $\omega = 3800$ мин$^{-1}$ (63,3 1/с) по известным членам теплового баланса — долям потерь теплоты на сжатие горючей смеси $q_{СЖ}$, на охлаждение рабочего тела q_{OX}, от химической теплоты сгорания топлива $q_{X.H}$ и давлению конца сжатия P_C при разных степенях сжатия [1]. По известным значениям P_C определялись коэффициенты υ_C, по q_e и q_{OX} вычислялись υ_Z и υ_b соответственно, по $q_{X.H}$ рассчитывались коэффициенты избытка воздуха аналогично, как это делалось выше, когда производились расчеты коэффициентов и показателей в зависимости от α и ω [2, 3]. По результатам расчетов построены графики (рис. 1—6). На рис. 1 видно, что с увеличением степени сжатия ε давление конца сжатия P_C быстро увеличивается, что приводит к возрастанию доли потерь теплоты от теплоты сгорания топлива в стенки цилиндра при сжатии υ_c, в результате показатель политропы сжатия n_c умень-

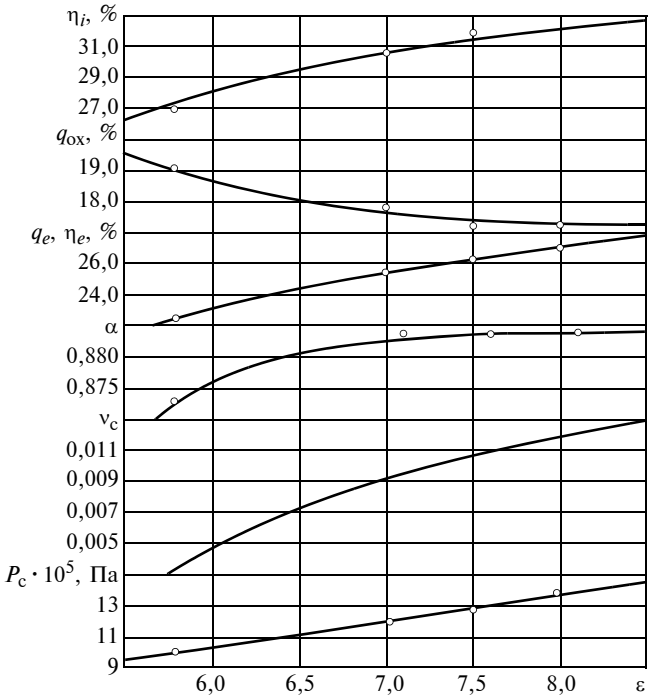

Рис. 1. Изменение давления конца сжатия P_c, коэффициента теплообмена между стенками цилиндра, каплями воды и воздухом при сжатии, υ_C, коэффициента избытка воздуха α, долей теплоты от теплоты сгорания топлива, превращаемой в эффективную работу q_e и отдаваемой системе охлаждения, q_{ox}, эффективного η_e и индикаторного η_i КПД от степени сжатия ε:

o — точки по экспериментальным данным [1], — — расчетные кривые

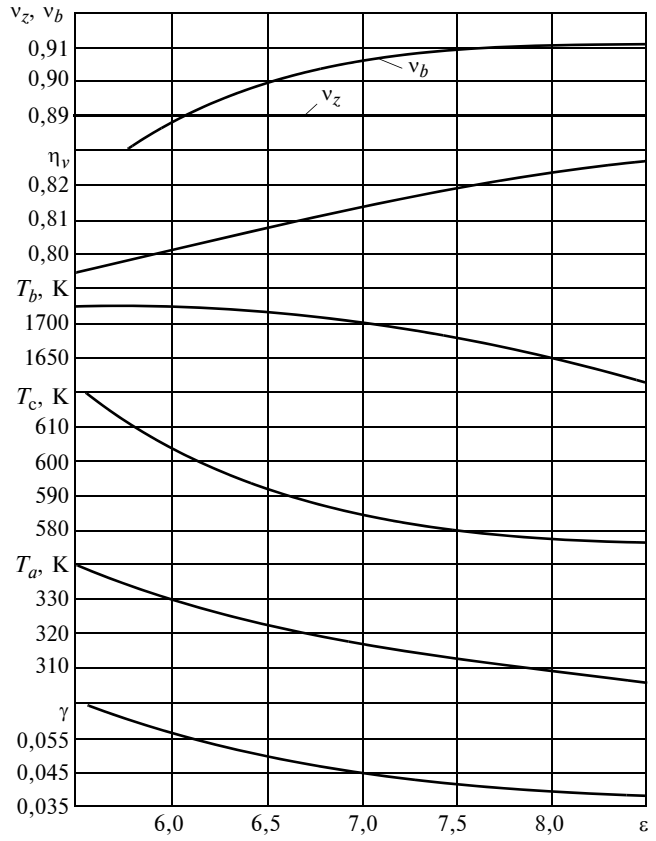

Рис. 2. Изменение коэффициента остаточных газов γ, температур газов в конце впуска T_a, сжатия T_c и расширения T_b, коэффициента наполнения η_v, а также коэффициентов использования теплоты в в.м.т. υ_z и в конце расширения υ_b в зависимости от степени сжатия ε

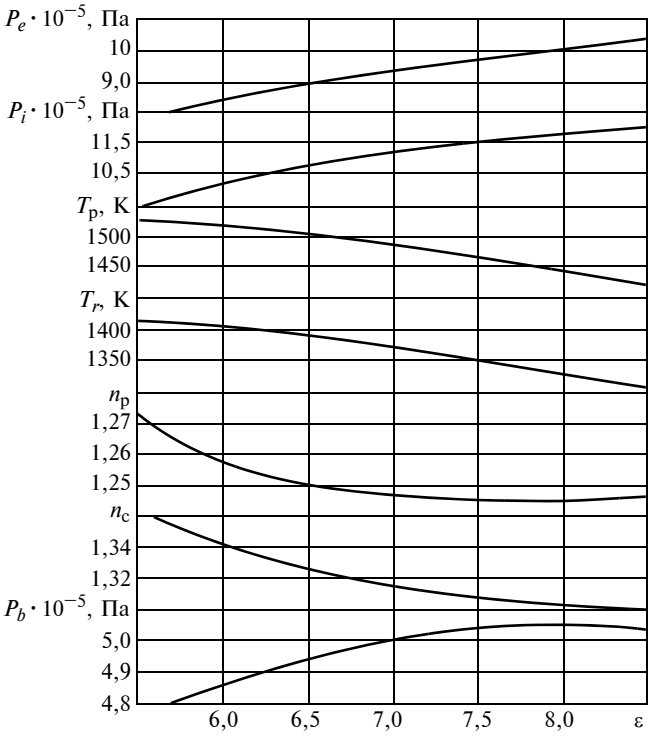

Рис. 3. Изменение давления конца расширения P_b, показателей политроп сжатия n_c и расширения $n_р$, температур остаточных T_r и выпускных газов T_p, средних индикаторного P_i и эффективного давления P_e в зависимости от степени сжатия ε

шается (см. рис. 3), а температура топливной смеси в конце сжатия T_C снижается (см. рис. 2) несмотря на увеличение P_c. Химическая неполнота сгорания $q_{X.H}$ при степени сжатия ε = 5,8 получается 16,8 (см. рис. 4), а коэффициент избытка воздуха меньше единицы и равный 0,87 (см. рис. 1).

По мере увеличения степени сжатия $q_{X.H}$ снижается незначительно, а α возрастает несущественно. Коэффициент υ_Z почти не изменяется, а υ_b повышается и при ε = 8,5 достигает 0,92 (см. рис. 2). Максимальная температура газов T_Z с увеличением ε повышается медленно (см. рис. 5), в основном, вследствие повышения α при неизменном υ_Z несмотря на уменьшение T_c. На него с увеличением ε влияют не только повышение теплоотдачи, но и снижение температуры в конце впуска T_a вследствие уменьшений коэффициента остаточных газов γ (см. рис. 2) и их температуры T_r (см. рис. 3). Снижение температуры остаточных газов T_r происходит вследствие уменьшения температуры конца расширения T_b благодаря увеличению степени расширения продуктов сгорания. Снижение T_b при возрастании ε приводит к уменьшению показателя политропы расширения $n_Р$ (см. рис. 3). Давление конца выпуска P_b при увеличении ε повышается (см. рис. 3) несмотря на снижение T_b (см. рис. 2) вследствие преобладающего влияния возрастания максимального давления сгорания P_Z (см. рис. 5), которое при ε = 8 достигает $45 \cdot 10^5$ Па. Среднее индикаторное P_i и эффективное P_e давления с увеличением ε возрастают (см. рис. 3) не только благодаря повышению термического КПД, но и увеличению коэффициента наполнения η_V (см. рис. 2). Повышение η_v происходит благодаря уменьшению T_a и γ (см. рис. 2). Теплота, теряемая с выпускными газами $q_{вып}$, с увеличением ε уменьшается (см. рис. 4) благодаря уменьшению температу-

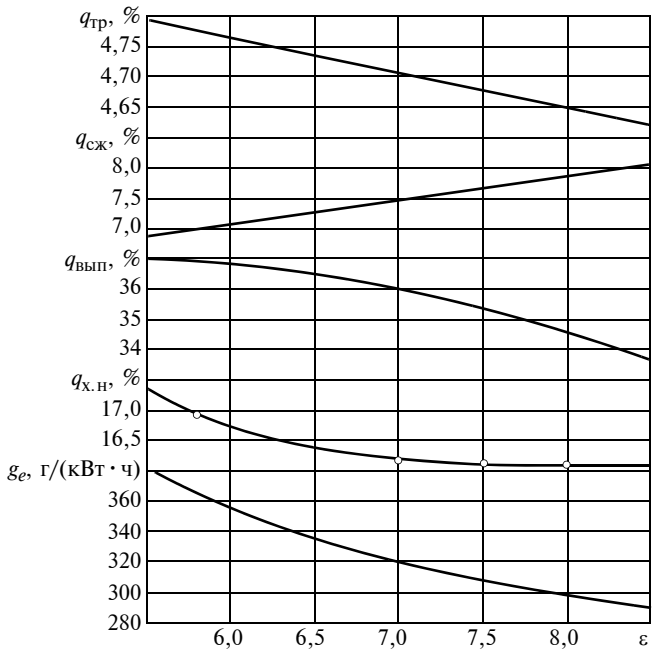

Рис. 4. Изменение удельного эффективного расхода топлива g_e, долей потерь теплоты от химической неполноты сгорания $q_{х.н}$, с выпускными газами $q_{вып}$, на сжатие горючей смеси $q_{сж}$ и на трение $q_{тр}$ в зависимости от степени сжатия ε:

о — точки по экспериментальным данным [1], — — расчетные кривые

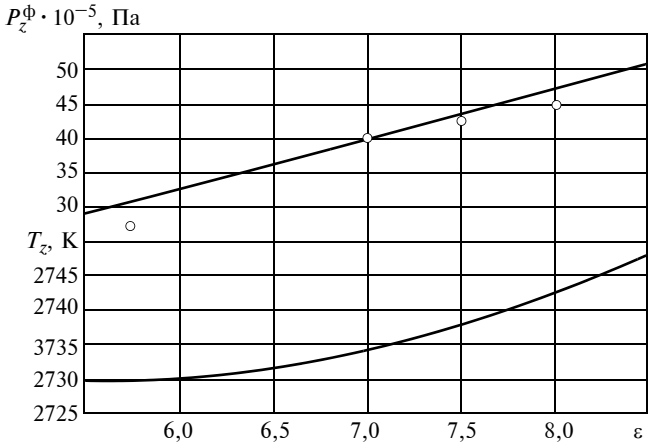

Рис. 5. Изменение максимальных температуры T_z и давления $P_z^ф$ газов (сгорания) в зависимости от степени сжатия ε двигателя 4Ч 7,6/7,5:

о — точки по экспериментальным данным [1], — — расчетные кривые

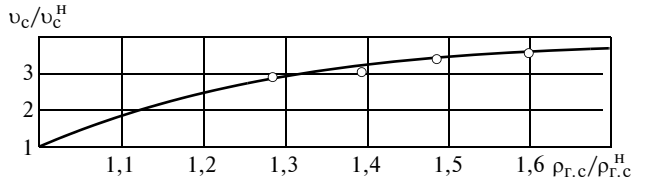

Рис. 6. Изменение относительных потерь теплоты при сжатии $\upsilon_c/\upsilon_c^н$ в зависимости от относительного изменения плотности горючей смеси в конце сжатия $\rho_c/\rho_c^н$:

о — точки по экспериментальным данным [1], — — расчетные кривые

ры выпускных газов T_p вследствие уменьшения T_b. Теплота, затрачиваемая на сжатие топливной смеси $q_{сж}$, с повышением ε возрастает, так как увеличивается P_C. Доля теплоты от теплоты сгорания топлива, затраченной на работу трения $q_{тр}$, с увеличением ε незначительно снижается (рис. 4) благодаря увеличению цикловой подачи топлива из-за увеличения коэффициента наполнения (см. рис. 2). Удельный эффективный расход топлива g_e все время снижается при повышении ε (см. рис. 4) благодаря увеличению эффективного КПД η_e (см. рис. 1) и при ε = 8,5 становится 290 г/(кВт · ч). Возрастание эффективного КПД при повышении ε происходит благодаря увеличению индикаторного КПД η_i, характер изменения которого всецело определяется значениями термического КПД при различных степенях сжатия.

В результате проведенных расчетно-теоретических исследований с различной степенью сжатия и с использованием экспериментальных данных определено не только изменение υ_Z, υ_b, n_c, $n_p = f(\varepsilon)$, но еще установлено относительное изменение потерь теплоты в стенки цилиндра при сжатии горючей смеси $\upsilon_c/\upsilon_c^н$ от относительного изменения ее плотности в конце сжатия $\rho_{Г.С}/\rho_{г.с}^н$ (см. рис. 6).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ленин И. М.** Теория автомобильных и тракторных двигателей: учебник для вузов / И. М. Ленин. — М.: Машиностроение, 1969. — 368 с.
2. **Акчурин Х. И.** Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на использование теплоты, параметры и показатели цикла бензиновых двигателей / Х. И. Акчурин // Грузовик. — 2013. — № 9. — С. 21—24.
3. **Акчурин Х. И.** Исследование влияния частоты вращения коленчатого вала на теплообмен и использование теплоты в бензиновых двигателях / Х. И. Акчурин // Грузовик. — 2013. — № 8. — С. 38—40.

УДК 05.22.10

В. В. Шаповалов, д-р техн. наук, профессор, e-mail: tmt@rgups.ru,
П. Н. Щербак, д-р техн. наук, профессор, e-mail: tmt@rgups.ru,
Е. А. Дубовик, аспирант, e-mail: Dubovik1982@list.ru,
Ростовский государственный университет путей и сообщений, Ростов-на-Дону

ОБОБЩЕННЫЙ КРИТЕРИЙ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЯ СЕРВИСА ПО ВИДУ ОКАЗЫВАЕМЫХ УСЛУГ

Предлагается использовать интегральный показатель достаточности для расчета конкурентоспособности предприятия сервиса (ПАС) на основе нечеткой информации отдельных критериев определяемого введением мультипликативного метризованного оператора свертки на множестве критериев. В конце работы приведены статистические данные об успешном функционировании предприятия автосервиса.

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

Введение

Конкурентоспособность ПАС является важнейшим критерием функционирования на рынке оказания услуг. Конкурентоспособность ПАС во многом определяется правильными действиями руководства по принятию решений на стратегическое развитие ПАС в условиях недостаточности информации о деятельности конкурентов. Конечно, не стоит забывать о потребительских качествах (цена услуг, качество работ и культура обслуживания, различный сервис и др.) клиентов, которые обязаны учитываться руководителями для продуктивной деятельности ПАС.

Постановка задачи

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

При поиске наиболее рациональных путей для решения проблемы обеспечения качества конкурентоспособного ПАС одним из основных этапов является обоснование требований, предъявляемых к ним.

Парадигма (модель) анализа качества

Парадигма анализа (оценивания) качества включает:

— предварительный анализ (формулировку проблемы и определение перечня характеристик исходного множества оцениваемых объектов);

— структурный анализ (структуризация проблемы, формулировка общей цели оценивания и целей

более низкого уровня, определение критериев, показывающих степень достижения этих целей);

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

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

— процедуру оптимизации (поиск варианта решения, который максимизирует ожидаемую полезность).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ное мультипликативное отношение линейного порядка. В этом случае:

$$a_\nu \succ a_\mu \Leftrightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\nu) > \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\mu);$$

$$a_\nu \sim a_\mu \Leftrightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\nu) = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i(a_\mu), \qquad (3)$$

где α_i — коэффициенты, удовлетворяющие, например, условию:

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

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

В пользу использования в процедуре оценивания качества принципа обобщенного критерия (показателя) говорит невозможность манипулирования результирующей оценкой при наличии оператора агрегирующего набор строгих бинарных упорядочений вариантов по частным критериям в коллективную функцию одиночного выбора (в "синглтон"), когда оцениваемое множество одноэлементно, например, путем изменения отношения (2).

Теорема Гиббарда-Саттервайта для этого случая доказывает, что оператор агрегирования неманипулируем, только если существует главный (решающий) критерий. Ввиду наличия условия (4) возможность манипулирования оценкой здесь исключена. Применительно к функциям оценивания их характеристическим свойством, защищающим от манипулирования, является монотонность оператора, отображающего исходное множество оцениваемых объектов на числовую ось "лучше-хуже", поэтому важным является получение такого монотонного оператора.

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

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

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

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

Математическая модель построения показателя для оценки (анализа) качества объектов

Пусть $A = \{a_1, a_2, ..., a_n\}$ — множество объектов, ранжировку которых по конкурентоспособности ПАС требуется осуществить в критериальном пространстве R_e^m, характеризуемым множеством критериев $K = \{k_1, k_2, ..., k_m\}$. Множество объектов A отображается в критериальном пространстве R_e^m

в виде множества точек, образующих матрицу оценок. Пусть также задана форма скалярной линейной функции Z в виде (3) и на соответствующей ей оси показателя z могут точками отображаться объекты из множества A при известном векторе коэффициентов α_i, которые обозначим B и назовем вектором свертки.

Задача заключается в определении компонент вектора B, подчиняющихся условию (4), и построении показателя z, аппроксимирующего некую объективно известную или специально задаваемую (обучающую) матрицу парных взаимосвязей между искусственными объектами (ПАС).

$$Q = \|q_{rk}\|_{p,\,p}. \qquad (5)$$

Размер квадратной симметричной матрицы Q определяется количеством p рассматриваемых искусственных объектов, а ее элементами q_{rk} являются известные или задаваемые квадраты расстояний между r-м и k-м искусственными объектами на оси полезности (ценности) с точки зрения общей (глобальной) цели ранжирования.

На оси показателя z квадрат расстояния между r-м и k-м искусственными объектами (ПАС) имеет вид:

$$d_{rk}(B) = (z_r - z_k)^2 = \left[\sum_{j=1}^{m} b_j (x_{rj} - x_{kj})\right]^2. \qquad (6)$$

Наблюдаемая структура взаимосвязей между различными искусственными объектами на оси показателя z при фиксированном векторе B определяется квадратной симметричной матрицей:

$$D(B) = \|d_{rk}\|_{p,\,p}. \qquad (7)$$

Соответствие структуры взаимосвязей между искусственными объектами (конкурентоспособными ПАС), задаваемой матрицей Q и наблюдаемой на оси показателей z структуры взаимосвязей, определяемых матрицей $D(B)$, оценивается с помощью функционала:

$$J(B) = \sum_{r=1}^{p-1} \sum_{k=r+1}^{p} \left[d_{rk}(B) - q_{rk}\right]^2. \qquad (8)$$

Функция Z^*, для которой величина $J(B)$ минимальна, а вектор B удовлетворяет условиям (9), называется структурным фактором в критериальном пространстве R_e^m, и является искомым интегральным критерием для оценивания технического состояния транспортных средств.

Расчет вида оказываемых услуг

В качестве показателя Π_k конкурентоспособности предприятия автосервиса, согласно "Методике оценки конкурентоспособности предприятий сервиса", используется показатель номенклатуры и объема оказываемых населению услуг (работ). Причем при конкурсной оценке предприятий берется не абсолютный, а средневзвешенный обобщенный показатель. Сравнивая значения этого показателя с нормативом, а затем с аналогичными данными для других предприятий, эти предприятия можно ранжировать по категориям конкурентоспособности.

Допустим, что в городе имеется пять предприятий автосервиса (A, B, C, D, E) и что доля D_i, занимаемая каждым из них на рынке оказываемых услуг (работ), определяется, согласно [9], по формуле:

$$D_i = \frac{E_i}{E_\Sigma}, \qquad (9)$$

где E_i — объем услуг (работ), предоставляемых i-м предприятием; E_Σ — объем услуг (работ), предоставляемых всеми предприятиями.

Допустим, далее, что виды услуг (работ) распределяются по предприятиям в соответствии с табл. 1.

Тогда доли этих предприятий, подсчитанные по приведенной выше формуле (5), составят соответственно:

$$D_A = 0{,}02\ \%;\ D_B = 0{,}13\ \%;\ D_C = 0{,}15\ \%;$$
$$D_D = 0{,}23\ \%;\ D_E = 0{,}44\ \%.$$

Располагая этими данными, легко определить комплексный показатель П (объем и номенклатура оказываемых услуг (работ)) для каждого из предприятий. Его значение дает формула: $\Pi = D_i K_i$, в которой K_i — коэффициент весомости, характеризующий показатель конкурентоспособности рассматриваемых предприятий. Значение этого коэффициента для всех предприятий принимается одинаковым. Комплексный показатель Π_{k_i} определяется как минимум по каждому из параметров, приведенных в табл. 2 (хотя этот перечень при необходимости может быть расширен). Например, равным 0,14.

Тогда П и есть показатель ранжирования, т. е. сравнительная оценка уровня конкурентоспособности предприятий A, B, C, D, E.

Таблица 1

Вид услуг (работ) ПАС	Название предприятия					Общая занятая емкость, %	Свободная емкость, %
	A	*B*	*C*	*D*	*E*		
Диагностика двигателя	—	—	—	19	28	47	53
ТО	—	12	10	18	43	83	17
Смазочные	—	13	15	18	39	85	15
Ремонт и регулировка тормозов	—	12	10	20	43	85	15
Электротехнические	—	5	12	30	37	84	16
Ремонт приборов системы питания	—	15	17	23	44	99	1
Шиномонтажные	10	8	25	20	33	96	4
ТР узлов, систем и агрегатов	—	16	20	25	36	97	3
Кузовные и арматурные	—	13	12	20	48	93	7
Окрасочные и антикоррозионные	—	16	—	27	42	85	15
Слесарно-механические (входит ТР ходовой части)	—	—	15	14	55	84	16
УМР	14	14	12	17	21	78	22
Итого	24	138	160	249	462	1047	184

Таблица 2

Оценочный показатель	Обозначение показателя	Коэффициент весомости показателя
Объем и номенклатура оказываемых услуг (работ)	$П_{k_1}$	$K_{В_1} = 0{,}14$
Техническая оснащенность	$П_{k_2}$	$K_{В_2} = 0{,}24$
Кадровое обеспечение	$П_{k_3}$	$K_{В_3} = 0{,}20$
Обеспеченность площадями	$П_{k_4}$	$K_{В_4} = 0{,}11$
Технический контроль	$П_{k_5}$	$K_{В_5} = 0{,}12$
Экологическая и санитарная безопасность	$П_{k_6}$	$K_{В_6} = 0{,}10$
Выполнение экономических требований	$П_{k_7}$	$K_{В_7} = 0{,}09$

Пример оценки (анализа) качества объектов

В качестве примера рассмотрим оценку конкурентоспособности состояния различных ПАС по показателю сервисных услуг.

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

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

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

Таким образом, предпочтительным является ПАС *E*, непредпочтительным является ПАС *A*, его уровень достаточности самый наименьший в рейтинге по показателям объема и номенклатуры оказываемых услуг.

Вывод: это не означает, что предприятие *A* не имеет права на жизнь. Возможно, что оно достойно занимает доставшуюся ему нишу услуг (работ), т. е. они также необходимы населению, как и услуги других предприятий.

Чтобы убедиться так ли это, необходимо оценить еще как минимум 21 параметр [9], характеризую-

Таблица 3

№ п/п	Наименование ПАС	Значение показателя достаточности z_i	Место в рейтинге
1	*A*	0,05082	5
2	*B*	0,18452	4
3	*C*	0,21392	3
4	*D*	0,33292	2
5	*E*	0,61782	1

Таблица 4

№ параметра	Параметр	Значение параметра
1	Оплаченные трудозатраты, % всех трудозатрат	60...65
2	Валовой доход, % оплаченных трудозатрат	70...75
3	Трудозатраты на гарантийный ремонт, % всех трудозатрат	25...30
4	Трудозатраты на заказы других служб (внутренние нужды), % всех трудозатрат	5...10
5	Валовой доход, % трудозатрат на внутренние нужды	70...75
6	Прямые затраты на персонал, % продажи труда	25...30
7	Прибыль, % всех продаж	10...20
8	Затраты рабочих часов на один оплаченный заказ (в среднем), % общих затрат рабочего времени	2,0...2,5
9	Норматив продуктивных часов механиков в день, % продолжительности рабочего дня	8,0...9,6
10	Число автомобилей, отремонтированных одним механиком в день	4,0...4,8
11	Всего заездов на ремонт в год для каждого эксплуатируемого автомобиля, % общего парка АТС на территории, обслуживаемой предприятием	2,0...2,3
12	Процент продажи труда, обеспеченный механиками	25...35
13	Число оплаченных строк (видов работ) в заказе на ремонт (в среднем), % общего их числа	2,5...3,0
14	Доля оплаченных заказов только на один вид работ, %	0...35
15	Доля заказов по предварительной записи, %	15...35
16	Число постов на одного механика	0,8...1,0
17	Общая продуктивность цеха (средняя), % от плановой	100...120
18	Ежедневное число автомобилей, записанных на сегодня, которые переходят на следующий день, %	0...5
19	Среднегодовой процент текучести кадров	10...12
20	Степень удовлетворения клиентов, %	75...100
21	Отношение себестоимости трудозатрат к стоимости труда, %	25...30

щий успешность деятельности предприятия сервиса, и сравнить их с параметрами, приведенными в табл. 4, значения которых соответствуют гарантированным условиям успешной деятельности аналогичных предприятий.

Если все 21 параметр [9] попадают в приведенные в табл. 4 диапазоны, то деятельность предприятия автосервиса можно считать успешной, т. е. рентабельной. Если же те или иные из параметров в приведенные диапазоны не укладываются, то это не только сигнал о неэффективности функционирования предприятия, но и программа исправления создавшегося положения путем корректировки данных параметров с помощью организационных, финансовых и иных мер.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

MAN: ИТОГИ 2014

Согласно уже опубликованным аналитическим отчетам, ситуация на рынке коммерческой техники в 2014 г. развивалась по умеренно пессимистическому сценарию: статистика демонстрирует существенное сокращение спроса и повышение внимания клиентов к вторичному рынку. С изменившимися предпочтениями справляются только марки с правильно выстроенной политикой и безупречной репутацией. Так, например, техника MAN среди лидеров в продажах как новых, так и подержанных грузовиков: суммарная регистрация немецкого бренда за 2014 г. составляет более 9,5 тысяч единиц, что значительно больше всех конкурентов. При этом самой популярной серией среди всех европейских производителей продолжает оставаться MAN TGS.

Первые появившиеся отчеты аналитических агентств подтверждают, что ситуация на российском рынке коммерческой техники развивается по умеренно пессимистическому сценарию. В декабре 2014 г. было зарегистрировано 8138 единиц (здесь и далее по данным агентства "ЭВИТОС-ИНФОРМ") грузовиков свыше 6 тонн. Это число меньше аналогичного за тот же период годом ранее (10 818 ед.). При этом никто из европейских производителей не смог превзойти свои показатели 2013 года. Однако стоит отметить, что декабрь традиционно является удачным месяцем для продаж: за период с 2010 по 2013 год общее количество регистраций в декабре относительно общего объема за год колебался от 8,5 до 17,4 %. Не стал исключением и последний месяц 2014 года, обеспечив 10 % продаж.

Общий рынок грузовиков полной массой свыше 6 тонн второй год подряд сократился более чем на 20 тыс. ед. и по итогам 2014 года достиг 81 063 автомобилей (для сравнения, 2012 год — 122,9 тыс. ед., 2013 год — 102,8 тысяч ед.). По мнению аналитиков, основными трендами в складывающейся экономической ситуации можно считать два направления: рост доли азиатских и отечественных производителей относительно "европейцев" (75,1 % по результатам 2014 года против 69,2 % по результатам 2013 года), а также изменение соотношения между регистрацией новых и подержанных автомобилей в пользу увеличения количества последних (2012 год: 28,8 % против 71,2 %, 2013 год: 20 % на 80 %, 2014 год: 16,5 % на 83,5 %).

Несмотря на резко меняющиеся условия на рынке, в последние несколько лет MAN остается одной из немногих компаний, которые стабильно сохраняют свои лидерские позиции. По данным "Автостат Инфо" в 2014 году совокупные продажи новых и подержанных грузовиков MAN составили 9590 единиц, что значительно превышает аналогичные показатели по регистрации других европейских брендов. При этом доля немецкого концерна в общих продажах новых европейских грузовиков сохраняется на уровне примерно 22 %, а на рынке подержанной техники пятая часть клиентов отдает предпочтение технике этой марки. Другим значимым достижением компании стало то, что серия MAN TGS по итогам 2014 года признана самой популярной моделью среди "европейцев" с показателем в 3190 единиц в сегменте новых грузовых автомобилей. Также интересно отметить, что спросом пользуются не только дорожные грузовики стандартных комплектаций, но и специальные автомобили, предназначенные для эксплуатации в самых тяжелых условиях. Так, в сегменте полноприводных машин почти 60 % принадлежит именно MAN. Это подтверждает не только выбор правильной ценовой политики производителя, но и высокого качества, выносливости и приспособленности техники к российским условиям и, как результат, высокой остаточной стоимости, которую так высоко ценят потребители на вторичном рынке.

Пресс-служба ООО "МАН Трак энд Бас РУС"

ГРУЗОВИК MAN ПРИНОСИТ ПРАЗДНИК ДЕТЯМ

У компании MAN есть добрая традиция: украшенный праздничной иллюминацией грузовик с подарками для детей едет в ясли и детские сады.

Рождественский грузовик MAN TGX держал свой путь по Баварии: он посетил детские сады и дома, больницы, ярмарки. Украшенный огнями грузовик с полуприцепом вез детям имбирные пряники и мягкие игрушки в виде главного символа марки — льва.

Пилотирование рождественского грузовика MAN традиционно поручается волонтерам, и эта работа особенно популярна среди них. На первом этапе путешествия до Райхертсхайма (Reichertsheim) в районе Мюль-

дорф-на-Инне (Mühldorf am Inn) за рулем рождественского автомобиля был инженер-конструктор Георг Хазельбергер (Georg Haselberger) из Мюнхена. Там он передал эстафету своим коллегам.

Монтаж праздничной иллюминации на автопоезд занял у практикантов компании MAN Truck & Bus в Мюнхене три недели. Трейлер освещает почти двухсотметровая гирлянда, а логотип MAN на решетке радиатора подсвечен более чем 250 светодиодами.

Перевозить полуприцеп с праздничным грузом доверено тягачу MAN TGX с двигателем мощностью 480 л. с. На передней оси грузовика установлен подключаемый гидравлический привод MAN HydroDrive: простым нажатием кнопки автомобиль становится полноприводным. Это очень удобно при маневрировании в снегу, позволяет легко справляться с плохой погодой и неблагоприятными дорожными условиями и добираться до места назначения безопасно и в срок.

Пресс-служба компании MAN Truck & Bus

MAN TGS: ЛИДЕР КЛИЕНТСКИХ ПРЕДПОЧТЕНИЙ

Рынок коммерческого транспорта в России продолжает переживать сложные времена: по данным статистических агентств "АВТОСТАТ" и "ЭВИТОС-ИНФОРМ" объем российского рынка новых грузовых автомобилей по итогам десяти месяцев 2014 года сократился не менее, чем на 18 % относительно того же периода предыдущего года. При этом, несмотря на общее сокращение спроса, предпочтения клиентов остаются стабильными: самой популярной моделью среди всех грузовиков европейского производства неизменно остается MAN TGS.

Согласно опубликованным данным, рынок коммерческого транспорта в России продолжает снижаться. По информации "ЭВИТОС-ИНФОРМ", объем продаж новых грузовых автомобилей (HCV) в России с начала 2014 года составил 67 312 ед., а в октябре вышел на уровень 6732 шт., что соответственно на 19,6 % и на 24,3 % меньше по сравнению с аналогичными показателями предыдущего года. Аналогичную тенденцию к снижению (18,7 % и 26,7 %) отмечает и АА "АВТОСТАТ".

При этом доля грузовиков европейского производства в общем рынке продаж грузовиков сократилась на 3,8 % (с 28,5 % в 2013 до 24,7 % в 2014 г.) в период с января по октябрь по данным "ЭВИТОС". Таким образом, несмотря на значительные колебания курса и отрицательное изменение в доле европейских брендов, можно заключить, что высокая надежность и низкие эксплуатационные расходы, которые для "европейцев" традиционно являются основой производственной философии, по-прежнему имеют значение для значительной части современных российских компаний.

Любопытно отметить и то, что снижение показателей рынка никак не отражается на предпочтениях клиентов. Уже на протяжении трех лет лидером по объемам продаж среди всех европейских моделей на российском рынке неизменно остается MAN TGS: по данным "ЭВИТОС" только в октябре прошлого года было продано 367 единиц (2764 единицы с начала года). Доля MAN TGS в общих продажах MAN в последние три года неизменно составляет 65 % и выше.

Пресс-служба компании MAN Truck & Bus

ЧЕТРА ПОДЕЛИЛАСЬ ОПЫТОМ В МАРКЕТИНГЕ С ДИЛЕРАМИ

"ЧЕТРА-Промышленные машины" впервые провела обучающий семинар для компаний-дилеров. Темой встречи, прошедшей в г. Чебоксары, стал маркетинг и применение инструментов маркетинговых коммуникаций на российском рынке спецтехники.

В ходе мероприятия специалисты "ЧЕТРА-ПМ" рассказали партнерам о достижениях компании в применении различных инструментов маркетинговых коммуникаций и поделились рекомендациями по их использованию. Так, дилеры "ЧЕТРА-ПМ" получили практические советы по организации участия в выставках, проведению презентаций техники для конечных потребителей, а также инструкции по реализации PR- и рекламных кампаний, использованию инструментов интернет-маркетинга и др.

Кроме того, специалисты представили "ЧЕТРА-ПМ" партнерам и свой прогноз на развитие рынка бульдозерной спецтехники в будущем году. В целом, аналитики компании ожидают стабилизации динамики российского рынка бульдозеров на уровне 2014 года. Тем не менее этот сегмент рынка спецтехники способен в будущем году вырасти на 5—10 % благодаря го-

сударственному финансированию инфраструктурных проектов и реализации программы импортозамещения, уверены в "ЧЕТРА-ПМ".

"Мы провели подобный семинар впервые, но уже очень довольны результатом: нам удалось не только максимально подробно рассказать о маркетинговой политике компании, но и качественно улучшить двустороннее общение с дилерами, получить от наших партнеров множество интересных предложений, — комментирует исполнительный директор ОАО "ЧЕТРА-Промышленные машины" Виктор Четвериков. — Уверен, что в дальнейшем такой формат встреч станет регулярным".

В семинаре компании приняли участие представители пятнадцати дилеров "ЧЕТРА-ПМ": ООО "ТК Машиностроитель", ООО "ДСТ-Волга", ООО "РосБизнесСтрой", ООО "Гранд-Трактор", ЗАО "Коминвест-АКМТ", ООО "Компания СИМ-авто", ООО Компания "Тракторсервис", ООО "СпецТехСервис", ООО "Армада", ОАО "ГПФК", ООО "Техника", ООО "КомплектСнаб", ООО "Компания "Уралпромсервис", ООО "Уралтехтранс" и ООО "Механика".

ТЕХНИКА ЧЕТРА ВЫСТУПИЛА ПЕРЕД ПОТРЕБИТЕЛЯМИ В ПРИВОЛЖЬЕ

Экскаватор ЧЕТРА ЭГП 230, мини-погрузчики ЧЕТРА МКСМ серии А с новым навесным оборудованием и новинка этого года — самый маленький в своем классе бульдозер ЧЕТРА Т6 — предстали перед гостями презентации "ЧЕТРА-ПМ" в г. Кстово.

Собственная демонстрационная площадка "ЧЕТРА-ПМ" в Кстовском районе Нижегородской области стала настоящим испытательным полигоном: гости мероприятия — представители строительных и коммунальных компаний Приволжья — смогли не только посмотреть динамичное демо-шоу техники ЧЕТРА, но и сами сесть в кабину оператора любой машины.

Мини-погрузчики ЧЕТРА МКСМ серии А вновь продемонстрировали свою универсальность и простоту эксплуатации: три машины грузоподъемностью 800, 1000 и 1200 кг легко и за считанные секунды меняли навесное оборудование и успешно справлялись со всеми заданиями, которые подготовили для них организаторы. При этом управляли техникой не специально обученные операторы, а обычные менеджеры "ЧЕТРА-ПМ".

Особое внимание гости уделили линейке нового навесного оборудования для мини-погрузчиков, изготовленной из высокопрочной стали итальянской компанией U.EMME. Благодаря ковшу 4 в 1, гидро-поворотному отвалу, дорожной щетке, грейдеру, экскаватору ковшовому (обратной лопате), бетоносмесительному ковшу и проч. мини-погрузчики ЧЕТРА МКСМ стали еще более универсальными и могут эффективно решать самые сложные задачи, как в коммунальной сфере, так и в строительной.

Свои уникальные возможности продемонстрировал и экскаватор ЧЕТРА ЭГП 230 — основатель линейки экскаваторов ЧЕТРА. Оснащенный распределительной информационной системой DIMS, позволяющей увеличить скорость работы машины до 15 % при одновременной экономии топлива до 10 %, ЧЕТРА ЭГП 230 получил высокую оценку гостей мероприятия. Напомним, что длина стрелы оснащенного двигателем Cummins мощностью 184 л. с. экскаватора составляет 6000 мм, максимальная глубина копания достигает 6975 мм, а вместимость стандартного ковша равна 1 куб. метр.

И, конечно, "гвоздем программы" прошедшей презентации стала новинка бульдозерного ряда ЧЕТРА —

9-тонный бульдозер ЧЕТРА Т6. Маневренный и производительный, ЧЕТРА Т6, оснащен надежным двигателем Алтайского моторного завода мощностью 100 л. с. и предназначен для работы в стесненных условиях, а также отличается высокой мобильностью в перевозке за счет своих компактных размеров и складывающегося отвала. Совершенная гидравлика 9-тонной машины позволяла оператору бульдозера с легкостью выполнять самые точные операции: гидрофицированный отвал бульдозера одним точным движением закрывал даже маленький спичечный коробок и аккуратно надкалывал скорлупу куриного яйца.

Кроме тест-драйва и подробного рассказа специалистов не только о представленных на демонстрационной площадке моделях ЧЕТРА, но и обо всей существующей линейке машин, гости мероприятия узнали о финансовых преимуществах выбора спецтехники ЧЕТРА.

Так, менеджеры "ЧЕТРА-ПМ" отметили, что теперь технику ЧЕТРА можно брать и в аренду благодаря услугам "Арендно-сервисной компании", технический парк которой сегодня насчитывает семнадцать единиц техники ЧЕТРА (пять бульдозеров ЧЕТРА, девять экскаваторов ЧЕТРА ЭГП и три мини-погрузчика ЧЕТРА МКСМ).

БУЛЬДОЗЕР ЧЕТРА Т11 И ЭКСКАВАТОР ЧЕТРА ЭГП 230 В НОЯБРЬСКЕ

Конец прошлого года для компании "ЧЕТРА-Промышленные машины" ознаменовался новой презентацией спецтехники — на этот раз в г. Ноябрьск Ямало-Ненецкого автономного округа, где свои возможности продемонстрировали бульдозер ЧЕТРА Т11 и экскаватор ЧЕТРА ЭГП 230.

После видео-презентации и подробного рассказа специалистов "ЧЕТРА-ПМ" о технике ЧЕТРА, производстве оригинальных запасных частей к ней, а также сервисном и гарантийном обслуживании, на площадке, предоставленной официальным дилером компании ТК "Армада", прошел тест-драйв машин.

Перед тест-драйвом организаторы мероприятия показали гостям настоящее шоу. Так, экскаватор ЧЕТРА ЭГП 230 "зацепил" ковшом бульдозер ЧЕТРА Т11 и приподнял его над землей. Затем, опустив бульдозер, ЧЕТРА ЭГП 230 "отжимался" на ковше, проворно рыл промерзлую землю и кружился под музыку. Между тем бульдозер ЧЕТРА Т11 дефилировал перед зрителями, очищая площадку от выпавшего снега.

После выступления попробовать свои силы в качестве операторов техники смогли все желающие. Присутствующие на площадке специалисты провели подробный инструктаж по управлению машинами ЧЕТРА и рассказали обо всех их характеристиках и производственных возможностях.

Так, 20-тонный бульдозер ЧЕТРА Т11 — основатель бренда — зарекомендовал себя среди эксплуатирующих компаний как надежная машина, достойно выдерживающая испытания и временем, и сложными условиями эксплуатации. В частности, бульдозер ЧЕТРА Т11, как и все остальные бульдозеры ЧЕТРА, может успешно работать при температуре от –50 до +35 °С.

Модульная конструкция всех узлов и систем машины — ходовой, трансмиссии, охлаждения, рабочего оборудования, кабины и управления — гарантирует ЧЕТРА Т11 простое и удобное техническое обслуживание при проверке и дозаправке, а также, в случае необходимости, возможность снятия и установки узлов силовой передачи отдельными модулями.

Предусмотрены и комфортные условия работы для оператора: микроклимат в кабинах, оснащенных двойными стеклопакетами, обеспечивают кондиционер, а также зависимый и независимый отопители. Шумопоглощающая обивка кабины и подрессоренное и регулируемое сиденье сводят к минимуму шум и вибрации.

Электрогидравлическое управление трансмиссией, установленное на ЧЕТРА Т11, повышает маневренность машины и осуществляется при помощи контроллера и пульта, находящихся в кабине оператора.

Оснащены ЧЕТРА Т11 двигателями Ярославского моторного завода ЯМЗ-236НД-2 мощностью 185 л. с.

При этом по желанию заказчика машина может быть агрегатирована двигателем Cummins мощностью 187 л. с.

Как и бульдозер ЧЕТРА Т11, экскаватор ЧЕТРА ЭГП 230 бесперебойно работает даже в сильный мороз, что и продемонстрировала машина в Ноябрьске.

Оснащенный уникальной технологией — распределительной информационной системой DIMS, позволяющей увеличить скорость работы машины до 15 % при одновременной экономии топлива до 10 %, ЧЕТРА ЭГП 230 экономичен в эксплуатации.

Длина стрелы оснащенного двигателем Cummins мощностью 184 л. с. экскаватора составляет 6000 мм, максимальная глубина копания — 6975 мм, а вместимость стандартного ковша — 0,8—1,25 куб. метра.

Кабина ЧЕТРА ЭГП 230 выполнена с учетом всех современных требований эргономики, обеспечивающих оптимальные рабочие условия для оператора в течение всего рабочего времени. Кроме того, в кабине установлен многофункциональный электронный блок управления экскаватором с жидкокристаллическим монитором.

Вместе с тем в стандартной комплектации ЧЕТРА Т11 и ЧЕТРА ЭГП 230 подключаются к системе онлайн-мониторинга работающей техники, которая позволяет при наличии доступа в интернет в режиме реального времени следить за местонахождением каждой машины ЧЕТРА в техническом парке компании-потребителя, расходом топлива, состоянием аварийных датчиков, временем наработки и т. д. Информацию о состоянии техники собирает и передает бортовое навигационно-связное оборудование ГЛОНАСС/GPS, установленное на всей технике ЧЕТРА.

ПРЕЗЕНТАЦИЯ ВЕЗДЕХОДНЫХ КАРАВАНОВ ЧЕТРА В АРХАНГЕЛЬСКЕ

На Втором международном форуме "Арктические проекты — сегодня и завтра", прошедшем в Архангельске, специалисты компании "ЧЕТРА-Промышленные машины" рассказали о возможностях и преимуществах использования вездеходной техники ЧЕТРА при освоении территорий Крайнего Севера России.

В Арктике, богатом природными ресурсами регионе, практически отсутствует транспортная инфраструктура, и поэтому существует острая потребность в специальном надежном транспорте, удовлетворить которую как раз может проект "ЧЕТРА-Караван", недавно получивший премию Международного конкурса научных, научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие и освоение Арктики и континентального шельфа.

Так, сформированные из трех вездеходов ЧЕТРА ТМ140, караваны техники способны создать надежное ежедневное транспортное сообщение в северных регионах РФ: вне зависимости от погодных условий транспортировать людей, продовольствие и медикаменты даже на самые отдаленные территории, а также удовлетворять потребности населения в энергетических, транспортных и технических ресурсах и даже способствовать развитию туризма в Арктике.

Грузоподъемность такого каравана составит 12 тонн при сохранении плавучести каждого вездехода. Оснащенные двигателями ЯМЗ мощностью 250 л. с., вездеходы ЧЕТРА могут преодолевать уклоны и подъемы крутизной до 30 градусов, а дорожный просвет в 450 мм и гусеницы шириной 800 мм обеспечивают машинам высокую проходимость.

Вездеход ЧЕТРА ТМ140 с пассажирским модулем способен перевозить до восьми человек в комфортных условиях. Благодаря изолированному моторному и трансмиссионному отсекам в модуле вездехода уровень звука и вибрации не выше, чем в обычном автобусе, а наличие спальных мест гарантирует пассажирам полноценный отдых. Кроме того, машина оснащена современными системами обеспечения микроклимата, расположенными как в кабине оператора, так и в пассажирском модуле.

Помимо транспортировки людей, вездеходные караваны ЧЕТРА могут стать платформой для установки специального технологического оборудования (крано-манипуляторной установки, телескопического подъемника, буровой установки, сварочного оборудования и т. д.) и решать различные производственные задачи даже на удаленных территориях.

Еще одна задача, которую могут решить ЧЕТРА-Караваны — очистка побережья Северного Ледовитого океана от промышленных отходов. Для этого в "ЧЕТРА-ПМ" рекомендуют формировать мусоропе-

рабатывающие вездеходные комплексы, вездеходные караваны для прессования бочек, компрессорные вездеходные комплексы для утилизации отходов и др.

В сентябре этого года началось производство модернизированных вездеходов ЧЕТРА ТМ140, отличающихся еще большей безопасностью и надежностью благодаря усиленной конструкции кабины, дополнительной независимой системе тормозов и обновленной системе предпускового подогрева двигателя.

Вместе с тем обновленный ЧЕТРА ТМ140 удобен в управлении благодаря электрогидравлической системе — оператор выбирает скорость, нажав соответствующую кнопку на системе управления трансмиссии. Опционально каждый вездеход может оснащаться системой навигации — незаменимой в условиях северного климата, когда погода может меняться несколько раз в день, и когда нет дорог общего пользования и обозначений движения.

Кроме того, возможно создание роботизированных вездеходных караванов благодаря опционально устанавливаемой функции "Круиз-контроль": оператор ведет первую машину, тогда как остальные едут за ней на "автопилоте".

В результате, благодаря своим характеристикам и возможностям вездеходные караваны ЧЕТРА производительнее воздушного транспорта: за один рейс вертолет способен перевезти до 4 тонн груза, тогда как вездеходный караван — 12 тонн. Кроме того, по подсчетам экспертов "ЧЕТРА-ПМ", затраты на приобретение вездеходных караванов более чем в восемь раз ниже затрат на приобретение вертолетного транспорта.

БУЛЬДОЗЕР ЧЕТРА Т35 ДЛЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

Бульдозер ЧЕТРА Т35 пополнит технический парк "Промышленной группы "Фосфорит" — крупнейшего производителя фосфорных удобрений и кормовых фосфатов на Северо-Западе России, входящего в состав минерально-химической компании "ЕвроХим".

Машина, которую ПГ "Фосфорит" отгружает официальный дилер ОАО "ЧЕТРА-Промышленные машины" — компания ООО "ГК Гранд-Трактор" — будет заниматься сбором отработанного сырья в одном из карьеров компании.

Напомним, что 62-тонный бульдозер ЧЕТРА Т35 — одна из самых крупных моделей бульдозерной техники бренда. Благодаря передовым конструкторским и технологическим решениям бульдозер имеет большую производительность и успешно работает не только в минерально-химическом комплексе, но и в горнодобывающей промышленности, выполняя тяжелую землеройную работу, а также разрабатывая мерзлые и скальные грунты. Вместе с тем ЧЕТРА Т35 с успехом эксплуатируются в промышленном, нефтегазовом и гидротехническом строительстве.

Повышенные тяговые свойства при тяжелых бульдозерно-рыхлительных работах машине обеспечивает использование экономичных дизелей: ЯМЗ-850.10 мощностью 520 л. с. Ярославского моторного завода, а также, по выбору клиента, двигателей QSK-19 или KTTA-19 мощностью 490 л. с. фирмы Cummins.

ЧЕТРА Т35 также имеет модульную конструкцию всех узлов и систем: трансмиссии, ходовой системы, рабочего оборудования, системы охлаждения трактора, кабины и управления трактором. Такое конструкторское решение делает техническое обслуживание бульдозера простым: для проверки и дозаправки всех систем промышленного трактора все узлы силовой передачи можно снимать отдельными модулями.

При этом бульдозер ЧЕТРА Т35 универсален и многофункционален благодаря возможности установки различного типа отвалов: полусферического, сферического и прямого.

Трехточечная полужесткая подвеска с вынесенной осью качания тележек обеспечивает ЧЕТРА Т35 высокие тягово-сцепные свойства, уменьшение ударных нагрузок на ходовую систему, и, следовательно, улучшение условий труда для оператора.

Кабину бульдозера ЧЕТРА Т35 отличает эргономичный дизайн и большая обзорность, что также гарантирует комфортные условия для работы оператора. Гидроопоры Simrit (Германия) обеспечивают низкий уровень вибрации в кабине, а двойной стеклопакет — минимальный уровень шума. Регулируемое сидение (с дополнительным подрессориванием) обеспечивает удобное исполнение рабочего места.

Быстро разогреть дизель и топливо, а также обогреть кабину во время эксплуатации машины помогает обогреватель XEROS, в котором также циркулирует жидкость системы охлаждения дизеля. Перед запуском дизеля кабину трактора обогревает независимый отопитель AIRTRONIC.

Пресс-служба компании "ЧЕТРА"

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Kozlovskiy V. N., Debelov V. V., Pianoff M. A., Ivanov V. V.* Results and prospects of development of electrical and electronic control systems for engines in passenger cars.
The paper analyzes the development of electrical and electronic control systems for automobiles.
Article is executed within work on the Russian President's grant on support of young scientists — doctors of science on 2014-2015gg, MD-2782.2014.8.
Keywords: electrical and electronic vehicle controls, engine control.

8 *Lyandenbursky V. V., Nefyodov M. V., Kuchin I. V., Fedoskov A. V.* Improvement of the built-in system of diagnosing of coupling of trucks.
One of the most promising ways to increase the probability of failure-free operation of the vehicles is the use of embedded diagnostics of cars. Use the built-in diagnostic system for trucking companies, allows you to optimize the transport process and to reduce the downtime of vehicles, in particular the amount of downtime on the clutch cars.
Keywords: car, clutch position sensor, built-in diagnostics, maintenance.

11 *Blinov Y. I.* On fundamentals of creating of dynamic theory of complex structural mechanic systems. energy of motorcar (fuel economy).
Energy characteristics mobile and other complex-structural mechanic systems can be studied on the basis of the energy balance, which is attributable to 3-D dynamic model of interconnected oscillation engine-transmission facility and suspension.
***Keywords*:** principle of objective reality, system, dynamic, spatiality, energy, balance.

23 *Markov V. A., Shumovsky V. A., Akimov V. S.* Water fuel emulsions — fuels for diesels.
The possibility of using water-fuel emulsions as a fuel for diesel engines is considered. The design of an emulsifying device used for producing water-fuel emulsions is presented. The analysis of chemical-physical characteristics of the examined emulsions is carried out. The results of experimental research on a D-245.12C diesel engine are demonstrated, with the engine running on diesel fuel and water-fuel emulsions with different percentage of water and fuel. Computational analysis for fuel supply process in the diesel engine running on water-fuel emulsion is carried out.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, water-fuel emulsion, fuel injection process, spraying, mixture forming, sprayer.

30 *Podhalyuzina V. A., Ipatov A. A.* Russian transport in the word integration into the international transport system.
The article deals with a brief history of the Russian transport, examines the state of the Russian economy at the end of 2014, and the estimated location of Transport of the Russian economy.
Keywords: transport, Russia's economy, the history of transport.

33 *Akchurin H. I.* Research of heat exchange of a working body and use of warmth depending on extent of compression.
As a result of the conducted settlement and theoretical researches with various extent of compression with use of experimental data it is defined not only change of efficiency of warmth in в.м.т. υZ and at the end of expansion υb, and also indicators of polytropes of compression of nc and np. Relative change of losses of warmth in cylinder walls at compression of gas mixture is established $\upsilon s/\upsilon sn$ from relative change of its density at the end of compression.
Keywords: losses of warmth in cylinder walls, extent of compression, warmth efficiency in в.м.т. and at the end of expansion, coefficient of excess of air, a warmth share from warmth of combustion, indicator and effective efficiency, the maximum temperature and pressure of combustion, density of gas mixture, indicators of polytropes of compression and expansion.

36 *Shapovalov V. V., Scherbak P. N., Dubovik E. A.* The generalized criterion of estimation of competitiveness of the enterprise servis the type of services provided.
It is proposed to use the integral adequacy ratio for the evaluation of competitive enterprise service (PAS) on the base of fuzzy information specific criteria for determining the shared introduction multiplicative metersaverage convolution operator on the set of criteria. In the end, the statistical data about the successful functioning of a car companies.
Keywords: enterprise service, sufficiency, competitiveness, criterion, type of service.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 12.05.2015. Подписано в печать 25.06.2015. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**