ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ",
АНО "НИЦ РУСАЕН"

№ 11 • ноябрь • 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.24: 656.078.8

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КАК ИНСТРУМЕНТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СТРАТЕГИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬЮ РОССИЙСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. экон. наук **В.А. НЕВЕЛЕВ**
Институт мировой экономики (499. 796-53-30)

Рассматриваются пути совершенствования стратегического управления конкурентоспособностью российских автомобилей, основанные на внедрении в их производство инновационных технологий.

***Ключевые слова**: совершенствование, стратегическое управление, конкурентоспособность, российские автомобили, производство, инновационные технологии.*

Nevelev V.A.
INNOVATIVE TECHNOLOGIES AS AN INSTRUMENT OF IMPROVING STRATEGIC MANAGEMENT OF COMPETITIVENESS OF RUSSIAN AUTOMOBILES

The paper considers the ways of improving strategic management of Russian cars competitiveness introducing innovative technologies in its production process.

***Keywords:** improving, strategic management, competitiveness, Russian cars, production process, innovative technologies.*

Повышение уровня конкурентоспособности отечественных автотранспортных средств (АТС) — одна из основных задач, поставленных в "Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года". Для ее решения, очевидно, необходимо знать факторы, которыми этот уровень определяется. А они, в основном, известны.

Российские и зарубежные ученые-экономисты предложили формулу, не только перечисляющую их, но и показывающую взаимосвязь между ними [1, 2]:

$$\overline{C}_a^m = \frac{\overline{Q}_a^m}{\overline{P}_a^m} = \frac{\sum\limits_{i_a=1}^{l} \overline{q}_{i_a}^m n_a^m}{\overline{p}_{j_a}^m}.$$

В этой формуле: $\overline{C}_a^m$ — среднегодовой уровень конкурентоспособности автомобилей в t-м году периода стратегического управления, ед./руб.; $\overline{Q}_a^m$ — среднегодовой интегральный показатель качества автомобилей (эксплуатационной безопасности, надежности, пробега, топливной экономичности и экологической безопасности) автомобилей в том же году, ед.; $\overline{P}_a^m$ — среднегодовой уровень сопоставимых цен автомобилей в том же году, тыс. руб.; $\overline{q}_{i_a}^m$ — среднегодовой уровень одного из качественных параметров конкурентоспособности автомобилей в том же году, ед.; n_a^m — парк автомобилей в том же году, ед.; $\overline{p}_{j_a}^m$ — среднегодовой уровень ценового параметра конкурентоспособности автомобилей в том же году, руб. (в сопоставимых ценах); l — число качественных параметров конкурентоспособности автомобилей.

Очевидно, что главный с рассматриваемой точки зрения фактор этой формулы — уровень выбранного качественного параметра ($\overline{q}_{i_a}^m$) сравниваемых АТС. И, чтобы достоверно оценить тенденции изменения этого уровня и обосновать необходимость таких критериев оценки и их значимости, автор статьи, воспользовавшись рекомендациями Института народнохозяйственного прогнозирования (ИНП) РАН [3], установил, что число таких критериев равно восьми, а их доли в общем уровне конкурентоспособности, принятом за 100 %, следующие: базовая рыночная цена автомобиля — 50 %; страховая премия — 5; стоимость страхового полиса — 2; снижение рыночной цены автомобиля на вторичном рынке через три года эксплуатации — 10; средняя стоимость нормо-часа кузовного ремонта автомобиля — 9; ориентировочные затраты на кузовной ремонт автомобиля средней стоимости — 13; стоимость дополнительного оборудования для приведения автомобиля к тождественной комплектации — 8 и стоимость гарантии завода-изготовителя — 3 %.

Как видим, уровень конкурентоспособности АТС, в основном, связан с технологиями их производства и

эксплуатации. Это означает, что управление конкурентоспособностью российских автомобилей — это управление данными технологиями, в точнее — внедрение инновационных технологий. Причем оценивать инновационные технологии можно не только по их физическим характеристикам (оборудование, материалы, организация производства), но и по стоимостным параметрам, т. е. по перечисленным выше критериям. И если по ним оценивать различные модели АТС, то это и будет уравнение их конкурентоспособности.

Автор выполнил такую оценку для трех моделей легковых автомобилей — "Хёндэ Акцент", "Фольксваген Пассат" и ВАЗ-2112. При этом он исходил из следующих предпосылок: цены на иномарки — конкуренты автомобиля ВАЗ в долларовом выражении за период 2005...2012 гг. изменялись незначительно; ставки страхового полиса и страховые премии были практически постоянными; стоимость ремонта и гарантий в отношении иномарок тоже изменялась незначительно; среднегодовой гарантийный пробег автомобилей ВАЗ к 2020 г., по оценке автора, может возрасти до 50 тыс. км.

При определении уровня конкурентоспособности перечисленных автомобилей автор использовал балльные оценки. Так, если взять первый из перечисленных выше критериев — цену автомобиля, то у ВАЗ-2112 она была равна 8377 долл. США, южнокорейского "Хёндэ Акцент" — 11 тыс. долл. США, немецкого "Фольксваген Пассат" — 12 тыс. долл. США. Исходя из ценовых характеристик этих моделей, автомобили ВАЗ можно оценить в 1 балл, автомобили "Хёндэ" — в 1, 31 балла, а "Фольксваген" — в 1,43 балла. Иначе говоря, если исходить из цены, то автомобиль ВАЗ-2112 — самый привлекательный для потребителя.

При дальнейшем исследовании можно получить средний балл, учитывающий влияние других критериев конкурентоспособности рассматриваемых моделей. То есть, определить уровень конкурентоспособности каждой из них. Что автор и сделал. В результате были получены следующие данные: автомобиль ВАЗ-2112 — 1,47 балла, "Хёндэ Акцент" — 1,43 балла, подержанный (семь лет эксплуатации) "Фольксваген Пассат" — 2,35 балла. Следовательно, на первое место вышел южно-корейский автомобиль, на второе — ВАЗ-2112 и на третье — немецкий автомобиль.

Из сказанного можно сделать вывод: роста цен автомобиля ВАЗ-2112 допускать нельзя: это сразу снизит его конкурентоспособность. Однако такой вывод не совсем корректен. Рост цен даст ВАЗу средства, а значит, будет стимулировать техническое совершенствование автомобилей на инновационной основе, что должно способствовать повышению уровня их конкурентоспособности.

Указанное выше, естественно, справедливо не только в отношении автомобилей ВАЗ, но и для всех российских автомобилей. Дело в том, что положение их производителей в настоящее время, прямо скажем, незавидное: производственный аппарат изношен, источники инвестиций ограничены, объемы выпуска моделей невелики, уровень внедрения новых технологических платформ и персонального управления производством крайне низкий. Например, индикатор среднего уровня производства автомобилей на одну технологическую платформу в России в настоящее время существенно меньше аналогичного показателя в странах с развитой рыночной экономикой: в США, Великобритании, Франции, Испании и Южной Корее он в среднем составляет 119 тыс. ед. в год, в Китае и Бразилии — около 61 тыс., а в России — лишь 27 тыс. ед. в год. А о количестве технологических инноваций даже говорить не приходится: они если и приходят, то из-за рубежа, а значит, только перестав быть там инновациями. Между тем совершенно очевидно, что технологическая отсталость России в области развития производства автомобилей может быть преодолена лишь в результате внедрения именно инновационных технологий. Чтобы это, наконец, стало понятно всем, в число показателей отечественной статистики и стратегического планирования целесообразно добавить индикатор "инновационность технологий производства". Этот показатель, рекомендованный авторами работы [4], применительно к производству автомобилей целесообразно определять по формуле:

$$Y_{it_a}^m = \frac{V_{it_a}^m}{V_a^m},$$

где $Y_{it_a}^m$ — уровень инновационности технологий производства автомобилей в m-м году периода стратегического управления, ед.; $V_{it_a}^m$ — объем производства технологически инновационных автомобилей в том же году, млн руб. (в сопоставимых ценах); V_a^m — объем валовой добавленной стоимости производства автомобилей в том же году, млн руб. (в сопоставимых ценах).

Количественная оценка совершенствования стратегического управления конкурентоспособностью российских автомобилей на основе внедрения инновационных технологий может быть представлена следующей формулой:

$$i_{t_a}^m = \frac{Y_{t_a}^m}{\overline{C}_a^m} = \frac{V_{it_a}^m}{V_a^m} \times \frac{\overline{P}_a^m}{\overline{K}_a^m}$$

($i_{t_a}^m$ — количественная оценка совершенствования стратегического управления конкурентоспособностью автомобилей на основе внедрения инновационных технологий в m-м году периода стратегического управления, руб. (в сопоставимых ценах); $Y_{t_a}^m$ — уровень технологической инновационности автомобилей в том же году периода стратегического управления, ед.; $\overline{C}_a^m$ — средний уровень конкурентоспособности автомобилей в том же году периода стратегического управления, ед./руб.)

Рассмотренные выше методические положения были частично апробированы автором в Московском государственном техническом университете "МАМИ"

(ныне Университет машиностроения) на проходившей там в 2012 г. Международной научно-технической конференции по проблеме "Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовки кадров", что нашло свое отражение и в научных трудах Института экономики РАН. Они могут быть также использованы и в Министерстве промышленности и торговли Российской Федерации, а также другими заинтересованными организациями при реализации "Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года".

Таким образом, совершенствование стратегического управления предполагает повышение среднего уровня конкурентоспособности российских автомобилей на основе внедрения новейших технологий их производства и эксплуатации. Этот уровень может быть определен исходя из соотношения среднего интегрального показателя качества автомобилей и среднего уровня цен автомобилей.

Литература

1. Сорокина Г.П. Конкурентоспособность в автомобильной промышленности. В кн.: От инноваций и технопарков до конкурентоспособности предприятий / Под науч. ред. В.И. Кравцовой. М.: ИПЦ "Глобус", 2005. — С. 206...263.
2. Портер М. Конкуренция: пер. с англ. М.: Издательский дом "Вильямс", 2005.
3. Стратегия развития автомобильной промышленности России (анализ альтернатив и обоснование политики). М.: ИНП РАН, 2005.
4. Ивантер В.В., Комков Н.И. Перспективы и условия инновационно-технологического развития экономики России // Проблемы прогнозирования. 2007. № 3. С. 3...20.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113.001

ФОРМИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Д-р техн. наук **А.А. РЕВИН,** канд. техн. наук **В.Г. ДЫГАЛО**
Волгоградский ГТУ (844. 224-84-68)

Рассмотрена возможность формирования основных эксплуатационных свойств колесной машины с АБС в режиме торможения за счет выбора структуры управления тормозами (схемы установки).

Ключевые слова: *автотранспортное средство, антиблокировочная тормозная система (АБС), схема установки, проектирование, виртуально-физическое моделирование.*

Revin A.A., Dygalo V.G.

THE FORMATION OF THE MAIN PERFORMANCE PROPERTIES WHEEL CAR IN BRAKING MODE

The possibility of formation of the main performance properties wheel car with ABS braking mode, through the choice of structure of the brake control (diagram of the apparatus).

Keywords: *vehicle, anti-lock braking system (ABS), diagram of the apparatus, design, virtual-physically based modeling.*

В задачу конструктора при проектировании АТС входит формирование всех его эксплуатационных свойств на различных режимах движения. В том числе такого, как способность обеспечивать наибольшее для данных дорожных условий замедление при торможении, т. е. максимальные (или близкие к ним) тормозные силы на колесах. Но известно, что тормозная динамичность, а также устойчивость и управляемость находятся в противоположных, с точки зрения реализованного относительного проскальзывания колеса, условиях: улучшение тормозной динамичности за счет изменения относительного проскальзывания приводит к ухудшению устойчивости и управляемости. И наоборот. Следовательно, перед конструктором возникает задача поиска обоснованного компромисса, который, как правило, сводится к следующему: чтобы обеспечить требуемую устойчивость и управляемость АТС, приходится жертвовать тормозной динамичностью.

В связи с этим возникает вопрос: в каких пределах и насколько эта жертва будет обоснована (без сохранения устойчивости нет смысла говорить о тормозной динамичности)? Ответ на него и есть главная задача формирования эксплуатационных свойств АТС. Правда, она несколько облегчается тем, что допустимый предел снижения тормозной динамичности, по сравнению с максимально возможным, известен: он регламентируется приложением № 2 к Постановлению Правительства РФ № 720 от 10.09.2009 г. и составляет 75 %. Тем не менее в этот предел необходимо уложиться. И такую возможность современные автоматизированные тормозные системы конструктору дают: они позволяют оптимально использовать $\varphi(S)$-диаграмму и осуществлять затормаживание колес автомобиля в области экстремума, тем самым обеспечивая способность колеса воспринимать боковую реакцию без скольжения и одновременно реализовать максимальное значение коэффициента сцепления в продольном направлении.

Однако проблемы все-таки есть. И одна из них — обеспечить минимальную неравномерность торможения колес по бортам, приводящую к появлению действующего в горизонтальной плоскости поворачивающего момента. Причем как по техническим причинам, обусловливающим неравномерность действия тормозных механизмов, так и по условиям движения (поперечная неравномерность коэффициента сцепления колеса с поверхностью дороги).

Решается эта проблема за счет использования различных структур управления тормозными моментами на колесах АТС (IR, SLL, SLH и др.), в том числе структур гибких (MIR), а также учета возможностей водителя по коррекции направления движения АТС [1]. Но при этом необходимо помнить, что заложенные при проектировании для обычных режимов движения АТС

устойчивость и управляемость могут существенно измениться в режиме торможения. Причина тому — изменение поворачиваемости при реализации различных структур управления тормозами на колесах одноименных осей АТС.

Так, проведенные авторами исследования показали, что использование зависимой низкопороговой структуры управления (SLL) способствует большей реализации коэффициента сопротивления боковому уводу и, следовательно, меньшему результирующему углу увода колес оси. При этом снижается доля этой оси в обеспечении тормозной динамичности АТС в целом. Применение же полярной по свойствам независимой структуры управления (IR), наоборот, способствует наивысшей (в соответствии с качеством алгоритма функционирования) тормозной динамичности, но уменьшает коэффициент сопротивления уводу, что ведет к росту реализованного угла увода на колесах.

Таким образом, выбор структуры управления на отдельных осях АТС (особенно у многоосных автомобилей и автопоездов) позволяет при проектировании реализовать требуемую поворачиваемость и сформировать его эксплуатационные свойства в режиме торможения. Более того, исследования показали, что практически одни и те же эксплуатационные свойства могут быть достигнуты при существенно меньшем числе элементов автоматизированной системы, чем это принято считать. А это — положительный экономический аспект, который особенно ощутим в случае многоосных автомобилей и автопоездов.

Однако этими резервами производители АТС пользуются не всегда. Например, они, как правило, задачу оснащения своих АТС антиблокировочной (АБС) и противобуксировочной (ЕСП) системами, а также выбор структуры управления тормозами на осях поручают подрядчикам — производителям этих систем. Что, на взгляд авторов, является принципиальной ошибкой, поскольку последние основное внимание уделяют алгоритму функционирования автоматической системы на колесе, но не учитывают особенности эксплуатации АТС и требуемые, по мнению конструктора, эксплуатационные его свойства в режиме торможения. Результат — недоиспользование потенциальных возможностей АТС или излишняя ее перегрузка элементами автоматики.

Вывод: выбор структуры управления АБС на осях АТС с целью формирования его эксплуатационных свойств в режиме торможения — исключительно задача АТС. Производитель же, скажем, той же АБС должен обеспечить требуемые, по мнению конструктора, характеристики затормаживания колеса (способность поддержания экстремума $\varphi(S)$-диаграммы и диапазона изменения относительного проскальзывания в процессе регулирования). Что, в первую очередь, обеспечивается эффективностью реализованного алгоритма функционирования АБС и характеристиками модулятора.

Какими же средствами располагает конструктор для решения задачи формирования эксплуатационных свойств АТС в режиме торможения, если каждый выезд на автополигон (по требованиям стандарта испытания могут проводиться в строго определенных условиях) (и) сопряжен(ы) с существенными временными и материальными потерями, а зачастую также с поздним устранением ошибок на ранних стадиях проектирования? Безусловно, таким инструментом является математическое моделирование. Однако при решении такой конкретной задачи, как показывает практика, моделирование процессов течения рабочего тела по тормозным магистралям и в каналах модулятора довольно сложно. Например, при описании этих процессов необходимо точно знать значения достаточ-

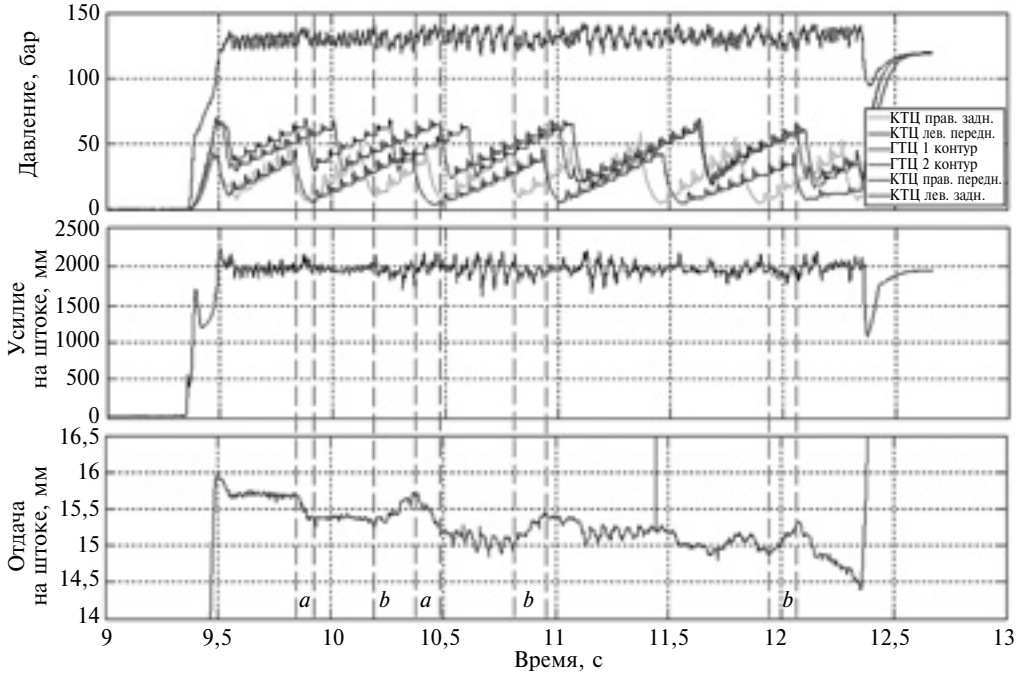


Рис. 1. Осциллограммы работы гидроагрегатов тормозной системы при экстренном торможении АТС по прямой со скоростью 100 км/ч по дороге с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления:

1, 2 — правый и левый задний колесные тормозные цилиндры; *3, 4* — правый и левый задний колесные тормозные цилиндры; *5, 6* — правый и второй контуры главного тормозного цилиндра

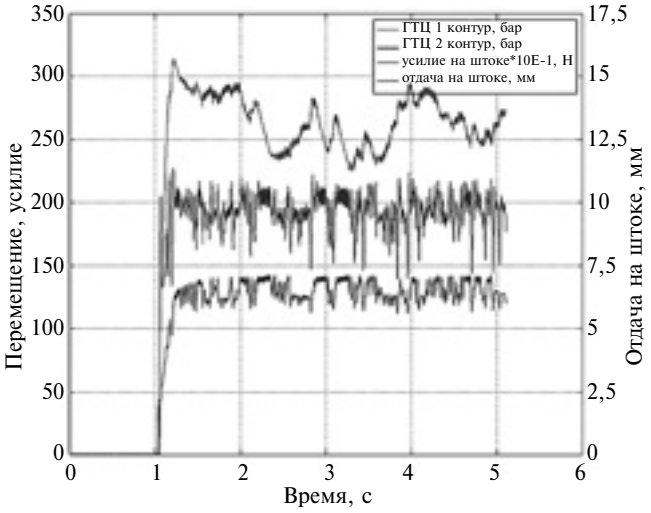


Рис. 2. Результаты полигонных испытаний (Baloccо FIAT Group) экстренного торможения по прямой со 100 км/ч на дороге с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления (μ = 0,9/0,45)

но большого числа конкретных параметров элементов магистралей. Что, в общем-то, нереально. Ведь даже незначительные отклонения параметров, неизбежные в силу наличия технологических допусков на изготовление каналов и клапанов модулятора, могут существенно сказаться на точности описания процессов течения рабочего тела по тормозным магистралям.

Выход из создавшегося положения состоит в замене наиболее трудно моделируемых элементов тормозного привода реальными объектами (включая и опытный образец). Это — виртуально-физические технологии моделирования, реализуемые с помощью так называемых комплексных моделирующих установок. Они успешно применяются как для частных решений совершенствования алгоритма управления на основе моделей класса "колесо", так и для обоснования структуры управления тормозами АТС в целом (модели класса "шасси") и даже при участии водителя-оператора [1] или его аналога (модели класса "шасси плюс водитель") [2].

Пример реализации таких установок применительно к легковому автомобилю "Альфа Ромео 157" фирмы ФИАТ и полученные осциллограммы процесса затормаживания колес легкового автомобиля с АБС в качестве примера показаны на рис. 1 и 2.

Подводя итог сказанному выше, можно сделать следующие выводы.

1. Основные эксплуатационные свойства АТС в режиме торможения могут и должны формироваться с помощью структуры управления тормозами (схемы установки).

2. Задачу формирования основных эксплуатационных свойств АТС в режиме торможения должен решать его разработчик, а не поставщик элементов автоматики.

3. Для существенного сокращения времени проектирования тормозной автоматизированной системы АТС автозавод должен располагать современным стендовым оборудованием, использующим виртуально-физическую технологию моделирования и позволяющим проводить испытания автоматизированной тормозной системы по альтернативной методике (принята с 2016 г.) в условиях, максимально приближенных к реальным.

Литература

1. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / А.А. Ревин; ВолгГТУ. — Волгоград: РПК "Политехник", 2002. — 372 с.
2. Дыгало В.Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин. — М.: Машиностроение, 2012. — 387 с.

УДК 621.431.73

КОЛИЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА W12[1]

Канд. техн. наук **В.В. ГУСАРОВ, И.И. КИРИЛОЧКИН, Д.А. ТУМАНЯН**
МГИУ (916. 402-27-79)

Авторы выполнили программный анализ уравновешенности ДВС типа W12 с разными углами δ и γ. Для каждого варианта (анализировали 20 вариантов) задавали схему КШМ, при которой обеспечивалось равномерное чередование рабочих ходов. Необходимые углы расклинки кривошипов определялись величинами углов ν и μ (см. рис. 2, *а*). Во всех рассмотренных вариантах неуравновешенным являлся момент ΣM_j от сил инерции первого и второго порядков, а также реактивный крутящий момент $M_р$, возмущения которого зависят от режимов работы ДВС, но при равномерном чередовании рабочих ходов не зависят от углов развала.

Для каждого варианта определяли параметры нащёчных противовесов, обеспечивающие оптимальное частичное уравновешивание момента первого порядка центробежным моментом, затем с учетом такого уравновешивания находили значения безразмерного максимального импульса возмущения $L_{Mjб\,р}$ от действия результирующего инерционного момента ВПДМ (табл. 2).

Как видим, при нулевом угле развала цилиндров (δ = 0) этот ДВС можно рассматривать как схему типа V12, где, как известно, обеспечено полное уравновешивание инерционных моментов ($L_{Mjб\,р} = 0$) при любом угле γ развала блока цилиндра. При других же значениях угла δ наблюдается практически линейное увеличение возмущения по мере роста этого угла и нелинейное — от угла γ.

С учётом характера зависимости возмущений от величин углов развала, приведённых в табл. 2, в качестве регрессионной модели оценки безразмерных импульсов возмущений была выбрана модель, соответствующая формуле № 6. Значения ее коэффициентов, определенные по данным табл. 2 методами матричной алгебры, были следующими: $b_1 = -0{,}0045158$; $b_2 = 0{,}0792757$; $b_3 = 0{,}0001715$; $b_4 = -0{,}0005830$; $b_5 = -0{,}0000013$.

Формула № 6 позволяет по величине безразмерного импульса возмущения ($L_{Mjб\,р}$, рад.) количествен-

[1] Окончание. Начало см. АП, 2014, № 10.

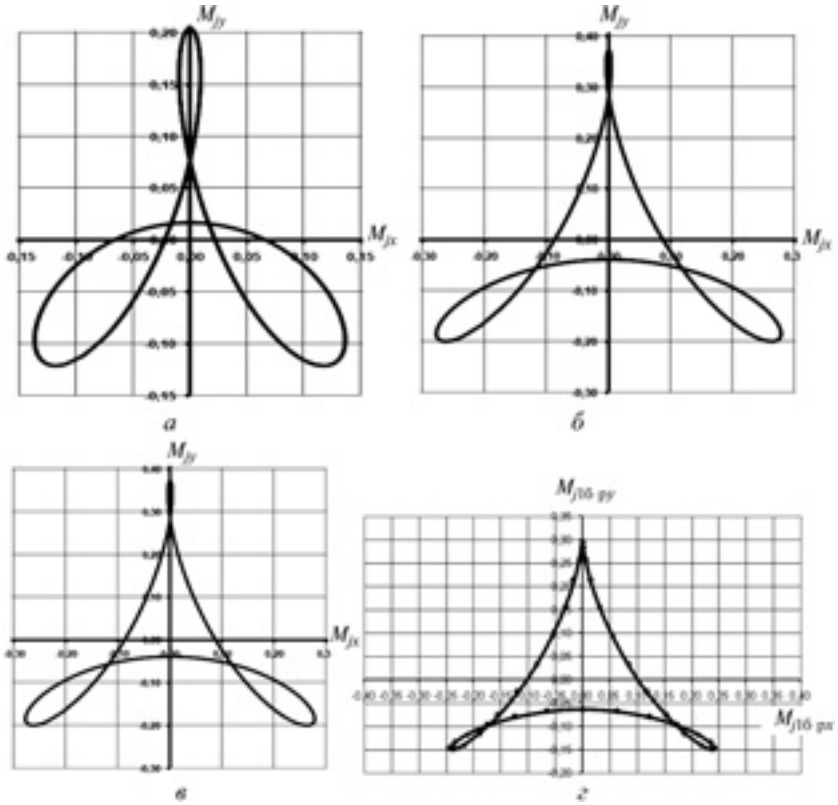


Рис. 4. Годографы безразмерных результирующих моментов сил инерции первого и второго порядков для разных вариантов двигателей типа W12 при γ = 90°, δ = 12° (а); γ = 80°, δ = 20° (б); γ = 60°, δ = 20° (в), γ = 72°, δ = 15° (г)

но оценить неуравновешенность, обусловленную действием инерционных моментов в ДВС типа W12 при любых углах γ и δ, задаваемых в градусах с погрешностью не более 0,5 % во всем исследованном диапазоне.

Таблица 2

Угол δ развала цилиндров в блоке, град.	Значения безразмерных импульсов возмущений $L_{Mj\text{б р}}$, рад., от действия инерционного момента ВПДМ ΣM_j при угле γ развала блоков цилиндров, град.			
	60	70	80	90
0	0	0	0	0
12	0,634	0,465	0,393	0,323
16	0,711	0,619	0,523	0,431
20	0,887	0,772	0,653	0,537
24	1,062	0,924	0,782	0,643

Годографы безразмерных результирующих моментов от сил инерции $\Sigma M_{j\text{б р}}$ (после частичного уравновешивания нащечными противовесами) для некоторых вариантов ДВС типа W12 с разными углами развала цилиндров, построенные с использованием разработанной программы, показаны на рис. 4.

Авторы сравнили также неуравновешенности рассматриваемого ДВС, обусловленные действием реактивного крутящего момента $M_\text{р}$ и результирующего инерционного ΣM_j. Для этого программным способом определялись значения импульсов $L_{M\text{р}}$ возмущений от действий реактивного крутящего момента при равномерном чередовании рабочих ходов и нагрузках, соответствующих значениям среднего индикаторного давления при нагрузке 100 % ($L_{M\text{р }100}$) и нагрузке 60 % ($L_{M\text{р }60}$) на разных частотах вращения коленчатого вала. Размерные (Н · мс) значения импульсов возмущения от действия результирующего неуравновешенного момента сил инерции L_{Mj} на этих же режимах нашли, задав значения массогабаритных параметров КШМ аналогичными ДВС "Фольксваген W12".

Таблица 3

Импульс возмущения, Н · мс	Максимальное значение импульса, Н · мс, при $n_\text{дв}$, мин$^{-1}$								
	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500
L_{Mj}	0,286	0,381	0,477	0,572	0,667	0,763	0,858	0,953	1,049
$L_{M\text{р }100}$	0,382	0,287	0,229	0,191	0,164	0,143	0,128	0,115	0,104
$L_{M\text{р }60}$	0,256	0,192	0,153	0,128	0,110	0,096	0,085	0,077	0,070

Итоги этих исследований приведены в табл. 3.

Как видно из таблицы, возмущение от реактивного крутящего момента $M_\text{р}$ больше, чем от момента ΣM_j сил инерции только при небольших (до 2000 мин$^{-1}$) частотах вращения коленчатого вала. Кроме того, кривая реактивного крутящего момента по углу поворота коленчатого вала, т. е. $M_\text{р} = f(\varphi)$, с увеличением этой частоты меняется мало. И импульс возмущения от данного момента за период уменьшается (сокращается время его действия за период). В то же время момент от сил инерции возрастает пропорционально квадрату частоты вращения коленчатого вала, поэтому импульс его момента за период тоже возрастает, несмотря на линейное уменьшение времени его действия. Если же говорить в целом, то уравновешенность рассматриваемого двигателя как от действия реактивного крутящего момента, так и от момента сил инерции достаточно высокая, что связано с весьма равномерным протеканием кривой крутящего момента (обусловлено большим числом цилиндров) и небольшими возмущениями от моментов сил инерции вращательно-поступательно движущихся масс.

Таким образом, можно считать доказанным, что в двигателях типа W12 при любых, не равных нулю углах развала цилиндров в блоке, момент от сил инерции ВПДМ КШМ не уравновешен, а величина и характер действия этого момента определяются углами развала цилиндров. Степень и характер этой неуравновешенности позволяет определить разработанная авторами программа, а существенно снизить ее в 3 раза можно с помощью нащечных противовесов коленчатого вала без применения балансирного вала.

УДК 62-69; 621.01

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАТОРОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Канд. техн. наук **В.А. РАКОВ**
Вологодский ГУ (911. 502-15-86)

Представлены результаты математического моделирования работы теплообменной системы ДВС до и после установки рекуператора тепловой энергии.

Ключевые слова: *рекуперация тепловой энергии, теплообмен, подогрев двигателя, теплообменник, математическая модель, системный анализ.*

Rakov V.A.

MATHEMATICAL MODELING OF THE RECUPERATOR HEAT IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

The paper the results of mathematical modeling of the heat recovery heat exchanger system before and after the heat exchanger are presented.

Keywords: *recovery of thermal energy, heat, engine heater, heat exchanger, mathematical model, system analysis.*

Известно, что только 32 % (в лучшем случае) энергии сгораемого в ДВС топлива расходуется на полезную механическую работу, 28 — отводится системой охлаждения и 40 % — выбрасываются с отработавшими газами в атмосферу. Поэтому идея использования этой бесполезно теряемой энергии давно владеет специалистами. И надо сказать, в этом направлении кое-что уже сделано. Наиболее известный пример — турбокомпрессоры наддувных ДВС: все они работают на энергии отработавших газов. Кроме того, теплоту этих газов аккумулируют в так называемых рекуператорах, а затем подогревают холодный ДВС перед его пуском и салон автобуса перед выездом его на линию и т. п.

Так, некоторые фирмы, в частности, японская "Тойота", уже приступили к выпуску газожидкостных рекуператоров, использующих теплоту отработавших газов для нагрева жидкого носителя. То есть теплообменников поверхностного типа, в которых обмен между греющей и нагреваемой средой осуществляется через разделительную стенку. Учитывая данные обстоятельства, автор предлагаемой вниманию читателей статьи тоже занялся газожидкостными автомобильными рекуператорами для автотранспорта. И в итоге разработал несколько таких устройств (пат. № 120923, РФ).

Работа была начата с моделирования теплообменной системы. В качестве ее физической модели была принята модель, состоящая из трех основных блоков — системы охлаждения ДВС, устройства его прогрева (УПД) и отопителя салона автомобиля. При этом считалось, что система охлаждения в процессе прогрева ДВС принимает (рис. 1) тепловую энергию $Q_{\text{с}}^{\text{ДВС}}$, образующуюся при сгорании топливовоздушной смеси в его цилиндрах, а также энергию $Q_{\text{вых}}^{\text{УПД}}$, накопившуюся в устройстве его прогрева. Причем количество поступающей в систему тепловой энергии зависит от нагрузочного режима двигателя и параметров окружающей среды. Отводится же тепловая энергия из системы охлаждения в виде $Q_{\text{о}}^{\text{ДВС}}$ в окружающую среду через нагретые поверхности, систему выпуска отработавших газов $Q_{\text{ог}}^{\text{ДВС}}$ путем лучистого $Q_{\text{д}}^{\text{л}}$ теплообмена ДВС и через отопитель салона $Q_{\text{от}}$. Таким образом, в УПД на этапе прогрева ДВС происходит теплообмен, характеризующийся поступлением некоторого количества $Q_{\text{вх}}^{\text{УПД}}$ тепловой энергии из системы охлаждения и от отработавших газов $Q_{\text{ог}}^{\text{УПД}}$ и ее отводом в теплоноситель $Q_{\text{вых}}^{\text{УПД}}$. При этом теплообмен, как и любой процесс, сопровождается потерями энергии, связанными с гидромеханическими и тепловыми сопротивлениями в УПД.

В теплообменник отопителя салона тоже поступает некоторое количество $Q_{\text{вх}}^{\text{от}}$ тепловой энергии от двигателя, а некоторое $Q_{\text{вых}}^{\text{УПД}}$ — от УПД. И та и другая энергия в количестве, равном $Q_{\text{от}}$, нагревают воздух, поступающий в салон, а в количестве, равном $Q_{\text{вх}}^{\text{от}}$, — отводится в ДВС.

Интенсивность теплообмена в отопителе зависит от нескольких факторов, наиболее значимые из которых — температура теплоносителя, температура окружающего воздуха и скорость его движения в теплообменнике. Выходным параметром, характеризующим это, является время достижения необходимой температуры, а целевой функцией — минимальное время прогрева теплоносителя в отопителе салона автомобиля, т. е. функцией следующего вида: $t(f_1, ..., f_n) \to \min$.

Соотношение между изменениями температуры жидкости и воздуха (тепловой баланс), очевидно, можно записать в виде формулы:

$$M_1' c_{\text{р}1}(T_{1\,\text{вых}} - T_{1\,\text{вх}}) - M_2' c_{\text{р}2}(T_{2\,\text{вых}} - T_{1\,\text{вх}}) = 0, \quad (1)$$

где M_1', M_2' — массовый расход газового и жидкого теплоносителя; $c_{\text{р}1}$, $c_{\text{р}2}$ — средние удельные теплоемкости этих теплоносителей при постоянном давлении в указанных диапазонах температур; $T_{1\,\text{вых}}$, $T_{2\,\text{вых}}$ — температура газа и жидкости на выходе из теплообменника; $T_{1\,\text{вх}}$, $T_{2\,\text{вх}}$ — температура газа и жидкости на входе в теплообменник. Или в упрощенной форме:

$$C_1 \Delta T_1 - C_2 \Delta T_2 = 0 \quad \text{или} \quad Q_1' - Q_2' = 0, \quad (2)$$

где C_1, C_2 — произведение удельных теплоемкостей на массовые расходы; Q_1', Q_2' — тепловые потоки.

Теплообменник отопителя салона, как и УПД, — далеко не идеальное устройство, т. е. некоторая часть тепловой энергии затрачивается на гидродинамические потери в нем и теплоотдачу в атмосферу через на-

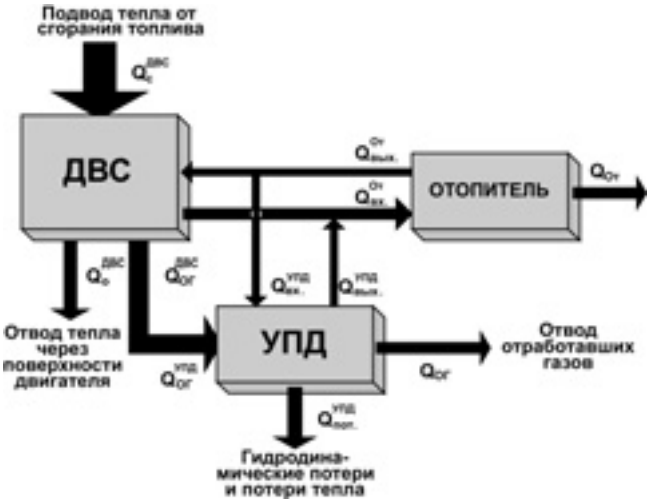


Рис. 1. Схема системы охлаждения ДВС, оснащенной УПД

ружные стенки. Следовательно, уравнение теплового баланса можно записать в виде формулы:

$$Q_{\text{УПД}}^{\text{вх}} - Q_{\text{УПД}}^{\text{вых}} - Q_{\text{П}} = 0.$$

Проинтегрировав это уравнение по времени, получаем:

$$\int (Q_{\text{УПД}}^{\text{вх}} - Q_{\text{УПД}}^{\text{вых}} - Q_{\text{П}})dt = 0.$$

Откуда $Q_{\text{УПД}} = Q_{\text{УПД}}^{\text{вх}} - Q_{\text{П}}$.

Но последнее из уравнений справедливо лишь для стационарного теплообменника с установившейся температурой теплоносителя и материалов, соприкасающихся с ним. В процессе же прогрева ДВС и салона тепловая энергия теплоносителя будет тратиться и на нагрев стенок теплообменника.

Как видим, принятая трехблочность модели вполне оправдана уже хотя бы потому, что каждый из блоков требует отдельного рассмотрения.

Начнем с процесса прогрева ДВС.

Допустим, что температура холодного двигателя равна T. Энергия Q, отводимая от него в этот момент времени, очевидно, равна нулю. После его пуска в систему охлаждения начинает поступать некоторое количество ($Q_{\text{a}i}$) тепловой энергии, которое зависит от количества сгораемого топлива. Ее величину дает формула:

$$Q = \int_{ti-1}^{ti} Q_{\text{c}i}dt = q_{\text{ч}}\rho H_{U_j},$$

где n — число мгновений dt, на которое разбивается время прогрева ДВС; q — расход топлива на время пуска и прогрева ДВС; ρ — плотность топлива; H_U — низшая теплота его сгорания.

Закономерность прогрева ДВС по времени определить достаточно сложно, так как выделяемая им тепловая энергия распределяется неравномерно и зависит от температуры окружающей среды. Однако здесь можно воспользоваться хорошо известными экспериментальными логарифмической или полиномиальной зависимостями температуры T теплоносителя от времени t:

$T = ALn(t) - B$ (при $R^2 = 0{,}986$)

и $t = AT^3 - BT^2 + CT - D$ (при $R^2 = 0{,}998$),

(здесь A, B, C, D — коэффициенты, учитывающие параметры окружающей среды и неравномерность прогрева двигателя).

Поступившая в ДВС тепловая энергия определяется формулой:

$$Q_{\text{ДВС}} = \int_{ti-1}^{ti} (Q_{\text{н}i-1} + Q_{\text{c}i} - Q_{\text{o}i} - Q_{\text{O}mi})dt, \qquad (3)$$

где $Q_{\text{н}i-1}$ — накопленная тепловая энергия; $Q_{\text{c}i}$ — тепловая энергия, поступившая от сгорания топлива; $Q_{\text{o}i}$ — тепловая энергия, отведенная в атмосферу (в данном случае неизвестна); $Q_{\text{O}mi}$ — тепловая энергия, отданная отопителю салона.

Экспериментально-теоретические исследования эффективности применения опытного образца позволяют априорно оценить (смоделировать) процесс работы всей системы после пуска холодного двигателя. Однако такие исследования сопряжены с рядом сложных задач. Первая — необходимость установить зависимость

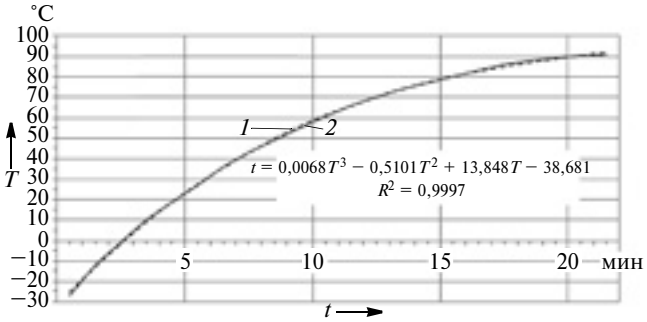


Рис. 2. Теоретическая (1) и фактическая (2) зависимости изменения температуры охлаждающей жидкости двигателя ВАЗ-2111 от времени

температуры охлаждающей жидкости от времени, т. е. зависимость $T_{\text{ож}} = f(t)$; вторая — определить количество тепловой энергии, выделяемой в систему охлаждения ДВС по времени, т. е. зависимость $Q_{\text{д}}^{\text{c}} = f(t)$; третья — найти зависимость количества тепловой энергии, отводимой системой выпуска отработавших газов по времени, т. е. функцию $Q_{\text{д}}^{\text{ОГ}} = f(t)$; четвертая — установить связь между мощностью отопителя салона автомобиля и количеством отводимой им тепловой энергии по времени, т. е. $Q_{\text{O}m} = f(t)$; пятая — то же самое сделать в отношении мощности устройства подогрева двигателя по температуре теплоносителя, т. е. $Q_{\text{УПД}} = f(T)$; шестая — определить характеристики ДВС сразу после его прогрева. Поэтому автор при моделировании процессов прогрева двигателя воспользовался методами математического анализа и статистического вычисления.

Изменение температуры охлаждающей жидкости во время прогрева ДВС зависит, как известно, в первую очередь от его конструктивных особенностей: массы (металлоемкость) и рабочего объема, а также качества утепления подкапотного пространства автомобиля. Сказывается на этом изменении и количество сгораемого топлива, нагрузка, угол опережения зажигания, фазы газораспределения, работа термостата и др. То есть таких факторов много. Из-за чего математическая модель двигателя становится невероятно сложной. В связи с чем ее до сих пор никто не создавал, а следовательно, она и не применялась. Не стал этого делать и автор. Он воспользовался экспериментальной моделью, которая может быть описана экспоненциальной, логарифмической или полиномиальной зависимостью.

Для примера на рис. 2 приведены теоретическая (штриховая кривая) и экспериментальная (сплошная линия) зависимости прогрева двигателя ВАЗ-2111. Из него видно, что сразу после пуска двигателя (он осуществляется при температуре 246 K, или −27 °C) его температура равна температуре окружающей среды. Затем она интенсивно поднимается, потом ее рост замедляется и на 22-й минуте прогрева открывается термостат, т. е. температура охлаждающей жидкости стабилизируется на уровне 366 K (93 °C).

Теперь о количестве тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения.

Как упоминалось выше, в систему охлаждения отводится ~28 % теплоты, выделившейся при сгорании тепловоздушной смеси. Но это, так сказать, средне-

статистический показатель. Чтобы определить его значение для топлива конкретного ДВС, необходимо брать конкретное топливо (в нашем случае Аи-95). Зная его характеристики (плотность и низшую теплотворную способность), найти количество тепловой энергии в системе охлаждения труда не представляет. При низкой температуре охлаждающей жидкости количество сгораемого топлива больше, чем при температуре установившейся, но его можно брать одинаковым, так как количество энергии, отводимой в систему охлаждения, уменьшается и стабилизируется после достижения ДВС рабочей температуры.

Следующий шаг моделирования — определение тепловой мощности отопителя салона и количества забираемой им тепловой энергии.

Мощность отопителя принята максимальной, когда температура охлаждающей жидкости достигнет рабочей и его вентилятор вращается с максимальной частотой. Определить ее можно, сравнив время прогрева ДВС при работе с выключенным и включенным отопителем. Для этого автор ввел понятие удельный показатель количества тепловой энергии, необходимой для повышения температуры охлаждающей жидкости на 1 °С в период до начала открытия термостата (рис. 3). Результаты вычисления характеристики прогрева ДВС с учетом показателя на разных режимах работы отопителя (рис. 4) свидетельствуют: при увеличении интенсивности работы отопителя до 100 % ДВС до рабочей температуры не прогревается. Например, двигатель ВАЗ-2111 прогревается только до температуры 328 К (55 °С), а максимальная тепловая мощность в салоне не превышает 1 кВт, тогда как на полностью прогретом двигателе, работающем на холостом ходу, эта мощность составляет 2,5 кВт, а на режиме максимальной мощности — 5 кВт.

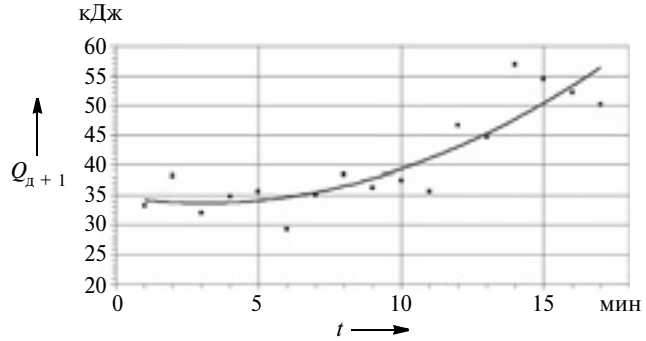


Рис. 3. Зависимость энергии, необходимой для прогрева охлаждающей жидкости двигателя ВАЗ-2111 на 1 °С от времени

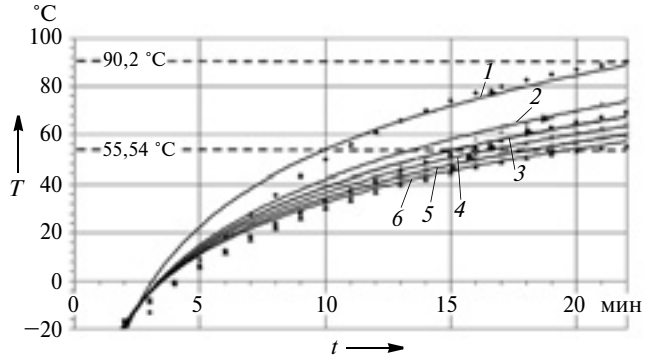


Рис. 4. Зависимость интенсивности повышения температуры охлаждающей жидкости двигателя ВАЗ-2111 от времени и мощности отопителя:

1 — $N_{от}$ = 0 %; *2* — $N_{от}$ = 20 %; *3* — $N_{от}$ = 40 %; *4* — $N_{от}$ = 60 %; *5* — $N_{от}$ = 80 %; *6* — $N_{от}$ = 100 %

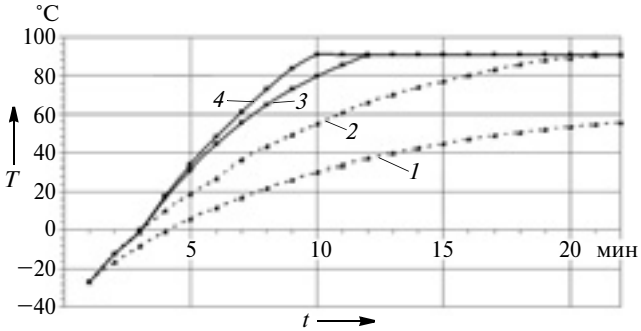


Рис. 5. Интенсивность нагрева охлаждающей жидкости двигателя ВАЗ-2111:

1 — с выключенными УПД и отопителем, работающим на максимальной мощности; *2* — с выключенными УПД и отопителем; *3* — с включенным УПД и отопителем, работающим на максимальной мощности; *4* — с включенным УПД и выключенным отопителем

Мощность устройства подогрева двигателя зависит в первую очередь от температуры отработавших газов. Поэтому сразу после пуска холодного двигателя она очень низкая, поскольку тепловая энергия отработавших газов расходуется большей частью на разогрев деталей выпускной системы. Отдача же энергии охлаждающей жидкости в рекуператор начинается на второй минуте работы ДВС.

Зная эти закономерности, автор вычислил количество энергии, извлеченной из отработавших газов для разогрева охлаждающей жидкости. Затем автор, зная, что КПД преобразования тепловой энергии отработавших газов составляет ~50 %, и используя тот же удельный показатель количества тепловой энергии, необходимой для ее разогрева на 1 °С, нашел закономерность прогрева двигателя с УПД, а также с включенным на разных режимах отопителем. Эту закономерность иллюстрирует рис. 5, который говорит о том, что применение УПД позволяет сократить время прогрева холодного двигателя ВАЗ-2111, запущенного при температуре 248 К (−25 °С) до рабочей температуры с 22 до 10 мин, а при выключенном отопителе дополнительно получать 2,5 кВт тепловой мощности уже на 12-й минуте прогрева.

Таким образом, УПД позволяет значительно уменьшить время прогрева двигателя до рабочей температуры, что улучшает эксплуатационные характеристики транспортных средств, особенно в случае пусков ДВС при низких температурах и частых передвижениях на малые расстояния.

Литература

1. Справочник по теплообменникам: пер. с англ. В 2-х т. Т. 1. / под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. — 560 с.
2. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, 1987. — 264 с.
3. Раков В.А. Использование тепла отработавших газов для ускоренного прогрева двигателя и отопления салона транспортных средств // Автотранспортное предприятие. 2012. № 11. С. 49—52.
4. Раков В.А., Сальников А.Ю. Исследование возможности ускорения прогрева двигателя автомобиля путем частичного использования тепла выхлопных газов // Материалы IV ежегодных смотров — сессий аспирантов и молодых ученых по отраслям наук: Технические науки. Экономические науки. Вологда: ВоГТУ, 2010. С. 108—114.

УДК 533.6

ПРИМЕНЕНИЕ ЛОЖНЫХ МОДЕЛЕЙ В АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ ЭКСПЕРИМЕНТЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Канд. техн. наук **Е.В. КОРОЛЁВ, Р.Р. ЖАМАЛОВ, А.И. КОТИН, А.М. ЛОПОТКИН**
Нижегородский ГИЭИ (831. 664-15-50)

Проанализированы результаты аэродинамических испытаний масштабной модели легкового автомобиля с применением ложных моделей и элементов. Ложные модели тождественные по форме устанавливались по бокам основной модели. Ложный элемент хвостовой части устанавливался сзади основной модели. Полученные результаты аэродинамического эксперимента с масштабной моделью позволили определить величины и долевые пропорции составляющих полного аэродинамического сопротивления. Приведены зависимости вертикальных нагрузок на осях модели, при изменении угла наклона задней части модели при различных вариантах ложных моделей и элементов.

Ключевые слова: *зависимость коэффициента лобового сопротивления, подъемной силы, распределение вертикальных нагрузок, профильное сопротивление, индуктивное сопротивление, сопротивление поверхностного трения, донное сопротивление.*

Korolev E.V., Zhamalov R.R., Kotin A.I, Lopotkin A.M.

APPLICATION OF FALSE MODELS IN WIND EXPERIMENT FOR COMPONENT DETERMINING DRAG

The results of aerodynamic testing of a scale model of the car with the use of false models and items. False models identical in form installed on the sides of the base model. Dummy element tail section was placed behind the base model. The results obtained aerodynamic experiment with scale model possible to determine the value and equity components of the total proportion of the drag. The dependences of the vertical loads on the axles model, changing the angle at the rear of the pattern models of the various embodiments and elements of false.

Keywords: *dependence of the coefficient of drag lifting force, the distribution of the vertical loads, the resistance profile, the inductive reactance, resistance to surface friction resistance of the bottom.*

Ложными принято называть модели, участвующие в трубных аэродинамических экспериментах, но не имеющие связи с весами. Ложными могут быть не только модели, но и элементы. Применяются ложные модели при моделировании дорожного полотна (используют зеркально расположенные, тождественные по внешней форме, модели, одна из которых — ложная), а также для определения изменения аэродинамических характеристик при имитации обгона автомобилем транспортного средства. Других примеров авторам не известно.

В немногочисленных изданиях по аэродинамике автомобилей полное аэродинамическое сопротивление представляют в виде суммы составляющих сопротивлений. Приведены процентные доли этих составляющих. Причем используют принцип аддитивности. Однако следует сделать несколько замечаний. С развитием конструкции автомобилей, формообразования кузовов меняются и долевые пропорции составляющих аэродинамического сопротивления. И главное, большинство составляющих входят в сопротивление формы.

Подобная трактовка аэродинамического сопротивления приведена в работе Ф.Г. Гласса [1], где указаны два компонента — сопротивление трения и сопротивление формы. Указывается, что они в равной степени зависят от формы объекта. Необходимо заметить, что сопротивление формы, как показывают результаты испытаний, зависит от того как расположен исследуемый объект относительно опорной поверхности, т. е. от параметров положения.

Таким образом, аэродинамическое сопротивление формы можно представить в виде суммы профильного, индуктивного сопротивлений и поверхностного трения.

В данной работе представлен анализ результатов испытаний масштабной модели автомобиля в присутствии ложных моделей, ложных элементов, а также при изменении габаритной длины до максимально возможной и переменной величины угла наклона задней части. Таким образом, комплексный подход позволил из комбинаций результатов выделить составляющие аэродинамического сопротивления — профильное, поверхностного трения, индуктивное, донное.

Сопротивление поверхностного трения возможно определить расчетным путем. Трудность состоит в выборе методики расчета. Существуют расчеты для ламинарного, турбулентного и смешанного обтекания поверхности. Следовательно, для расчета поверхностного трения необходимо знание режима обтекания. В основном величина сопротивления трения, определяемая расчетным путем, зависит от числа Рейнольдса. При его определении используют, как правило, длину объекта. Но логичнее использование поверхностной площади. К примеру, коэффициент сопротивления воздуха плоской прямоугольной пластины в свободном потоке равен 0,05, для плоской пластины, имеющей круглую форму боковой проекции — 0,1. Различие в величинах коэффициента C_x, объясняется пропорциями исследуемых тел, формой боковых проекций. В приведенном примере величина коэффициента лобового сопротивления (для бесконечно тонких объектов) тождественна значению коэффициента поверхностного трения. Конечно, определение площади поверхности объекта сложной формы — задача весьма трудная, а иногда и неосуществимая.

Сопротивление поверхностного трения боковин базовой модели, возможно определить по результатам испытаний ложных моделей. А именно — вычесть из сопротивления базовой модели величину профильного сопротивления, которая регистрируется на весах. Для модели с углом наклона задней части, равным 10 и 14 градусов, коэффициент сопротивления трения $C_{x\ тр}$ равен 0,11. Для угла наклона 18° коэффициент $C_{x\ тр} = 0{,}107$. Для угла 22° $C_{x\ тр} = 0{,}098$ и для угла 26° — 0,077. Т. е. уменьшению поверхности трения соответствует и уменьшение сопротивления трения. Величина коэффициента поверхностного трения для легкового автомобиля, приведенная в работе Каца [2], равна 0,04...0,5. Следует заметить, что ложные боковые модели имели колеса и какое-то влияние оказали на величину $C_{x\ тр}$.

Под профильным сопротивлением подразумеваем аэродинамическое сопротивление бесконечно широкой модели. Аэродинамические нагрузки, действующие в этом случае, определяются воздушными потоками обтекающими профиль, контур модели. Роль сбегающих вихревых жгутов мала и ею пренебрегают. Чем больше ширина модели, тем с большей достоверностью определена величина профильного сопротивления. Определение профильного аэродинамического сопротивления с помощью модели переменной ширины изложены в работах одного из авторов.

Базовая модель автомобиля имела дискретно изменяемую величину угла наклона β° задней скошенной поверхности. Внешняя форма моде-

ли была тождественна кузовам хатчбек и фастбек. Диапазон изменения угла наклона (β° = 10°...26°) позволял иметь разные режимы обтекания модели. Базовая модель имела плоские вертикальные плоскости — боковины. Постоянство внешней формы передней части профильного сечения, габаритных размеров позволило с большей достоверностью определить долевые соотношения составляющих сопротивлений. С обеих сторон основной модели устанавливались ложные модели с идентичной внешней формой. Зазоры между моделями были минимальными, что обеспечивало отсутствие жесткой связи ложных моделей с весами и отсутствие вихревых жгутов на основной модели. Таким образом, на весах регистрируется аэродинамическое сопротивление основной модели, а точнее ее профильное сопротивление, так как воздушный поток обтекает только профильный контур основной модели.

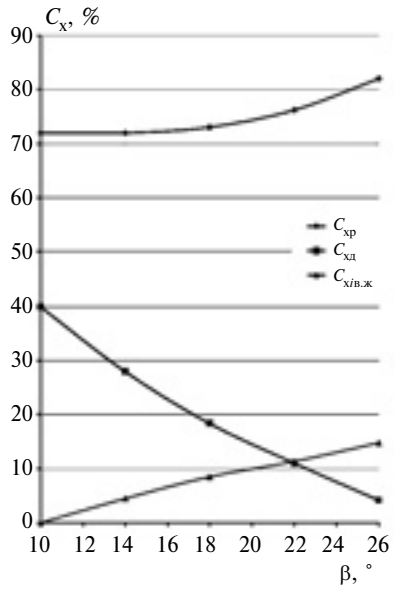


Рис. 1. Долевые соотношения профильного сопротивления, индуктивного от вихревых жгутов по отношению к аэродинамическому сопротивлению вариантов базовой модели и донного сопротивления по отношению к профильному

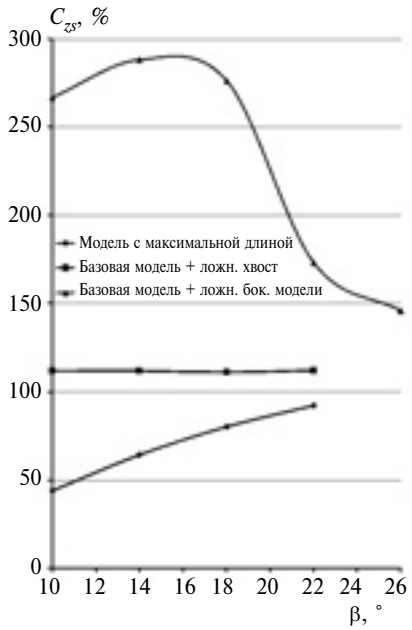


Рис. 2. Зависимость коэффициента подъемной силы для различных комбинаций модели при изменении угла наклона задней части

Графическая зависимость профильного сопротивления, определенная с применением ложных боковых моделей от угла наклона задней части β° представлена на рис. 1, где величина профильного сопротивления указана в долях по отношению к аэродинамическому сопротивлению основной модели.

Для первого режима обтекания (двумерного) профильное сопротивление имеет практически постоянную величину. При дальнейшем увеличении угла наклона задней части модели β° величина коэффициента профильного сопротивления C_{xp} растет.

Следовательно, величина профильного сопротивления, его доля в полном аэродинамическом, зависит от угла наклона задней части модели. В нашем случае, в интервале углов β = 10°...26°, доля профильного сопротивления изменяется на 10 %. Присутствие ложных боковых моделей в разы увеличивает коэффициент подъемной силы C_{zs} за счет влияния спутного следа. Вертикальные нагрузки на осях в 5...6 раз больше по сравнению к основной модели. Если у основной модели вертикальная нагрузка на задней оси в 5...6 раз превышает нагрузку на передней оси в зависимости от угла наклона β°, то присутствие боковых ложных моделей уравнивает эти нагрузки (рис. 3). При равенстве вертикальных нагрузок на осях, в донной части модели вертикальная сила очень мала (не превышает 8 % от общей нагрузки). Причем, при углах наклона задней части β° > 18°, вертикальная сила в ближнем следе спутной струи меняет знак, становясь прижимающей. Этот факт подтверждает смену направления результирующей силы в донной части модели автомобиля при изменении режима обтекания, зависящего от угла β°.

Характер изменения коэффициента подъемной силы C_{zs} указывает на безотрывное обтекание задней наклонной поверхности в интервале β = 10°...16°. Далее происходит отрыв верхнего воздушного потока. Точка отрыва смещается вверх по потоку. При этом пониженное давление в спутном следе уменьшает подъемную силу.

Следует отметить факт влияния спутного следа ложных моделей на характеристику спутного следа основной модели.

Спутный след за моделью автомобиля определяет величину донного сопротивления. И найти эту величину возможно разными способами. Можно с использованием ложного заднего элемента или установкой за моделью пластинки с площадью тождественной площади донного среза.

Рассмотрим результаты испытаний масштабной модели автомобиля в присутствии ложных элементов задней части. Эти элементы имели углы наклона скошенной верхней поверхности β° тождественные базовой модели. Все ложные задние элементы имели максимальные длины, т. е. не имели донного вертикального среза. Сравнение с результатами испытаний масштабных моделей базовой и модели с максимальными длинами при переменном угле наклона β°, позволяет вычленить отдельные составляющие аэродинамического сопротивления.

При сравнении результатов испытаний базовой модели и базовой с ложными задними элементами возможно выделение донного сопротивления. Величина донного сопротивления определяется наличием отрывных зон за вертикальным срезом задней части — спутным следом. Характеристика спутного следа зависит от положения точек отрыва воздушного потока по периметру поперечного сечения задней части модели, площади донного среза, угла наклона β°. Параметры характеристики спутного следа — давление, местные скорости воздушных потоков, их направления в зоне за донным срезом.

Донное сопротивление входит в состав профильного и его величина зависит в первую очередь от положения точки отрыва верхнего воздушного потока на профильном се-

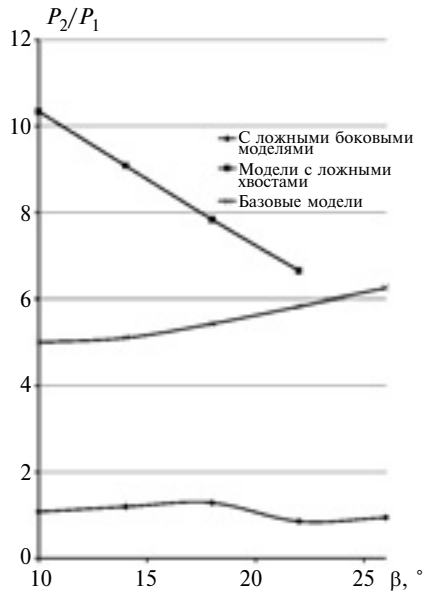


Рис. 3. Изменение соотношения вертикальных нагрузок на осях модели при различных комбинациях

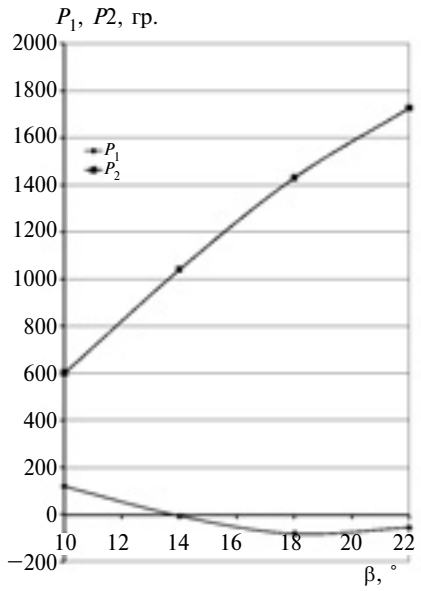


Рис. 4. Распределение нагрузок по осям для моделей с максимальными длинами

чении модели и от площади донного среза.

Величину донного сопротивления сравниваем с профильным сопротивлением, так как оно является составной частью последнего. С увеличением угла наклона β° доля донного в общем аэродинамическом сопротивлении уменьшается (рис. 2). При угле наклона β° = 10° доля донного сопротивления велика. Эта доля относительно полного сопротивления составляет 40 %, а относительно профильного — 56. Зависимость профильного сопротивления от изменения угла наклона β° близка к линейной.

Установка ложного заднего элемента практически не изменяет долю коэффициента подъемной силы C_{zs} относительно базовой модели. А для модели с максимальными длинами характер изменения коэффициента C_{zs} иной. Вихревые жгуты на модели с максимальной длиной уменьшают подъемную силу. С увеличением угла наклона β° растет доля подъемной силы, приближаясь по величине к значению для базовой модели. Увеличение подъемной силы происходит за счет роста вертикальной нагрузки на задней оси модели (рис. 4).

Модель с ложными "хвостами" имеет большую подъемную силу по отношению к основной, базовой модели. Объясняется это тем, что вихревые жгуты не действуют на основную модель, связанную с весами. Вертикальная аэродинамическая нагрузка на задней оси значительно превышает нагрузку на передней оси (рис. 3). С увеличением угла наклона β° превышение нагрузки на задней оси уменьшается по линейной зависимости. Замена ложного заднего элемента пластинкой за донным срезом модели практически не влияет на изменение вертикальных нагрузок на осях, но увеличивает величину коэффициента лобового сопротивления C_x.

Вихревые жгуты, сбегающие с задней части масштабной модели автомобиля, определяют величину индуктивного сопротивления. Они вызывают появление вертикальных сил, отклоняющих в задней части модели подъемную силу. Составляющая подъемной силы, вдоль действия лобовой силы, называется индуктивным сопротивлением. Вихревые жгуты существуют в определенном интервале значений угла наклона β° задней части модели. В интервале β° = 0°...15° наблюдается двумерный режим обтекания (1-ый режим). При этом режиме вихревые жгуты отсутствуют.

Второй режим, трехмерный, существует до величины критического угла наклона β°. При критическом угле наблюдается нестационарный режим обтекания. Характеристикой нестационарного режима является непостоянство положения точки отрыва верхнего воздушного потока, т. е. существует колебание воздушных масс, обтекающих модель. На колебание воздушных масс затрачивается энергия, что вызывает повышенную величину аэродинамического сопротивления. Для современного легкового автомобиля величина критического угла $\beta_{кр}$, как правило, составляет 30°. По результатам наших исследований величина критического угла зависит от распределения набегающего воздуха передней частью модели. При росте доли боковых потоков увеличивается и величина критического угла наклона задней части модели. При уменьшении угла наклона уменьшается и доля индуктивного сопротивления, вызванного действием сбегающих с задней части модели вихревых жгутов. По результатам испытаний доля индуктивного сопротивления при угле наклона β° = 26° составляет 15 %.

Предполагаем, что индуктивное сопротивление возникает не только по причине действия вихревых жгутов, но и по причине действия пониженного давления в ближнем следе спутной струи. При первом режиме обтекания модели велико значение спутного следа, следовательно, скос воздушного потока, определяющий величину индуктивного сопротивления, значителен. Из анализа составляющих аэродинамического сопротивления (см. рис. 1) следует, что при первом режиме доля индуктивного сопротивления может достигать 20 %.

Таким образом, можно сделать следующие выводы: доли составляющих полного аэродинамического сопротивления, определенные анализом результатов масштабной модели легкового автомобиля при трубных испытаниях, отличаются от известных ранее по публикациям технической литературы; составляющие полного аэродинамического сопротивления не имеют постоянных величин, так как зависят от режимов обтекания модели; величина индуктивного сопротивления зависит не только от наличия сбегающих с задней части модели вихревых жгутов, но и от характеристики спутного следа за моделью.

Литература

1. Ф.Г. Гласс. О влиянии масштабного эффекта на зависимость профильного сопротивления от геометрических параметров профиля. Труды ЦАГИ вып. 286, 1936 г.
2. Joseph Katz. Rase car aerodynamics: designing for speed. Bentley publishers, 1995.

УДК 629.113-592.2

О НАГРУЗКАХ В СЦЕПНОМ УСТРОЙСТВЕ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА

Р.Е. ЖЕЛЕЗНОВ, д-р техн. наук **Е.И. ЖЕЛЕЗНОВ**
Волгоградский ГТУ (8442. 23-21-31)

Приведены результаты исследования влияния параметров сцепного устройства на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда при его торможении.

Ключевые слова: *малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.*

Zheleznov R.E., Zheleznov E.I.

ABOUT EFFORTS IN THE COUPLING DEVICE OF THE LOW-TONNAGE ROAD TRAIN UNDER BRAKING

The results of computational researches of influence of characteristics of the coupling device on the dynamic interaction of parts of low-tonnage road train are presented.

Keywords: *low-tonnage road train, tractor, trailer, coupling device.*

При торможении любого автопоезда возникают продольные колебания его звеньев, в результате которых существенно возрастают нагрузки в их сцепных устройствах. Эти нагрузки не только усиливают, но и нередко разрушают сцепное устройство, что становится угрозой безопасности участников дорожного движения. Величина и характер этих нагрузок зависят от многих факторов [1], в том числе и от параметров сцепки — жесткости $C_{сц}$ упругой связи, демпфирующего сопротивления $R_д$ и зазора ξ_x в сцепном устройстве. И автопоезд, состоящий из легкового автомобиля и прицепа, с этой точки зрения — не исключение. Но о нем, к сожалению, публикаций очень мало. Хотя с наступлением весеннего сезона, когда жители городов перемещаются на дачи, малотоннажные автопоезда становятся массовым явлением.

Чтобы восполнить этот пробел, авторы статьи провели расчетные исследования с помощью разработанной ими математической модели такого автопоезда. При этом в качестве объекта исследования был взят автопоезд в составе автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа. Расчеты проводились для двух вариантов прицепа, первый из которых (пассивный) не имел рабочей тормозной системы, а второй (активный) — был оборудован инерционной тормозной системой. Геометрические параметры прицепа в обоих случаях были приняты одинаковыми, а его полная масса $m_п$ варьировалась в зависимости от наличия тормозной системы: для пассивного прицепа $m_п$ = 850 кг, а для активного — $m_п$ = 1200 кг.

Результаты расчетов были обработаны с помощью методов теории эксперимента и представлены в виде уравнений и графиков, отражающих влияние исследуемых параметров на оценочные показатели, в качестве которых были приняты: максимальная величина усилия $P_{км}$ в сцепном устройстве и среднее квадратическое отклонение $\sigma_р$. В результате было установлено, что для автопоезда с пассивным прицепом справедливы следующие уравнения:

$$P_{км} = 4764{,}7 + 489{,}7x_1 + 324{,}7x_2 - 523{,}3x_3 + 223{,}8x_1x_2 - 102{,}1x_1x_3 - 45{,}0x_2x_3 + 108{,}8x_1^2 + 85{,}9x_2^2 + 125{,}9x_3^2;$$

$$\sigma_р = 1029{,}9 + 135{,}6x_1 + 29{,}8x_2 - 175{,}1x_3 + 40{,}9x_1x_2 - 41{,}3x_1x_3 - 20{,}1x_2x_3 - 10{,}3x_1^2 + 82{,}1x_3^2, \quad (1)$$

где x_1 — зазор ξ_x в сцепном устройстве; x_2 — коэффициент $C_{сц}$ жесткости упругого элемента сцепки; x_3 — коэффициент $\eta_{сц}$ демпфирования.

Как показали выполненные по ним расчеты, в сцепном устройстве автопоезда при торможении создаются значительные динамические нагрузки, максимальная величина которых даже при среднем темпе приложения тормозных сил может достигать значений, соизмеримых со сцепным весом: $P_{км} = (0{,}5...0{,}8)m_п g$. При этом действующие на $P_{км}$ факторы по силе их влияния на оценочные показатели располагаются в таком порядке: $x_3(\eta_{сц})$, $x_1(\xi_x)$ и $x_2(C_{сц})$. Причем влияние первых двух ($\eta_{сц}$ и ξ_x) в принятом интервале U (от −1,6 до +1,6) их варьирования значительно превосходит влияние последнего — $C_{сц}$. Например, с увеличением зазора ξ_x и жесткости $C_{сц}$ сцепки величины $P_{км}$ и $\sigma_р$ возрастают (рис. 1), что свидетельствует о росте динамических нагрузок в сцепном устройстве. Повышение же коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования, наоборот, уменьшает величину $P_{км}$ (см. рис. 1, *а*). Влияние $\eta_{сц}$ на $\sigma_р$ не столь однозначно (см. рис. 1, *б*): с возрастанием сопротивления демпфера, т. е. коэффициента $\eta_{сц}$, величина $\sigma_р$ уменьшается до некоторого минимального значения $\sigma_{р\,min}$, соответствующего оптимальному значению данного коэффициента, после чего начинает расти. (У рассматриваемого автопоезда $\sigma_{р\,min}$ = 0,93 кН при $\eta_{сц\,опт}$ = 5 кНс/м.) Причем отклонение величины $\eta_{сц}$ от $\eta_{сц\,опт}$ в любую сторону приводит к усилению относительных колебаний звеньев автопоезда в процессе торможения.

На величины оценочных показателей значительное влияние оказывают парные взаимодействия факторов и в первую очередь — взаимодействия с зазором ξ_x. Так, анализ знаков при коэффициентах регрессии в приведенных выше уравнениях и рис. 2, *а* говорят о том, что с увеличением жесткости $C_{сц}$ упругого элемента сцепки отрицательное влияние зазора ξ_x сущест-

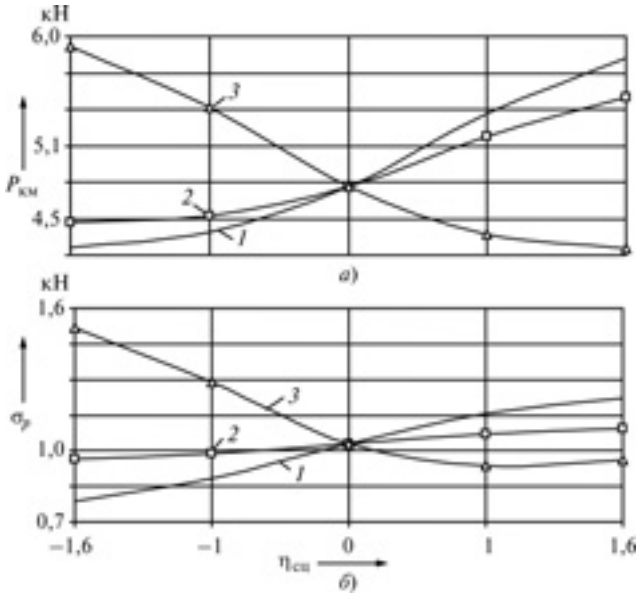


Рис. 1. Зависимость усилия в сцепном устройстве (а) и среднеквадратичного его отклонения (б) от зазора в этом устройстве (1), коэффициента жесткости упругой сцепки (2) и коэффициента демпфирования (3)

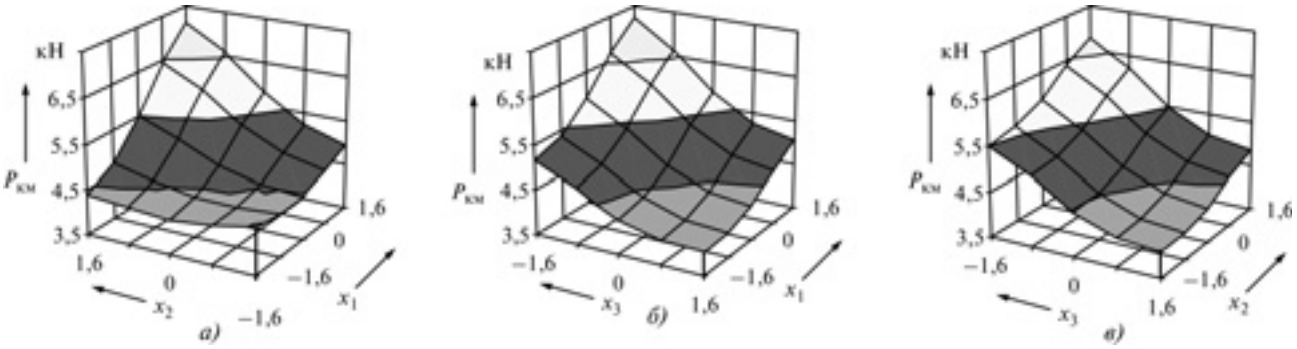


Рис. 2. Влияние параметров сцепного устройства на величину усилия $P_{км}$ в сцепке прицепа с пассивным прицепом при торможении

венно возрастает. Например, если при $C_{сц}$ = 100 кН/м изменение ξ_x от 0 до 0,02 м увеличивает $P_{км}$ и $\sigma_р$ в среднем на 20 %, то при $C_{сц}$ = 300 кН/м — уже на 58 %. Однако при этом следует также отметить, что при $\xi_x = 0$ увеличение $C_{сц}$ выше некоторого значения практически не сказывается на величине $P_{сц}$.

Эта особенность отмечалась и в работе [1] для любых прицепных автопоездов. Но приведенные в ней данные и графики ее автор характер изменения зависимостей $P_к = f(C_{сц})$ в области малых значений коэффициента $C_{сц}$, объяснил не вполне корректно с точки зрения специфики процесса взаимодействия звеньев автопоезда при торможении: расчеты показали, что при жесткости $C_{сц}$ упругого элемента меньше некоторого значения $C_{сц\ m}$ происходит пробой сцепки, в результате чего уровень нагрузок в сцепном устройстве резко возрастает. Причем значение $C_{сц\ m}$ зависит от загрузки прицепа, интенсивности торможения, параметров сцепки и наличия тормозной системы на прицепе.

Так, с увеличением загрузки прицепа, зазора ξ_x в сцепном устройстве и уменьшением коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования величина $C_{сц\ m}$ растет. К такому же результату приводит и отсутствие тормозов на прицепе.

Взаимодействия x_1, $x_3(\xi_x, \eta_{сц})$ влияют на усиление динамических нагрузок в сцепном устройстве с увеличением величины зазора $\xi_{сц}$, особенно ощутимом при небольших значениях коэффициента $\eta_{сц}$ (см. рис. 2, *б*). С повышением же сопротивления демпфера, т. е. коэффициента $\eta_{сц}$ влияние зазора, наоборот, заметно ослабевает. Например, при увеличении $\eta_{сц}$ от 0 до 6 кНс/с и ξ_x от 0 до 0,02 м влияние зазора на величину $P_{км}$ снижается почти в 2 раза, а на $\sigma_р$ — в 3 раза.

Влияние взаимодействия x_2, $x_3(C_{сц}, \eta_{сц})$ на оценочные показатели не так значимо, как влияние рассмотренных выше взаимодействий. Это вытекает из сравнения коэффициентов регрессии в приведенных выше уравнениях. Например, анализ графических зависимостей $P_{км} = f(x_2, x_3)$ и $\sigma_р = f(x_2, x_3)$ показал, что с увеличением коэффициента $\eta_{сц}$ влияние жесткости $C_{сц}$ упругого элемента на оценочные показатели становится заметно слабее: если при $\eta_{сц} = 0$ изменение $C_{сц}$ от 100 до 300 кН/м приводит к увеличению $P_{км}$ на 1,2 кН, то при $\eta_{сц}$ = 6 кНс/м — всего лишь на ~0,8 кН. В свою очередь, с увеличением жесткости $C_{сц}$ сцепки влияние коэффициента демпфирования растет (см. рис. 2, *в*).

Анализ автопоезда с активным прицепом выполнялся по уравнениям:

$$P_{км} = 2957{,}0 + 354{,}4x_1 + 376{,}0x_2 - 322{,}9x_3 + 32{,}6x_1x_2 - 28{,}5x_1x_3 - 85{,}1x_2x_3 + 105{,}5x_1^2 - 43{,}4x_2^2 + 107{,}5x_3^2;$$

$$\sigma_р = 401{,}3 + 64{,}3x_1 - 3{,}1x_2 - 62{,}3x_3 + 2{,}3x_1x_2 - 6{,}5x_1x_3 - 13{,}5x_2x_3 + 27{,}1x_1^2 + 18{,}4x_2^2 + 20{,}4x_3^2. \quad (2)$$

Сопоставление уравнений для пассивного и активного прицепов показывает, что и нагрузки, и среднеквадратическое их отклонение во втором случае значительно ниже, чем в первом. Например, для рассмотренного автопоезда $P_{км}$ — в 1,54, а $\sigma_р$ — в 1,68 раза. И это несмотря на то, что его масса во втором случае была в 1,4 раза больше. Одновременно меняется и порядок следования факторов по степени их влияния на оценочные показатели. Так, на величину $P_{км}$ основное влияние теперь оказывает коэффициент $C_{сц}$ жесткости, за ним следует зазор ξ_x в сцепке и коэффициент $\eta_{сц}$ демпфирования. Величина же $\sigma_р$ в основном зависит от зазора ξ_x и коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования, а влияние коэффициента $C_{сц}$ жесткости заметно слабее: с увеличением ξ_x и $C_{сц}$ и снижением $\eta_{сц}$ величины $P_{км}$

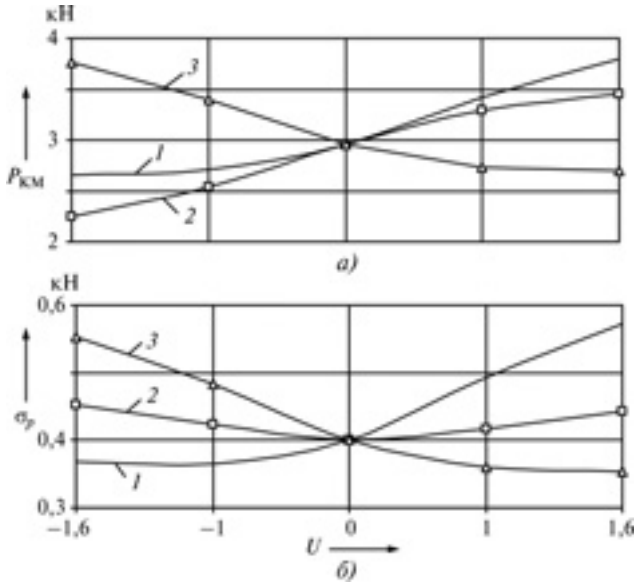


Рис. 3. Влияние параметров СУ на величину оценочных показателей автопоезда с активным прицепом при торможении:
1 — ξ_x; 2 — $C_{сц}$; 3 — $\eta_{сц}$

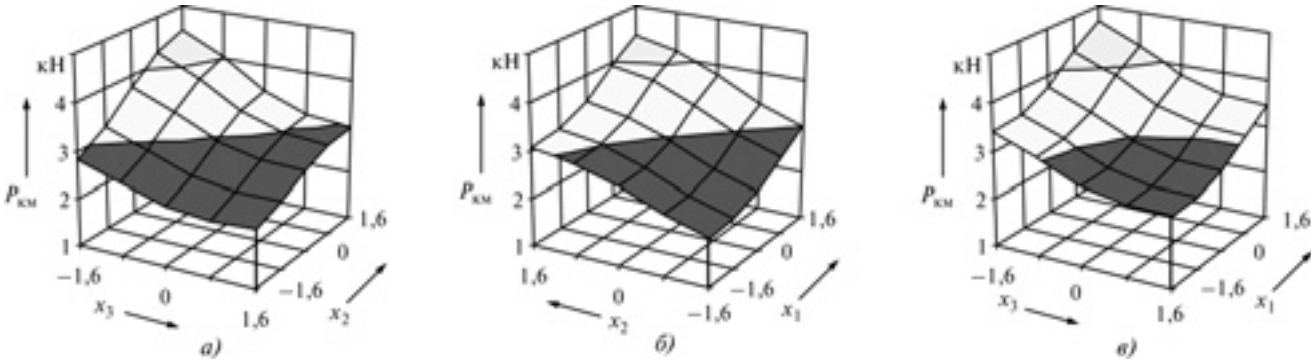


Рис. 4. Влияние параметров сцепного устройства на величину усилия $P_{км}$ в сцепке с активным прицепом при торможении

(рис. 3, *а*) и $\sigma_р$ (рис. 3, *б*) растут, однако не так сильно, как для автопоезда с пассивным прицепом.

Из парных взаимодействий факторов наибольшее влияние на величину оценочных показателей оказывает сочетание конструктивных параметров сцепки $C_{сц}$ и $\eta_{сц}(x_2, x_3)$, а затем следует их комбинации с зазором: ξ_x, $C_{сц}(x_1, x_2)$ и ξ_x, $C_{сц}(x_1, x_3)$. Как видно (рис. 4, *а*), с увеличением $C_{сц}$ величина $P_{км}$ растет при любых значениях коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования, но наиболее заметно (на ~58 %) — при $\eta_{сц} = 0$ ($x_3 = 1{,}6$).

Характер влияния жесткости $C_{сц}$ сцепки на $\sigma_р$ зависит от величины коэффициента $\eta_{сц}$ демпфирования: повышение $\eta_{сц}$ с 50 до 300 кН/м приводит к увеличению $\sigma_р$ на ~10 %, а при $\eta_{сц} = 6$ кНс/м — к ее снижению на ~22 %. В то же время положительный эффект от применения демпфера в сцепном устройстве автопоезда более заметен при больших значениях жесткости сцепки. Так, при $C_{сц} = 100$ кН/м увеличение $\eta_{сц}$ от 0 до 6 кНс/м снижает $P_{км}$ на 0,8 кН и $\sigma_р$ на — 0,15 кН, а при $C_{сц} = 300$ кН/м — на 1,5 и 0,27 кН соответственно.

Увеличение зазора ξ_x в сцепке негативно сказывается на величине оценочных показателей при любых значениях коэффициентов жесткости (см. рис. 4, *б*) и демпфирования (см. рис. 4, *в*). Причем с ростом $C_{сц}$ и уменьшением $\eta_{сц}$ влияние зазора заметно усиливается. Например, при $C_{сц} = 50$ кН/м изменение ξ_x от 0 до 0,02 м увеличивает $P_{км}$ на 0,97 кН и $\sigma_р$ — на 0,19 кН, а при $C_{сц} = 300$ кН/м — уже на 1,3 и 0,23 кН соответственно.

Расчеты также показали, что при торможении автопоезда с прицепом, оборудованным тормозной системой, могут происходить, в зависимости от соотношения параметров сцепных устройств и этих систем, как затухающие колебания, так и автоколебания прицепа относительно тягача. Причем последние обусловлены наличием функциональной связи между тормозной силой $P_{тп}$ на оси прицепа и усилием $P_к$ в сцепке ($P_{тп} = i_0 P_к$, где i_0 — силовое передаточное число тормозной системы прицепа), а также общей нелинейностью характеристик системы.

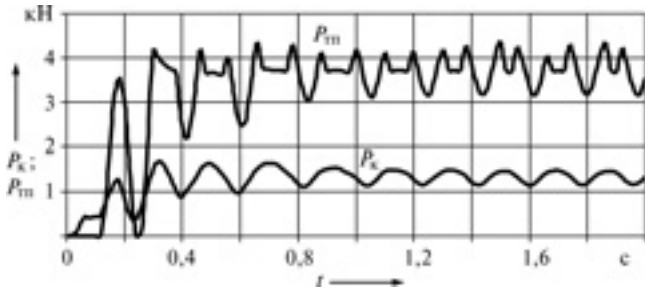


Рис. 5. Изменение усилия в сцепке и тормозных сил на колесах прицепа при торможении автопоезда

На рис. 5 в качестве примера приведены графики, характеризующие изменение сил $P_к$ и $P_{тп}$ в процессе торможения рассматриваемого автопоезда с прицепом, оборудованным тормозной системой и жестким сцепным устройством. Как видим, процесс взаимодействия звеньев автопоезда при торможении имеет колебательный характер и стремится к некоторому стационарному режиму автоколебаний, при котором изменение усилия $P_к$ в сцепке приводит к изменению тормозных сил $P_{тп}$ на колесах прицепа, что, в свою очередь, оказывает влияние на величину $P_к$. И далее этот процесс повторяется до полной остановки автопоезда. Причем автоколебания могут происходить как без блокировки колес прицепа, так и с периодическим их блокированием, как в рассмотренном выше примере.

Изменение конструкции сцепки (например, применение в ней упругих и демпфирующих элементов), позволяет оптимизировать процесс торможения прицепа и снизить уровень нагрузок в сцепном устройстве.

Сопоставляя результаты исследования динамического взаимодействия звеньев автопоезда при торможении с пассивным и активным прицепами, можно отметить, что только увеличение зазора ξ_x оказывает однозначно отрицательное влияние на величину и характер действия нагрузок в сцепном устройстве. Влияние же коэффициентов $C_{сц}$ жесткости и демпфирования ($\eta_{сц}$) в обоих случаях неоднозначно и в значительной мере зависит от эффектов взаимодействия этих факторов, что необходимо учитывать при расчете, проектировании и эксплуатации сцепных устройств. Это означает, что массово применяемые на малотоннажных автопоездах жесткие сцепные устройства шарового типа — не лучшее из решений, поэтому от них надо отказываться и переходить на беззазорные сцепные устройства с упругодемпфирующими элементами.

Литература

1. Щукин М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: конструкция, теория, расчет. Л.: Машиностроение, 1961. — 217 с.

УДК 629.3.027.5

О ТЕОРИИ КАЧЕНИЯ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА С ПОЗИЦИЙ МЕХАНИКИ

Канд. техн. наук **С.П. ПОЖИДАЕВ**
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
(+38050. 246-40-65)

Приведено несколько способов анализа дилеммы "радиус качения или динамический радиус" в теории качения эластичного колеса.

Ключевые слова: *эластичное колесо, динамический радиус, радиус качения, законы и правила механики.*

Pozhydaiev S.P.

ABOUT THEORY OF ROLLING OF ELASTIC WHEEL FROM POSITIONS OF MECHANICS

A few ways to analyze the dilemma "loaded radius or effective rolling radius" in the theory of the elastic wheel rolling are given.

Keywords*: Elastic wheel, loaded radius, effective rolling radius, laws and rules of mechanics.*

Теория качения эластичного колеса как устройства, преобразующего крутящий момент в силу тяги, в настоящее время представлена двумя научными школами. Одна из них [1—3] базируется на динамическом радиусе $r_д$ колеса, который представляет собой расстояние от опорной поверхности до оси движущегося колеса, а вторая [4, 5] — на радиусе $r_к$ качения (формула № 1 в таблице), который рассматривается без учета буксования или проскальзывания колеса.

Первым, кто обратил внимание на это различие подходов, был Е.А. Чудаков. Он не стал искать причины такого разногласия, а приравнял альтернативные уравнения и вывел [1] из них корректирующее соотношение для коэффициента f сопротивления качения колеса, обеспечивающее одинаковость результатов, получаемых расчетом при применении того или иного радиуса.

Однако такое решение не выдержало проверку на граничные условия, без учета которых нельзя обойтись. Ведь совершенно ясно, что любое корректное построение должно давать правильные результаты и в условиях, когда входные переменные приближаются к крайним допустимым для них значениям. Например, если предположить, что значения продольного сноса a и момента M_f сопротивления качению колеса стремятся к нулю, то соответствующие слагаемые в уравнениях моментов также стремятся к нулю и не могут выполнять свою роль "корректирования" результатов, получаемых из разных уравнений моментов.

Это говорит о том, что решение, предложенное Е.А. Чудаковым, искусственно.

Каждая из упомянутых выше научных школ имеет вроде бы неоспоримые доказательства правильности ее подхода. Но, с другой стороны, ни одна из них до сих пор не указала на какую-либо некорректность в построениях оппонента.

Автор уже обращался к данной теме (см. "АП", 2013, № 12). Но считает полезным ознакомить читателей еще с несколькими соображениями по поводу обсуждаемой дилеммы.

Первое. Авторы работ [2, 3] полагают, что:

а) показателем взаимосвязи между крутящим моментом $M_{кр}$ колеса и его силой $P_т$ тяги является динамический радиус $r_д$;

б) показателем взаимосвязи между угловой скоростью ω вращения колеса и продольной составляющей его теоретической поступательной скорости $v_к$ — радиус $r_к$ качения. Это означает, что в процессе изменения значений радиусов колеса (неизбежных, например, при колебаниях нормальной нагрузки) сила $P_т$ тяги изменяется по закону, определяемому законом изменения динамического радиуса $r_д$, а поступательная скорость — по закону изменения радиуса $r_к$ качения. Такой подход противоречит "золотому правилу" механики, которое есть следствие из закона сохранения энергии и гласит: во сколько раз мы проигрываем в скорости, во столько же раз выигрываем в силе и наоборот.

Очевидно, что в обоих (*а*, *б*) пунктах должен применяться в соответствии с этим правилом в качестве показателя взаимосвязи один и тот же радиус. Но какой — вопрос остается открытым.

Чтобы ответить на него, учтем, что пункт "*б*" — первое следствие из определения радиуса $r_к$ качения (см. табл. 1), взятого без учета буксования или проскальзывания и соответствует формуле № 1.

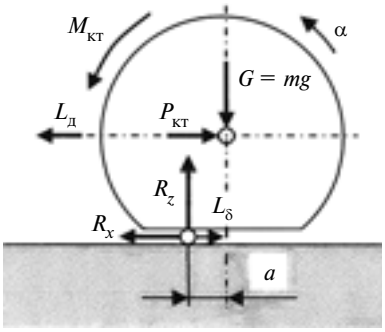
№ формулы	Формула	Примечания
1	$r_r = \frac{v_к}{\omega} = \frac{L_0}{\alpha}$	$v_к$ — продольная составляющая (без учета буксования или скольжения) поступательной скорости движения колеса; ω — угловая скорость вращения колеса; L_0 — продольная составляющая теоретического пути колеса; α — угол поворота колеса в плоскости его вращения
2	$M_{rp}\alpha = A_п + A_б + A_f = P_т(L_д + L_б) + R_z a\alpha$	$L_д$ — действительное поступательное перемещение колеса; $L_б$ — путь пробуксовывания колеса; a — продольный снос нормальной реакции
3	$M_{кр}\alpha = P_т L_0 + R_z a\alpha$	—
4	$M_{кр} = \frac{P_т L_0}{\alpha} + R_z a$	—

Отсюда можно сделать лишь один вывод: пункт "*a*" несостоятелен, поскольку он противоречит "золотому правилу" механики. Иначе говоря, показателем взаимосвязи между крутящим моментом колеса и его силой тяги, в соответствии с "золотым правилом" механики, является не динамический радиус, а радиус качения.

Второе. Предположим, что рассматриваемая коллизия — следствие различных методических подходов каждой из научных школ: авторы работ [2, 3] рассматривают силовое равновесие колеса и изначально вводят в схему сил именно динамический радиус $r_д$, который и перемещается в окончательный результат, а авторы работ [4, 5] — баланс мощности колеса, при составлении которого опираются на радиус качения $r_к$, который в конечном итоге и перемещается в тот же результат.

Таково состояние дел в настоящее время. Но его, по мнению автора, можно улучшить, если воспользоваться третьим методическим подходом, суть которого — построение уравнения взаимосвязи между величинами $M_{кр}$ и $P_т$ способом, который изначально не опирается ни на какой из радиусов колеса. Он должен, по логике, привести к некоторому показателю взаимосвязи, который будет представлять собой один из конкурирующих радиусов, что подтвердит правомерность его применения. И такой методический подход возможен: это балансы энергий и работ, выполняемых равномерно движущимся колесом (см. рисунок).

Подвод энергии осуществляется моментом $M_{кр}$, поворачивающим колесо в плоскости его вращения на некоторый угол α. Величина этой энергии (работы), очевидно, равна произведению $\alpha M_{кр}$. Но этот поворот колеса сопровождается по крайней мере одним из двух явлений — некоторым действительным поступательным перемещением $L_д$ колеса, на котором колесо выполняет полезную работу $A_п = P_т L_д$ или некоторым пробуксовыванием $L_б$ колеса, которое представляет собой поступательное перемещение протектора шины относительно опорной поверхности в направлении, противоположном теоретической



скорости движения, и на котором колесо выполняет бесполезную работу $A_б$, т. е. рассеивает энергию, равную произведению $R_x L_б$, где R_x — продольная реакция дороги, которая численно равна силе $P_т$ тяги колеса. Значит, можно записать: $A_б = P_т L_б$.

Наконец, в процессе преодоления момента $M_f = R_z a$ сопротивления перекатыванию колесо выполняет работу $A_f = R_z \alpha a$, где R_z — вертикальная реакция дороги.

Таким образом, баланс энергий и работ, выполняемых колесом, можно записать в виде формулы № 2.

Однако сумма $L_д$ и $L_б$ — теоретический путь L_0 поступательного перемещения колеса. Следовательно, приведенная выше формула приобретает вид формулы № 3.

Из нее получаем формулу № 4, которая говорит о том, что показателем взаимосвязи между крутящим моментом $M_{кр}$ колеса и его силой $P_т$ тяги является некая величина L_0/α. А это не что иное, как радиус $r_к$ качения колеса (см. выше). То есть и в этом случае получено, что показателем взаимосвязи между крутящим моментом $M_{кр}$ колеса и его силой $P_т$ тяги является радиус $r_к$ качения, а не динамический радиус.

Третье. Равенство № 3 вытекает из баланса энергий и работ, подчиненного закону сохранения энергии, а равенство альтернативное, содержащее динамический радиус, противоречит этому равенству. Следовательно, противоречит и закону сохранения энергии.

Наконец, последнее. Приведем численную проверку баланса (формула № 3) на предмет того, действительно ли он, как утверждается в предыдущем пункте, не будет соблюдаться в случае применения динамического радиуса.

Допустим, что колесо имеет следующие параметры и показатели нагружения: радиус качения $r_к = 1{,}0$ м, динамический радиус $r_д = 0{,}8$ м (в принципе можно принять любым), $M_{кр} = 10$ Н · м, $\alpha = 1$ рад.; $R_z = 20$ Н, $a = 0{,}1$ м. Тогда $L_0 = r_к \alpha = 1$ м, а значение силы $P_т$ тяги колеса в соответствии с применяемым в работах [2, 3] соотношением $M_{кр} = P_т r_д + R_z a$, равно $(M_{кр} - R_z a)/r_д = (10 - 20 \cdot 0{,}1)/0{,}8 = 10$ Н.

Подстановка всех полученных значений в левую и правую части уравнения № 3 баланса свидетельствует, что рассматриваемое колесо представляет собой вечный двигатель: левая часть уравнения (энергия, подведенная к колесу) равна 10 Дж, а правая (работа, выполненная колесом) — 12 Дж. Что, конечно, противоречит базовым законам физики. Если же принять, что динамический радиус больше радиуса качения, то получим, что колесо представляет собой "черную дыру", в которой энергия бесследно исчезает. Соблюдение же баланса обеспечивается только в одном-единственном случае: когда сила $P_т$ тяги колеса равна 8 Н, что достигается при вычислении ее с применением радиуса качения $r_к$.

Таким образом, есть все основания утверждать, что применение динамического радиуса $r_д$ в теории качения эластичного колеса противоречит основным законам и правилам механики. Показателем взаимосвязи между приложенным к колесу крутящим моментом $M_{кр}$ и его силой тяги $P_т$ служит радиус $r_к$ качения колеса, взятый без учета проскальзывания или буксования.

Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. — 343 с.
2. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. — 504 с.
3. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под ред. В.В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
4. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.
5. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. Минск: Вышейшая школа, 1986. — 208 с.

УДК 629.113.001.2

ИНДИВИДУАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Кандидаты техн. наук **Н.А. АУБЕКЕРОВ** и **Ж.Н. АУБЕКЕРОВА, А.Н. АБАТОВА**
КарГТУ (7212. 42-12-64)

Предлагается метод оценки эксплуатационных повреждений деталей трансмиссии автомобилей, основанный на зависимостях их долговечности от механических характеристик (выносливости и износостойкости) материала и уровня (интенсивности) воздействий, обусловленных режимами работы автомобиля.

Ключевые слова: *надежность, работа трения, износ, удельный износ, выносливость, накопленное повреждение, прогнозирование отказа, условия эксплуатации, режим работы детали.*

Aubekerov N.A., Aubekerova Zh.N., Abatova A.N.
INDIVIDUAL EVALUATION OPERATIONAL DAMAGES PARTS OF CARS

Methods of evaluating the performance of cars damaged transmission parts based on dependencies durability of parts from the corresponding mechanical characteristics (endurance and durability) of the material and the level (intensity) effects on items defined as valid modes for car mileage (the flight) in specific conditions.

Keywords: *reliability, wear, specific wear, predicting failures, speed and load modes of operation of vehicles and parts, operating conditions, the work of friction, the accumulated damage.*

Эксплуатационная надежность автомобилей в значительной степени зависит от организации, методов и средств оперативного контроля их технического состояния. Однако на практике эффективность такого контроля для принятой у нас системе ТО с диагностикой Д-1, Д-2 в условиях АТП все еще остается низкой. В результате получается, что неисправности автомобилей в процессе межконтрольного их пробега накапливаются, т. е. фактически эксплуатируются со скрытыми неисправностями. Отсюда — сравнительно высокий уровень потерь от дорожных отказов, несвоевременное выполнение плановых ТО с диагностированием и сопутствующими работами по ТР, перерасход топлива. Хотя исследования показывают, что 40...70 % таких скрытых неисправностей могут быть устранены водителем при ежедневном обслуживании или в дорожных условиях практически без потерь линейного времени. Причем для реализации этого требуется лишь одно — наличие возможностей своевременного обнаружения и устранения неисправностей. Если же учесть еще и возможности предупреждения или устранения отказов профилактическими воздействиями квалифицированных рабочих на производственной базе АТП в межсменное время, становится очевидным, что материальные и трудовые затраты от дорожных отказов можно свести к минимуму.

Возникает вопрос: можно ли решить эти задачи? Чтобы ответить на него, обратимся к теории.

Отказ автомобиля обусловлен отказами его деталей, т. е. исчерпанием ресурсов их работоспособности. Иначе говоря, отказы происходят в момент, когда накопленные в деталях повреждения достигают предельно допустимых техническими условиями величин.

В свою очередь, уровень и скорость накопления этих повреждений зависят от множества факторов, каждый из которых изменяется в широком диапазоне. Поэтому традиционным принципом изучения надежности и влияющих на нее факторов стал в основном вероятностно-статистический подход, при котором учитываются вероятностные характеристики режимов и условий работы автомобиля, внешних воздействий на него и протекающих в нем процессов старения. Однако и теоретические исследования, и опыт эксплуатации показывают, что такой подход в случае автомобиля не только сложен, но и недостаточно информативен.

Так, по данным А.В. Песенко, в исследованном им парке из 108 автомобилей, оснащенных двигателями М-24Д, фактический ресурс последних до первого капитального ремонта имел широкий разброс от 155 до 370 тыс. км пробега, а среднее квадратическое отклонение их ресурса составляло 55 тыс. км. То есть при вероятностно-статистическом подходе можно оценить надежность только отдельных групп автомобилей, а применительно к конкретному автомобилю такая оценка носит неопределенный характер, так как в ее основу заложены статистические данные.

Авторы считают, что снять эту неопределенность в оценке технического состояния АТС может диагностирование. Хотя это и не лучший выход из положения. Во-первых, оно не вскрывает причин и следствий явлений, вызывающих изменение технического состояния автомобиля. Во-вторых, не избавляет от бесконечного экспериментирования. В-третьих, оценка технического состояния даже небольшого числа "ненадежных" элементов автомобиля требует больших затрат времени и средств на соответствующее оборудование, оплату труда исполнителей. В-четвертых, нормативные периодичности Д-1, Д-2 с привязкой к ТО-1 и ТО-2 далеко не бесспорны [1].

И здесь, на взгляд авторов, могут помочь разработанные проф. А.Н. Островцевым основы общей теории надежности автомобилей [2], которые предусматривают системный подход к решению проблемной задачи прогнозирования и управления уровнем надежности автомобиля, начиная со стадии проектирования его составных элементов и кончая их полной амортизацией в эксплуатации.

А.Н. Островцев считает, что критерий надежности должен учитывать факторы, определяющие потенциальные свойства конструкции автомобиля, которые

заложены при его создании, нагрузочный и скоростной режимы его работы и режимы работы элементов его конструкции, а также уровень (культуру) технической эксплуатации и т. д.

Отсюда напрашивается вывод: есть все основания допустить, что степень повреждений деталей автомобиля с определенными потенциальными свойствами надежности в сложившихся условиях технической эксплуатации определяется, главным образом, фактически повреждающими воздействиями на них, т. е. их нагрузочными и скоростными режимами работы. Следовательно, данное обстоятельство можно использовать для решения рассматриваемой проблемы.

Действительно, если каждый рейс автомобиля рассматривать в отдельности, то нагрузочные, скоростные режимы его работы могут быть установлены известными методами теории движения автомобиля. Например, в путевом листе указывается маршрут движения автомобиля и масса перевозимого им груза или пассажиров, а зная маршрут, легко найти соответствующее значение коэффициента дорожного сопротивления [1]. Затем по пробегу и времени движения — среднюю скорость автомобиля на маршруте.

Перечисленных данных вполне достаточно, чтобы рассчитать необходимые показатели (характеристики) действительных режимов работы автомобиля и его элементов.

Ведь изменения массы автомобиля, маршрута (дорожных условий) его движения при каждом рейсе формируют режимы его работы и работы его деталей, значит, и соответствующие этим воздействиям уровни их повреждений. Суммируя эти повреждения за отдельные рейсы, можно найти степень приближения значения накопленного повреждения детали к допускаемой по техническим условиям величинам, т. е. прогнозировать возможные отказы.

Известно, что для подавляющего большинства элементов конструкции автомобиля наступление их предельных состояний, вызывающих отказ, связано в основном с двумя причинами: постепенным накоплением в материале рассеянных повреждений, в результате чего происходит зарождение и развитие микроскопических трещин до размеров, вызывающих усталостное разрушение и чрезмерный износ трущихся поверхностей деталей [3].

Исходя из сказанного выше, рассмотрим принципиальные основы оценки усталостного повреждения и износа деталей автомобиля за пробег в конкретных условиях его эксплуатации. И сделаем это, скажем, на примере деталей трансмиссии.

Особенности условий эксплуатации трансмиссии автомобиля характеризуются, как показывают исследования, в основном дорожными условиями — коэффициентом ψ суммарного дорожного сопротивления, скоростью $v_а$ и массой $m_а$ автомобиля. Эти параметры, взятые из путевого листа, а также данные, взятые из технической характеристики автомобиля, позволяют определить действительный нагрузочный и скоростной режимы работы автомобиля (детали) за выполненный пробег.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma_{эi} = f(\psi, v_а, m_а, K') = f(P_т, K')$	$P_т$ — тяговая сила автомобиля на маршруте
2	$N_i = n_ц u_т S_i/(2\pi r_к)$	$n_ц$ — число перемен (циклов) напряжений в детали за один оборот колеса; $u_т$ — передаточное число трансмиссии, $r_к$ — радиус качения колеса
3	$N_{pi} = \sigma_r^m N_0/\sigma_{эi}^m$	σ_r — предел выносливости детали при данном характере нагружения; m, N_0 — соответственно коэффициент и базовое число циклов нагружения детали при определении предела выносливости
4	$K_{ну} = N_i/N_{pi}$	—
5	$M_\psi = \psi r_k g(m_0 + m_г)/(u_0 u_k)$	ψ — коэффициент дорожного сопротивления; g — ускорение свободного падения; $m_а$ — масса автомобиля; $m_г$ — масса груза; u_0, u_k — передаточные числа коробки передач и главной передачи
6	$I_а = (m_0 + m_г) r_k^2/(u_0 u_k)^2$	—
7	$A_т = 0{,}5\omega^2 I_а M_{max}/(M_{max} - M_\psi)$	ω — угловая скорость коленчатого вала; M_{max} — максимальный крутящий момент
8	$A_{S_1} = A_т n_1(c + (1 - c)/a)$	n_1 — число пользований сцеплением при трогании автомобиля с места и переключениях передач за 1 км пробега; c — доля троганий автомобиля за 1 км пробега; a — соотношение работ буксования сцепления при трогании автомобиля и переключении передач
9	$A_{yS_i} = A_{S_1} S_i/F$	F — рабочая площадь трения накладок
10	$t_{эi} = t_{уд} A_{S_1} S_i/F$	$t_{уд}$ — удельный износ фрикционных накладок, мк/(Дж · см^2)
11	$K_{иi} = 100 t_{эi}/t_д$	$t_д$ — допускаемый износ фрикционной обшивки
12	$t_{эсум} = t_{э1} + t_{э2} + ... + t_{эi} \le t_д$, $K_{иисум} = K_{ии1} + K_{ии2} + ... + K_{иi} \le 100$ %	—

Для детали с конструктивными особенностями и геометрическими размерами, характеризуемыми коэффициентом K', количественную связь эквивалентного напряжения $\sigma_{эi}$ в ней (определяемого нагрузочным режимом автомобиля за рассматриваемый рейс) можно представить в общем виде формулой № 1 (см. таблицу).

Число N_i циклов воздействия данного уровня нагрузки $\sigma_{эi}$ на деталь трансмиссии за рассматриваемый рейс (пробег S_i) рассчитывается по формуле № 2. Расчетное число $N_{рi}$ циклов воздействия до разрушения детали при том же уровне и характере нагружения дает формула № 3. Следовательно, степень усталостного повреждения, т. е. коэффициент $K_{иу}$ использованного ресурса выносливости детали за рассматриваемый рейс, устанавливается по формуле № 4.

Когда накопленное усталостное повреждение, т. е. сумма коэффициентов $K_{иу}$ использованного ресурса выносливости детали за отдельные рейсы, приблизится к единице (100%-му повреждению), можно говорить о возможном отказе из-за усталости и необходимости принятия соответствующих мер по его предупреждению.

Оценку эксплуатационных износов деталей трансмиссии за выполненный автомобилем рейс в конкретных условиях эксплуатации рассмотрим на примере фрикционных накладок ведомого диска сцепления грузового автомобиля, износостойкостью которых определяется долговечность сцепления. Для этого сначала определяется работа трения на рабочих поверхностях ведомого диска за рейс с учетом особенностей сложившихся режимов работы автомобиля. Далее, используя характеристику износостойкости фрикционных обшивок, рассчитываются износ $t_{эi}$ и коэффициент $K_{ииi}$ использованного ресурса долговечности ведомого диска за выполненный i-й пробег.

Эта оценка осуществляется на основе комплекса последовательных расчетов по формулам № 5...12. При этом определяются: по формуле № 5 — момент M_{Ψ} сопротивления движению автомобиля при его трогании, приведенный к валу сцепления; по формуле № 6 — приведенный к валу сцепления момент инерции $I_а$ автомобиля; по формуле № 7 — работа буксования сцепления при трогании $A_т$ автомобиля; по формуле № 8 — работа буксования сцепления A_{S1} за 1 км пробега; по формуле № 9 — удельная работа буксования $A_{уSi}$ сцепления за пробег S_i автомобиля; по формуле № 10 — износ ведомого диска $t_{эi}$ сцепления за пробег; по формуле № 11 — степень повреждения, т. е. коэффициент использованного ресурса износостойкости $K_{иии}$ ведомого диска сцепления за пробег; по выражениям № 12 — накопленные износ $t_{эсум}$ и коэффициент $K_{иисум}$ использованного ресурса износостойкости ведомого диска сцепления.

Как видно из этих формул, предотказное состояние сцепления характеризуется приближением (достижением) накопленного износа ведомого диска к допустимой его величине, что соответствует приближению суммарного коэффициента использованного ресурса долговечности накладок к 100 %.

Литература

1. Бодров В.А. Основы дифференцированного управления эксплуатационной надежностью автомобильных конструкций. Ярославль: ЯПИ, 1977. — 113 с.
2. Островцев А.Н. Основные принципы построения общей теории надежности // Автомобильная промышленность. 1971. № 11.
3. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. Ленинград: Политехника, 1991. — 224 с.

УДК 05.22.10

РАСЧЕТ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ АВТОСЕРВИСА

Е.А. ДУБОВИК

Донской ГТУ (+7.863. 273-85-11)

Рассматривается методика определения конкурентоспособного предприятия сервиса.

Ключевые слова: *предприятие сервиса, конкурентоспособность, сервисные услуги.*

Dubovik E.A.

CALCULATION COMPETITIVE CAR COMPANIES

The method of determiniting the competitive enterprises of the service is considered.

Keywords: *enterprise service, competitiveness, services.*

Предприятия автосервиса в глазах потребителей их услуг, как известно, неравноценны: в одни, как говорится, "не пробиться", а другие еле сводят концы с концами. Такое положение складывается стихийно. Однако его можно, предсказать. Например, используя рассматриваемую ниже методику расчета, предложенную автором работы. Эта методика позволяет расчетным путем определить уровень конкурентоспособности каждого из таких предприятий.

В основе этой методики лежит средневзвешенный показатель, характеризующий качество продукции (услуг). Зная его значение для нескольких предприятий сервиса, не представляет труда, во-первых, сравнить эти значения с нормативом и, во-вторых, ранжировать предприятия с точки зрения уровня их относительной конкурентоспособности. То есть выполнить конкурсную оценку предприятий. Задачи такой оценки следующие: определить направления работы по устранению недостатков в деятельности собственного предприятия; повышать качество предоставляемых ими услуг, а следовательно, его имидж в глазах потребителя.

Комплексный показатель $Пк_i$ определяется как минимум по каждому из параметров, приведенных в табл. 1 (хотя этот перечень при необходимости может быть расширен). Методика же определения конкурентоспособности предприятия сервиса сводится к следующему.

1. Комиссия из независимых специалистов оценивает (в баллах) значение каждого показателя $Пк_i$ для каждого из предприятий.

Таблица 1

Оценочный показатель	Обозначение показателя	Коэффициенты весомости показателя (баллы)
Объем и номенклатура оказываемых услуг (работ)	$Пк_1$	$Кв_1 = 0,14$
Техническая оснащенность	$Пк_2$	$Кв_2 = 0,24$
Кадровое обеспечение	$Пк_3$	$Кв_3 = 0,20$
Обеспеченность площадями	$Пк_4$	$Кв_4 = 0,11$
Технический контроль	$Пк_5$	$Кв_5 = 0,12$
Экологическая и санитарная безопасность	$Пк_6$	$Кв_6 = 0,10$
Выполнение экономических требований	$Пк_7$	$Кв_7 = 0,09$

Таблица 2

Параметры $Пк_1$, характеризующие объемы и номенклатуру оказываемых услуг (работ) предприятия	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Годовой объем производственных услуг (объем реализации)	K_{1-1}	$Кв_{1-1} = 29$
Число проведенных за год работ (в пересчете на ТО-1)	K_{1-2}	$Кв_{1-2} = 36$
Число марок автомобилей, обслуженных за год	K_{1-3}	$Кв_{1-3} = 15$
Общая рентабельность объекта автосервиса	K_{1-4}	$Кв_{1-4} = 5$
Эффективность управления (чистая прибыль на 1 руб. объема реализации продукции)	K_{1-5}	$Кв_{1-5} = 4$
Ликвидность и рыночная устойчивость автосервиса (коэффициенты ликвидности и покрытия)	K_{1-6} K_{1-7}	$Кв_{1-6} = 6$ $Кв_{1-7} = 5$

2. По формуле $П = \Sigma Пк_i Кв_i$ посчитывают комплексный показатель П в целом по предприятию, т. е. определяется фактическая сумма набранных им баллов.

То же самое повторяют для всех других предприятий.

3. Полученные значения $П_i$ выстраиваются по мере уменьшения их значений.

4. Присваивает предприятию категории (I, II и т. д.).

Очевидно, что самой сложной из этих операций является определение показателя $Пк_i$ по каждому из оцениваемых параметров. И методика решает эту проблему, предлагая формулу:

$$Пк_i = \Sigma K_j Кв_j,$$

где K_j — единичный показатель, характеризующий состояние j-го фактора, влияющего на комплексный показатель оцениваемого параметра (для всех составляющих оцениваемых параметров $K_j = 0, ..., 1$); $Кв_j$ — коэффициент j-го фактора; $j = 1, 2, 3, 4, 5, ..., n$ — число факторов, влияющих на оцениваемый параметр.

Значения коэффициентов $Кв_j$ и $Кв_i$ весомости, входящих в эту формулу, берутся либо из научной литературы, либо назначаются экспериментальным путем (метод Дельфи, метод "мозговой атаки", метод априорного ранжирования и т. п.). Их примерные величины, установленные вторым способом, соответствующие табл. 1, приведены в табл. 2...8 соответственно.

В заключение нельзя не отметить, что деятельность предприятия сервиса "прикидочно" можно оценивать и по статистическим данным, приведенным в литературе. Они говорят о том, что эту деятельность можно считать вполне успешной, если соответствовать следующим условиям: доля оплаченных трудозатрат составляет 60...65 % общих трудозатрат; валовой доход — 70...75 % оплаченных трудозатрат; трудозатраты на гарантийный ремонт — 20...30 % всех трудозатрат; трудозатраты на заказы других служб (внутренние нужды) — 5...10 % всех трудозатрат; валовой доход от трудозатрат на внутренние нужды — 70...75 %; прямые затраты на

Таблица 3

Параметры $Пк_2$, характеризующие техническую оснащенность предприятия	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Число рабочих постов	K_{2-1}	$Кв_{2-1} = 20$
Наличие и состояние ремонтно-технологического оборудования	K_{2-2}	$Кв_{2-2} = 20$
Наличие и состояние контрольно-диагностического оборудования	K_{2-3}	$Кв_{2-3} = 14$
Стоимость ОПФ	K_{2-4}	$Кв_{2-4} = 10$
Стоимость активной части ОПФ	K_{2-5}	$Кв_{2-5} = 10$
Число ПЭВМ	K_{2-6}	$Кв_{2-6} = 8$
Наличие документов о проведении проверок и аттестации оборудования	K_{2-7}	$Кв_{2-7} = 8$
Число подъемников и осмотровых ям	K_{2-8}	$Кв_{2-8} = 10$

Таблица 4

Параметры $Пк_3$, характеризующие кадровое обеспечение предприятий	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Обеспеченность объекта автосервиса производственными рабочими	K_{3-1}	$Кв_{3-1} = 20$
Число работающих	K_{3-2}	$Кв_{3-2} = 15$
Число ИТР	K_{3-3}	$Кв_{3-3} = 15$
Число аттестованных рабочих по профилю	K_{3-4}	$Кв_{3-4} = 25$
Число ИТР, прошедших курсы повышения квалификации	K_{3-5}	$Кв_{3-5} = 254$

Таблица 5

Параметры $Пк_4$, характеризующие обеспеченность предприятий	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Обеспеченность объекта автосервиса производственными площадями в соответствии с нормативами	K_{4-1}	$Kв_{4-1} = 25$
Общая производственная площадь: собственная арендуемая	 K_{4-2} K_{4-3}	 $Kв_{4-2} = 15$ $Kв_{4-3} = 10$
Площадь складских помещений	K_{4-4}	$Kв_{4-4} = 15$
Площадь занимаемой траектории по генеральному плану: собственная арендуемая	 K_{4-5} K_{4-6}	 $Kв_{4-5} = 12$ $Kв_{4-6} = 8$
Наличие стоянки для автомобилей клиентов	K_{4-7}	$Kв_{4-7} = 10$
Наличие дополнительных услуг (кафе, автосалон, магазин запасных частей, мотель)	K_{4-8}	$Kв_{4-8} = 5$

Таблица 6

Параметры $Пк_5$, характеризующие эффективность технического контроля объекта автосервиса	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Сертификация услуг	K_{5-1}	$Kв_{5-1} = 21$
Наличие выходного контроля запасных частей	K_{5-2}	$Kв_{5-2} = 16$
Наличие выходного контроля качества услуг	K_{5-3}	$Kв_{5-3} = 18$
Наличие инструкций на проведение работ на рабочих местах	K_{5-4}	$Kв_{5-4} = 3$
Наличие книги отзывов и предложений	K_{5-5}	$Kв_{5-5} = 3$
Наличие НТД (нормативно-технической документации)	K_{5-6}	$Kв_{5-6} = 6$
Наличие НТД на обслуживаемые и ремонтируемые автомобили	K_{5-7}	$Kв_{5-7} = 3$
Наличие договоров с потребителями, заказов-нарядов, приемосдаточных актов и др.	K_{5-8}	$Kв_{5-8} = 2$
Наличие стенда клиента	K_{5-9}	$Kв_{5-9} = 3$
Выдача гарантий	K_{5-10}	$Kв_{5-10} = 6$
Обеспеченность объекта автосервиса инструментами и приборами контроля	K_{5-11}	$Kв_{5-11} = 10$
Наличие и своевременность метрологического контроля	K_{5-12}	$Kв_{5-12} = 9$

Таблица 7

Параметры $Пк_6$, характеризующие экологическую и санитарную безопасность объектов автосервиса	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Соблюдение санитарных правил согласно МОС СП 2.2.018—98	K_{6-1}	$Kв_{6-1} = 22$
Наличие системы сбора и утилизации сточных вод, технических жидкостей, масел	K_{6-2}	$Kв_{6-2} = 16$
Наличие очистных сооружений	K_{6-3}	$Kв_{6-3} = 10$
Соблюдение правил ТБ и пожарной безопасности	K_{6-4}	$Kв_{6-4} = 8$
Наличие экологического паспорта предприятия	K_{6-5}	$Kв_{6-5} = 26$
Состояние оборудования и соблюдение правил электробезопасности	K_{6-6}	$Kв_{6-6} = 10$
Наличие средств сбора атмосферных выбросов из окрасочных, обмоточных и аккумуляторных участков	K_{6-7}	$Kв_{6-7} = 8$

Таблица 8

Параметры $Пк_7$, характеризующие экономические требования	Обозначение единичного показателя	Коэффициенты весомости (баллы)
Общая рентабельность	K_{7-1}	$Kв_{7-1} = 20$
Рентабельность активов	K_{7-2}	$Kв_{7-2} = 6$
Рентабельность текущих затрат	K_{7-3}	$Kв_{7-3} = 10$
Отдача активов	K_{7-4}	$Kв_{7-4} = 7$
Оборачиваемость оборотных средств	K_{7-5}	$Kв_{7-5} = 8$
Отдача собственного капитала	K_{7-6}	$Kв_{7-6} = 5$
Коэффициент текущей ликвидности	K_{7-7}	$Kв_{7-7} = 20$
Соотношение дебиторской и кредиторской задолженностей	K_{7-8}	$Kв_{7-8} = 8$
Коэффициент текущей ликвидности	K_{7-9}	$Kв_{7-9} = 10$
Соотношение дебиторской и кредиторской задолженностей	K_{7-10}	$Kв_{7-10} = 8$

персонал — 25...30 % от продажи труда; прибыль — 10...20 % от всех продаж труда; рабочие часы на один оплаченный заказ (в среднем) — 2,0...2,5 %; дневной норматив продуктивных часов механиков — 8,0...9,6 %; годовой заезд на предприятие — 2,0...2,5 % эксплуатируемых в регионе автомобилей; доля продаж труда, обеспеченная механиками —25...35 %; число оплаченных строк (видов работ) в заказе на ремонт (в среднем) — 2,5...3,0 %; доля оплаченных заказов только на один вид работ — 0...35 %; доля заказов по предварительной записи — 15...35 %; число постов на одного механика — 0,8...1,0 %; общая продуктивность цеха (средняя) — 100...120 %; ежедневно переходящее число автомобилей от записанных — 0...5 %; среднегодовая текучесть кадров — 10...12 %; степень удовлетворения клиентов — 75...100 %; себестоимость трудозатрат к продажам труда — 25...30 %.

Литература

1. Грибут И.Э., Артюшенко В.М., Мазаева Н.П. и др. Автосервис станции технического обслуживания автомобилей: учебник / под ред. В.С. Шуплякова, Ю.П. Свириденко. М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2009. — 480 с.

УДК 629.788.523.43

МЕТОДЫ ЗАРЯДКИ "СОЛНЕЧНЫХ" ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ МОЩНЫМИ СВЕТОВЫМИ ПОТОКАМИ

А.А. БАРАБАНОВ, канд. техн. наук **П.А. ВЯТЛЕВ,**
А.Ф. НАСЫРОВ, д-р техн. наук **В.К. СЫСОЕВ, Б.П. ПАПЧЕНКО**
ФГУП "НПО имени С.А. Лавочкина" (495. 575-87-53)
Санкт-Петербургский НИУ ИТМО (812. 457-15-52)

Проведен анализ бесконтактных методов зарядки солнечных электромобилей с использованием мощных лазерных пучков.

Ключевые слова: *Солнце, электромобили, лазер.*

Barabanov A.A., Vaytlev P.A., Nasyrov A.F., Sysoev V.K., Papchenko B.P.

METHODS OF CHARGING SOLAR ELECTRIC POWERFUL LIGHT OUTPUT

Analyzes of contactless charging of electric methods using high-power laser beams is conducted.

Keywords: *Sun, electricar, laser.*

При всей экологической привлекательности использование электроэнергии в качестве топлива для автотранспорта — только видимая часть проблемы. Ведь для получения электричества в количестве, необходимом для удовлетворения потребности увеличивающегося парка электромобилей, требуются дополнительные мощности тепловых или атомных электростанций. То есть чистый и экономичный, на первый взгляд, электромобиль становится причиной сжигания дополнительных объемов органического сырья и более интенсивного развития атомной энергетики.

Выход из этого экологического тупика — электромобиль на солнечных батареях. Используя такой неисчерпаемый источник бесплатной и чистой энергии, как солнечный свет, автомобильный транспорт имеет шанс из губителя Планеты превратиться в ее гармоничный компонент.

Данная идея — не новость, и в ее разумности никто не сомневается. Но — только, так сказать, в теоретическом плане. С точки же практической ее реализации все обстоит гораздо сложнее: на этом пути есть множество проблем, главная из которых — низкая эффективность существующих в настоящее время фотопреобразователей. Хотя многие автомобильные фирмы и исследовательские центры уже кое-каких успехов добились. В крайнем случае, результаты их работы показывают: эпоха "солнечных" электромобилей, безусловно, наступит. Уже хотя бы потому, что 70 % теоретических вопросов, связанных с фотопреобразователем, теоретически решены, 50 % — решены на лабораторном уровне и 25 % — в производстве.

Вторая проблема — создание электромобилей с низкой энергоемкостью, т. е. имеющих небольшую массу, а значит, требующих для своего движения меньше энергии. При этом их конструкция, разумеется, должна оставаться прочной и технологичной в изготовлении. Это значит, что в нее предстоит внедрить новые композитные материалы.

Третья проблема — разработки в области систем электропривода, которые позволят снизить потерю энергии при передаче крутящего момента.

Если решить эти проблемы, а также проблемы аэродинамики, электротехники, электроники и материаловедения, то должен получиться электромобиль, оснащенный электродвигателем мощностью 1,5...2,0 кВт, но обладающий теми же характеристиками, что и сегодняшний автомобиль, двигатель которого в сотню раз мощнее.

Уже сегодня появляются новые виды электромобильных комплектующих, параметры которых на порядок выше, чем у комплектующих традиционных АТС. Например, легкие бесколлекторные двигатели постоянного тока с высоким КПД, в которых используются магниты из редкоземельных металлов; электронные системы на микропроцессорах, значительно снижающие потребление электроэнергии; низкооборотные электродвигатели, встроенные напрямую в ведущие колеса электромобиля и т. д.

Проехать 3000 км и не потратить ни грамма бензина — сегодня уже не редкость на гонках электромобилей, оснащенных солнечными батареями. И их максимальная скорость достигла уже 170 км/ч. Появиться им на дорогах мешает лишь одно: отсутствие экологически чистых зарядных станций.

Решение этой проблемы тоже, в общем-то, известно. Это бесконтактная зарядка бортовых батарей электромобиля от стационарных источников энергии (солнечных батарей). И такая система уже существует [2]. Причем довольно эффективная, позволяющая зарядить электромобиль при расстоянии между зарядной системой и приемным устройством электромобиля до 1 м. Ее мощность — до 100 кВт.

Однако более интересным вариантом бесконтактной зарядки электромобилей является, по мнению авторов, разрабатываемый для технологии солнечных космических электростанций лазерный канал переда-

чи энергии [3], поэтому он и его аналоги и рассматриваются ниже.

Несмотря на успехи в развитии "солнцемобилей", пока что низкая эффективность фотопреобразователей, наличие природного суточного цикла, а также переменчивая погодная обстановка в ряде районов земного шара сильно ограничивают распространение этих АТС. Поэтому без разработки и развития станций дистанционной бесконтактной зарядки таких АТС искусственным световым излучением не обойтись. И прежде всего — излучения лазерного.

Конечно, перед проектированием таких станций придется решить множество проблем. В частности, ответить как минимум на четыре вопроса: каким должен быть уровень мощности лазерного излучения (1, 10, 100 кВт); излучение следует направлять на один или на группу электромобилей; как осуществлять зарядку — движущегося и/или неподвижного электромобиля; каким должно быть оптимальное расстояние между источником излучения и электромобилем. Причем ответить с учетом следующих ограничений: экологическая безопасность (плотность излучения не более 1000 Вт/м^2); экономическая эффективность (зарядка, не дороже заправки бензином); преодоление технических трудностей (создание лазерных генераторов необходимой мощности и систем канализации излучения, а также системы высокоточного наведения).

Анализируя уже имеющиеся достижения в области разработки и создания "солнечных" электромобилей, можно предположить, что необходимый уровень мощности для зарядки таких АТС находится в пределах 1...10 кВт. То есть этот уровень — не проблема: мощности реальных лазерных источников энергии уже достигли ~100 кВт. Правда, все они работают в "окнах прозрачности" атмосферы. Это полупроводниковые (~0,8 мкм) и волоконные лазеры (1,55 мкм). Есть и высокоэффективные фотопреобразователи лазерного излучения [4, 5].

Однако проблему с "окнами прозрачности" для лазерного излучения решить можно. Дело в том, что в видимом и ближнем к нему инфракрасном диапазоне волны разной длины имеют разные степени поглощения. В ближней инфракрасной области оно обусловлено в основном частицами влаги всегда, даже в ясную погоду, присутствующими в атмосфере, а вклада абсорбции газами (оксидами углерода или азота) в общее поглощение практически нет. В длинноволновой же инфракрасной области (>2000 нм) газовая абсорбция, наоборот, может доминировать. В итоге в диапазоне 700...10 000 нм существует несколько "окон прозрачности" (поглощение менее 0,2 дБ/км), из которых наибольший интерес с рассматриваемой точки зрения представляют два — 780...850 и 1520...1600 нм. Особенно второй: он хорошо подходит для передачи энергии и, кроме того, в настоящее время вполне доступны высококачественные компоненты для приема и передачи таких волн. Например, этот диапазон длин волн используется в волоконно-оптических системах, передающих энергию на большие расстояния, на них и работают эрбиевые волоконные лазеры. Очень важно и то, что диапазон 1520...1600 нм обеспечивает

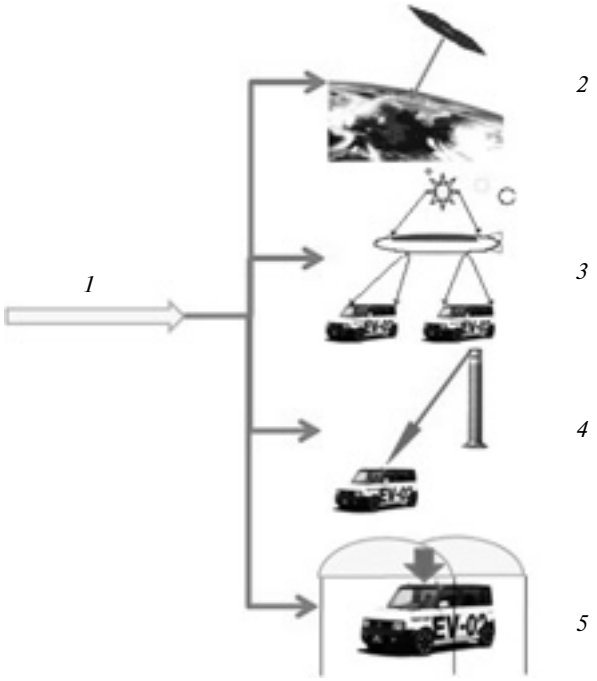


Рис. 1. Структура средств доставки световых потоков для дистанционной зарядки электромобилей:

1 — носитель (станция); *2* — солнечные космические электростанции с лазерным каналом передачи энергии; *3* — высотный стратосферный дирижабль с солнечными фотопреобразователями и лазерным каналом передачи энергии; *4* — вышки с лазерным прожектором; *5* — станции стационарной зарядки лазерным излучением

тот же класс лазерной безопасности, что и диапазон 780...850 нм, при передаче в 50...60 раз большей мощности. Так как человеческий глаз меньше "боится" этих длин волн.

Более того, в последнее время достигнут значительный прогресс в разработке высокоэффективных фотопреобразователей лазерного излучения с длиной волны 1,5 нм, не воспринимаемой глазом. Причем эффективность этих преобразователей при длине волны 1,55 мкм составляет 44,6 %, а плотность мощности излучения при комнатной температуре — 1 кВт/м^2.

Прежде чем проанализировать схемы зарядки лазерным излучением "солнцеавтомобилей", рассмотрим структуру средств доставки излучения до потребителя (рис. 1).

В эту структуру, как видим, могут входить носитель *1* данных средств (станция); солнечные космические электростанции *2*; высотный (стратосферный) дирижабль *3*, оснащенный, как и космические электростанции, фотопреобразователем и лазерным каналом передачи энергии; вышка *4* с лазерным прожектором; станция *5* стационарной зарядки бортовых аккумуляторов лазерным излучением. Естественно, способы реализации перечисленных вариантов разные. Например, если взять первый из них, то для передачи энергии на Землю можно использовать большеразмерные формируемые центробежными силами мембранные зеркала, отражающие солнечное излучение в заданный район земной поверхности. Они способны дать солнечное пятно диаметром в десятки метров с плотностью энергии, равной 300 Вт/м^2. Но пригод-

ны и космические станции, которые преобразуют солнечный свет в лазерное излучение. В этом случае пятно пучка на земной поверхности будет иметь диаметр 50...200 м, а плотность мощности излучения — 2000...5000 Вт/м^2.

Конечно, у данного варианта есть весьма большие проблемы: необходима субсекундная точность наведения световых и лазерных пучков; экологические проблемы; отсутствие практических наработок; фантастическая стоимость, так что ожидать его в ближайшие 30...40 лет не имеет смысла.

Второй вариант — аэростатная платформа с накопителями, которая выполнена либо в виде привязного аэростата с фотобатареями площадью 1000 м^2, поднятого на высоту 2...4 км (мощность преобразователей — до 1 МВт, вырабатываемая ими энергия — 10 Мв·ч, его лазерная система направляет эту энергию на "солнечные" электромобили), но это может быть и стратосферная автоматическая аэростатная станция, функционирующая на высоте 20...25 км и способная перемещаться по заданному маршруту. Такая станция будет иметь большие размеры, позволяющие разметить на ней фотопреобразователи на мощность ~10 МВт, которую можно передать на Землю несколькими потоками лазерного излучения (рис. 2) со следующими параметрами: мощность — 0,01...100 кВт; расстояние — до 20 км; фокальная зона — диаметром 1...5 м.

Проблемы у таких систем тоже есть. Это необходимость секундной точности наведения и высокая стоимость. Однако возможные сроки их построения гораздо более близкие, чем у предыдущего варианта: через 5 лет.

Такая система может использоваться многофункционально — как для зарядки батарей "солнечных" электромобилей, так и для энергосбережения отдельных населенных пунктов. Безопасность обеспечивается точностью наведения и выбором плотности мощности лазерного пучка.

Третий вариант имеет сотовый принцип: станции с лазерным каналом передачи энергии располагаются на мачтах (вышках) с фотопреобразователями (рис. 3) и накопителями, что делает их энергетически автономными. При использовании этого варианта энергию можно передавать не только с вышки на электромобиль, но и с одной мачты (вышки) на другую. И можно рассчитывать, что данная система будет иметь следующие параметры: мощность — 1...10 кВт, диаметр пятна — 0,5...1,0 м; расстояние до заряжаемого объекта — 1000 м. Ее реализация потребует секундной точности, ее стоимость — средняя, возможные сроки реализации — до 5 лет.

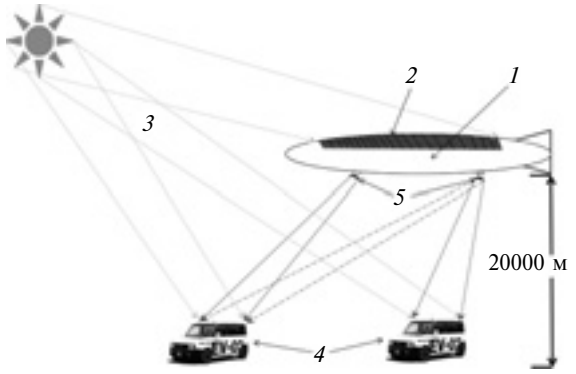


Рис. 2. Высотные дирижабли с солнечными батареями и лазерным каналом передачи энергии как средства дистанционной зарядки электромобилей:

1 — дирижабль; *2* — фотоэлектрические преобразователи; *3* — солнечное излучение; *4* — "солнечный" автомобиль; *5* — лазерные передатчики

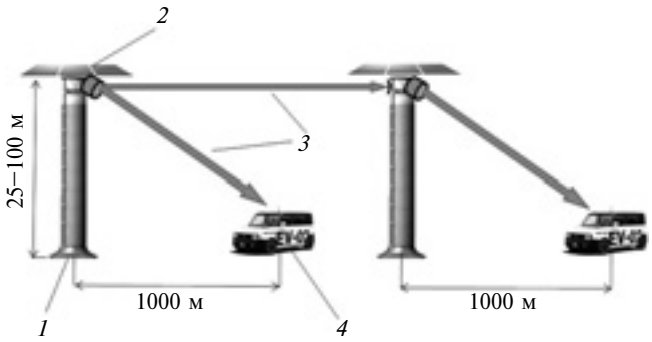


Рис. 3. Высотные вышки с лазерными прожекторами — средство дистанционной зарядки электромобиля (сотовый принцип):

1 — вышки; *2* — фотопреобразователи с накопителем и лазерным передатчиком; *3* — лазерное излучение; *4* — "солнечный" электромобиль

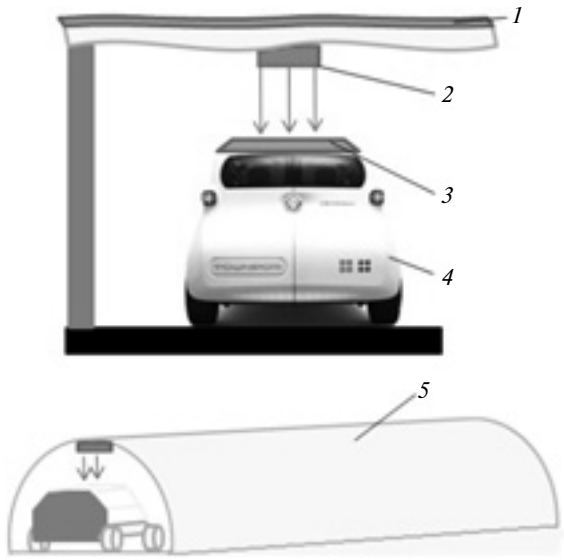


Рис. 4. Стационарная бесконтактная зарядка электромобиля мощным световым потоком:

1 — фотопреобразователи; *2* — решетка лазерных диодов; *3* — фотопреобразователи; *4* — "солнечный" электромобиль; *5* — тоннель

Наиболее простой вариант станции "лазерной зарядки" может представлять собой (рис. 4) некий павильон с крышей, покрытой солнечными фотопреобразователями, в котором располагаются накопители энергии, а также лазерные полупроводниковые излучатели. Такие устройства будут выполняться в виде модуля автономных фотоизлучателей определенных размеров, число которых определяет их мощность. Основные их параметры: мощность — 1...100 кВт; расстояние до получателя энергии — до 5 м; диаметр пятна — 1...2 м; стоимость — низкая. Поэтому их можно строить уже сегодня. Но для осуществления этой технологии необходимо (как видим), решить две про-

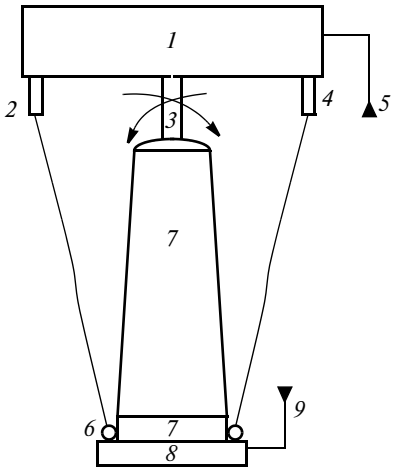


Рис. 5. Схема наведения лазерного канала передачи энергии в системе КА-электромобиль:

1 — станция; *2*, *4* — оптикоэлектронная система; *3* — лазерный передатчик; *5*, *9* — система ГЛОНАСС/GPS; *6* — лазерные маяки; *7* — фотопреобразовательная панель; *8* — солнечный электромобиль

блемы — создать систему высокоточного наведения лазерного пучка и систему терморегулирования фотопреобразователей. И по этим направлениям определенные наработки уже есть.

Так, для создания лазерных пучков с очень низкой расходимостью разрабатывается высококачественная оптика и система фазовой синхронизации лазерных источников; для системы высокоточного наведения лазерного пучка на фотопреобразователи и поддержание этого наведения, т. е. удерживания лазерного пятна на фотопреобразовательной площадке в течение длительного времени, разрабатываются высокоскоростные системы управления зеркальной системой наведения на лазерные оптические маяки, размещенные на фотопреобразовательной панели электромобиля. Для решения проблемы высокоточного наведения и стабилизации лазерного луча предлагается комплексный подход, состоящий из трехуровневой системы (рис. 5): первый уровень — грубое наведение зеркальной системы лазерного канала передачи энергии с помощью радиосистем и спутниковой системы ГЛОНАСС; второй — наведение с помощью оптикоэлектронной системы и лазерных маяков, размещенных на фотопреобразующей платформе; третий — наведение по движению лазерного пятна на фотопреобразующей платформе.

Таким образом, развитие бесконтактных методов зарядки электромобиля мощным световым потоком уже начинается. В частности, четко определены его направления: высокоэффективные фотопреобразователи, работающие как от солнечного, так и лазерного излучения; высокоточные системы наведения лазерного излучения на фотопреобразователи; электромобили, оснащенные обратной связью; высокоэффективные системы терморегулирования (на основе тепловых труб) фотопреобразователей на электромобиле. Причем работы по всем этим направлениям уже ведутся. И небезрезультатно. Поэтому есть надежда, что "солнечный" электромобиль рано или поздно станет конкурентоспособным по отношению к традиционному автомобилю. Главное здесь, по мнению авторов, сравнять стоимость их производства и эксплуатации.

Литература

1. Пополов А.С. Солнечный транспорт // Экология и жизнь. 2000. № 3 (15). С. 48—52.
2. Kurs A., Karalis A., Moffatt R., Joannopoulos J.D., Fisher P., Soljacic M. Wireless power transfer via strongly coupled magnetic resonances // Science. V. 317. № 5834. P. 83—86.
3. Пичхадзе К.М., Грешилов П.А., Верлан А.А. Солнечные космические электростанции — пути реализации. М.: МАИ-принт, 2013. — 160 с.
4. Андреев В.М. Высокоэффективные фотоэлектрические преобразователи лазерного и концентрированного солнечного излучения // Альтернативный киловатт, 2012. № 6. С. 17—25.
5. Mukherjee J., Jarvis S., Perren M., Sweeney S.J. Efficiency limits of laser power converters for optical power transfer application // Journsl of Physics D: Applied Physics. 2013. V. 46. № 26. P. 264006—164011.
6. Bloom S., Korevaar E., Wikkebrand H. Understanding the performance of free optics // Journal of optical networking. 2003. V. 2. № 6. P. 178—200.
7. Комков В.А., Мельников В.М., Харлов В.Н. Формируемые центробежными силами космические солнечные батареи. М.: Черос, 2007. — 188 с.

УДК 629.114.004: 681.3.07

НЕЙРОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ КАК ИНСТРУМЕНТ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОЙ ПЕРИОДИЧНОСТИ ОБСЛУЖИВАНИЯ АТС

Д-р техн. наук **И.Ф. ДЬЯКОВ**
Ульяновский ГТУ (8.8422.77-81-49)

Рассмотрены вопросы моделирования периодичности обслуживания при эксплуатации АТС с использованием нейронной технологии.

Ключевые слова: *математическая модель, генетический алгоритм, сигмоид, критерий оптимальности, хромосомы, теория нечетких множеств.*

Dyakov I.F.

NEURONIC TECHNOLOGY AS INSTRUMENT OF CHOICE OF THE IDIAL SERVICE RATE OF THE CAR

The problems of modeling of the maintenance schedule when operating a car by using the neuronic technology are considered.

Keywords: *mathematical model, genetic algorithm, sigmoid, optimality criterion, chromosomes, fuzzy-set theory.*

ТО и ТР — основа обеспечения работоспособности АТС в условиях эксплуатации. И надо сказать, что сложившаяся в крупных автотранспортных объединениях нашей страны работа в основном решает эту задачу. Однако есть и проблемы. И одна из них — периодичность обслуживания АТС: фактические затраты труда, средств на текущий их ремонт в несколько раз превышают нормативные. Причем они растут пропорционально срокам эксплуатации, нагрузочным режимам (включая дорожные и климатические условия) и сильно зависят от оснащенности постов обслуживания средствами механизации и качества проводимого ремонта. Отсюда и многообразие мнений авторов научных разработок [1] и руководителей автотранспортных предприятий по данной проблеме. Хотя все они, в общем-то, сходятся на том, что периодичность ТО и

ТР АТС со "стажем" или работающего в сложных дорожных условиях должна быть меньше, чем у нового автомобиля или машины, работающей на асфальте. Вопрос лишь в том, какую периодичность следует считать в каждом конкретном случае. То есть, как найти минимум потерь времени, труда и средств, который гарантирует безопасную работу АТС.

Эта задача, по мнению автора, — чисто математическая, решаемая через показатели конкретных АТП, состав его автопарка и условия эксплуатации входящих в него АТС. И сводится она к разработке математической модели и определению по ней совокупности возможных вариантов, удовлетворяющих принятому критерию оптимальности.

Для составления модели требуются статистические исходные данные. При этом АТС следует разграничить по однотипным, хотя и неоднородным по интенсивности отказов группам. Такое разделение, конечно, имеет условный характер, так как в них войдут АТС и с малой вероятностью отказов, и со значительной их интенсивностью.

Предметом исследования таких групп и парка АТП в целом является обеспечение высокой вероятности безотказной работы АТС при различных режимах их нагружения в интервалах пробега между техническим обслуживанием и ремонтными воздействиями. Причем обязательно — с учетом работы, во-первых, инженерно-технического персонала АТП как регулирующего звена, который контролирует качество проведения ТО и ТР и влияет на вероятность безотказности автотранспортных средств, и, во-вторых, водительского состава, который также представляет собой регулирующее звено режима движения АТС (использование различных передач, изменение скорости движения АТС в зависимости от дорожных условий, выбор режима торможения, поддержание температурного режима двигателя и т.д.). В итоге задача формулируется следующим образом.

Зная годовой пробег (наработку) L_1, L_2, ..., L_i каждого АТС своего автопарка, необходимо найти ту периодичность обслуживания однотипных их групп и отдельных моделей, имеющих разный "возраст", которая обеспечивает минимальные их простои. При этом очевидно, что в качестве переменных должны приниматься как минимум следующие: Δ_{jk} — число отказов j-го АТС в k-м интервале обслуживания; Q_j — годовой объем транспортных работ по моделям и срокам эксплуатации; n_τ — число исходных интервалов периодичности обслуживания за год; $З_{jk}(A)$ — суммарные затраты на единицу (км, кВт·ч) наработки АТС с грузом; D_{jk} — удельные простои j-го АТС в k-м интервале обслуживания в расчете на единицу наработки.

В качестве методологической базы для построения моделей такой дифференцированной оценки АТС по нагрузке, годам эксплуатации, периодичности обслуживания, ремонту и т. д. предлагается применить так называемый генетический алгоритм, который демонстрирует реальные показатели при решении сложных задач оптимизации [2] и дает возможность оперировать дискретными значениями параметров, что упрощает аппаратную его реализацию и сокращает общее время обучения [3].

Использование генетических алгоритмов, как известно, связано с обработкой информации в нейронной сети, т. е. направлением графа, состоящего из узлов, соединенных синаптическими и активационными связями, или нейронов, каждый из которых представляется множеством линейных синаптических связей с внешним порогом. При этом синаптические связи используются для "взвешивания" соответствующих входных параметров (например, режимов нагружения), влияющих на выходной параметр (например, отказы). Полученная в результате "взвешенная" сумма входных параметров определяет индуцированное локальное поле ν каждого конкретного нейрона, описанное по формуле № 1 (таблица № 1). Порог же $b_к$ параметра, представляемый входной синаптической связью, считается равным "+1".

Построение генетического алгоритма — это кодирование информации, или, как говорят, превращение ее в хромосомы. Дело в том, что для фиксированной топологии (архитектуры) нейронной сети эта информация полностью содержится в значениях синаптических весов ω и смещений $в$, поэтому набор ω и $в$ рассматривается как хромосома.

Упомянутую выше формулу № 1 называют моделью Мак-Каллока—Питца. Выходной сигнал ее нейрона принимает значение "1", если индуцированное поле этого нейрона неотрицательно, и "0" — в противном случае.

Для реализации концепции отбора "весов" и смещений используется метод сопоставления различных хромосом с точки зрения их возможностей решения конкретных задач. (Например, для сетей с последовательными связями можно сопоставить евклидово расстояние.) Но для генетических алгоритмов, в отличие от большинства других алгоритмов обучения, формируется не один, а несколько наборов начальных значений параметров, т. е. популяция хромосом, которые обрабатываются с помощью алгоритмов репродукции [4].

Формирование исходной (родительской) популяции заключается в выборе заданного числа хромосом, представляемых последовательностями фиксированной длины. Но прежде чем перейти к формированию такой популяции применительно к АТС, кроме перечисленных выше показателей, следует учитывать влияние обслуживающего персонала на исправность АТС. И вот теперь все эти популяции, влияющие на вероятность безотказной работы АТС, можно представить в виде математической модели, под которой понимается совокупность числа $N_{АТС}$ работоспособных АТС, обслуживающего персонала и применить к ней операцию усреднения по множеству.

Эта модель при заданных интервалах обслуживания и сортировках АТС по видам их нагрузочных режимов и годам эксплуатации может быть записана в виде формулы № 2, которая и позволяет перейти к моделированию работоспособности АТС в процессе эксплуатации.

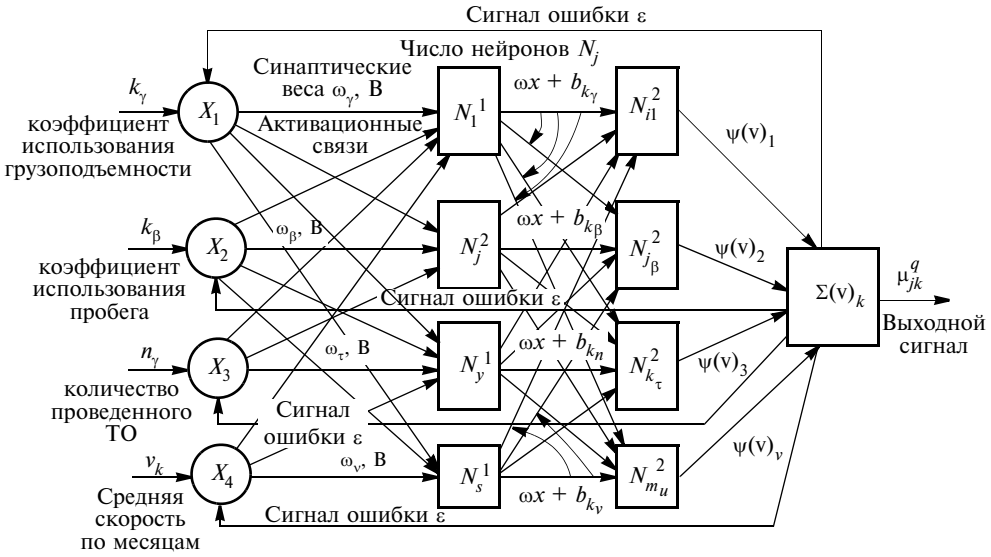
Цель дифференцированной оценки безотказной работы АТС — соблюдение необходимого уровня ε точности технического обеспечения каждого АТС без нарушения сформулированной дифференциации. Если АТС $N_{АТС}$ воспринимает (формула № 3) множество

нагрузочных воздействий $\{\mu_1^q\}_{q=1}^{w_1}$ в различных дорожных условиях, то его можно представить одним из трех условий: $\{r_j\}_{j=1}^m = \{\mu_1^q\}_{q=1}^{w_1} <, ..., < \{\mu_1^q\}_{q=1}^{w_k}$ (оно одинаково для всех АТС своего класса); $N_{\text{АТС}} >, ..., > N_{\text{АТС}j}$ (оно превосходит все другие АТС своего класса); и если $\{\mu_{k1}^q\} <, ..., < \{\mu_{jk}^q\}$, то тогда при $\forall q$ применяя подходы теории игр [5], можно утверждать, что для всех АТС формула № 3 будет правильной. (Здесь ">" означает превосходство, доминирование, $\forall q$ — квантор всеобщности.)

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\nu = \sum_{j=1}^{m} \omega_{ik} x_j + b_k$	m — число ремонтных воздействий после k-го интервала технического обслуживания; ω_{jk} —семантический "вес"; x_j — входной сигнал (параметр) соответствующего показателя нагруженности j-го АТС; b_k — порог параметра
2	$N_{\text{АТС}} = \langle \{N_{\text{ср}i}\}_{i=1}^n, \{r_j\}_{j=1}^m, \sum J_{itr} \rangle^{[\{t_{jg}\}]_{j=1}^{m\{\mu_{jk}^q\}_{q=1}^{\omega_{jk}}}} \to \max$	$\{N_{\text{ср}i}\}_{i=1}^n$ — множество АТС в парке АТП; n — число исправных АТС; $\{r_j\}_{j=1}^m$ — множество нагрузочных режимов, влияющих на работоспособность j-го АТС при числе m переменно действующих внешних нагрузок (дорожно-климатических, тягово-скоростных свойств, а также при коэффициентах использования грузоподъемности с прицепом, без прицепа и пробега); J_{itr} — множество инженерно-технических работников как регулирующих звеньев безотказной работы АТС; $\left[\{t_{jg}\}_{k_\gamma=1}^{z_j}\right]_{j=1}^{m\{\mu_{jk}^q\}_{q=1}^{\omega_{jk}}}$ — множество распределений по времени работы j-х АТС; z_j — множество агрегатов j-го АТС, требующих ремонта; $\{\mu_{jk}^q\}_{q=1}^{\omega_{jk}}$ — множество отказов j-го АТС с q-м стажем работы водителя; ω_{jk} — число ремонтных воздействий
3	$\psi(\nu) = \frac{1}{1 + \exp(-\nu_k)}$	ν_k — индуцированное локальное поле N-го нейрона
4	$\psi_0 = F_2\psi(\nu)$	$F_2 = \omega'_{jk}x + b_k$ — активационная функция второго слоя
5	$p_j^r = \frac{\sum_{k_\gamma=1}^{k_\gamma=\omega} \mu_{jk}^{\text{нор}}}{\omega_{jk}}$	$k_\gamma = 1$ — номинальная грузоподъемность; $k_\gamma = \omega$— коэффициент использования грузоподъемности; $\mu_{jk}^{\text{нор}}$ — нормализованное значение нагрузочного режима j-го автомобиля при k-м интервале обслуживания; ω_{jk} — число проведенных ремонтных воздействий
6	$f(n_\tau) = \sum_{i=1}^{n_\tau} \frac{\Delta_{jk}}{D_{jk} x_{n_\tau} W_{kj}} \to \min$	n_τ — число проведенных ТО за рассматриваемый период; Δ_{jk} — число отказов зп этот период; D_{jk} — удельные простои ТР; x_{n_τ} — интервал периодичности проведения технического обслуживания; W_{kj} — производительность j-го автомобиля по k-му интервалу обслуживания
7	$\Delta_{jk} = a_j + b_j J_{jk}(A)$	a_j, b_j — постоянные коэффициенты, зависящие от режима нагружения автомобилей ЗИЛ ($a = 17$, $b = 0{,}19$ при их работе без прицепа; $a = 44{,}96$ и $b = 0{,}305$ для автомобилей, работающих с прицепом)
8	$\sum_{j=1}^{n} \Delta_{jk} з_{jk} \le c_{jk} L_{jk}(A)$; $\sum_{j=1}^{n} \Delta_{jk} з_{jk} \le n_i c_k$; $\sum_{i=1}^{n} \sum_{k=1}^{n_\tau} b_j з_{jk} L_{jk}(A) \le c_{jk}(Q)_j$	c_{jk} — затраты на одно техническое обслуживание
9	$J(S) = \frac{2{,}723 \cdot 10^{-6}\{k_{\text{п}} \nu_{\text{ср}}[m_{\text{н}}(k_\gamma\beta + \eta_\sigma)\psi] + 80z + F_{\text{в}} + F_j\} t_{\text{дв}}}{\eta_{\text{тр}}}$	$k_{\text{п}}$ — коэффициент пропорциональности; $\nu_{\text{ср}}$ — средняя скорость движения АТС; $m_{\text{н}}$ — его номинальная грузоподъемность; k_γ, β — соответственно коэффициенты использования грузоподъемности и пробега; η_σ — коэффициент использования собственной массы автомобиля; ψ — суммарные дорожные сопротивления движению; z — число пассажиров; $F_{\text{в}}$, F_j — соответственно аэродинамическая сила сопротивления воздуха и сила инерции; $t_{\text{дв}}$ — время движения; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии

Число показателей в формуле № 3 необязательно должно соответствовать числу неисправных АТС. Это связано с тем, что некоторые АТС могут нуждаться в незначительном ремонте или их простои связаны с отсутствием водительского состава. Учитывая экономическую сущность дифференцированной оценки, в идеальном случае в транспортном процессе должны были бы, как видим, участвовать АТС с одинаковыми характеристиками (по отказам, годам эксплуатации и т. д.). Чего на практике, конечно, нет.



Архитектура нейронной сети моделирования некоторых нагрузочных режимов приведена на рисунке. На данном этапе формируются пары хромосом для последующего их скрещивания. Для чего, используя нейрокомпьютерную технологию [3], находим, насколько полно входной показатель влияет на выходной. При этом необходимо ввести модификацию, позволяющую реализовать кооперативный характер поведения зоны ТО и ТР с отделом эксплуатации.

В результате последовательного применения генетического алгоритма ко всем сформированным подмножествам может быть получено подмножество характеристик АТС. Причем для учета экономического подхода решаемой задачи безотказной работы АТС предлагается несколько изменить условие остановки алгоритма, для чего нужно принять соответствующую допустимую погрешность ε его работы, которая определяется экспертно или по нормативным показателям.

Базовые принципы формализации характеристик исследуемых параметров рассмотрены в уже упоминавшихся выше работах, посвященных теории нечетких множеств [5] и теории принятия решений [2]. Но в условиях рассматриваемой задачи показатели вектора выходных параметров x_i ($i = 1, 2, ..., n$) — одинаково значимые, что позволяет использовать гомогенную структуру, одной из наиболее распространенных функций которой считается нелинейная функция с насыщением (логистическая функция, или сигмоид) [6]. Диапазон ее значений выражен формулой № 3 в виде вектора $\psi(\nu)$, который представляет собой совокупность взвешенных характеристик значений вектора исходных параметров. И здесь можно использовать вектор Шепли [5]. Но при решении таким образом оформленной задачи нейронная сеть должна быть дополнена вторым слоем N^2, число нейронов которого равно числу входных параметров. Для второго же слоя логистическая функция выражена формулой № 4.

По выходному сигналу ошибки ε проводится анализ входного и выходного параметров на интенсивность отказов μ_{jk}^q от нагрузочных воздействий. И так как нагрузочные характеристики АТС зависят от надежности его конструкции, технологии эксплуатации, а также от экономических показателей АТП, то использовать одну и ту же нейронную сеть для различных автопарков нежелательно. С другой же стороны, определение значений нейронов связано с анализом одних и тех же производственных характеристик, поэтому изменять архитектуру, приведенную на рисунке, не стоит.

Это противоречие вполне разрешимо: нейронная система коалиции обслуживающего персонала и потребителей АТС можно представить в виде совокупности независимых искусственных нейронных сетей, число которых равно числу рассматриваемых входных параметров.

Применение такого подхода дает возможность переходить от набора лингвистических конструкций к числовому представлению характеристик и унифицировать рассматриваемые показатели. Затем по формуле № 5 оценивается приспособленность каждой хромосомы.

Для оценки же других параметров применительно к каждому из них следует сформировать новую архитектуру и применить к ней генетический алгоритм. В результате будет получено множество родительских популяций [6]. И так как генетический алгоритм применяется только к одной паре хромосом, то, используя формулу № 4, для каждой группы АТС формируется матрица с исходными данными (табл. 2) по годам эксплуатации и с учетом коэффициента использования грузоподъемности, пробега и т. д.

Таких таблиц может быть много — все зависит от результатов, полученных архитектурой нейронной сети и наиболее полно влияющих на безотказность работы АТС.

Приведем пример конкретного исследования.

Допустим, что в АТП все автомобили типа ЗИЛ. Их общее число — 25; средний поток отказов 0,8...1,0/1000 км, что на 14...15 % меньше, чем по нормативам Положения о ТО; простой на ТР — 2 ч/1000 км; коэффициент использования пробега — 0,5; значение целевой функции — $1{,}29 \cdot 10^{-3}$ отказ/т · км.

При одинаковой наработке этих АТС с грузом и по годам эксплуатации общее число p_j^i их отказов и про-

Таблица 2

Удельная наработка $L_{jk}(A)$, км/(кВт · ч)	Стоимость транспортной работы $c_{jk}Q_jk_\gamma$, руб./т · км	Удельные затраты на ТР, руб./км (кВт · ч), в зависимости от числа n проведенных ТО						
		n_1c_k	n_2c_k	n_3c_k	n_4c_k	n_5c_k	...	$n_\tau c_k$
$L_{j1}(A)$	$c_{j1}Q_1k_\gamma$	$з_{11}\Delta_{11}$	$з_{12}\Delta_{12}$	$з_{13}\Delta_{13}$	$з_{14}\Delta_{14}$	$з_{15}\Delta_{15}$	...	$з_{k1}\Delta_{k1}$
$L_{j2}(A)$	$c_{j2}Q_2k_\gamma$	$з_{21}\Delta_{11}$	$з_{22}\Delta_{22}$	$з_{23}\Delta_{23}$	$з_{24}\Delta_{24}$	$з_{25}\Delta_{25}$	...	$з_{k2}\Delta_{k2}$
$L_{j3}(A)$	$c_{j3}Q_3k_\gamma$	$з_{31}\Delta_{11}$	$з_{23}\Delta_{23}$	$з_{33}\Delta_{33}$	$з_{34}\Delta_{34}$	$з_{35}\Delta_{35}$	...	$з_{k3}\Delta_{k3}$
$L_{jk}(A)$	$c_{jk}Q_nk_\gamma$	$з_{1n}\Delta_{1n}$	$з_{2n}\Delta_{2n}$	$з_{4n}\Delta_{3n}$	$з_{4n}\Delta_{4n}$	$з_{5n}\Delta_{5n}$	...	$з_{kn}\Delta_{kj}$

стоев на текущий ремонт по k-му варианту обслуживания в расчете на единицу выполненной транспортной работы обычно представляют в виде математической модели (формула № 6), а значение входящего в нее параметра Δ_{jk} — в виде формулы № 7. Для решения же поставленной задачи воспользуемся условиями, представленными в виде неравенства № 8.

Формулы № 6, 7 и 8 — это матрица. Для ее практической реализации необходима процедура проверки на ЭВМ опорного плана на оптимальность как по горизонтальным, так и по вертикальным ее срокам. Если он невыполним, необходимо перейти к новому опорному плану, уменьшающему значение целевой функции до заданных ограничений. При расчетах за единицу наработки принимается пробег. Однако более точные зависимости получаются при использовании энергетического показателя, кВт · ч, так как коэффициент корреляции между затратами на ТР и данным показателем на 37 % выше, чем между затратами и пробегом. Поэтому, по мнению автора, лучше все-таки пользоваться именно энергетическим показателем $j(S)$. Тем более что его подсчитывают по формуле № 9. Правда, анализ параметров, входящих в эту формулу, показал, что некоторые из них имеют большой разброс, например, средняя скорость движения, а значит, и сила сопротивления воздуха; сила инерции и т. д. Поэтому для учета $J(S)$ пришлось разрабатывать специальный энергомер (пат. № 20720781, РФ).

Таблица 3

Средние				Периодичность обслуживания по	
масса перевозимого груза, т	суточный пробег, км	число рабочих дней на линии в месяц	выработка j-го автомобиля, т · км	пробегу	энергетическому показателю
4	154	20	616	3083	14,03
4	123	25	293	3075	13,80
5	123	20	616	2460	12,70
5	98	25	493	2450	9,40
6	102	20	616	2053	9,70
6	82	25	453	2050	9,2

Результаты определения оптимальной периодичности технического обслуживания автомобилей ЗИЛ, работающих на дорогах для второй и третьей категории, приведены в табл. 3.

Исследования в целом показали, что после 5 лет эксплуатации рассматриваемых автомобилей интервал между их обслуживаниями по пробегу следует уменьшать на 25...30 %. Это резко снизит интенсивность их отказов. Если же говорить об АТС вообще, то планировать периодичность обслуживания каждого из них при эксплуатации на дорогах одних и тех же категорий нельзя. Даже с учетом нормальных коэффициентов: они снижают остаточный ресурс АТС с большим сроком эксплуатации. И это понятно: учесть, по каким категориям дорог эксплуатировался в течение месяца или года автомобиль, практически невозможно. Поэтому автор для планирования периодичности обслуживания рекомендует применять энергетический показатель, т. е. в кВт · ч, который более обоснован в зависимости от нагрузочных режимов движения АТС.

И последнее. Для ныне существующей системы технического обслуживания АТС поиск оптимальной его периодичности можно проводить путем комбинирования различных вариантов и сочетаний нагрузочных режимов, а также качества ремонтно-управленческих персоналов. Для решения математической модели следует использовать метод штрафных функций (линейного программирования), состоящий из двух этапов, на первом из которых определяются исходные варианты обслуживания, а на втором из множества нагрузочных режимов — те, которые удовлетворяют требованиям минимума числа отказов и простоев на текущем ремонте.

Литература

1. Ясенев Е.П. Планирование оптимальной периодичности технического обслуживания АТС // Автомобильная промышленность. 2006. № 7. С. 13—14.
2. Графт М.Г. Принятие решение при многих критериях. М.: Знание, 1979. — 64 с.
3. Розенмюллер И. Кооперативные игры и рынки. М.: Мир, 1974. — 168 с.
4. Уоссермен Ф. Нейрокомпьютерная техника: теория и практика / пер. с англ. Ю.А. Зуева, В.А. Точенова. М.: Мир, 1992. — 105 с.
5. Дюбин Г.Н. О функции Шепли для игр с бесконечным числом игроков // Теоретико-игровые вопросы принятия решений. Л.: Наука, 1978. — 310 с.
6. Саймон Хайкин. Нейронные сети / полный курс. 2-е изд. Пер. с англ. М.: Издательский дом "Вильямс", 2006. — 1104 с.

УДК 577.4

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ФИЛЬТРОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ И ОБЕЗВРЕЖИВАНИЯ СТОЧНЫХ ВОД ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Кандидаты техн. наук **В.В. БУРЕНИН, Н.П. БАЛОВНЕВ** и **Е.С. ИВАНИНА**
МАДИ (ГТУ), Университет машиностроения (МАМИ)
(495. 223-05-23)

Рассмотрены новые, отличающиеся улучшенными характеристиками, конструкции гидравлических фильтров, устройств и установок, разработанные в России.

Ключевые слова: *сточные воды, гидравлический фильтр, устройство, установка, очистка, обезвреживание, конструкция, охрана окружающей среды, автомобильная промышленность.*

Burenin V.V., Balovnev N.P., Ivanina E.S.

NEW DESIGNS OF FILTERS FOR PURIFICATION AND NEUTRALIZATION OF SEWAGE AT PLANTS OF AUTOMOTIVE INDUSTRY

The new distinguished by improved characteristics designs of hydraulic filters, devices and sets which are worked in Russia are considered.

Keywords: *sewage, hydraulic filter, device, set, purification, neutralization, design, environmental protection, automotive industry.*

Предприятия автомобильной промышленности — крупный потребитель хозяйственно-питьевой и, главным образом, технической воды. Она используется в производственном цикле, на вспомогательных участках и для бытовых целей и, взаимодействуя с используемыми или образующимися при этом веществами, в конечном счете превращается в то, что называют сточными водами.

Чтобы такие воды не попали в окружающую среду (почву, реки, озера и т. д.), их, как правило, используют повторно (причем многократно) в качестве технической воды. Но поскольку требования к ней с точки зрения ее чистоты очень высоки, то для ее очистки перед повторным применением используют различное высокопроизводительное очистное оборудование.

Вариантов такого оборудования много. Оно может быть механическим, силовым, адсорбционным, абсорбционным, физико-химическим, биохимическим, биологическим, электрохимическим, электрофлотационным и т. д. Однако каким бы оно не было, это, по сути, фильтры. И их совершенствованием, как и любого изделия, занимаются очень многие специалисты. И небезуспешно: в последние годы создано немало гидравлических фильтров, а также работающих на их основе очистных устройств, установок, агрегатов и систем. В том числе в России.

Так, очень удобен в эксплуатации автоматический самоочищающийся механический фильтр (пат. № 2181714, РФ) для очистки производственных сточных вод от взвешенных частиц. Он состоит (рис. 1) из цилиндрического корпуса, разделенного на верхнюю *1* и нижнюю *3* камеры перегородкой *5* с отверстиями, над которыми расположены цилиндрические фильтроэлементы *15*. Для подвода загрязненных сточных вод на очистку и вывода очищенных сточных вод предусмотрены входной *4* и выходной *2* патрубки. Регенерация фильтроэлементов *15* противотоком осуществляется с помощью устройства, состоящего из установленного на валу *8* поворотного патрубка *12* с расположенным на нем зубчатым патрубком-сателлитом *13* и приемной подпружиненной втулкой *14*. Патрубок-сателлит *13* обкатывается вокруг центральной шестерни *6*. В патрубке *11*, предназначенном для отвода загрязнений при регенерации цилиндрических фильтроэлементов *15* противотоком, находится запорный элемент *10*. Расположение фильтроэлементов *15* в цилиндрическом корпусе фильтра и траектории движения втулки *14* таковы, что для регенерации каждого из фильтроэлементов *15* необходимо поворачивать патрубок *12* на один и тот же угловой шаг столько раз, сколько фильтроэлементов в фильтре. Для управления поворотным патрубком *12* и запорным элементом *10* используется привод *9* с электродвигателем *7*.

Расширенными функциональными возможностями и высоким качеством очистки производственных сточных вод отличается механический зернистый насып-

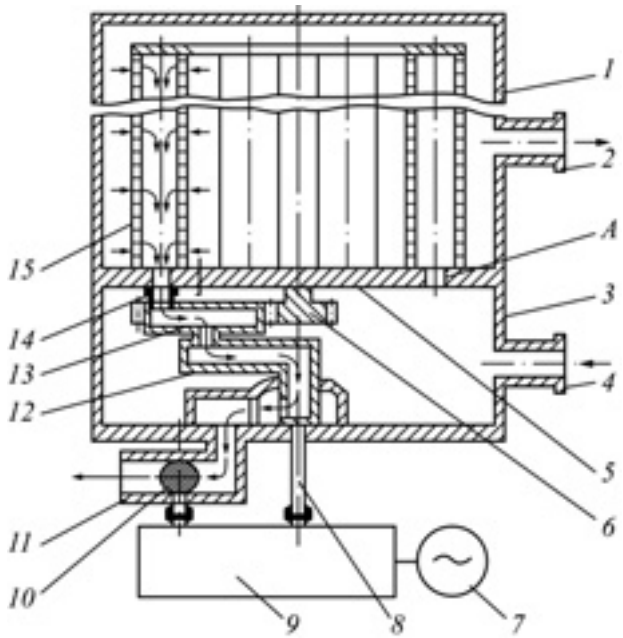


Рис. 1. Автоматический самоочищающийся механический фильтр:
1 — верхняя камера; *2* — выходной патрубок; *3* — нижняя камера; *4* — входной патрубок; *5* — перегородка; *6* — центральная шестерня; *7* — электродвигатель; *8* — вал; *9* — привод; *10* — запорный элемент; *11* — патрубок отвода загрязнений; *12* — поворотный патрубок; *13* — патрубок-сателлит; *14* — подпружиненная втулка; *15* — фильтроэлемент

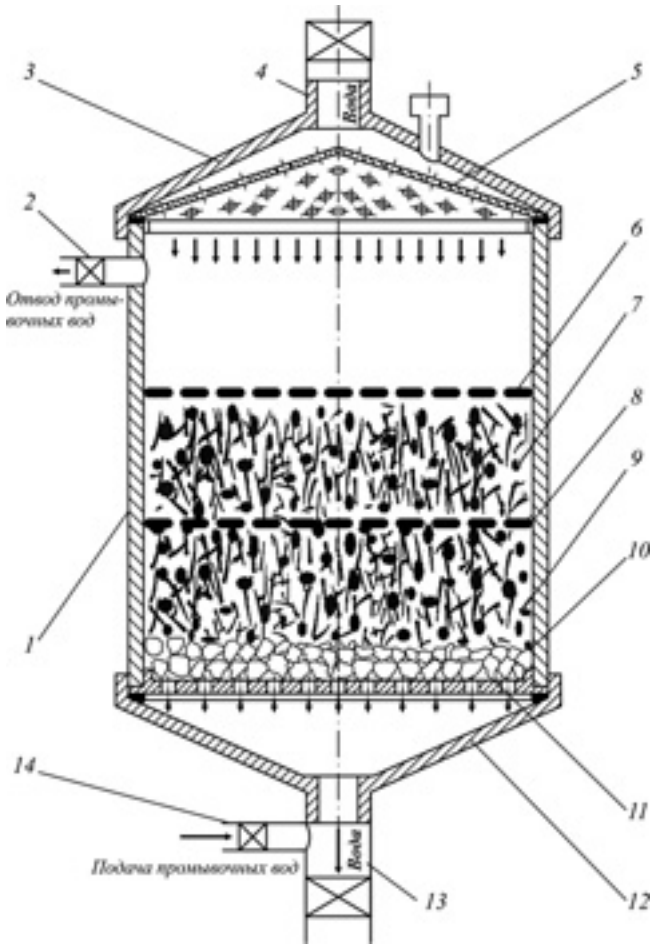


Рис. 2. Механический зернистый насыпной фильтр:

1 — корпус; *2* — трубопровод отвода промывочной воды; *3* — верхняя крышка; *4* — трубопровод подвода сточных вод; *5* — защитная решетка; *6* и *8* — сетка; *7*, *9* — фильтрующий слой; *10* — дренажный слой; *11* — опорная решетка; *12* — нижняя крышка; *13* — трубопровод отвода сточной воды; *14* — трубопровод подвода промывочной воды

ной фильтр (пат. № 215629, РФ), содержащий (рис. 2) цилиндрический корпус *1* с верхней *3* и нижней *12* крышками; трубопровод *4* подвода исходных сточных вод на очистку и трубопровод *13* отвода очищенных сточных вод; защитную решетку *5*; верхнюю фильтрующую сетку *6*; первый слой *7* фильтрующей зернистой сорбционной загрузки, состоящей из гранул графита, кокса и углесодержащих отходов; межслойную фильтрующую сетку *8*; второй слой *9* фильтрующей зернистой сорбционной из антрацитовых гранул крупностью 1,0...2,2 мм, высота которого составляет 1...3 высоты первого слоя; слой *10* дренажной загрузки, расположенный на опорной решетке *11*; трубопроводы подвода *14* и отвода *2* промывочной воды, предназначенной для регенерации фильтрующих зернистых загрузок слоев *7*, *9* и *10*.

Для очистки сточных вод от механических примесей (взвешенных твердых и пластичных частиц), нефтепродуктов и различных токсинов предназначена фильтрационная станция [1], в которой в качестве фильтрующей зернистой загрузки используются гранулы гравия, щебня, крупнозернистого песка и шунгита. В ее состав входит (рис. 3) металлическая емкость объемом 4 м^3, внутренняя полость которой разделена на ряд секций, образуемых перегородками, в качестве которых выступают сита с отверстиями диаметром 1 мм (в перегородке, разделяющей крупнозернистый песок от других фильтратов, отверстия имеют диаметр 0,5 мм). Каждой секции соответствует свой фильтрат: в секции *6* — это гравий, в секции *5* — щебень, в секции *4* — крупнозернистый песок, в секции *3* — шунгит. Толщина зернистых слоев составляет 30 см.

Сточные воды поступают в станцию по трубопроводу *9* и сразу попадают в отстойник *10*. Здесь грубодисперсные вещества оседают, и после максимального накопления удаляются по трубопроводу *7*. Затем сточные воды проходят непосредственно через фильтраты *6*, *5* и *4*, где очищаются как от крупнодисперсных частиц, так и от некоторых органических соединений.

На последней стадии очистки они проходят через шунгит *3*, в котором находятся так называемые фуллерены (высокомолекулярные соединения углерода), напоминающие микросетки. Внутри этих фуллеренов, как в лечебных капсулах, находятся атомы — представители почти всей Периодической системы элементов. Благодаря им шунгит приобретает высокие адсорбирующие свойства, что и нужно для хорошей очистки сточных вод. Кроме того, шунгит обогащает сточные воды полезными элементами.

Такая установка очищает сточные воды даже от тонкодисперсных веществ до уровня 0,2 мг/л, значительно снижает количество содержащихся в них нефтепродуктов, фенолов, соединений азота, а количество взвешенных частиц — в 10 раз и более.

В каждой секции фильтрационной станции предусмотрена крышка (на рис. 3 не показана) для утилизации и замены фильтрующей зернистой загрузки. Кроме того, в ней для слежения за количеством загрязняющих веществ, накопленных в отстойнике *10*, предусмотрен сигнализатор-поплавок *8*, контакты которого включают световую и звуковую сигнализации, напоминающие о необходимости очистки отстойника.

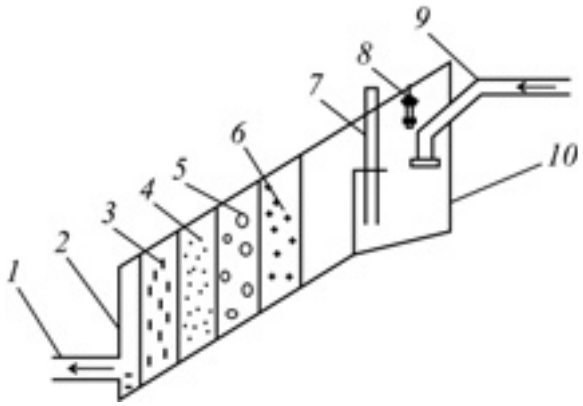


Рис. 3. Схема фильтрационной станции с фильтрующей зернистой нагрузкой:

1 — выходной патрубок; *2* — секция очищенной воды; *3*, *4*, *5*, *6* — фильтраты; *7* — трубопровод для отстоя песка; *8* — сигнализатор; *9* — входной патрубок; *10* — отстойник

Очень быстро и экономно идет процесс очистки производственных сточных вод от коллоидно-дисперсных примесей неорганического и органического происхождения в установке, созданной на основе электрохимического метода и работающей на солнечной энергии (пат. № 2464235, РФ). Она состоит из электрокоагулятора с электродной системой, контактного фильтра, трубопроводов подачи сточных вод на очистку, отвода очищенных сточных вод и подачи промывочной воды в контактный фильтр. Электронная система коагулятора выполнена из алюминиевых пластин и встроена в верхнюю часть корпуса контактного фильтра, состоящего из двухслойной загрузки, в качестве верхнего слоя которой применяют дробленые модифицированные опоки марки ОДМ-2Ф, имеющие повышенные сорбционные свойства. Крупность их зерен составляет 2,3...3,5 мм, высота слоя — 600...700 мм. В качестве нижнего слоя используется кварцевый песок с крупностью зерен 0,7...1,5 мм, насыпным слоем 600...700 мм. Запитывается электрокоагулятор от фотоэлектрического модуля, который содержит солнечную батарею, где солнечная тепловая энергия превращается в электрическую; контроллера заряда; блока бесперебойного питания, выполняющего функцию слежения за изменениями напряжения, которое подается на контрольный электрощит. Рабочее напряжение электрокоагулятора — 20 В, развиваемая им сила тока — 0,7...1,5 мА/см^2.

Объединение коагулятора и контактного фильтра в один корпус позволяет последовательно выполнять два технологических процесса — электродестабилизацию удаляемых из сточных вод частиц загрязнений и контактную коагуляцию-фильтрацию (хлопьеобразование и осветление). Кроме того, контактный фильтр позволяет уменьшить расход коагулирующего реагента и габаритные размеры очистительной установки.

Многое делается и по фильтровальным материалам. Например, высокую степень очистки производственных сточных вод от взвешенных пластичных и твердых частиц, нефтепродуктов, растворенных химических веществ и других вредных примесей обеспечивает углеродный фильтрующий материал (пат. № 2155629, РФ), разработанный ЗАО "ЭКО-Карбон". Его получают из вискозного волокна методом термохимической обработки с последующим осаждением из газовой фазы на каждый филамент углеродного волокна слоев карбида кремния и карбида титана общей толщиной 100...150 нм. Текстильная (гибкая) структура волокна сохраняется, материал приобретает химическую и термическую стойкость и может быть использован для создания фильтрующих элементов различной конфигурации.

Метод электрической флотации (электрофлотации), применяемый для эффективной очистки нефтесодержащих сточных вод, отличается дешевизной и надежностью оборудования, высокой степенью очистки, возможностью использования извлеченных нефтепродуктов, а главное — простотой технологической схемы установки [2]. Она включает (рис. 4) накопительную емкость *2*, заполняемую по трубопроводу *1*; насос *10*, перекачивающий сточные воды из емкости *2* в электрофлотатор *5*, выполненный в виде прямоугольной

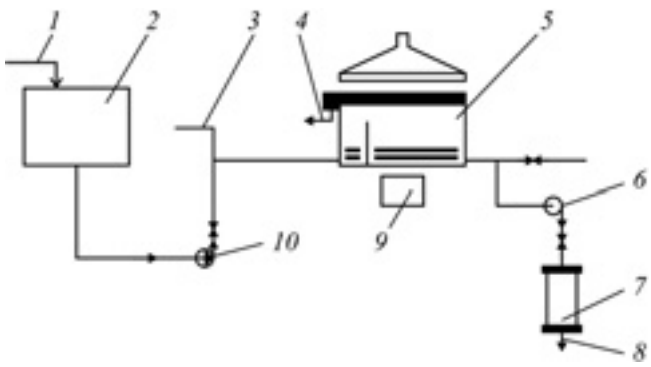


Рис. 4. Схема установки электрофлоктационной очистки нефтесодержащих сточных вод:

1 — входной трубопровод; *2* — накопительная емкость; *3* — трубопровод подачи жидкого флокулянта-коагулянта; *4* — отводной трубопровод; *5* — электрофлотатор; *6*, *10* — насос; *7* — сорбционный фильтр; *8* — выход очищенных вод; *9* — источник постоянного тока

емкости из пропилена и состоящий из двух камер с электродными блоками, которые запитываются напряжением от источника *9* постоянного тока. В верхней части емкости электрофлотатора на раме монтируется пенное устройство, состоящее из мотор-редуктора и транспортера с лопатками из пропилена и предназначенное для сбора образующейся пены. Для повышения степени очистки сточных вод в электрофлотатор по трубопроводу *3* дозированно подается жидкий флокулянт-коагулянт. В ходе электрофлотации эмульгированные нефтепродукты транспортируются воздушными пузырьками на поверхность сточных вод, находящихся в емкости электрофлотатора, и накапливаются в слое флотошлама, который периодически удаляется по трубопроводу *4*. Далее они насосом *6* подаются в сорбционный фильтр *7*. Очистившись в нем, они выводятся по трубопроводу *8*. Удельные затраты электроэнергии на очистку сточных вод составляет ~0,5 кВТ·ч/м^3.

Гальваническое производство — одно из самых крупных потребителей технической воды, а его сточные воды — одни из самых токсичных: в них содержатся ионы тяжелых металлов. Их, естественно, нужно извлечь и отправить на захоронение или переработку. Для решения этой задачи обычно используется физико-химический метод, основанный на флокуляции и осаждении. В качестве химических реагентов, способствующих превращению взвесей и растворов загрязнений в хлопья, применяются специальные анионные и катионные флокулянты. Они дозируются автоматически. Затем сточная вода попадает в отстойник, где образовавшиеся флоккулы осаждаются. Здесь же установлен прибор, измеряющий степень загрязненности сточных вод, на основании показаний которого в них автоматически добавляется необходимое количество химических реагентов. Затем они подаются на заключительную фильтрацию и, наконец, возвращаются в технологический цикл.

Этот принцип сохраняется и в самых современных технологиях. Например, очень высокую степень очистки производственных сточных вод от ионов тяжелых металлов, нефтепродуктов и других загрязнений обес-

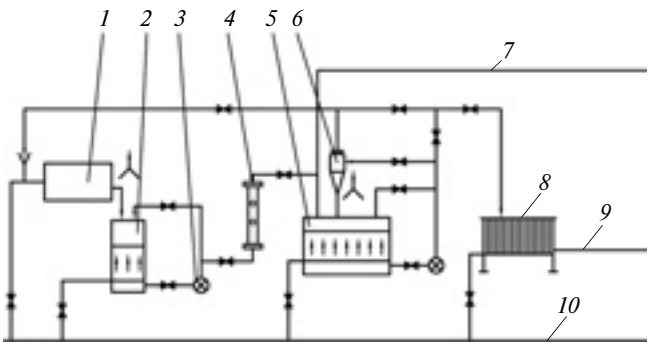


Рис. 5. Технологическая схема ультразвукового гальванокоагуляционного комплекса для очистки сточных вод:

1 — гальванокоагулятор; *2* — скрилоуловитель; *3* — насосный блок; *4* — ультразвуковой реактор; *5* — реакционная камера; *6* — гидроциклон; *7* — входной патрубок; *8* — фильтр-пресс; *9* — выпускной патрубок; *10* — магистраль сжатого воздуха

печивает ультразвуковой гальванокоагуляционный комплекс [4], технологическая схема которого приведена на рис. 5.

Работает этот комплекс так.

Загрязненная сточная вода по трубопроводу *7* поступает в реакционную камеру *5*, в которую одновременно поступает суспензия магнетита, наработанная гальванокоагулятором *1* и активированная в ультразвуковом реакторе *4*. (Время активации регулируется изменением скорости циркуляции суспензии в замкнутом контуре, включающем скрапоуловитель *2* и насосный блок *3*.) Обезвреженные в результате контакта с магнетитом сточные воды из реакционной камеры *5* насосом подаются на рамный фильтр-пресс *8*, где от них отделяется гальванокоагулянт. Циркуляционный контур с входящим в его состав гидроциклоном *6*, системой регулировочных клапанов и насосным блоком, а также барботаж сжатым воздухом интенсифицируют процесс в реакционной камере.

Этот комплекс прошел промышленные испытания на мойке вагонов электродепо "Невское" Санкт-Петербургского метрополитена и показал высокое качество очистки сточных вод от ионов меди, цинка, марганца, железа, а также от нефтепродуктов и других загрязнений.

Процессы биологической очистки сточных вод являются результатом метаболической деятельности микроорганизмов активного ила. Основу этих процессов составляют реакции, катализируемые ферментами как внутри клетки, так и за ее пределами.

В состав активного ила входят различные физиологические группы бактерий, плесневые и дрожжевые грибы, а также простейшие, коловратки, черви. Все они работают по принципу биологического окисления загрязнений, результатом реализации которого является минерализация сложных органических соединений, т. е. превращение их в простые минеральные вещества.

В последние годы наши и зарубежные специалисты много внимания стали уделять именно микроорганизмам активного ила: они пытаются найти такие, которые могут играть роль флокулянтов (биофлокулянтов), т. е. интенсифицировать процесс биологической очистки нефтесодержащих производственных сточных вод. Для этого часть избыточного активного ила, образующегося при биохимической очистке этих вод, а также биомассы других микроорганизмов (дрожжей, бактерий) перемещают в отстойник с очищаемыми сточными водами [5].

Схема установки, реализующей эту идею, показана на рис. 6. В ней сточные воды по трубопроводу А подаются в первичный флотоотстойник *1*, после чего поступают в аэротенк *2*. После чего, частично очистившись, идут во вторичный флотоотстойник *3* и, наконец, по трубопроводу Б направляются в канализационную систему. При этом часть активного ила из вторичного флотоотстойника *3* по трубопроводу Б возвращается в первичный флотоотстойник *1* и аэротенк *2*, а то, что туда не вмещается, из вторичного флотоотстойника *3* по трубопроводу Г и осадок из первичного флотоотстойника *1* по трубопроводу Д поступают в узел *4* совместной обработки осадка и избыточного активного ила, из которого отводятся по трубопроводу Е на утилизацию.

Есть и другие интересные решения. К примеру, очень низкой стоимостью очистки производственных сточных вод от нефтепродуктов, синтетических поверхностно-активных веществ, взвешенных веществ и других загрязнений отличается очистительная установка (пат. № 2092443, РФ), работающая на электрохимическом принципе очистки. Сточные воды в ней сначала поступают в камеру с железными пластинами-электродами, расстояние между которыми составляет 5 мм. Здесь на них воздействует переменный ток высокой частоты, благодаря чему ослабляются и разрабатываются связи между молекулами жирных кислот, имеющихся в этих водах. Далее они попадают в электрокоагулятор, выполненный в виде алюминиевых пластин — электродов, расстояние между которыми равно 15 мм. На электроды подается постоянный ток (плотность — 50 А/м^2). Образующийся при этом гидроксил алюминия и его аквокомплексы сорбируют на своей поверхности нефтепродукты и другие загрязня-

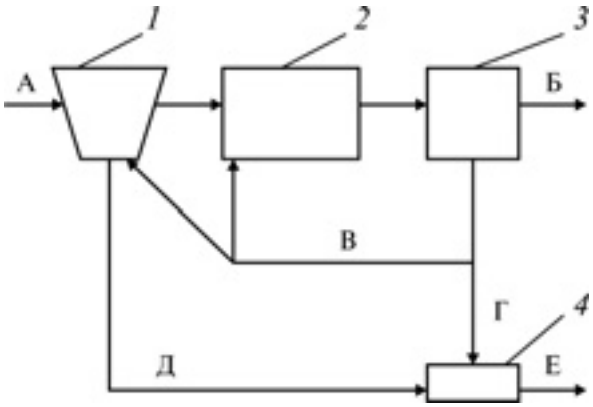


Рис. 6. Технологическая схема установки для очистки нефтесодержащих сточных вод процессом биофлокуляции:

1 — первичный флотоотстойник; *2* — аэротенк; *3* — вторичный флотоотстойник; *4* — узел совместной обработки осадка и избыточного активного ила

ющие примеси, которые флотируют в виде пузырьков к поверхности жидкости. Выделенные и структурно преобразованные вредные примеси с измененной плотностью вместе со сточными водами поступают в камеру перемешивания с одновременным озонированием озоно-воздушной смесью. Озон при этом выступает окислителем. В результате сточные воды кардинально меняют свои свойства, а гидроксил алюминия проявляет свою седиментационную способность (обеспечивает слипание частиц загрязнений в более крупные хлопья). Затем сточные воды проходят повторную обработку переменным током высокой частоты во второй камере с железными электродами, в итоге хлопьеобразные вредные примеси уплотняются, становятся более тяжелыми и удаляются из отстойника как осадок.

В заключение следует отметить, что универсального метода очистки и обезвреживания сточных вод одновременно от всех вредных примесей (веществ) не существует. Поэтому технологические схемы их очистки и обезвреживания, как правило, включают несколько технологических операций. И их число, вид и последовательность зависят от состава сточных вод. Поэтому практически каждая из них непрерывно совершенствуется, поскольку санитарно-гигиенические требования к экологии окружающей среды непрерывно ужесточаются.

Литература

1. Песков С.Н. Проблемы очистки ливневых сточных вод, поступающих в реку Сура с территории города Пензы // Безопасность жизнедеятельности. 2011. № 3. С. 34—38.
2. Колесников В.А., Капустин Ю.И., Матвеева Е.В., Минаева И.А. Электрофлотационная очистка нефтесодержащих сточных вод судов // Безопасность жизнедеятельности. 2009. № 7. С. 24—28.
3. Чеботаева М.В., Исайцев Д.Н., Бранденберг О. Оборотная система водопользования // Экология производства. 2011. № 5. С. 49—50.
4. Абрамов В.О., Векслер Г.Б., Муллакаев М.С. и др. Ультразвуковой гальванокоагуляционный комплекс очистки загрязненных вод // Экология и промышленность России. 2009. № 10. С. 46—47.
5. Ксенофонтов Б.С. Интенсификация очистки сточных вод химических производств с использованием биофлокулянтов // Безопасность жизнедеятельности. 2009. № 10. С. 18—20.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК 33

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ЯПОНИИ

Канд. экон. наук **В.А. ПОДХАЛЮЗИНА**
МАДИ (ГТУ) (926. 522-31-12)

Анализируется состояние автомобильной промышленности Японии в 2013 г.

Ключевые слова: *производство, автопром, Япония.*

Podhalyuzina V.A.

STATE OF JAPAN AUTOMOTIVE INDUSTRY

The state of the automotive industry in Japan in 2013 is examined.

Keywords: *production, automotive industry, Japan.*

В настоящее время Япония — один из мировых лидеров автомобильной индустрии. По итогам декабря 2013 г. в стране было произведено 787 тыс. АТС, что превышает аналогичный показатель за декабрь 2012 г. на 86 тыс. ед., т. е. более чем на 12,2 %. В том числе легковых автомобилей было произведено 668 тыс. (+12,3 %), грузовых — 109 тыс. (+12,6 %) и автобусов — 10 тыс. (+2,3 %). Если рассмотреть эти объемы по группам АТС, то картина получается следующей.

Стандартные (с двигателями рабочим объемом более 2000 см^3) легковые автомобили — 363 тыс. ед. (+6,8 %), маленькие (с двигателями рабочим объемом 600...2000 см^3) — 148 тыс. ед. (+11,3 %) и мини-автомобили (с двигателями рабочим объемом до 660 см^3) — 157 тыс. (+28,8 %). С грузовыми автомобилями картина примерно та же: стандартные — 46 тыс. (+3 %), небольшие — 25 тыс. (+14 %), мини (рабочий объем двигателей до 660 см^3) — 38 тыс. (+25,9 %). У автобусов рост производства был несколько меньше: большие — 0,8 тыс. (+1,9 %); малые — 9 тыс. (+2,3 %).

Как видим, производство АТС в Японии в декабре 2013 г. по сравнению с декабрем 2012 г. существенно увеличилось. Причем больше всего — в секторе грузового автомобилестроения. И свой вклад в этот рост, как видим из табл. 1, внесли девять из 12 японских фирм. При этом безусловными лидерами по числу выпущенных АТС были фирмы "Тойота", "Хонда", "Ниссан", а по темпам роста объемов выпуска — "Мицубиси Фусо", "Дайхацу" и "Субару" [1, 2].

Что касается продаж АТС на внутреннем рынке в декабре 2013 г., то они составили 423 тыс. ед., что превышает аналогичный показатель 2012 г. на 25 %. В частности, легковых автомобилей было продано 359 тыс. (+26,5 %), грузовых — 63 тыс. (+17,8 %), автобусов — 0,8 тыс. (−0,2 %). Однако объемы экспорта сократились на 5,1 % и были равны 379 тыс. ед. (табл. 2 и 3). При этом общая стоимость АТС, экспортируемых в декабре 2013 г., составила 12 745,048 млн амер. долл., в том числе 8 974,68 млн — за сами транспортные средства и 3 770,368 млн — за запасные части, что меньше, по сравнению с аналогичным периодом 2012 г., на 1,8 %.

Максимальный объем экспорта в декабре 2013 г., как и в предыдущие месяцы и годы, зафиксирован в США, страны Ближнего Востока, ЕС. Причем в США экспортировано почти 144 тыс. ед., т. е. 37,8 % общего объема экспорта. В их число вошли 236 тыс. легковых (−5,3 %), 42 тыс. (−2,9 %) грузовых автомобилей и 11 тыс. автобусов (−7,7 %).

О состоянии автопрома Японии говорят и итоги 2013 г. в целом. Оно было несколько хуже, чем в декабре.

Так, в 2013 г. в стране было произведено 9,6 млн АТС, что ниже аналогичного показателя за 2012 г. более чем на 3 %, т. е. на 0,3 млн ед. Но это не по всем типам и группам АТС. Например, общий выпуск легковых автомобилей составил 8,2 млн ед. (+4,3 %). В то же время по стандартным автомобилям он был равен 4,6 млн ед., что на 1,5 % больше, чем в 2012 г., а маленьких автомобилей — 1,9 млн ед., что меньше на 16,2 %. Выпуск же мини-автомобилей, наоборот, достиг 1,7 млн ед., что на 4,2 % больше, чем в 2012 г.

С грузовыми автомобилями примерно та же картина: в 2013 г. их выпустили 1,3 млн — на 3,3 % больше. Но рост произошел за счет небольших грузовиков (0,3 млн, или 8,9 %) и мини-грузовиков (0,4 млн, или 5 %), а стандартных АТС, напротив, было меньше на 0,6 % (0,6 млн). Выпуск автобусов составил 133 тыс. (+8,6 %), при этом больших стало на 8 % меньше (9,8 тыс.), малых — на 19,1 % больше (123 тыс.).

Распределение приведенных выше данных по фирмам-производителям дано в табл. 4.

Таблица 1

Фирма	Производство АТС в декабре 2013 г.	
	объем, ед.	динамика к декабрю 2012 г., %
"Тойота"	234 521	103,7
"Хонда"	93 690	156,2
"Нисан"	82 544	94,2
"Судзуки"	80 774	98,6
"Мазда"	78 916	105,0
Дайхацу"	64 295	132,3
"Субару"	54 638	116,4
"Мицубиси"	53 405	151,4
"Исудзу"	20 001	96,7
"Хино"	12 723	117,9
"Мицубиси Фгзо"	9 536	149,6
"UD Тракс"	1 566	118,8

Таблица 2

Страна	Экспорт автомобилей в декабре 2013 г.	
	объем, ед.	динамика к декабрю 2012 г., %
Азия	48 437	118,7
Ближний Восток	53 596	109,8
Европа	54 064	90,1
ЕС	37 983	119,1
Северная Америка	155 749	92,4
США	143 540	93,0
Латинская Америка	25 391	82,4
Африка	14 750	97,7
Океания	26 648	75,7
Другие	641	206,8
Итого	379 276	94,9

Таблица 3

Фирма	Экспорт автомобилей в декабре 2013 г.	
	объем, ед.	динамика к декабрю 2012 г., %
"Тойота"	145 882	95,5
"Мазда"	65 156	99,3
"Субару"	46 164	142,7
"Нисан"	45 386	69,0
"Мицубиси"	25 990	93,6
"Исудзу"	14 839	89,1
"Сузуки"	10653	79,4
"Хино"	8 164	94,0
"Хонда"	7 999	75,9
"Мицубиси Фусо"	7 575	150,4
"UD Тракс"	806	114,8
"Дайхацу"	662	146,5
Итого	379 276	94,9

Таблица 4

Фирма	Производство грузовых автомобилей в 2013 г.	
	объем, ед.	динамика к 2012 г., %
"Тойота"	3 356 899	96,1
"Сузуки"	975 320	91,8
"Мазда"	966 628	114,3
"Нисан"	964 546	84,0
"Хонда"	840 650	81,7
"Дайхацу"	774 949	100,1
"Субару"	639 756	112,5
"Мицубиси"	591 893	114,5
"Исудзу"	244 162	101,2
"Хино"	158 804	103,9
"Мицубиси Фусо"	96 790	111,1
"UD Тракс"	18 405	84,2
Другие	1 268	—
Итого	9 630 070	96,9

Продажи АТС на внутреннем рынке в 2013 г. составили 5,4 млн ед., что превышает аналогичный показатель 2012 г. на 0,1 %. При этом продажи легковых автомобилей снизились до 4,6 млн (−0,2 %), грузовых — возросли до 0,8 млн (+2,1 %) и автобусов — до 11,3 тыс. (+5,7 %). Объем же экспорта сократился на 2,7 % и составил 4,7 млн ед. При этом общая стоимость АТС, экспортируемых в декабре 2013 г., составила 150,146 307 млн амер. долл., в том числе за сами АТС — 107 957 924 млн и запасные части к ним — 42 188 383 млн, что меньше, чем в 2012 г., на 5 %.

Таким образом, приведенные выше статистические данные позволяют сделать следующие выводы:

1. Лидерами японского автомобилестроения являются фирмы "Тойота", "Судзуки" и "Мазда". Причем в этой тройке первое место занимает именно "Тойота".

2. Объем продаж автомобилей на внутреннем рынке был практически тот же, что и в 2012 г.

3. Объем экспорта сократился на 2,7 %.

Все это говорит о том, что японская автомобильная промышленность хотя и медленно, но выходит из кризиса.

Из истории отечественного автомобилестроения

КОЛЕСО: ИСТОКИ И ГЕНЕЗИС РАЗВИТИЯ В ДОАВТОМОБИЛЬНЫЙ ПЕРИОД

Д-р техн. наук **И.В. БАЛАБИН**
Университет машиностроения (МАМИ)

Колесо — агрегат, отличающийся простотой и лаконичностью своей формы, а также чрезвычайным разнообразием сфер применения: начиная от шестерен, передающих и редуцирующих крутящий момент от двигателя к исполнительному механизму, и кончая движителями транспортных средств. Последняие обязаны ему своим существованием, где колесо получило свое качественное развитие, благодаря пневматической шине.

Вопрос, когда и кем было изобретено колесо, не имеет ответа. Можно лишь предположить, что рождение колеса и его первого прообраза — катка уходит в седые глубины древности, в тот доисторический период, когда еще и человек в своем развитии мало чем отличался от животного, интеллектуальный потенциал которого, однако, уже позволял оценить выигрыш в силе, если перекатывать бревно, нежели перемещать его волоком.

Заметим, каток в несколько модифицированном виде также дошел до наших дней, и не только как средство для облегчения перемещения тяжелых предметов при такелажных работах, но и в виде так называемой колесной пары, используемой на железнодорожном транспорте, что продиктовано в первую очередь соображениями безопасности, обеспечивая строгое постоянство расстояния между колесами как гарант отсутствия схода с рельсов. Отличие колесной пары от собственно катка состоит в том, что его средняя часть, которую принято называть осью, имеет значительно меньший диаметр по сравнению с колесами. Кроме того, колесная пара имеет опорные шейки, вынесенные за габариты колеи колес и выполняющие роль подшипникового узла, который обеспечивает неограниченное перекатывание без переналадки, как это необходимо предпринимать в случае с катком. Использовавшийся изначально подшипник скольжения с консистентной смазкой, был впоследствии заменен на подшипник качения, обеспечивший железнодорожному колесному механизму высокий КПД.

Что же касается безрельсового транспорта, то здесь издавна ось была отделена от колеса, а ее соединение с колесами осуществлялось через подшипники — вначале скольжения, а затем и качения, при этом справедливости ради следует сказать, что подшипник качения здесь был использован значительно раньше, нежели на железной дороге.

Таким образом, к настоящему времени окончательно сформировалась концепция: подвижная ось вместе с колесами применяется на рельсовом транспорте (за исключением трамваев), а неподвижная ось — на безрельсовом подвижном составе. Каждая из этих схем имеет свои преимущества и недостатки. О преимуществах схемы, воплощенной в конструкции железнодорожной колесной пары, упоминалось выше, а недостаток состоит в том, что независимо от траектории движения угловые скорости обоих колес всегда остаются одинаковыми. При движении по траектории малой кривизны, можно мириться с возникающим в этом случае проскальзыванием внутреннего по отношению к центру поворота колеса. Но такое решение оказывается совершенно неприемлемым при движении на крутых поворотах, которые характерны безрельсового наземного транспорта. В частности, на автомобилях независимость угловых скоростей колес ведущей оси обеспечивается межколесным дифференциалом, распределяющим крутящий момент между колесами практически поровну (в действительности крутящий момент на внутреннем по отношению к центру поворота, а также, имеющем меньшую угловую скорость всегда будет больше на величину силы трения в дифференциале, но эта величина, исключая дифференциал повышенного трения, оказывается ничтожно малой) и обеспечивая при этом независимую кинематику движения каждого из колес оси, исключая проскальзыва-

ние ведущих колес, а вместе с тем ускоренный износ шин и повышенные энергозатраты при движении по криволинейной траектории, улучшая устойчивость и управляемость автомобиля, что было бы невозможно при их жесткой связи.

В состав колесного узла современных нерельсовых колесных машин входит колесо, устанавливаемое с помощью болтового или шпилечного крепления на ступицу, которая через подшипники качения соединяется с осью, либо с так называемыми поворотными кулаками управляемой оси автомобиля.

Касаясь исторического пути развития конструкции колеса и ее доавтомобильного периода, когда транспортное сообщение осуществлялось с помощью конногужевых подвижных средств, колесо исключительно выполняло роль ведомого, основная функция которого — снизить сопротивление движению, заменив трение скольжения значительно более экономичным трением качения. Тем самым колесо помогло сократить работу по перемещению грузов за счет снижения энергозатрат в подшипниковом узле, которые оказываются пропорциональными отношению радиуса колеса к радиусу подшипникового узла, а при введении в них смазки, эти затраты становятся ничтожно малыми, тем более, если между осью и колесом ввести подшипник качения. Следовательно, основными источниками затрат энергии при работе современного колеса являются в основном те, которые связаны с сопротивлением качению на дороге и весьма незначительными в подшипниковом узле — в этом гениальность идеи колеса.

Далее. Рассматривая колесо как механизм, мы должны исходить из того, что в его основе лежит стержень, роль которого выполняет спица. Верхняя ее часть соединена со ступичной частью, а нижняя — с ободом. В ведомом режиме толкающее усилие, как это видно из рис. 1, приложено к центру колеса, с которым связана верхняя часть спицы, нижняя же ее часть находится в мгновенном центре качения колеса, и чем большей оказывается длина спицы, тем больший момент образует толкающая сила. В этом случае перемещение "колеса" будет иметь дискретный характер: спица нагружалась бы до тех пор, пока ее нижняя часть находится в контакте с опорой, т. е. до момента вступления в контакт с опорной поверхностью следующей спицы. Но так как все спицы колеса соединены с ободом, дискретная передача толкающего усилия приобретает непрерывный характер. В данном случае обод играет роль элемента, сглаживающего отдельные силовые импульсы в сплошной силовой поток, обеспечивающий плавное качение колеса. Нетрудно представить, что эффект выигрыша в силе, необходимый для качения колеса, будет тем большим, чем большим будет радиус колеса. Это объясняет почему в древности тяжелые тихоходные повозки имели колеса весьма большого диаметра, которые к тому же обеспечивали повышенную способность сглаживать неровности дороги.

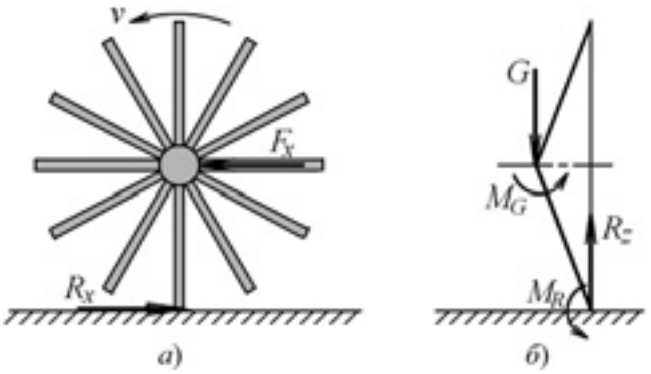


Рис. 1

Однако большой размер колеса становится неприемлемым для скоростных конных экипажей, для которых увеличенный размер колес и связанная с этим инерционная масса перечеркивает силовые преимущества больших размеров колес. Как мы видим из старинных изображений, египетские колесницы имели небольшие колеса, от которых не требовалась трансформация силы тяги для легкой колесницы, обладающей скоростными возможностями, — в этом случае главным фактором становились масса и момент инерции колеса.

Затем, по мере роста производительных сил общества и интенсивности товарообмена требовалось все большее "мирных" транспортных средств, способных передвигаться с возможно большей скоростью. Однако серьезным препятствием для этого была непригодная для скоростного движения дорожная сеть, скорее ее отсутствие, а те дороги, которые имели искусственное покрытие из булыжника, отнюдь не способствовали передвижению со скоростью, превышающей скорость пешехода.

Поиски возможностей повышения скорости передвижения привели к появлению легких конных экипажей, так называемых "лихачей", которые с целью повышения сглаживающей способности неровностей дороги имели колеса увеличенного диаметра, а снижение массы колеса достигалось за счет узкого обода, который, кстати, уже обрамлялся резиновой сплошной шиной. По тому времени это решение было весьма прогрессивным и обеспечивало движение повозок со скоростью, которую обеспечивала конная тяга, однако не более того. В городах появились конные пассажирские поезда, так называемые "конки", имевшие рельсовый ход и конную тягу. Но время настоятельно требовало наращивания скорости передвижения транспортных средств.

Воистину революционным событием явилось открытие возможности использования колес в качестве движителя, что исключало необходимость внешней тяги, а вместе с этим и ограничение скорости возможностями конногужевого транспорта. Однако препятствием для увеличения скорости передвижения по-прежнему оставалась крайне неудовлетворительная дорожная сеть.

Касаясь тенденции совершенствования конструкции колеса, следует заметить, что эти мероприятия относились в основном к его ободу, который, как об этом сказано выше, вначале в целях придания колесу необходимой прочности при взаимодействии с неровностями дороги снаружи обрамлялся металлической шиной. Затем была сделана попытка изменить конструкцию спицевого колеса: примерно в XII веке рас-

положение спиц стало коническим — чтобы лучше противостоять боковым нагрузкам. Однако такая ферма колеса насколько хорошо противостояла осевому возмущению, настолько и страдала уязвимостью от действия радиальных нагрузок, которые создавали изгибающие моменты в соединении спицы со ступицей и с ободом.

Компромиссом стала конструкция колеса, показанная на рис. 2. В ней плоскость обода представляет собой основание конуса, а его образующая совпадает с направлением спиц, которые при вращении колеса, оказываясь в нижней части, воспринимают нагрузку от веса телеги, находясь в вертикальном положении и освобождалась от действия изгибающего момента, благодаря чему увеличивается прочность их в соединении с ободом и ступицей. При этом ось вращения колеса, как это видно на рис. 3, имея наклон в вертикальной плоскости, обеспечивала постоянно прижимающее усилие колеса к корпусу экипажа, не давая ему соскочить при движении, а наклонное положение спиц в верхней части позволило увеличить размеры кузова, а также, направлять потоки грязи, увлекаемой колесами, в сторону от пассажиров, находящихся в повозке. Такой наклон плоскости обода к поверхности дороги получил название развала колеса и позже с телеги перешел на автомобиль, прочно в нем укоренился, но до сих пор служит предметом множества дискуссий.

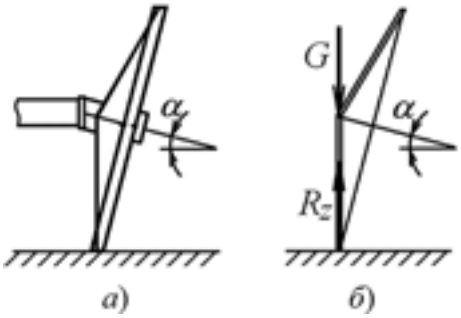


Рис. 2

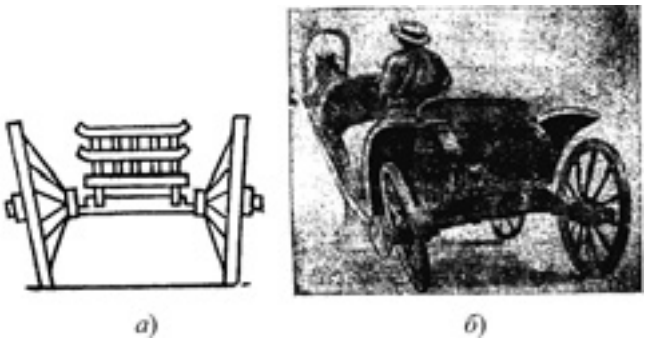


Рис. 3

Коротко о разном

КОМАНДЫ УНИВЕРСИТЕТА МАШИНОСТРОЕНИЯ ОДЕРЖАЛИ ПОБЕДУ В ПЕРВОМ ЭТАПЕ СОРЕВНОВАНИЙ *"SMARTMOTO CHALLENGE"*

В октябре 2014 г. в рамках Форума "Открытые инновации 2014" состоялся первый российский этап международных студенческих соревнований *"Smartmoto Challenge"*. Мероприятие было организовано Университетом машиностроения (МАМИ) по заказу Департамента государственной политики в сфере воспитания детей и молодежи Минобрнауки России при поддержке Фонда "Открытые инновации" и Высшей школы Барселоны.

"Smartmoto Challenge" — это серия международных студенческих инженерных соревнований в области энергоэффективности транспорта. За один год команды студентов технических вузов, участвующие в соревновании, должны спроектировать, построить и испытать легкий мотоцикл на электрической тяге. Эти соревнования дают студентам возможность разработать настоящий проект электробайка, а также приобрести навык работы в команде с использованием самых современных технологий. Судьями соревнований выступают известные отраслевые предприниматели и эксперты — инженеры, экономисты и дизайнеры.

Открытие российского этапа состоялось 14 октября. Напутствия командам *"Smartmoto"* дали организаторы и судьи этапа, а команда чирлидинга МАМИ "*Full Drive*" приветствовала команды и зрителей динамичным выступлением. В первый день была проведена техническая инспекция электробайков — команды прошли тесты на соответствие техническому регламенту, на герметичность и торможение. Во второй день команды защищали бизнес-план производства байков и анализ их конструкции. Судьями испытаний выступили: "Бизнес-план" — Свен Хольтерман (генеральный директор немецкой компании по производству электробайков *ELMOTO*) и Олег Славинский (генеральный директор *Universal Motors*); "Анализ конструкции изделий" — Пабло Итурралде (технический куратор проекта), Святослав Саакян (арт-директор студии "Слава Саакян") и Пау Рамагоса (судья *Smartmoto challenge Barcelona*).

Второй и третий день соревнований были посвящены динамическим испытаниям: "ускорение", "конусы" и "автокросс". В каждом испытании команду представляли два пилота, у каждого из которых было по две попытки на одиночный заезд и по две попытки на заезд с пассажиром. Лучшее время на ускорении показала

команда Российского университета дружбы народов *Smart E-MOTO RUDN*, преодолев 50 метров дистанции за 5,6 с. Победу в испытаниях "конусы" и "автокросс" одержала команда Университета машиностроения *SMC MAMI team 1.*

Традиционно, самым интересным испытанием стала гонка на выносливость. В первой части испытания участвовало два пилота от команды, каждый из которых должен был преодолеть 10 кругов. Лучшее суммарное время в первом заезде показала команда *SMC MAMI team 1.* Во второй части испытания то же расстояние пилоты преодолевали уже с пассажирами. В этот раз лучшее время также показала команда *SMC MAMI team 2.* В итоге в динамическом испытании первое место заняла команда *SMC MAMI team 1.*

"Smartmoto Challenge" — отличная практика междисциплинарной работы для студентов-инженеров, — считает Владимир Тимонин, проректор по развитию Университета машиностроения. — Студенческие команды работают по единым регламентам, их поддерживают представители бизнес-сообщества, делая соревнования в том числе рекрутинговой площадкой. Именно здесь студенты учатся мыслить понятиями "проект", "командная работа", "бизнес-план", без чего немыслим современный инжиниринг".

Итоги соревнований:

Общий зачет:

1-е место — *SMC MAMI team 1* (Университет машиностроения, г. Москва),

2-е место — *Ampeer team* (*ETSEIB*, г. Барселона),

3-е место — *SMC MAMI team 2* (Университет машиностроения, г. Москва).

Победитель в статическом испытании — *Ampeer team* (РУДН, г. Москва).

Победитель в динамическом испытании — *SMC MAMI team 1* (Университет машиностроения, г. Москва).

Победитель в специальной номинации "Лучшая команда первого года" — *Smart E-MOTO RUDN* (РУДН, г. Москва).

Участие в первом международном этапе соревнованиях *"Smartmoto Challenge Moscow"* приняли 7 команд: *Ampeer team* (*ETSEIB*, г. Барселона); *Elcust* (Южный государственный университет, г. Ростов-на-Дону); *"Fast Snail Moto"* (Юго-западный государственный университет, г. Курск); *"Plekhanov Russian University of Economics"* (РЭУ им. Г.В. Плеханова, г.Москва); *Smart E-MOTO RUDN* (РУДН, г. Москва); *SMC MAMI team 1* (Университет машиностроения, г. Москва); *SMC MAMI team 2* (Университет машиностроения, г. Москва).

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Невелев В.А. — Инновационные технологии как инструмент совершенствования стратегического управления конкурентоспособностью российских автомобилей . . . 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ревин А.А., Дыгало В.Г. — Формирование основных эксплуатационных свойств автотранспортных средств в режиме торможения . . . 3

Гусаров В.В., Кирилочкин И.И., Туманян Д.А. — Количественный анализ уравновешенности двигателей типа W12 . . . 5

Раков В.А. — Математическое моделирование рекуператоров тепловой энергии системы охлаждения ДВС . . . 7

Королев Е.В., Жамалов Р.Р., Котин А.И., Лопаткин А.М. — Ложные модели как инструмент в аэродинамическом эксперименте . . . 10

Железнов Р.Е., Железнов Е.И. — О нагрузках в сцепном устройстве при торможении малотоннажного автопоезда . . . 13

Пожидаев С.П. — О теории качения эластичного колеса с позиций механики . . . 16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Аубекеров Н.А., Аубекерова Ж.Н., Абатова А.Н. — Индивидуальная оценка эксплуатационных повреждений деталей . . . 18

Дубовик Е.А. — Расчет конкурентоспособного предприятия автосервиса . . . 20

Барабанов А.А., Вятлев П.А., Насыров А.Ф., Сысоев В.К., Папченко Б.П. — Методы зарядки "солнечных" электромобилей мощными световыми потоками . . . 23

Дьяков И.Ф. — Нейронная технология как инструмент выбора оптимальной периодичности обслуживания АТС . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ И МАТЕРИАЛЫ

Буренин В.В., Баловнев Н.П., Иванина Е.С. — Новые конструкции фильтров для очистки и обезвреживания сточных вод предприятий автомобильной промышленности . . . 31

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Подхалюзина В.А. — Современное состояние автомобильной промышленности Японии . . . 35

Из истории отечественного автомобилестроения

Балабин И.В. — Колесо: истоки и генезис развития . . . 37

Коротко о разном . . . 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов** — д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий** — д-р техн. наук, **В.И. Гладков** — канд. техн. наук, **М.А. Григорьев** — д-р техн. наук, **А.С. Ковригин** — зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов** (МГМУ МАМИ), **Ю.А. Купеев** — д-р техн. наук, **Г.И. Мамити** — д-р техн. наук, **В.А. Марков** — д-р техн. наук, **А.В. Николаенко** — д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников** — канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин** — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин** — д-р экон. наук, **А.И. Титков** — канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

В.Б. Альгин (зам. председателя), **А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик**

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 26.08.2014. Подписано в печать 15.11.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.