ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 1 • январь • 2011

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.121

Потенциальные возможности для перехода автомобильной промышленности России на инновационное развитие

Д-р экон. наук В.И. КРАВЦОВА,
кандидаты экон. наук А.В. НИКОЛАЕНКО и Д.В. БАРЫКИН

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Обоснована роль технических вузов в конкурентоспособном развитии автомобильной промышленности на инновационной основе.
Ключевые слова: *конкурентоспособность, автомобильная промышленность, модернизация, бенчмаркинг.*

Kravtzova V.I., Nikolaenko A.V., Barikin D.V.
MOTOR INDUSTRY POSSIBILITIES ON THE ACCELERATED TRANSITION ON THE INNOVATIVE EVOLUTION

Possibilities of Russian motor industry transaction to the fourth and fifth technological ways is studied in this issue.
Keywords: *competitiveness, motor industry, modernization, benchmarking.*

Высшее руководство России провозгласило, что главным направлением развития страны должна стать модернизация на инновационной основе, создание экономики знаний и общества знаний, для которого характерны высокий (от 70 % и выше) уровень инновационности производства. И что важнейшая роль в достижении этих целей принадлежит вузам и науке. Ибо в них сконцентрирован необходимый потенциал для развития и ускоренного выхода на конкурентоспособный уровень, обеспечиваемый высокопрофессиональным управлением.

И действительно, если проанализировать имеющуюся общедоступную информацию, легко увидеть достаточно представительный массив интересных управленческих и организационных решений, предложенных учеными вузов и НИИ. Но этого уже недостаточно. Чтобы решить многие инновационные, экономические, социальные, управленческие, образовательные и воспитательные проблемы, нужны новые подходы. В частности, следует использовать систему доверительного управления пакетом акций находящихся в государственной собственности конкретных предприятий. Потому что в результате передачи вузам таких пакетов неизбежно оптимизируются государственные расходы на образование и вузовскую науку, повысится доходность государственного пакета акций; будет обеспечен выход производимой продукции и услуг на конкурентоспособный уровень; сократится коррупционная сфера минимум по четырем направлениям — в образовании, науке, производстве, управлении госсобственностью; упростится, а в ряде случаев отпадет вообще потребность в аккредитации вузов; сократится число выпускников вузов, работающих не по специальности.

Не менее серьезную возможность существенного расширения масштаба использования инноваций, их количественного роста и уровня соответствия научно-техническому укладу содержит разработанная учеными МГТУ "МАМИ" государственная вертикаль инновационного развития, позволяющая концентрировать информацию в области инноваций, управлять процессами ее диффузии в регионы России, формировать федеральные и территориальные государственные заказы; концентрировать и целенаправленно ориентировать инновационный менеджмент вузов на содействие повышению инновационной активности; использовать на предприятиях системы бенчмаркинга.

Большой резерв инноваций имеет и целенаправленная деятельность ученых и советов вузов по защите докторских и кандидатских диссертаций: они могут координировать в интересах потребностей реального производства научные исследования, разработку инновационных идей и проектов. При этом диссертационные советы при оценке научной новизны, возможного роста конкурентоспособности в результате внедрения в производство инновационных идей диссертантов, включения их в систему бенчмаркинга могут выполнять функции экспертных советов. Кроме того, ученые советы могут и должны формировать тематику

диссертационных исследований исходя из потребностей отраслевого производства и завершать их разработкой инновационных проектов и программ бенчмаркинга. Наконец, они обязаны корректировать рабочие программы читаемых специальных дисциплин, нацеливая их на новые результаты, полученные в диссертационных исследованиях, обеспечивая опережающую подготовку специалистов и распространение новых знаний.

Этого пока, к сожалению, добиться не удалось. Потенциал ученых советов, аспирантуры, диссертационных советов используется, по существу, односторонне. В итоге почти три тысячи диссертационных советов так и не стали полноценными центрами высокопрофессиональной экспертизы не просто идей, а идей именно инновационных. А ведь такая возможность в каждом из советов есть: на общественных началах в каждом совете работают минимум 17 докторов наук. В целом по стране проводится ежегодно экспертная оценка до 40 тыс. диссертаций. Но дело этим очень часто и ограничивается. Нововведения, предлагаемые в диссертациях, в последующем так и не оформляются в инновационные проекты. Хотя к диссертациям приложены справки, акты, подтверждающие реальную апробацию на практике, их эффективность и внедрение.

Причина такого положения очевидна: у нас нет специализированных инновационных структур государственной или территориальной управленческой вертикали, занимающихся систематизацией инновационных идей и проектов и решением проблем роста конкурентоспособности конкретных видов продукции. Поэтому защищенные диссертации в преобладающей своей части далеки от практического использования. А диссертационные советы, хотя и выполняют важную народнохозяйственную задачу распространения новых идей и повышения квалификации преподавателей, аспирантов, фактически не участвуют в ускорении инновационной активности производства.

Конечно, вузы не хотят мириться со сложившимся положением. Например, в диссертационном совете по специальности 08.00.05 при МГТУ "МАМИ" за девять последних лет защищено 120 диссертаций. Все диссертанты работают по специальности, причем бóльшая часть из них совмещает производственную, научную и педагогическую деятельности. И это лишь в одном вузе страны. Не сложно подсчитать, в каких размерах увеличивается численность официально признанных государством ученых, в основном, молодого возраста. То есть тех, кто должен поднять инновационную деятельность до конкурентоспособного уровня. Но для этого необходимы рациональные управленческие решения Министерства образования и науки РФ. Потому что усилиями только самих вузов проблему не решить, хотя кафедры вузов, скажем, того же МГТУ "МАМИ", и пытаются самостоятельно использовать новые положения, инновационные идеи, изложенные в диссертациях, в учебном процессе. Что позволяет сформировать элементы опережающей подготовки студентов, магистрантов, аспирантов на основе привлечения наукоемкой информации, новых методов управления в рыночной системе, адаптированных к особенностям России. Однако это — работа на будущее, т. е. одно из направлений для упреждающего распространения новых знаний и инновационных идей. Стране же нужны решения "здесь и сейчас". А это требует соответствующей внешней институциональной среды, позволяющей перенести инновационные идеи на инновационные управленческие решения в промышленности. Для чего, как сказано выше, необходима и связь с производством на основе горизонтальной интеграции "Вуз—НИИ—производство". И наиболее продуктивный механизм управления такой связью — доверительное управление. С тем, чтобы инновационные идеи шли непрерывным потоком из вузов и НИИ и превращались в инновационные проекты, позволяющие формировать на их основе бенчмаркинговые системы, обеспечивающие устойчивую конкурентоспособность и продукции, и предприятия (организации).

И здесь, повторяем, требуется усиление роли государственного управления в ускорении перехода на конкурентоспособный уровень, базирующийся на инновациях. (Кстати, по оценкам различных комитетов ООН, в России необходимо повысить качество управления и управляемости не менее чем в 2 раза.)

Инновационная вертикаль и доверительное управление, предлагаемые учеными МГТУ "МАМИ", позволяют минимизировать затраты на инновационное развитие (прежде всего автотракторостроения, естественно) и достичь четких, ответственных управленческих решений в этой сфере национальной экономики.

Таковы общие соображения. Если же говорить о более конкретных результатах исследования, выполненного авторами, то они сводятся к следующему.

1. Учитывая негативные результаты использования теории либерального монетаризма, которые привели к глобальному экономическому кризису, в стране целесообразно восстановить систему стратегического упреждающего государственного управления и планирования (вариант такой модели разработан).

2. Для развития планомерного стратегического государственного управления инновационным развитием необходимо использовать комбинированную систему, включающую новые организационные структуры для национального и регионального уровней управления. Низовое звено, в которое входят вузы и НИИ, ориентирующие всю свою научную, инновационную деятельность, нацеливать на потребности конкретных стратегических организаций автомобильного и тракторного машиностроения. Механизм взаимодействия между ними целесообразно построить на принципах доверительного управления государственным пакетом акций, а также выпуске акций под инновационные идеи, проекты, продукты вузов.

3. Для организации конкурентоспособного производства продукции автотракторостроения на основе национального инновационного потенциала непосредственно в стратегических производственных организациях машиностроения целесообразно в кратчайшие сроки сформировать инновационные структуры управления (в форме отделений, внутрипроизводственных фирм бенчмаркинга, инкубаторов инноваций) и

вступить в члены Международной ассоциации бенчмаркинга.

4. В стратегических хозяйственных организациях крайне желательно использовать опыт корпоративных систем управления инновационным развитием и конкурентоспособностью, в том числе опыт организации и управления создаваемых на территории России структурных подразделений ведущих высокоразвитых стран — США, Япония, ЕС. Причем предусматривая этот вопрос при заключении соглашений об их деятельности в нашей стране.

5. При размещении нового производства автомобильного и тракторного машиностроения необходимо ориентировать его на формирование машиностроительных кластеров и альянсов в регионах, обеспеченных необходимыми научно-производственными, трудовыми и природными ресурсами. В качестве такого региона могут быть Московская область (Мытищенский, Щелковский, Дмитровский районы, города Коломна, Электросталь), Ленинградская область. (Предложения по данному вопросу прошли общественную экспертизу и содержат необходимые научные обоснования для формирования кластеров. Есть и экономико-организационные его обоснования.)

6. В целях повышения уровня конкурентоспособности сельскохозяйственной техники следует развивать инновационное направление, связанное с использованием альтернативных источников энергии и эргономики сельскохозяйственных машин.

7. На базе диссертационных советов вузов необходимо сформировать группы инновационного менеджмента по продвижению инновационных идей в производство и поручить им разработку и передачу инновационных проектов производственным предприятиям, организацию обучения персонала по каждому проекту, консультационное сопровождение организации, управления и выпуска инновационной продукции и услуг с участием авторов инновационных идей. Организовывать для них выпуск технических акций.

8. Целесообразно как можно быстрее создать необходимую инфраструктуру для инновационного развития автомобиле- и тракторостроения, включающую консалтинго-инновационную деятельность по разработке инновационных проектов, приемам формирования бенчмаркинговых систем и консультационной помощи при использовании их на производстве.

9. Производителям автомобильной и тракторной техники в России настала пора образовать национальный альянс на доверительных партнерских отношениях, в котором осуществляются: диффузия инновационных проектов; формирование интегрированной системы инновационного развития по всем направлениям производственной, сбытовой, маркетинговой деятельности; разработка взаимосвязанных в рамках альянса упреждающих кризисные процессы долгосрочных стратегических планов, программ, проектов; реализация систем бенчмаркинга по использованию лучших производственно-управленческих решений, практикуемых в среде участников альянса; разработка типовых (стандартных для альянса с учетом критериев передового машиностроения) норм и нормативов; научное обоснование динамичных уровней конкурентоспособности для каждого вида продукции.

Альянс позволит, как показывает мировой опыт, не затрагивая интересов юридической и экономической самостоятельности его членов, концентрировать имеющиеся ресурсы в управленческой деятельности на гарантированно устойчивую конкурентоспособность, решение наиболее важных проблем развития, возникающих при трансрыночных отношениях. В результате будут сформированы возможности повысить инновационную активность его членов; исключить дублирование инновационных проектов, сократить затраты на их разработку; доводить последующие проектные решения до более высокого конкурентоспособного уровня с учетом предшествующих внедрений; готовить высокопрофессиональные трудовые ресурсы, обеспечивая их переход внутри предприятий (организаций) альянса на основе делового сотрудничества; образовать единый научный центр, обслуживающий потребности всех членов, что повысит научно-технический, технологический потенциалы каждого участника альянса, поднимет в ближайшей перспективе уровень конкурентоспособности и научного центра, и предприятий, организаций, входящих в альянс, и их продукции; усилить контроль за уровнем конкурентоспособности и соответствием деятельности организаций национального автотракторостроения критериям действующего и наступающего научно-технологического укладов; создать в пределах альянса территориальные научно-технологические, технические парки на базе вузов, обеспечивающие опережающее инновационное развитие на их основе, а также маркетинговый исследовательский центр, осуществляющий наукоемкие маркетинговые функции для участков альянса с использованием новейших технологий управления и научно обоснованного стратегического прогнозирования устойчивого развития на основе новых принципов, методов, инструментов управления, характерных для первой половины XXI века; предусмотреть единую систему формирования и развития социальных отношений в организациях автотракторного комплекса, стимулирующих высокое качество жизни и равные возможности для работающих в альянсе.

11. Настала пора образовать и общественный комитет в составе организаторов Международного симпозиума "Автотракторостроение", задача которого — оценка национального инновационного потенциала с точки зрения посткризисной модернизации и организации в последующем конкурентоспособного на внутреннем рынке производства, а также сформировать территориальные экспертные группы из числа ученых, входящих в диссертационные советы по профилю автотракторостроения, которые в кратчайший срок должны провести анализ инновационных идей, содержащихся в защищенных диссертациях на соискание ученых степеней докторов и кандидатов наук за последние пять лет с целью использования этих идей при разработке инновационных проектов.

Очевидно, что в решение этой задачи должны включиться и проректоры по научной работе профильных вузов и совместно с ректоратом — сформировать ре-

зерв для обучения инновационному менеджменту, антикризисному управлению, конкурентоспособности автотракторной продукции, бенчмаркингу, инжиниринговому маркетингу студентов выпускных курсов, а лучше — магистров инженерных специальностей.

На основе полученной информации можно будет разработать проект программы роста конкурентоспособности национальной продукции автотракторостроения, ее послепродажного обслуживания и оптимизации цен на продукцию и услуги дилерской сети.

И последнее. России крайне необходима национальная государственная программа конкурентоспособного развития автотракторостроения, предусматривающая опережающую роль инновационной системы в процессе модернизации. Но так как национальная конкурентоспособность тесно связана с уровнем технологического развития национальной экономики, то для обеспечения устойчивой конкурентоспособности ведущие мировые державы и ряд развивающихся стран идентифицировали и целенаправленно разрабатывают технологии шестого технологического уклада. В России, к сожалению, ключевые технологии будущего определены несколько позднее, что ограничивает ценность программ государственного финансирования научно-технического, технологического развития. Однако нет сомнения, что использование новых методов исследований позволит в кратчайшие сроки определить критические для технологического развития технологии и сосредоточиться на их разработке и приоритетном использовании в процессе посткризисного модернизационного развития на основе такой программы.

УДК 629.017

Как сделать обновление парка автомобилей эффективным

В.С. ДЫНЧЕНКОВ

ВА ВПВО МО РФ (8412. 64-41-20)

Рассматривается разработанная на основе моделирования процесса изменения состояния автомобиля по критерию минимума затрат на его приобретение и эксплуатацию методика обоснования срока обновления автомобильного парка автопредприятия.

Ключевые слова: *эффективность управления, модель динамического программирования, динамика состояния автомобиля, оптимизация, траектория, возраст.*

Dynchenkov V.C.

HOW TO EFFECTIVELY UPDATE THE PARK OF VEHICLES

On the basis of modeling the process of change of vehicle condilion under criterion of minimum of expenses for its purchase and operation, the technique has been developed to validate the replacement period intended to assist in developing the decision on updating a motor park of auto enterprise.

Keywords: *management efficiency, dynamic programming model, dynamics of vehicle condition, optimization, trajectory, age.*

В рыночных условиях от качества решения проблемы обновления автомобильного парка во многом зависят основные показатели деятельности АТП. Однако выбор стратегий замены автомобилей обычно сложен, и для получения приемлемых результатов опыта иногда может оказаться недостаточно. Решения же, принятые на основе интуиции, как правило, оказываются ошибочными, а по своей сути — командно-административными.

Но выход из этой ситуации есть. Он — в математическом рассмотрении проблемы управления заменой автомобилей. Применяя современные экономико-математические модели, включая динамическое программирование, можно легко оценить многие стороны вопроса реализации долговечности автомобилей и, выявив соответствующие экономические показатели, получить даже не одно, а несколько возможных решений.

Исходной точкой и целью замены автомобилей в парке АТП является, очевидно, желание владельца снизить затраты на их содержание, которые по мере старения автомобилей неизбежно увеличиваются. Ведь с возрастом автомобиля изменяются, причем всегда в худшую сторону, такие экономические его показатели, как переменные эксплуатационные затраты и остаточная стоимость. Следовательно, экономическая оценка процесса старения автомобиля в нашем случае имеет решающее значение.

При оценке остаточной стоимости автомобиля предлагается рассматривать стоимостной диапазон продажи автомобиля. Причем цена в данном случае зависит не только от физического износа автомобиля, но и от рыночного спроса, региона эксплуатации, условий содержания и т. д. И, очевидно, для расчета следует брать диапазон цен, т. е. минимальные и максимальные их значения для подержанного автомобиля данной марки или модели.

Второй момент, который необходимо учитывать, — рост эксплуатационных затрат на стареющий автомобиль. При этом достаточно учитывать только ту их часть, которая изменяется именно в зависимости от срока его эксплуатации. Затраты же постоянные из расчета исключаются, так как носят плановый характер и имеют место как у нового, так и у старого автомобиля, а поэтому не могут влиять на срок его замены.

Правда, здесь есть одна тонкость, которую нельзя не принимать во внимание. Годовые переменные эксплуатационные затраты на автомобиль растут, как известно, по закону экспоненты, поэтому этот процесс, в принципе, можно оборвать в любой точке данной кривой, заменив автомобиль новым. Но такая операция связана с дополнительными расходами. Следовательно, существует (и его надо оценить) то предельное состояние автомобиля, до которого целесообразно мириться с процессом его старения и после достижения которого замена становится оправданной. Другими словами, владелец должен определить оптимальную долговечность автомобиля по некоторому экономическому критерию. И таким критерием могут выступать размеры эксплуатационных издержек за все время использования автомобиля (их надо стремиться свести к минимуму). Но, конечно, возможны и другие категории.

Исходя из сказанного выше, постановку задачи о замене автомобиля можно сформулировать следую-

щим образом: владельцу нужно определить оптимальный срок замены старого автомобиля новым — с тем, чтобы минимизировать затраты на его содержание. Для чего достаточно знать первоначальную его стоимость (цену покупки), изменение остаточной стоимости и переменных эксплуатационных затрат от срока его эксплуатации. При этом критерием оптимальности при управлении процессом замены служат подлежащие минимизации суммарные затраты на приобретение и эксплуатацию автомобиля.

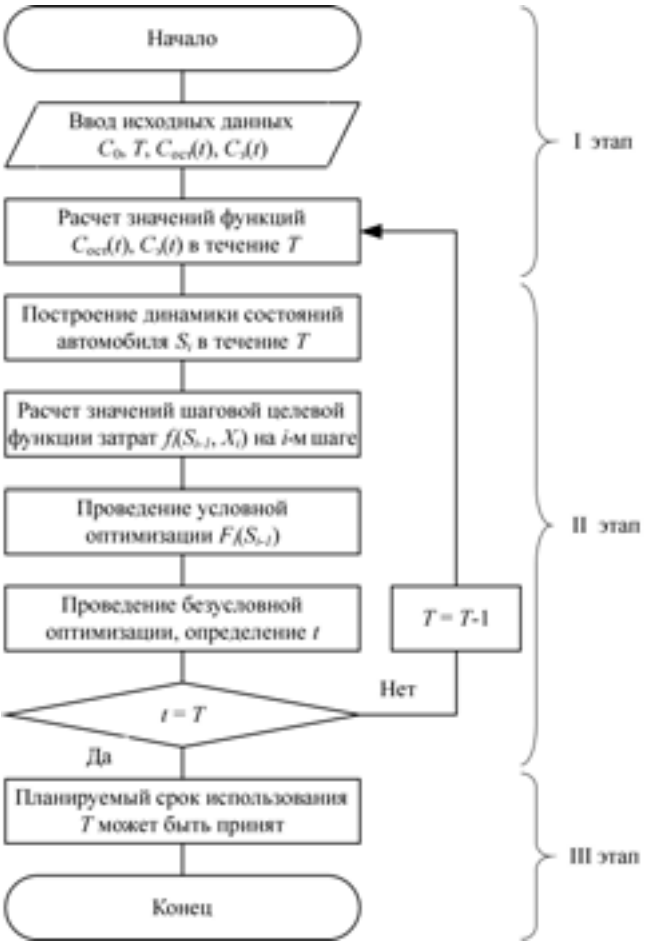
Для решения рассматриваемой задачи автор предлагает методику обоснования срока замены автомобиля, основанную на модели динамического программирования, которая наиболее полно отображает динамику изменения состояния (под состоянием понимается возраст t автомобиля к началу очередного года эксплуатации) в зависимости от срока службы и среднегодовых расходов на содержание.

Алгоритм методики приведен на рисунке. Рассмотрим его.

Он, как видим, состоит из трех этапов. На первом из них осуществляется сбор, обработка и ввод исходных данных в модель динамического программирования. В качестве таких данных используются: первоначальная стоимость C_0 автомобиля, планируемая продолжительность T его использования, функция $C_{ост}(t)$, отображающая связь между изменением стоимости подержанного автомобиля в процентах от стоимости нового в зависимости от возраста, функция изменения годовых переменных эксплуатационных затрат $C_э(t)$ от возраста t автомобиля. И здесь можно использовать таблично заданные функции.

Завершается первый этап расчетом исходя из выбранных зависимостей годовых переменных эксплуатационных затрат $C_э(t)$ и остаточной стоимости $C_{ост}(t)$ автомобиля, их значений за каждый текущий год в течение периода T.

Значения $C_э(t)$, $C_{ост}(t)$ за каждый год, а также C_0 и T служат исходными данными для второго этапа, в ходе которого в соответствии с принципом оптимальности Р. Беллмана строится вычислительная схема математической модели управляемого процесса. Причем технология ее построения довольно проста и логична.



Вводятся переменные состояния и управления и связывающее их разностное реккурентное уравнение состояния, а также показатель качества, характеризующий процесс управления заменой. И делается это геометрическим способом. Для чего на оси абсцисс фиксируются возможные состояния S_i автомобиля на начало каждого года в течение периода T (т. е. с i-м шагом, равным одному году), а по оси ординат — возраст t (формула № 1 в таблице). В результате формируется граф возможных состояний автомобиля, экс-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S_i = \varphi_i(S_{i-1}, X_i) = \varphi_i(t, X_i) = \begin{cases} t+1, & \text{если } X_i = X^C, \\ 1, & \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	S_i — состояние автомобиля на i-м шаге; S_{i-1} — управляющая переменная с принимаемым решением; t — возраст автомобиля
2	$f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i) = \begin{cases} C_э(t+1), & \text{если } X_i = C^C, \\ C_0 + C_э(1) - C_{ост}(t), & \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	C_0 — стоимость нового автомобиля
3	$F_i^*(S_{i-1}) = F_i^*(t) = \min\{f_i(S_{i-1}, X_i) + F_{i+1}^*(S_i)\} = \min \begin{cases} C_э(t+1) + F_{i+1}^*(S_i), & \text{если } X_i = X^C, \\ C_0 + C_э(1) - C_{ост}(t) + F_{i+1}^*(S_i), & \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	—

плуатируемого на протяжении принятых T лет. Это и есть отражение динамики состояний S_i автомобиля в течение периода T.

Затем по формуле № 2 на i-м шаге рассчитываются значения шаговой целевой функции затрат $f_i(S_{i-1}, X_i) = f(t, X_i)$ по всем допустимым управлениям X_i — с начала первого i-го года до n-го шага прекращения планируемого периода T использования автомобиля.

Далее, исходя из принципа оптимальности, расчет последовательности функции ведется в соответствии с обратными рекуррентными уравнениями Р. Беллмана (формула № 3). Использование этого принципа гарантирует, что управление, выбранное на любом шаге, является не локально лучшим, а лучшим с точки зрения процесса в целом — от текущего шага принятия решения до последнего. Такая условная оптимизация проводится "с конца к началу", т. е. начиная с n-го и кончая первым i-м шагом.

После условной оптимизации проводится безусловная оптимизация, которая осуществляется алгоритмом обратной прогонки, т. е. шаги выполняются последовательно от начала первого до конца n-го. Причем делается это по величине минимума затрат $F_i^*(t)$, полученных при управлении X^C или X^3.

Перемещаясь с первого до конечного шага, выделяются управления и фиксируется возможный параметр управления $X_i = X^3$ на каждом i-м шаге. Это означает, что полученное управления $X_i = X^3$ и есть тот оптимум для замены автомобиля при данном t-летнем возрасте.

Очевидно, что при достаточно большом значении n можно получить закономерность оптимального управления в виде повторяющихся циклов замены и эксплуатации автомобиля. Такое управление и порядок эксплуатации обеспечат достижение минимальных затрат за планируемый период T. Причем выделенный возраст замены автомобиля t будет свидетельствовать о том, что планируемая продолжительность использования T требует сокращения.

Для этого в конце второго этапа проверяется выполнение условия, при котором возраст автомобиля t будет равен значению планируемого периода T использования. Если значение показателя t не соответствует планируемой продолжительности T, то осуществляется переход к следующему блоку, где планируемая продолжительность T использования образца снижается на один год, и далее, возвращаясь в зону первого этапа, расчеты повторяются с сокращенным периодом ($T = T - 1$).

Операция повторяется до тех пор, пока значения показателя t станут удовлетворять требованию $t = T$.

Если же условие выполняется с первого "захода", то это означает, что планируемый срок T использования автомобиля может быть принят АТП.

АСМ-факты

В 2010 г. автомобили ВАЗ семейства "Приора" получили новые опоры стоек передней подвески, обладающие повышенными виброизолирующими свойствами. Испытания показали: комфортабельность подвески увеличилась на 10—20 %. Вырос и срок службы опор — ресурс резины увеличился в 6 раз. Автомобили "Приора" и "Калина" также начали оборудоваться новыми, более долговечными опорными подшипниками передней подвески. Семейство "Калина" получило модернизированные амортизаторы с улучшенными сальниками штока. Все работы по усовершенствованию конструкции автомобилей были проведены конструкторами и технологами НТЦ ВАЗа.

Одновременно с улучшением шасси серийных автомобилей ВАЗ закладывает новые решения и в конструкцию будущих моделей. Так, на перспективной модели "Гранта" впервые в истории компании будет применяться отрицательный развал задних колес, что повысит управляемость автомобиля и его устойчивость на дороге. Модернизированную заднюю подвеску планируется применять и на "Калинах".

•

Для исключения возможного проявления отклонений в работе вакуумного усилителя тормозов ОАО "АвтоВАЗ" проводит проверку партий автомобилей разных моделей и семейств общим числом 11 700. Дирекция по организации послепродажного обслуживания уже разослала официальное предписание всем дилерам. Поводом к проверке стали результаты заводских испытаний готовой продукции, в ходе которых на отдельных автомобилях было обнаружено отклонение от норм в работе вакуумного усилителя тормозов, проявляющееся в увеличенном усилии при нажатии на педаль тормоза. Причина несоответствия уже устранена поставщиком (ОАО "Димитровградский автоагрегатный завод"). Владельцам автомобилей будут направлены уведомления о проверке и при необходимости — замене дефектного узла.

По информации пресс-службы ВАЗа

•

Заволжский моторный завод приступил к подготовке производства модернизированного сцепления для бензиновых двигателей, поставляемых на комплектацию автомобилей УАЗ. Проект с объемом инвестиций 10,0 млн руб. направлен на повышение уровня качества, улучшение потребительских характеристик автомобиля, загрузку действующих мощностей ЗМЗ и снижение себестоимости продукции. Сцепление новой конструкции обеспечивает ряд существенных преимуществ по сравнению с выпускаемым: значительно снижаются усилие выжима педали, а также уровень шумов и вибраций трансмиссии автомобиля при переключении передач. Модернизированный узел разработан конструкторами ЗМЗ и предназначен для установки на весь перспективный модельный ряд автомобилей УАЗ (выпускаемое здесь в настоящее время сцепление, поставляется для комплектации только старого грузового ряда УАЗов). Серийное производства модернизированного сцепления начнется с января 2011 г. В рамках проекта закупается уникальное оборудование, позволяющее производить оригинальные детали модернизированного сцепления и обеспечить более высокий уровень технологического процесса. Следующим этапом работы специалистов ЗМЗ будет разработка конструкции сцепления для выпускаемого дизеля ЗМЗ-514 экологического класса "Евро-4".

По информации пресс-службы ЗМЗ

УДК 436.03.001.53

ЭГФ С КОМБИНИРОВАННЫМ ЗАПИРАНИЕМ: УМЕНЬШЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ИГЛЫ ПЕРЕД ЕЕ УДАРОМ О КОРПУС ФОРСУНКИ

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА (8.4732. 53-77-07)

Рассмотрены необходимость и возможность снижения скорости движения иглы перед ее ударом о корпус форсунки.

Ключевые слова: *топливная система, электрогидравлическая форсунка, комбинированное запирание, уменьшение скорости движения иглы.*

Krokhotin Yu.M.

ELECTROHYDRAULIC INJECTORS WITH COMBINED LOCKING: SPEED MOVEMENT DECREASE OF THE NEEDLE BEFORE IT HITS ON THE INJECTOR BODY

The necessity and possibility of the speed movement decrease of the needle before it hits on the injector body is considered.

Keywords: *fuel system, electrohydraulic injector, combined locking, speed movement decrease of the needle.*

Игла форсунки, с точки зрения обеспечения качественного распыливания топлива, должна подниматься быстро. Однако в конце подъема она ударяется о корпус. В результате торцевые соударяющиеся поверхности сминаются.

Чтобы этого избежать, перед ударом желательно иметь минимальную скорость движения иглы. И электрогидравлическая форсунка с комбинированным запиранием и перепускным клапаном успешно решает данную проблему, что хорошо видно из рис. 1, на котором приведены результаты расчета скорости dY/dt и перемещения Y иглы такой форсунки, а также, для сравнения, — скорость в момент удара иглы о корпус серийной форсунки-прототипа, имеющей механическое запирание.

Эти кривые для ЭГФ получены при следующих начальных условиях: усилие пружины от предварительного сжатия — 500 Н; ход иглы до подвижного упора — 0,05 мм; объем подыгольной камеры — 2,5, а гидрозапорной — 3,5 см^3; диаметр канала хвостовика иглы — 5,5 мм; прецизионный зазор — 0,005 мм; буфер отключен. Для расчета максимальной деформация α_m, иглы и корпуса, а также максимальной силы удара использовались зависимости, характеризующие прямой центральной частично упругий удар[1]. Причем α_m рассчитывалась по формуле № 1 (см. таблицу). При коэффициенте n нелинейности, равном 1,7, приведенная масса M соударяющихся тел определялась по формуле № 2. (В нашем конкретном случае $m_и$ = 0,014 кг, $m_{пу}$ = 0,0045 кг и $m_{пр}$ = 0,027 кг, т. е. M = 0,0275 кг.) Максимальная же сила F_m удара определялась по формуле № 3, удельная сила f_m удара — по формуле № 4.

В результате скорость в момент касания подвижного упора составляла 1,34 м/с, а в момент удара об основной упор — 3,417 м/с, тогда как у серийной форсунки-прототипа с механическим запиранием скорость в момент удара о корпус равнялась 7,21 м/с. То есть скорость иглы в момент ее касания основного упора у ЭГФ с комбинированным запиранием на 47,4 % меньше. В итоге максимальная сила удара ниже на 61,3 %, а максимальная деформация иглы и корпуса — на 41,7 %.

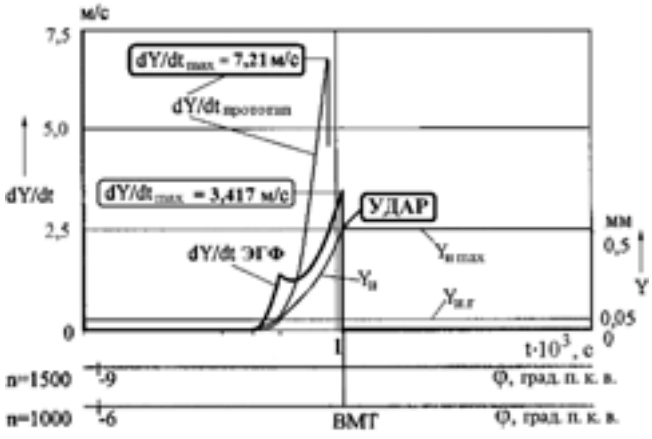


Рис. 1. Кривые изменения скорости подъема иглы ЭГФ с комбинированным запиранием и перепускным клапаном от времени и угла поворота коленчатого вала

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\alpha_m = \left[\frac{(1+n)Mv_0^2}{2B}\right]^{\frac{1}{1+n}}$	n — коэффициент нелинейности; v_0 — относительная скорость в момент удара; $B = 6{,}1 \cdot 10^8$ Па — коэффициент пластичности соударяющихся тел
2	$M = m_и + \frac{m_{пр}}{3} + m_{пу}$	$m_н$ —масса иглы; $m_{пр}$ — масса пружины; $m_{пу}$ — масса упора
3	$F_m = B\alpha_m^n$	—
4	$f_m = F_m/(f_и - f_к)$	$f_и$— площадь сечения иглы по прецизионному диаметру; $f_к$ — площадь канала хвостовика иглы

[1] Морозов С. И. Курс лекций по теории удара: Учеб. пособие. — Архангельск: Изд-во АГТУ, 2003. 110 с.

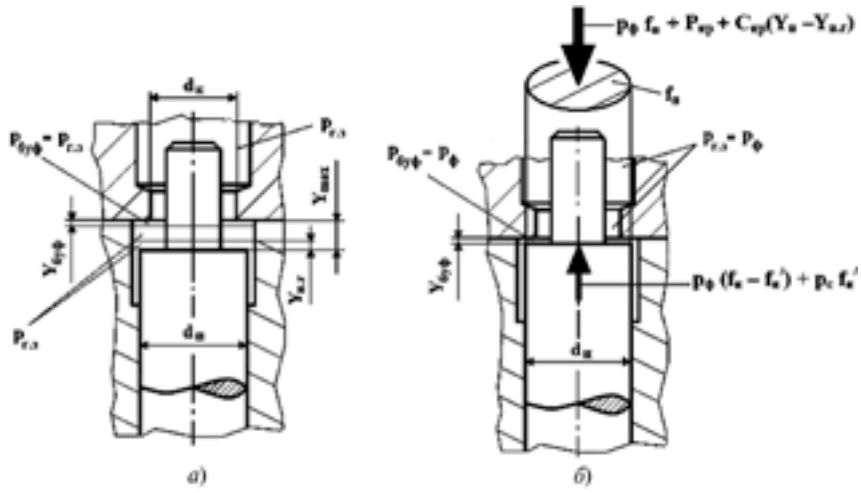


Рис. 2. Схема буферной зоны в конце подъема иглы распылителя:
а — положение буферной зоны по отношению к положению иглы; *б* — увеличение силы, действующей на торец иглы при его попадании в буферную зону

Однако этого недостаточно. Дело в том, что для увеличения давления посадки иглы площадь $f_к$ желательно максимально увеличивать (см. "АП", 2010, № 7 и 8). Но в этом случае уменьшается площадь $(f_и - f_к)$ контактной поверхности и возрастает удельная сила f_m удара, что может свести на нет выигрыш в скорости v_0.

Но выход здесь есть. Чтобы исключить этот нежелательный результат, можно повысить давление гидрозапирания в конце подъема иглы либо путем резкого скачка этого давления в момент, когда торец иглы находится в так называемой буферной зоне $Y_{буф}$ (рис. 2), либо плавным его увеличением во время подъема иглы за счет утечек топлива из подыгольной камеры в гидрозапорную через увеличенный с этой целью прецизионный зазор и насосного действия иглы. Ведь форсунка работает следующим образом.

Перепускной клапан закрыт, давление под иглой соизмеримо с давлением в гидрозапорной камере. ТНВД подает топливо под иглу.

Предположим, что прецизионный зазор равен 0,005 мм, т. е. соответствует нормальному зазору распылителей 8×0,35 форсунок дизелей 6 (8) ЧН21/21, утечки топлива из-под иглы в гидрозапорную камеру незначительны (практически близки к нулю).

Игла начинает подниматься. Сначала она выбирает зазор $Y_{и.г.}$, затем вместе с подвижным упором перемещается вверх до попадания ее торца в буферную зону $Y_{буф}$ (рис. 2, *а*). За время ее движения давление в подыгольной камере растет до величины, превышающей давление гидрозапирания по меньшей мере в 2 раза.

Когда торец иглы попадает в буферную зону, перепускной клапан открывается, гидрозапирающая камера сообщается с камерой подыгольной. Поэтому давление гидрозапирания резко увеличивается до давления, равного $p_ф$ перед запирающим конусом иглы (рис. 2, *б*). Следовательно, сила, действующая на иглу сверху, тоже резко растет, и скорость подъема иглы уменьшается. Таким образом игла мягко прикасается к корпусу форсунки.

Реализовать эту идею труда не представляет. Форсунки современных топливных систем непосредственного действия имеют датчики перемещения иглы, а бортовой компьютер четко отслеживает ее положение и может подать сигнал на открытие перепускного клапана в любое желательное время, скорректировав его в зависимости от изменившихся условий, и уменьшить скорость иглы перед касанием до значения, близкого к нулю.

Кривые, характеризующие процесс торможения иглы перед ударом с помощью гидравлического буфера, приведены на рис. 3. Из него видно, что, например, при $n = 1500$ мин$^{-1}$ протяженность буферной зоны составляет 0,1082 мм до основного упора и $\varphi = 0{,}63$ град. п.к.в., а время, в течение которого игла проходит эту зону, — 0,00007 с. Рассчитанная скорость иглы в момент касания подвижного упора равна 1,34 м/с, скорость в начале буферной зоны (максимальная скорость подъема иглы) — 2,751 м/с, уменьшение скорости за счет буферной зоны — 2,296 м/с, скорость в момент мягкого касания основного упора — 0,355 м/с. Иначе говоря, скорость в момент касания основного упора по отношению к скорости иглы прототипа снижается на

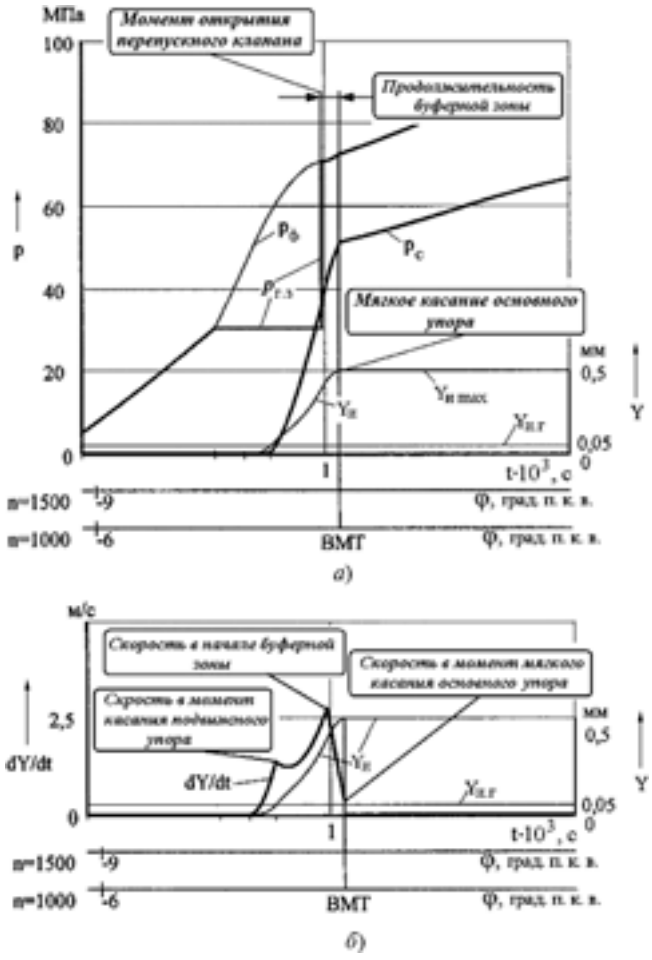


Рис. 3. Влияние буферной зоны на давления (а) и скорости (б) движения иглы перед ее ударом о корпус форсунки

95,08 %. Максимальная же сила оказывается равной 0,553 Н, а максимальная деформация иглы и корпуса форсунки в месте их касания — 0,000864 мм, что чуть больше 11 % деформации у прототипа.

Таким образом, предварительное открытие перепускного клапана перед ударом торца иглы о корпус форсунки является эффективным инструментом уменьшения деформации как иглы, так и корпуса форсунки.

Повышение же давления гидрозапирания во время подъема иглы за счет утечек топлива из подыгольной в гидрозапорную камеру через увеличенный прецизионный зазор и насосного действия иглы менее эффективно, поэтому здесь не рассматривается.

УДК 629.114.4

Природный газ плюс независимый привод клапанов ДВС как будущее городского коммерческого автотранспорта

Канд. техн. наук А.Н. ТИХОМИРОВ, В.В. ДАВЫДОВ, В.А. БАБИН

Нижегородский ГТУ, Международная академия экологии и природопользования (915. 487-81-80)

Предлагается путь кардинального снижения эксплуатационных расходов коммерческого автотранспорта — перевод на газовое моторное топливо совместно с применением независимого привода газораспределительных клапанов ДВС.

Ключевые слова: *природный газ, конвертирование, независимый привод клапанов, гибридный, прямой пуск, старт-стоп, цикл Миллера-Аткинсона.*

Tikhomirov A.N., Davydov V.V., Babin V.A.

NATURAL GAS AND CAMLESS VALVETRAIN AS A FUTURE OF COMMERCIAL AUTOMOTIVE TRANSPORT

The article describes a way of commercial vehicles running costs radical reduction. Using of natural gas is proposed in combination with engine camless valvetrain.

Keywords: *natural gas, conversion, camless valvetrain, hybrid, direct start, start-stop, Miller/Atkinson cycle.*

Несмотря на то, что дизель в первом десятилетии XXI века постепенно становится основой силовой установки все более значительной части легкового автопарка и занял господствующее положение на коммерческом транспорте полной массой свыше 2,5 т, он все-таки плохо соответствует нынешним экологическим требованиям. Процесс сгорания топлива в нем не позволяет простыми средствами снизить до приемлемого уровня содержание токсичных веществ в его отработавших газах. Иные дизели, соответствующие экологическим требованиям "Евро-4" и выше, уже обзавелись сложными, громоздкими, дорогими и капризными системами нейтрализации, а в ближайшем будущем их придется оснащать и системой мочевинной нейтрализации оксидов азота, которая резко удорожает эксплуатацию АТС, а главное — теряется работоспособность в холодное время года.

Отсюда — все больший интерес к альтернативным видам топлива. И в первую очередь — к природному газу.

Дело в том, что добавкой газа во всасываемый в дизель воздух можно добиться существенного сокращения эксплуатационных затрат на топливо и некоторого снижения токсичности отработавших газов. Причем первое для потребителя порой даже более привлекательно, чем второе.

Но есть и более радикальные способы решения проблемы экологичности дизелей. По мнению многих специалистов, наиболее интересный из них на ближайшую перспективу — конвертирование дизеля в двигатель с принудительным воспламенением.

В конструктивном плане этот способ сводится к следующему. Топливные форсунки заменяются свечами зажигания, снижается степень сжатия, вместо системы питания дизельным топливом устанавливается газобаллонная аппаратура.

Удельный расход топлива у такого модернизированного дизеля, конечно, получается несколько выше, чем у исходного его варианта, поскольку у него меньше степень сжатия и, соответственно, меньше и эффективный КПД. Тем не менее эксплуатация газового двигателя обходится существенно дешевле, так как сжатый природный газ практически вдвое дешевле эквивалентного количества дизельного топлива. Но главное, метан, составляющий основу природного газа, имеет наименьшее среди всех видов углеродного топлива содержание углерода на единицу теплотворной способности. Поэтому в процессе сгорания природного газа выделяется на 30 % меньше углекислого газа, чем при сгорании бензина или дизельного топлива, что в свете широко развернувшейся общемировой борьбы за снижение выбросов парниковых газов особенно важно.

Снижаются и другие нормируемые вредные выбросы. Причем все это достигается всего лишь установкой сравнительно недорогого и хорошо зарекомендовавшего себя в эксплуатации трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Уменьшается и шумность работы. У дизелей она, как известно, очень высокая. И чтобы ее довести до установленных норм, приходится применять такие дорогостоящие способы, как многостадийное аккумуляторное впрыскивание топлива (системы "Коммон рейл" и их аналоги), а также капсулировать двигатель, т.е. возводить вокруг него шумопоглощающий кожух. Газовый же двигатель с искровым воспламенением изначально гораздо менее шумен.

Или взять такой пример. Борьба за снижение выбросов сернистых соединений с отработавшими газами дизелей привела к тому, что серу, жизненно необходимую для смазки деталей ТНВД, из дизельного топлива удаляют, заменяя ее специальными смазывающими присадками. Что резко усложнило процесс производства топлива и повысило его себестоимость. Газовому же двигателю не нужны ни ТНВД, ни дизельное топливо.

Так что непрерывный рост доли автомобилей с газовыми двигателями в структуре мирового автопарка — явление вполне закономерное. Достаточно сказать, что, например, в России эта доля за последние четыре года удвоилась и в марте 2010 г. составила 100 тыс. ед.

Все перечисленное говорит о том, что в полном соответствии с законами развития техники "по спирали" за эпохой тотальной "дизелизации" начался процесс возврата к двигателям с искровым зажиганием, только

питающихся теперь не бензином, а природным газом. Причем на более высоком техническом уровне.

В частности, авторы статьи считают, что ключевая технология, которая может радикально улучшить показатели работы двигателей с принудительным воспламенением, — независимый привод клапанов газораспределительного механизма. Потому что ГРМ — одно из основных устройств, от которых зависят практически все показатели работы автомобильных двигателей. И если, например, отказаться от традиционного кулачкового привода газораспределительных клапанов в пользу независимого привода, то можно добиться существенного улучшения тяговых, экономических и экологических качеств ДВС.

Дело в том, что у нынешних двигателей открытие и закрытие клапанов фактически не зависят от режима работы. А это означает, что рабочий процесс может быть оптимальным только на каком-то одном режиме (обычно номинальном). На всех же других он заведомо хуже как с экономической, так и экологической точки зрения.

Отсюда напрашиваются два технических решения.

Первое: сделать моменты открытия и закрытия клапанов регулируемыми в широких пределах — с тем, чтобы рабочий процесс в цилиндре на любом режиме двигателя был аналогичным процессу на номинальном режиме.

Второе: обеспечить возможность запирания клапанов, т. е. отключения части цилиндров на малых нагрузках, — чтобы рабочий процесс в цилиндрах, остающихся включенными, всегда соответствовал номинальному режиму.

Эти решения известны давно. Однако их реализация в серийной продукции не дает ожидаемых результатов. Например, системы "Валвтроник" с регулируемыми фазами и высотой подъема клапанов, устанавливаемые на двигателях с кулачковым приводом, до сих пор так и не обрели достаточных быстродействия и диапазона регулирования. И теперь уже все большему числу специалистов стало очевидным: проблему можно решить только переходом к независимому приводу клапанов. Он позволит получить близкий к идеальному вариант фаз газораспределения, снизить насосные потери и отключать часть цилиндров на малых нагрузках. И, в итоге, уменьшить расход топлива на 20—25 %. А кроме того, практически реализовать перспективные рабочие циклы ДВС. Такие, как двухтактный с петлевой клапанной продувкой; с самовоспламенением гомогенной смеси; раздельный; с рекуперативным торможением и накоплением энергии в сжатом воздухе.

И еще один любопытный факт. Фирма "Бош" и некоторые автомобилестроительные фирмы разрабатывают технологию прямого пуска ДВС, т.е. пуска без применения стартера: система управления впрыскивает топливо и поджигает смесь в том цилиндре, который остановился на такте расширения. Независимый привод клапанов может многократно облегчить решение данной задачи, поскольку здесь, в принципе, при выключении двигателя на такте расширения можно останавливать не четверть, а половину его цилиндров.

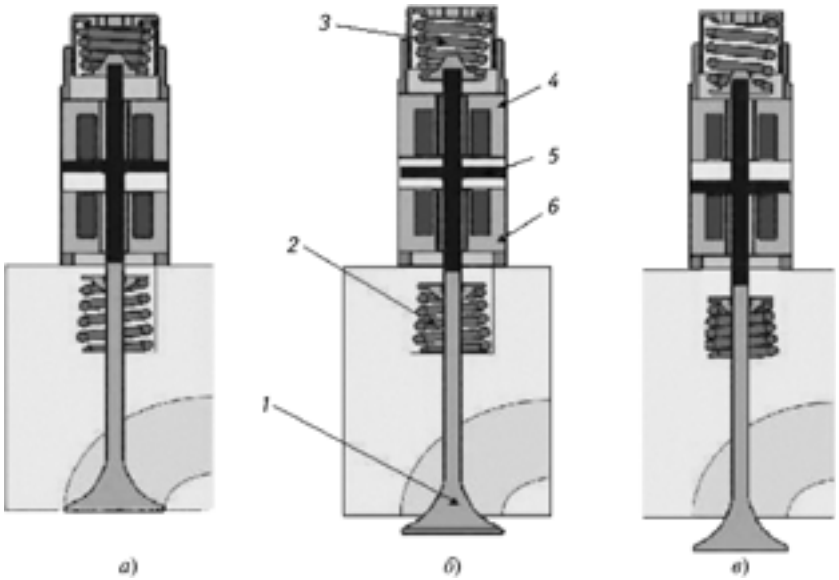


Рис. 1. Схема электромагнитного маятникового привода клапанов:
1 — клапан; *2* и *3* — пружины; *4* и *6* — магнитные катушки; *5* — кольцо; *а* — клапан полностью закрыт; *б* — клапан открыт частично; *в* — клапан полностью открыт

Разработкой независимого привода клапанов ДВС специалисты занимаются уже более 50 лет. Ими предложено много схем. Но если их проанализировать с точки зрения предъявляемых к современному приводу требований, то в наибольшей мере им удовлетворяют только две — *электромагнитный* и *электрогидравлический приводы.* Однако и с ними дела идут не очень гладко.

Так, над созданием *электромагнитного привода* клапанов (рис. 1) работают многие зарубежные фирмы и научно-исследовательские организации. Например, "Валео", "Сименс" и др. Их представители многократно анонсировали серийный выпуск такого привода, но каждый раз сроки переносились. К примеру, "Валео" обещала его запуск в серийное производство к началу 2008 г., однако потом объявила новую дату — 2010—2011 гг.

Как видно из рисунка, в схему привода (он назван маятниковым) входят специальным образом напрессованное кольцо *5*, клапан *1*, пружины *2* и *3*, а также две (*4* и *6*) магнитные катушки. Положение (*а* — полностью закрыт, *б* — открыт частично, *в* — полностью открыт) определяется усилием предварительного натяжения пружины *3* и величиной тока в катушках *4* или *6.*

Еще хуже положение с разработкой *электрогидравлического привода*, при котором клапаны двигателя приводятся посредством гидравлической системы, управляемой с помощью электромагнитных или пьезоэлектрических клапанов и золотников. Судя по открытой информации, приводы этого типа находятся еще дальше от серийного производства, чем электромагнитные.

Причина, затрудняющая широкомасштабное применение привода обоих типов, одна — наличие серьезных чисто инженерных проблем.

Классический привод, т. е. от распределительного вала, представляет собой очень простую механическую систему с КПД, недостижи-

мым для рассмотренных опытных систем независимого привода. Поэтому снижение расхода топлива, которое дает независимый привод, довольно сильно нивелируется дополнительными затратами энергии на привод. И это противоречие, судя по всему, фирмам-разработчикам устранить не удается. Хотя такая возможность, как свидетельствует опыт специалистов Нижегородского ГТУ, есть: им удалось создать электромеханический привод, обладающий достаточно высоким механическим КПД. Он состоит (рис. 2) из электродвигателя и толкателя с двумя пружинами, силы упругости которых направлены встречно. Ротор этого двигателя имеет пространственный механизм с цилиндрическим кулачком, который приводит толкатель клапана в движение.

Общая концепция такого типа привода известна (см., например, пат. № 5873335, СССР и № 2004/001762), но ее потенциал за рубежом так и не был использован в полной мере. В Нижнем Новгороде этот потенциал реализовать сумели: разработчики свели к минимуму массу и моменты инерции подвижных частей, спроектировали электродвигатель специального исполнения. Причем все конструктивные решения оказались настолько оригинальными, что их пришлось защищать заявками на изобретения.

Рис. 2. Макеты электромеханического и электромагнитного приводов клапанов Нижегородского ГТУ

Новый электромеханический привод отличается от электромагнитного и электрогидравлического приводов, рассмотренных выше, тем, что обеспечивает действительно оптимизированный процесс перекладки клапана, требует гораздо меньше энергии, компактен, конструктивно прост и технологичен в производстве. И нет сомнения, что запланированный на 2011 г. выпуск первого четырехцилиндрового двигателя с принудительным воспламенением, работающего на сжатом природном газе, не только состоится, но и будет успешным.

Такое сочетание электромеханического привода клапанов и системы питания природным газом позволит коммерческим транспортным средствам с традиционной трансмиссией по экономическим и экологическим показателям приблизиться к гибридным бензоэлектрическим и дизель-электрическим АТС. Причем стоимость изменений в конструкции двигателя и системы питания будет значительно меньше стоимости агрегатов гибридных силовых установок (электромашин, преобразователей, тяговых аккумуляторных батарей).

УДК 62-587

Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Энергетическая эффективность распределения мощности

Канд. техн. наук А.В. КРУТАШОВ

МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Установлена возможность снижения суммарных потерь на трение в механизме тормоза и дифференциале, существенного повышения КПД механизмов распределения мощности, обеспечения приемлемого баланса характеристик проходимости и управляемости.

Ключевые слова: *полный привод, дифференциал, противобуксовочная система, коэффициент блокировки, буксование колеса.*

Krutashov A.V.

LIMITED SLIP DIFFERENTIAL WITH ASR SYSTEM. ENERGY EFFICIENCY OF POWER DISTRIBUTION

There exists the possibility of reducing the total losses due to friction in the brakes mechanism and differential, substantial increase of power-sharing arrangements efficiency, insurance of acceptable balance of performance and manageability of patency.

Keywords: *fiur-wheel drive, differential, traction control, rate locks, wheel slippage.*

Сочетание дифференциала повышенного трения и системы притормаживания забегающего колеса обеспечивает снижение необходимого момента притормаживания, сопровождаемого потерями на трение в самом дифференциале. И поскольку суммарные энергетические потери обусловлены скоростями скольжения в его звеньях и звеньях механизма притормаживания (ПБС), то дифференциал повышенного трения имеет принципиальное преимущество перед дифференциалами других типов — относительные угловые скорости выходных звеньев и корпуса меньше угловой скорости колеса относительно колодок тормозного механизма. Поэтому представляет интерес количественно сопоставить энергетические потери рассматриваемого дифференциала и ПБС — с тем, чтобы подтвердить целесообразность его сочетания с ПБС именно с энергетической точки зрения. Причем будем иметь в виду, что исследование и оптимизация энергетических потерь для режимов работы, включающих притормаживание колеса, направлены не столько на повышение КПД автомобиля, сколько на снижение нагруженности фрикционных устройств (механизма торможения колеса и самого дифференциала повышенного трения). То есть работы трения, а значит, возможности обеспечить приемлемый ресурс механизма торможения, получающего дополнительную нагрузку с введением системы притормаживания, и повысить ресурс дифференциала. Что же касается КПД автомобиля, то его увеличение за счет снижения рассматриваемых энергетических потерь существенного влияния на эксплуатационные расходы топлива оказать не может, поскольку рассматриваемые режимы "дифференциал + ПБС" — эпизодические и кратковременные.

Сначала рассмотрим энергетические потери автомобиля, имеющего дифференциал повышенного трения и систему притормаживания буксующего колеса, при движении с буксованием одного колеса, но сохраняющего контакт с опорной поверхностью. Ситуация вывешенного колеса будет представлять частный случай.

Затраченные на трение мощности в отстающем ($N_{то}$) и забегающем ($N_{тз}$) звеньях дифференциала при симметричности конструкции в реализации трения дают, соответственно, формулы № 1 и 2 (см. таблицу), а суммарную затраченную в дифференциале мощность повышенного трения $\Sigma N_{тд}$ — формула № 3. Но поскольку момент $M_т$ может быть представлен как $\frac{M_о - M_з}{2}$, а $M_з = \frac{M_о}{K_б}$, то формула № 4 приобретает вид формулы № 4.

Крутящий момент $M_з$ на забегающем звене дифференциала уравновешен моментами трения в тормозном механизме ($M_{тт}$) и реакцией на крутящий момент $M_{бк}$ буксующего колеса (формула № 5).

Часть $N_{бкб}$ мощности, определяемая моментом $M_{бк}$ и чрезмерной скоростью забегающего колеса, т. е. разницей скоростей $\omega_з$ и $\omega_о$, затрачивается нерационально — идет на износ шины и "закапывание" буксующего колеса в грунт. Вторая же ее часть, $N_{бкп}$, определяемая угловой скоростью $\omega_о$, является полезной, поскольку реализуется в силу тяги на буксующем колесе. Значит, баланс мощности забегающего звена дифференциала и буксующего колеса можно записать в виде формулы № 6. Следовательно, потери мощности $N_{тт}$ на трение в механизме торможения колеса определяет формула № 7. Потери же мощности на трение в механизме торможения и бесполезное буксование колеса можно подсчитать по формуле № 8.

Таким образом, суммарная потеря мощности $\Sigma N_{тдтб}$ (в дифференциале, на торможение буксующего колеса и на бесполезное буксование) можно выразить формулой № 9.

Очевидно, что для ситуации "вывешенное колесо" потери мощности возрастут, поскольку не будут уменьшаться потери за счет реализуемого на тягу крутящего момента на буксующем колесе, т. е. формула № 9 упростится. Для анализа потерь в данной ситуации целесообразно ввести дополнительный параметр — коэффициент $K_з$ забегания, подсчитываемый по формуле № 10. Тогда суммарные потери $N_{тдт}$ мощности на трение в дифференциале и механизме притормаживания при вывешенном колесе дает формула № 11.

В таком виде формула потерь мощности на трение в дифференциале и механизме торможения вывешенного колеса наиболее удобна для анализа.

Так, выражение в ее квадратных скобках можно рассматривать как суммарный коэффициент $K_п$ потерь мощности (относительно мощности, реализуемой на опорном колесе), который включает как силовые составляющие, определяемые значением $K_б$, так и скоростные, характеризуемые коэффициентом забегания $K_з$. Это формула № 12.

Теперь, располагая $K_п$, $K_з$ и $K_б$, суммарные потери на трение для ситуации "вывешенное колесо" представим графически (рис. 1).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_{то} = M_т(\omega_д - \omega_о)$	$M_т$ — момент трения одной стороны дифференциала; $\omega_д$ — угловая скорость корпуса дифференциала; $\omega_о$ — угловая скорость отстающего звена дифференциала
2	$N_{тз} = M_т(\omega_з - \omega_д)$	$\omega_з$ — угловая скорость забегающего звена дифференциала
3	$\Sigma N_{тд} = M_т(\omega_з - \omega_о)$	–
4	$\Sigma N_{тд} = 0{,}5M_о\left(1 - \frac{1}{K_б}\right)(\omega_з - \omega_о)$	$K_б$ — коэффициент буксования; $M_о$ — момент на отстающем колесе
5	$M_з = M_{тт} + M_{бк}$	–
6	$N_з = N_{тт} + N_{бкп} + N_{бкб}$	—
7	$N_{тт} = N_з - N_{бкп} - N_{бкб} = \frac{M_о\omega_з}{K_б} - M_{бк}\omega_о - M_{бк}(\omega_з - \omega_о) = \frac{M_о\omega_з}{K_б} - M_{бк}\omega_з$	—
8	$N_{тт} + N_{бкб} = \frac{M_о\omega_з}{K_б} - M_{бк}\omega_о$	—
9	$\Sigma N_{тдтб} = 0{,}5M_о\left(1 - \frac{1}{K_б}\right)(\omega_з - \omega_о) + \frac{M_о\omega_з}{K_б} - M_{бк}\omega_о$	—
10	$Кз = \frac{\omega_з}{\omega_о}$	—
11	$\Sigma N_{тдт} = 0{,}5M_о\left(1 - \frac{1}{K_б}\right)(K_з\omega_о - \omega_о) + \frac{M_о K_з\omega_о}{K_б} = M_о\omega_о\left[0{,}5\left(1 - \frac{1}{K_б}\right)(K_з - 1) + \frac{K_з}{K_б}\right]$	—
12	$K_п = \left[0{,}5\left(1 - \frac{1}{K_б}\right)(K_з - 1) + \frac{K_з}{K_б}\right]$	—
13	$\eta_\Sigma = \frac{N_о'}{\sum N_{тдт} + N_о} = \frac{M_о\omega_о}{M_о\omega_о(1 + K_п)} = \frac{1}{1 + K_п}$	$N_о'$ — мощность на опорном колесе в ситуации вывешивания; $\Sigma N_{тдт}$ — суммарные потери мощности на трение в дифференциальном механизме, механизме торможения колеса при вывешивании

Как видим, даже при умеренном (и допустимом по условиям управляемости и курсовой устойчивости автомобиля) значении коэффициента $K_б$ блокировки достигается существенное снижение коэффициента $K_п$ и, соответственно, суммарных потерь мощности на трение. Если, к примеру, поддерживать коэффициент забегания $K_з$ = 1,1, то снижение потерь мощности при $K_б$ = 2÷2,5 составит 1,9—2,3 раза.

Далее важно количественно сопоставить потери мощности в механизме притормаживания и дифференциале повышенного трения.

Для этого, используя формулу № 12, выделим коэффициент $K_{пд}$ потерь в дифференциале и коэффициент $K_{пт}$ потерь в механизме притормаживания колеса, т. е. первое и второе ее слагаемое, и дадим их графическое представление (рис. 2), из которого видно, что потери на трение в механизме притормаживания колеса существенно выше, чем в дифференциале. Отчетливо проявляется и влияние коэффициента блокировки на снижение потерь в механизме притормаживания: при увеличении $K_б$ рост потерь в дифференциале значительно ниже достигаемого снижения потерь в механизме притормаживания колеса.

В качестве примере сопоставим суммарные потери мощности на трение вариантов сочетания притормаживания вывешенного колеса с дифференциалом повышенного трения (допустим, с $K_б$ = 2,5) и со "свободным" дифференциалом ($K_б$ = 1). Причем будем считать, что угловая скорость $\omega_з$ забегающего звена в обоих вариантах на 10 % выше $\omega_о$, т. е. $K_з$ = 1,1. Тогда при $K_б$ = 2,5 коэффициенты потерь $K_{пд}$ и $K_{пт}$ составят соответственно 0,03 и 0,44, а при $K_б$ = 1 — 0,0 и 1,1. Потери мощности $\Sigma N_{тдт}$ и $\Sigma N_{тт}$ будут соответственно равны $0{,}47 M_о\omega_о$ и $1{,}1 M_о\omega_о$, т. е. доля потерь в самом дифференциале для варианта $K_б$ = 2,5 составляет, как видим, всего лишь 6,4 % $\left(\frac{0{,}03}{0{,}47}\cdot 100\ \%\right)$.

На основе коэффициента потерь мощности (формула № 12) легко определяется и суммарный КПД механизмов распределения мощности — дифференциала, имеющего "внутреннее" трение, и ПБС, использующей принцип притормаживания забегающего колеса. (Этот КПД учитывает основные потери, предопределяющие перераспределение крутящих моментов, — потери на трение.)

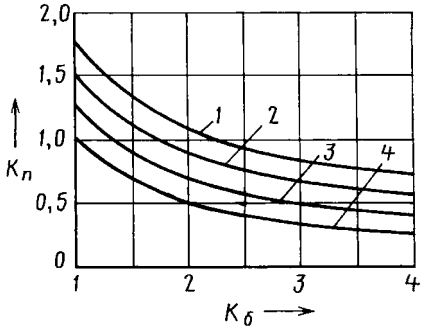


Рис. 1. Зависимость коэффициента суммарных потерь мощности на трение $K_п$ от коэффициента блокировки (для значений $K_з$ = 1÷1,75):
1 — $K_з$ = 1,75; 2 — $K_з$ = 1,5; 3 — $K_з$ = 1,25; 4 — $K_з$ = 1

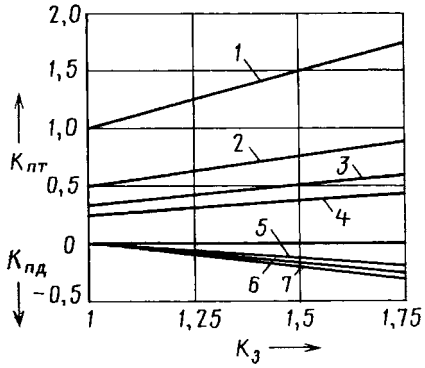


Рис. 2. Зависимость коэффициентов потерь мощности в дифференциале и механизме притормаживания колеса от коэффициента забегания:
1 — $K_б$ = 1; 2 — $K_б$ = 2; 3 — $K_б$ = 3; 4 — $K_б$ = 4; 5 — $K_б$ = 2; 6 — $K_б$ = 3; 7 — $K_б$ = 4

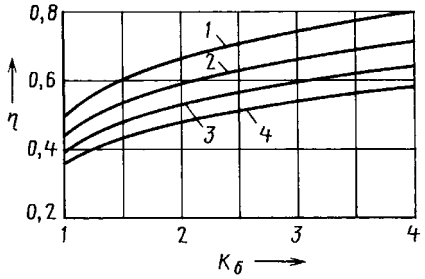


Рис. 3. Зависимость суммарного КПД механизмов распределения мощности (дифференциала, имеющего внутреннее трение, и ПБС) от коэффициентов блокировки дифференциала и для различных значений коэффициентов забегания:
1 — $K_з$ = 1; 2 — $K_з$ = 1,25; 3 — $K_з$ = 1,5; 4 — $K_з$ = 1,75

Для наиболее сложной с точки зрения проходимости ситуации ("вывешенное колесо") η_Σ дает формула № 13. Построенные по ней кривые для различных значений $K_б$ и $K_з$ приведены на рис. 3.

Таким образом, есть все основания сделать следующие выводы.

1. Сочетание дифференциала повышенного трения с системой притормаживания (ПБС) буксующего или вывешенного колеса — эффективное средство снижения энергетических потерь и, соответственно, нагруженности механизма торможения. При умеренных (и допустимых по условиям управляемости и курсовой устойчивости автомобиля) значениях коэффициента $K_б$ блокировки (в диапазоне 2—2,5), поддержании системой управления разницы угловых скоростей звеньев на уровне 10 % суммарные потери на трения в тормозном механизме и дифференциале могут быть снижены в 1,9—2,3 раза, потери на трение в самом дифференциале — сведены к минимальным — 4,3—6,4 % от суммарных потерь, а КПД механизмов распределения мощности, включая механизм притормаживания колеса, может быть повышен до 0,63—0,67.

2. Поскольку механизм притормаживания колеса используется не только для повышения проходимости автомобиля, но и для поддержания курсовой устойчивости, то сочетание его с дифференциалом повышенного трения также целесообразно. Оно позволяет осуществлять требуемое корректирующее воздействие, заключающееся в несимметричности сил тяги по сторонам автомобиля, при меньших значениях тормозного момента и, соответственно, меньших износах тормозного механизма.

3. Наиболее совершенным механизмом распределения мощности следует считать дифференциал с управляемым изменением коэффициента блокировки. Предлагаемое сочетание дифференциала повышенного трения и системы притормаживания буксующего колеса и представляется приемлемой альтернативой для массовых автомобилей.

УДК 629.365

"Автостоп" — система экстренного торможения

Доктора техн. наук А.А. КОБЗЕВ и Д.А. СОЦКОВ, канд. техн. наук Ю.Е. МИШУЛИН

Владимирский ГУ (4922. 47-99-06)

Анализируются фазы торможения инженерных гусеничных машин, оснащенных системой "Автостоп", и воздействия, оказываемые на экипаж, на режимах экстренного торможения. Даются рекомендации по повышению быстродействия тормозной системы и конструкторские решения, повышающие эффективность торможения (автостопа) и снижающие нагрузки на механика-водителя и членов экипажа.

Ключевые слова: *инженерная машина, фазы торможения, экстренное торможение, тормозной механизм, тормозной путь, средства безопасности водителя.*

Kobzev A.A., Sotckov D.A., Mishulin Yu.E.

MAINTENANCE OF AN EMERGENCY BRAKE APPLICATION WITH SYSTEM "SELF-LOCKING DEVICE"

Phases of braking of engineering tracklaying vehicles and the influences rendered on crew at performance of functional problems in modes of emergency braking at operation of system "Self-locking device" are analyzed. Recommendations about increase of speed of brake system are made. Design offers on system of the emergency self-locking device, raising efficiency of braking (self-locking device) and reducing loadings on the mechanic-driver and crewmen are developed. Offers on a design of active safety for crewmen are given.

Keywords: *the engineering car, braking phases, emergency braking, the brake mechanism, a brake way, means of safety of the driver.*

Современные инженерные гусеничные машины, которые предназначены для работы вне дорог, в условиях пересеченной местности, переменной плотности опорной поверхности и т. д., оснащаются системами "Автостоп". Их назначение — автоматически, без вмешательства механика-водителя, обеспечивать экстренное торможение машины в критических ситуациях. Такая система обычно состоит (рис. 1) из датчика, фиксирующего наличие опасного препятствия на пути или состояния местности; электромагнитного клапана; пневмоцилиндра; золотниковой коробки; гидроцилиндра остановочного тормоза; тормозного механизма, включающего тормозные накладки и барабаны. Результат ее срабатывания — полная остановка машины.

Работает "Автостоп" следующим образом.

Датчик, зафиксировав наличие опасного препятствия, вырабатывает электрический сигнал, поступающий на электромагнитный клапан, который срабатывает и открывает доступ сжатого воздуха из магистрали низкого (0,9—1,2 МПа, или 9—12 кгс/см^2) давления в пневмоцилиндр. Его шток, перемещаясь, смещает с нейтрального положения золотник золотниковой коробки, в результате чего в гидроцилиндр начинает поступать находящаяся под давлением жидкость. Она перемещает поршень этого цилиндра, и его шток прижимает тормозную колодку к барабану. То есть срабатывает тормозной механизм. Торможение будет продолжаться до тех пор, пока датчик "видит" препятствие или не выключен. Иначе говоря, "Автостоп" будет удерживать машину в неподвижном состоянии даже на местности, круто наклоненной в направлении движения. Тем самым гарантируя безопасность экипажа.

Таков принцип. Однако на практике все несколько сложнее. Например, электромагнитный клапан срабатывает не в момент, когда на его обмотку поступает сигнал датчика, а через какое-то время $t_{кл}$, величина которого зависит от постоянной времени цепи обмотки, а также тока срабатывания электромагнитного клапана. Кроме того, и сжатый воздух пойдет в пневмоцилиндр не сразу: во-первых, на открытие проходного сечения клапана требуется какое-то время; во-вторых, чтобы пневмоцилиндр сработал, нужно, чтобы его надпоршневую полость заполнил сжатый воздух. То есть и время $t_{зк}$ срабатывания золотниковой коробки тоже не равнялось нулю. К тому же оно зависит и от давления воздуха в пневмоцилиндре, и давления жидкости на выходе из золотниковой коробки, необходимого для преодоления сил трения и инерции системы тяг и валов, а также силы упругости оттяжных пружин.

Рис. 1. Структурная схема системы "Автостоп"

Есть и время $t_{гпц}$ запаздывания срабатывания гидроцилиндра, зависящее от вязкости в приводе, длины трубопровода, проходного сечения и местных гидравлических сопротивлений, объема гидравлической части гидроцилиндра и примесей в жидкости.

Наконец, есть и время $t_{тм}$ запаздывания срабатывания тормозного механизма, которое состоит из двух составляющих — времени t_1, необходимого для преодоления усилий стяжной и оттяжных пружин механизма, и сил трения в нем, и времени t_2, необходимого для выбора зазора между тормозными накладками и поверхностью тормозного барабана. Причем в общем случае время $t_{тм}$ зависит от многих факторов — жесткости стяжной и оттяжных пружин тормозных колодок, темпа роста давления жидкости и диаметра поршня гидроцилиндра, передаточного числа механической части привода тормозного механизма, усилия предварительного сжатия пружин, диаметра тормозного барабана, приведенной массы подвижных деталей остановочного тормоза, КПД тормозного механизма и, особенно, износа тормозных накладок, который увеличивает ход штока гидроцилиндра и, как следствие, усилие стяжной пружины, а также t_1 и t_2.

Таким образом, суммарное запаздывание Σt системы "Автостоп" составит: $\Sigma t = t_{кл} + t_{зк} + t_{гпц} + t_{тм}$. Однако это все-таки меньше, чем когда механик-водитель пользуется педалью тормоза: только запаздывание его реакции составляет ~0,2 с. Что в экстремальных ситуациях (например, падение дерева, сход лавины и т. п.) неприемлемо.

Но Σt можно уменьшить. К примеру, снизив время срабатывания электромагнитного клапана, не изменяя конструкции. В частности, увеличив напряжение питания клапана в момент появления сигнала от датчика на его обмотке; постоянно подавая на обмотку напряжение, ве-

личина которого ниже уровня срабатывания (ждущий режим, или режим подпитки). Или сократив время запаздывания золотниковой коробки за счет устранения люфтов в тягах, контроля одновременности перемещения рычагов золотников этой коробки, а также давления воздуха после редуктора.

Снижения времени запаздывания срабатывания до гидроцилиндра можно достичь своевременной заменой и тщательной фильтрацией жидкости в гидропроводе, проверкой трубопроводов от золотниковой коробки до гидроцилиндра на отсутствие вмятин и перегибов, а также контролем давления жидкости в гидросистеме привода тормоза.

Но особенно внимательно следует относиться к тормозным механизмам, так как они — наиболее нестабильное звено в цепочке запаздываний. Например, не обнаруженное и своевременно не устраненное увеличение зазора между тормозными накладками и барабаном может резко снизить эффективность "Автостопа".

Однако самое радикальное решение данной проблемы — применение автоматической компенсации износа накладок и барабана. То есть использование устройства, поддерживающего постоянный зазор между ними. И такие устройства уже давно используются на автомобилях.

Конструктивная схема одного из них для рассматриваемого случая может быть примерно такой, как это показано на рис. 2.

При отсутствии давления жидкости в гидравлической части цилиндра ($p_{гц} = 0$) на его шток в точке A действует, очевидно, только составляющая R силы $P_{пр}$ возвратной пружины. Ее величина равна $P_{пр}\frac{a}{b}$.

Эта составляющая должна быть меньше суммарной силы $F_{тр}$ трения, чтобы поршень до срабатывания "Автостопа" был неподвижным. Чтобы зазор между колодкой и барабаном при этом был не больше допустимого, водитель должен устанавливать его перед началом рабочей смены. И делается это просто: достаточно сильно нажать на педаль тормоза.

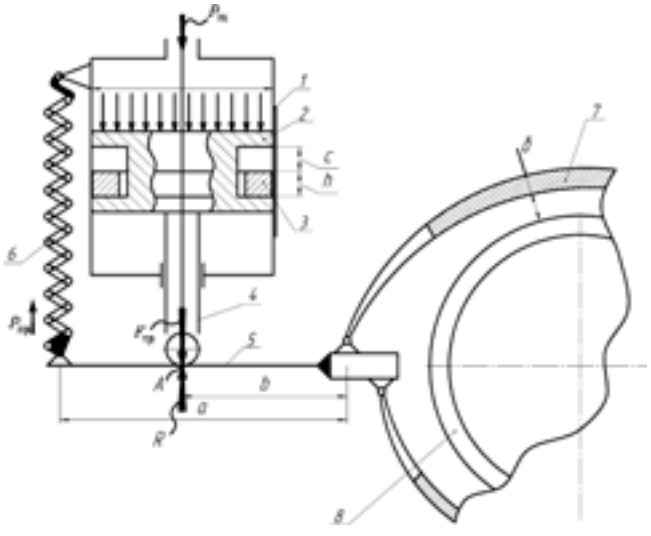


Рис. 2. Устройство, обеспечивающее постоянство зазора между тормозной накладкой и барабаном:
1 — гидропневмоцилиндр; *2* — поршень; *3* — упругое кольцо; *4* — шток гидроцилиндра; *5* — приводной рычаг; *6* — возвратная пружина; *7* — накладка тормозной ленты; *8* — тормозной барабан

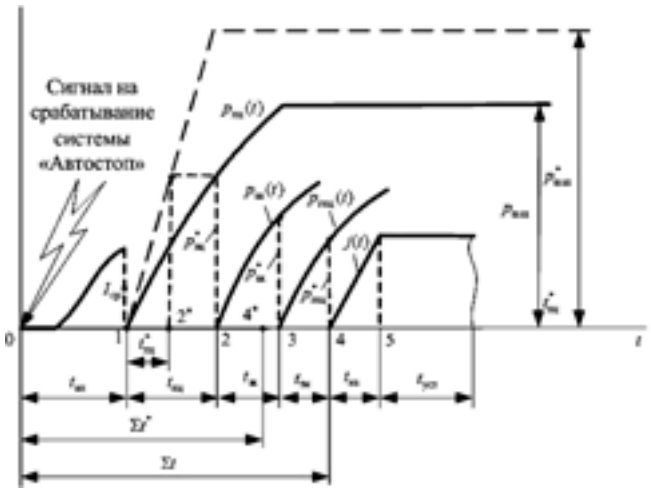


Рис. 3. Влияние повышения давления на входе в пневмоцилиндр на запаздывание тормозного механизма

В результате такого нажатия в полости над поршнем *2* цилиндра *1* резко возрастает давление, и на поршень воздействует сила $P_{гц} = p_{гц}\frac{\pi d_п^2}{4}$. Она преодолевает составляющую R, выбирая зазор C, и поршень касается плоскости упругого кольца *3*. При наличии износа тормозной накладки поршень и приводной рычаг *5* перемещаются на величину, пропорциональную износу, и зазор δ становится равным номинальному. В итоге "Автостоп" всегда имеет дело именно с этим зазором.

Еще один способ уменьшения Σt — повышение [1] давления на входе в пневмоцилиндр. Например, до 6,5—7,5 МПа, или 65—75 кгс/см^2. В данном случае (рис. 3) темп роста давления в пневмоцилиндре увеличится, а время $t_{пц}$, наоборот, уменьшится с $t_{пц}$ до $t^*_{пц}$. Благодаря чему снизится запаздывание срабатывания золотниковой коробки и гидроцилиндра. Итог — более раннее (точка *4**) начало роста замедления машины при срабатывании "Автостопа".

Из сказанного следует: учитывая особую важность "Автостопа" в обеспечении безопасности экипажа, создателям и производителям этой системы целесообразно предусмотреть тестовый контроль суммарного времени Σt запаздывания ее срабатывания.

Как уже упоминалось, "Автостоп" срабатывает быстрее водителя. И это хорошо. Но, с другой стороны, такая быстрота увеличивает инерционные нагрузки, действующие на членов экипажа машины. Поэтому для их защиты от травм необходимы определенные конструктивные меры — те, которые применяются на автомобилях. Прежде всего это диагонально-поясные трехточечные ремни безопасности с втягивающим устройством. Но не только.

При выполнении инженерной машиной функциональных задач система "Автостоп" срабатывает, как

правило, внезапно. Поэтому времени для каких-то защитных реакций у водителя-механика и членов экипажа нет. Значит, к ремням безопасности необходимо добавить надувные подушки. Однако не разового, как на автомобилях, а многоразового пользования. Почему — понятно: при работе машины "Автостоп" может сработать неоднократно, и менять его после каждого срабатывания — слишком накладно.

Общий принцип действия надувных подушек многоразового пользования должен быть следующим: если пользователь не пристегнут ремнем безопасности и тем более находится не в "стандартном" положении, то при контакте со срабатывающей подушкой кинематика пользователя может принять нежелательное направление и привести к контакту с элементами интерьера, не предусмотренному схемой защиты, и усилению тяжести травм. Поэтому электрическая цепь должна приводить в действие подушку безопасности только при незастегнутом замке ремня.

Второе отличие надувных подушек безопасности многоразового пользования для инженерных машин от автомобильных подушек состоит в том, что при срабатывании "Автостопа" (выносные датчики обнаружили препятствие) сигнал от датчика поступает на блок управления и все подушки и ремни (подтягом лямок) безопасности срабатывают одновременно, т.е. от одного и того же сигнала (если разумеется, подушки, какие-то из подушек и ремней умышленно не отключены пользователем). При этом расстояние, на которое смещается полотнище подушки в сторону пользователя, должно определяться исходя из эргономики рабочего места механика-водителя и членов экипажа. Но в любом случае полотнище должно остановиться относительно корпуса машины до момента контакта с пользователем. Время же наполнения подушек рабочим телом (газ, воздух) должно быть менее суммарного времени Σt запаздывания привода тормоза, а время полного раскрытия заканчиваться, когда замедление машины достигнет своего максимального значения.

Наконец, при выборе подушки безопасности необходимо учитывать, что при ее наполнении давление в ней в основной зоне полотнища должно подниматься выше атмосферного только при ее сжатии телом человека, т.е. в полотнище подушки должны быть предусмотрены специальные клапаны, а ее материал — газопроницаем. Опадение подушки (ее возвращение в исходное состояние) должно начинаться сразу же после ее наполнения и заканчиваться не более чем через 1—2 с.

И последнее. Нынешние системы "Автостоп" срабатывают при наличии опасного препятствия. Однако для защиты членов экипажа крайне желательно предусмотреть и активацию подушек безопасности от акселерометра, который реагирует на перегрузки, действующие как вдоль, так и против направления движения машины. Это, как свидетельствует опыт, способствовало бы значительному повышению эффективности "Автостопа" в экстремальных условиях работы машины.

Литература

1. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. М., Машиностроение, 1975.
2. Динамика системы дорога—шина—автомобиль—водитель. Под общей ред. А.А. Хачатурова / А.А. Хачатуров, В.А. Афанасьев, Васильев и др. М., Машиностроение, 1976.

УДК 6249.4.024.1

Для улучшения обтекаемости легкового автопоезда с высоким прицепом

Д-р техн. наук А.Н. ЕВГРАФОВ, Н.С. КУЗОВКОВ

МГИУ (8.495. 675-62-42)

Рассмотрены возможности улучшения обтекаемости и снижения аэродинамического сопротивления легкового автопоезда с высоким прицепом. Приведены результаты испытаний модели легкового автопоезда с конструктивными мероприятиями по улучшению обтекаемости высокого прицепа и аэродинамических свойств автопоезда.

Ключевые слова: *обтекаемость, аэродинамика, автомобиль, высокий прицеп, автопоезд.*

Evgrafov A.N., Kuzovkov N.S.

FOR IMPROVEMENT STREAMLINING OF THE AUTOMOBILE LORRY CONVOY WITH THE HIGH TRAILER

Improvement possibilities streamlining and decrease in aerodynamic resistance of the automobile lorry convoy with the high trailer are considered. Results of tests of model of the automobile lorry convoy with constructive actions for improvement streamlining the high trailer and aerodynamic properties of the lorry convoy are resulted.

Keywords: *streamlining, aerodynamic, automobile, high trailer, lorry convoy.*

В настоящее время широко применяются автопоезда, состоящие из легкового автомобиля и высокого прямоугольного (домик на колесах) прицепа. Но у этих прицепов плохая обтекаемость, из-за чего такие автопоезда имеют большое аэродинамическое сопротивление, что повышает расход топлива и снижает максимальную скорость. Возникает вполне резонный вопрос: можно ли улучшить их аэродинамику?

Ответ на него давно уже дали и теория, и практика: да, можно. Причем мерами, предпринимаемыми в двух направлениях — установкой щитовых обтекателей на автомобиле-тягаче и лобовых — на прицепе, а также совершенствованием формы прицепа. Понятно, что эти направления в принципе не могут быть равноценными как с точки зрения их аэродинамической эффективности, так и затрат. Однако данное утверждение — чисто качественное. Для практики же гораздо важнее количественная оценка эффективности каждого из названных направлений.

Именно такую оценку авторы и предлагают вниманию читателей. А получили они ее путем продувки модели легкового автопоезда в аэродинамической трубе.

При исследовании за исходный вариант был принят автопоезд, состоящий из автомобиля ГАЗ-2110 и серийного высокого прямоугольного прицепа, форма которого последовательно менялась (рис. 1), т. е. получались его модификации с выполненными на них конструктивными усовершенствованиями, направленными на улучшение обтекаемости.

Так, модель автомобиля-тягача изменяли с помощью щитового обтекателя, установленного на ее кры-

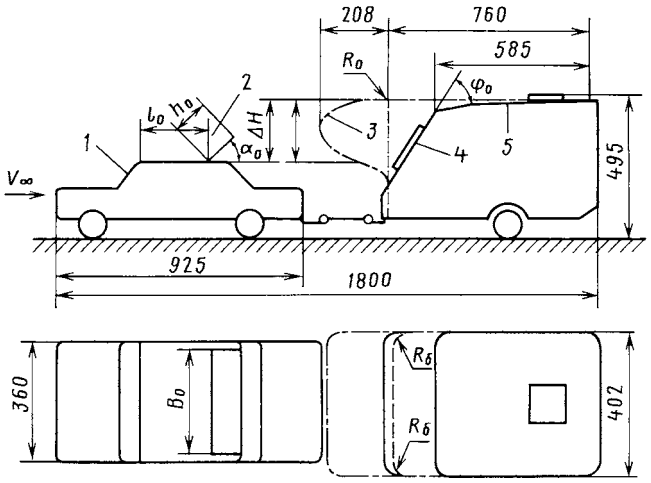


Рис. 1. Модель легкового автопоезда:
1 — автомобиль-тягач; *2* — щитовой обтекатель; *3* — лобовой обтекатель; *4* — передняя стенка прицепа; *5* — крыша прицепа

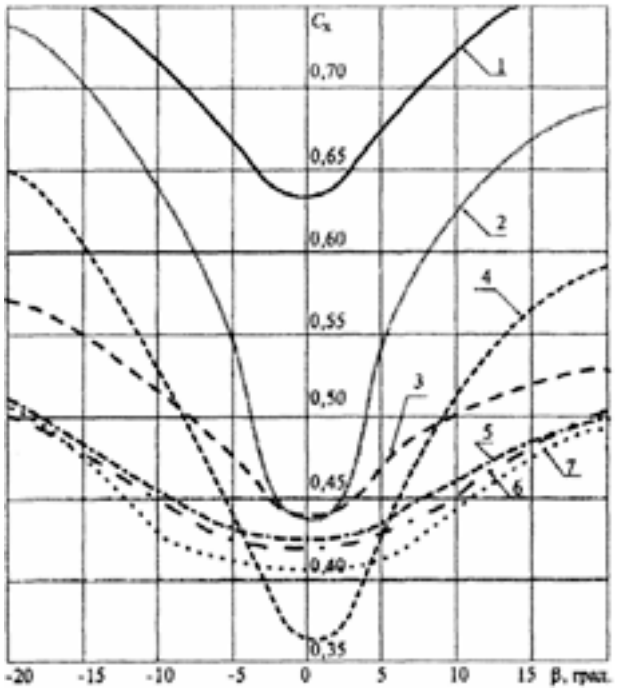


Рис. 2. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от угла набегания воздушного потока и варианта исполнения автопоезда:
1 — базовый вариант; *2* — щитовой обтекатель на тягаче, прицеп — серийный; *3* — тягач серийный, прицеп — с лобовым обтекателем; *4* — щитовой обтекатель на тягаче, лобовой — на передней стенке прицепа; *5* — тягач серийный, передняя стенка прицепа наклонена на угол φ_c; *6* — щитовой обтекатель на тягаче, передняя стенка прицепа наклонена на угол φ_c; *7* — передние кромки прицепа скруглены (R = 40 мм)

ше и имеющего возможность регулирования по углу наклона и продольному расположению относительно прицепа, а модель прицепа — путем установки лобового обтекателя, изменения наклона передней стенки и скругления ее наружных кромок.

Полученные в ходе экспериментов зависимости коэффициента C_x аэродинамического сопротивления от угла β натекания воздушного потока при его скорости, равной 35 м/с (126 км/ч), приведены на рис. 2.

Как из него видно, наибольшее значение C_x (0,63) при β = 0 имеет модель автопоезда с серийным прямоугольным прицепом. Установка же щитового обтекателя высотой h_o = 0,25 м на крыше тягача весьма существенно снижает C_x автопоезда. Например, если обтекатель установлен под углом α = 50°, то C_x при β = 0 снижается до 0,44, т. е. на 30,2 % (кривая *2*). Примерно тот же результат дает (кривая *3*) и размещение того же обтекателя под тем же углом наклона на передней кромке серийного прицепа.

Несколько больший эффект обеспечивает наклон передней стенки прицепа на угол φ_c: к примеру, при φ_c = 25° коэффициент C_x снижается до 0,42 (кривая *5*). Причем в этом случае установка обтекателя на крышу тягача на величине C_x автопоезда практически не сказывается (кривая *6*).

Скругление кромок прицепа — мера более эффективная: C_x уменьшается до 0,41 (кривая *7*).

Самый же выгодный вариант совершенствования аэродинамики рассматриваемого автопоезда — установка лобового обтекателя на прямоугольном прицепе и щитового обтекателя на крыше автомобиля-тягача: в этом случае C_x = 0,35, что на 0,28 (кривая *4*), или 41 %, ниже, чем у базового варианта автопоезда.

При кососимметричном натекании потока эффективность рассмотренных мероприятий по улучшению обтекаемости, конечно, не столь однозначна. Например, при β = 9° наименьшее (0,43) значение коэффициента аэродинамического сопротивления имеет модель, у которой фронтальные кромки прицепа закруглены радиусом 0,04 м. Чуть больше (0,46) он у модели с наклоненной на угол φ_c передней стенкой прицепа и

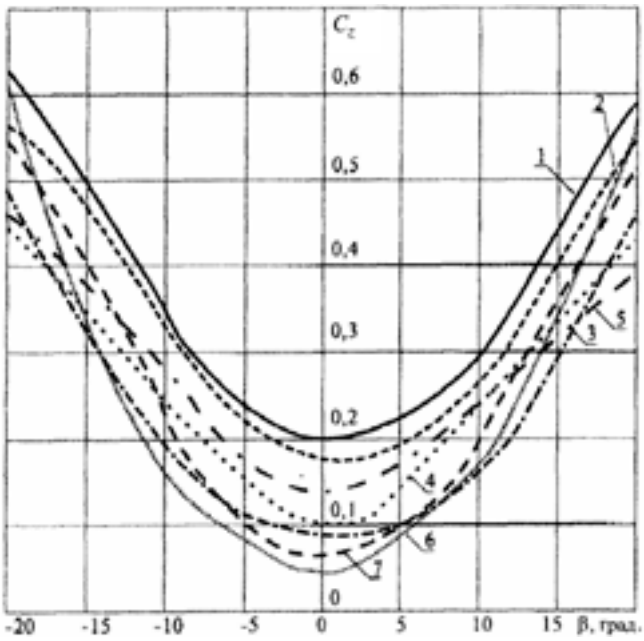


Рис. 3. Зависимость коэффициента подъемной силы от угла набегания воздушного потока и варианта исполнения автопоезда. Позиции те же, что и на рис. 2

почти равен (0,44) у модели с наклоненной передней стенкой и обтекателем на автомобиле-тягаче.

Нельзя не отметить и еще одно обстоятельство: у вариантов 1, 2 и 4 с ростом угла β коэффициент C_x увеличивается гораздо быстрее, чем у вариантов 3, 5, 6, 7.

Наконец, нужно иметь в виду, что рассмотренные мероприятия по улучшению обтекаемости высокого прямоугольного прицепа снижают не только аэродинамическое сопротивление автопоезда, но и его подъемную силу, а следовательно, улучшают его курсовую устойчивость, т. е. повышают безопасность движения. Это подтверждает и рис. 3, на котором приведены зависимости коэффициента C_z подъемной силы от угла β набегания воздушного потока для тех же, что и на рис. 2 вариантов исполнения автопоезда.

Так, из него следует, и в случае подъемной силы самым невыгодным оказывается базовый вариант. Все же другие — лучше. Правда, некоторые кривые занимают несколько другое место, чем кривые $C_x = f(\beta)$ на рис. 2. Но, в принципе, картина остается той же. Например, наклон его передней стенки и установка на ней лобового обтекателя снижают коэффициент C_z подъемной силы автопоезда на 47 и 26 % соответственно, а лобового обтекателя на прицепе и щитового обтекателя на автомобиле-тягаче — более чем на 70 %.

Таким образом, результаты экспериментов свидетельствуют о возможности значительного улучшения обтекаемости легкового автопоезда за счет оптимизации формы прицепа и применения обтекателей. Причем без значительных капиталовложений.

УДК 629.113/.115

Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность?

И.А. КУЛИКОВ, В.В. СЕЛИФОНОВ, А.И. ФИЛОНОВ

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Программа поиска оптимального управления КЭУ по алгоритму ДП разработана и реализована в среде MATLAB/Simulink. Использование программы позволило выявить обратную зависимость между расходом топлива ДВС и выбросами оксидов азота. Проведен анализ результатов поиска оптимального управления и предложены пути получения сбалансированных экологических и топливно-экономических характеристик автомобиля.

Ключевые слова: *комбинированная энергоустановка автомобиля, вредные выбросы, топливная экономичность, ДВС, динамическое программирование.*

Kulikov I.A., Selifonov V.V., Filonov A.I.

CONTROL OF A HYBRID VEHICLE'S POWERTRAIN: A TRADEOFF BETWEEN ECOLOGY AND FUEL ECONOMY?

A DP routine based on the HEV's model was developed and implemented in MATLAB/Simulink environment. A number of runs were executed. Results have revealed an apparent trade-off between fuel effectiveness of HEV and NO_x emissions. Based on comprehensive analysis of results, certain ways to deal with this trade-off were offered.

Keywords: *hybrid electric vehicle, emissions, fuel consumption, IC engine, dynamic programming.*

В современном автомобиле основными факторами, определяющими количество вредных выбросов с отработавшими газами, являются качество смесеобразования в двигателе и эффективность системы нейтрализации. Существует еще один фактор, который, однако, не может свободно регулироваться системой управления двигателем — это так называемая режимная точка двигателя. Режимная точка (РТ) характеризуется сочетанием частоты вращения коленчатого вала и развиваемой мощности. РТ в значительной мере определяет КПД двигателя и концентрацию вредных веществ в отработавших газах. В большинстве автомобилей она напрямую связана с режимом движения, поскольку задается водителем, который, оперируя педалью акселератора, управляет скоростью автомобиля и мощностью двигателя. Таким образом, система управления двигателем вынуждена управлять образованием топливовоздушной смеси в режимной точке, которая "навязана" ей водителем.

В случае гибридного автомобиля ситуация существенно меняется. Устройство и принцип работы гибридной, или комбинированной, энергоустановки (КЭУ) любого типа позволяют выбирать РТ двигателя внутреннего сгорания независимо от задаваемого водителем режима движения автомобиля. Степень этой независимости определяется двумя факторами. Первый — тип трансмиссии, используемой в КЭУ. Применение бесступенчатой передачи (электрической, электромеханической или механической) позволяет выбрать практически любую РТ из рабочего диапазона ДВС. В негибридных автомобилях, оснащенных бесступенчатыми передачами и не связанным с педалью акселератора автоматическим управлением топливоподачей, режимная точка ДВС также может быть выбрана свободно по частоте вращения коленчатого вала двигателя, но с условием обеспечения мощности, которая требуется для движения автомобиля. КЭУ не имеет этого ограничения: ДВС в ней может развивать мощность бóльшую, чем требуется на колесах, — избыток мощности будет использован генератором для зарядки батарей; в случае же недостатка мощности ДВС электромотор создает дополнительное (компенсирующее) тяговое усилие. В обоих случаях батареи работают как энергетический буфер, забирая излишек энергии или обеспечивая электрическую тягу. Они же являются вторым фактором ограничения свободы выбора РТ: время от времени ДВС *должен* вырабатывать избыточную мощность или выключаться, чтобы поддерживать уровень заряда батарей в заданном диапазоне.

Итак, в КЭУ свобода выбора режимной точки ДВС может использоваться как эффективный и гибкий инструмент для формирования экологических характеристик автомобиля наряду с регулированием смесеобразования ДВС и нейтрализацией отработавших газов, а также для повышения энергоэффективности самой КЭУ. Создание стратегии управления КЭУ, позволяющей сбалансировать экологические и топливно-экономические свойства автомобиля с помощью этого инструмента, является задачей описываемого в этой статье исследования. Фактически это задача поиска режим-

ных точек компонентов КЭУ, которые обеспечивают приемлемые сочетания свойств автомобиля. В теоретическом исследовании ДВС моделируется с помощью набора его многопараметровых характеристик, которые содержат данные о вредных выбросах и расходе топлива двигателем в ряде его режимных точек. Модели электрических компонентов КЭУ представляются в виде их характеристик КПД, которые отличаются высокой нелинейностью и многомерностью. Кроме того, задача усложняется тем, что КЭУ является динамическим объектом, состояние которого меняется в зависимости от режима движения автомобиля. Очевидно, что при таких условиях распространенный подход создания стратегий управления КЭУ — на основе эвристических правил и законов управления — не может использоваться как единственный или основной, потому что субъективные оценки и решения, на которых строится этот подход, могут не привести к полному раскрытию потенциала энергоэффективности и экологической безопасности столь сложной системы. Для этого необходим математический инструмент поиска управления КЭУ.

Результаты зарубежных исследований [5] показывают, что наиболее подходящим с точки зрения специфики задачи, а также с точки зрения реализации на ЭВМ является метод теории оптимального управления, называемый динамическим программированием (ДП). На кафедре "Автомобили" МГТУ "МАМИ" уже имеется определенный опыт использования этого метода: программа поиска оптимального, по критерию энергоэффективности, управления КЭУ на основе ДП была создана в рамках работ с экспериментальным гибридным автомобилем "МАМИ". Для решения задачи, поставленной выше, использовалась та же программа с изменениями: математическая модель была дополнена характеристиками вредных выбросов ДВС и параметрами системы нейтрализации; в целевую функцию, помимо расхода топлива, были включены массы вредных выбросов.

Задача оптимального управления заключается в том, чтобы перевести модель исследуемой системы из начального состояния в конечное, руководствуясь определенным критерием качества. Для поиска сбалансированного сочетания экологических и топливно-экономических характеристик гибридного автомобиля целесообразно использовать критерий качества, представляющий собой целевую функцию F в виде взвешенной суммы массы израсходованного за время движения топлива и масс вредных веществ в отработавших газах:

$$F = \sum_{t=0}^{N-1} L(x(t), u(t)) = \sum_{t=0}^{N-1} Q(t) + \sum_{t=0}^{N-1} \alpha \cdot mNO_x(t) + \sum_{t=0}^{N-1} \beta \cdot mCH(t) + \sum_{t=0}^{N-1} \gamma \cdot mCO(t),$$

где t — шаг по времени дискретной модели исследуемой системы; N — длительность движения, измеренная в шагах по времени; x — вектор переменных состояния модели; u — вектор переменных управления; Q — масса топлива, израсходованного на текущем шаге; m — массовый расход компонента отработавших газов на текущем шаге; α, β, γ — весовые коэффициенты для вредных веществ.

Состояние x модели КЭУ характеризуется одной переменной — степенью зарядки батарей, которая часто обозначается английской аббревиатурой SOC (State of charge). В качестве управления u, которое изменяет состояние системы, удобно использовать мощность электрической машины.

Поиск управления методом динамического программирования основан на принципе оптимальности, который был сформулирован создателем динамического программирования Р. Беллманом [1], [2]: *оптимальное управление в любой момент времени не зависит от предыдущих состояний системы и определяется только ее текущим состоянием и целью управления.*

Из принципа оптимальности следует, что в каждом состоянии системы управление должно выбираться, во-первых, без учета прошлых состояний, а во-вторых, так, чтобы последовательность состояний, начинающаяся с текущего и заканчивающаяся последним, привела систему к цели управления (которая определяется критерием качества). Это можно назвать принципом дальновидного планирования. В случае дискретной задачи каждый шаг планируется с учетом всех будущих шагов.

Есть один шаг, который можно планировать без учета будущего. Очевидно, что это последний шаг. Управление на нем можно выбрать так, чтобы достичь минимума целевой функции на этом шаге. Согласно принципу оптимальности, на предпоследнем шаге управление должно быть таким, чтобы вместе с последним шагом (на котором управление уже выбрано) достичь минимума целевой функции. Шаг, предшествующий предпоследнему, должен учитывать результаты предпоследнего и последнего шагов вместе взятых. Таким образом, принцип оптимальности реализуется при разворачивании процесса от конца к началу.

Программа поиска оптимального управления КЭУ методом ДП была реализована в системе MATLAB/Simulink.

Рассматриваемое в статье исследование представляет собой исключительно теоретическую работу и пока не связано с каким-либо реальным проектом. Поэтому и объект исследования является лишь абстрактной моделью автомобиля. Для согласования с общим направлением работ по КЭУ, которые проводятся в "МАМИ", характеристики автомобиля соответствуют городскому развозному грузовику малого класса. В базовом и гибридном вариантах автомобиля используется один и тот же ДВС — бензиновый максимальной мощностью 100 кВт, многопараметровые характеристики которого были получены ранее в результате стендовых испытаний. Гибридный вариант автомобиля реализуется по параллельной схеме (рис. 1), разработанной для экспериментального автомобиля "МАМИ" [3]. Для моделирования дополнительного преобразователя энергии (поз. *4* на рис. 1) используются характеристики обратимой электрической машины пиковой мощностью 65 кВт и длительной мощностью 30 кВт.

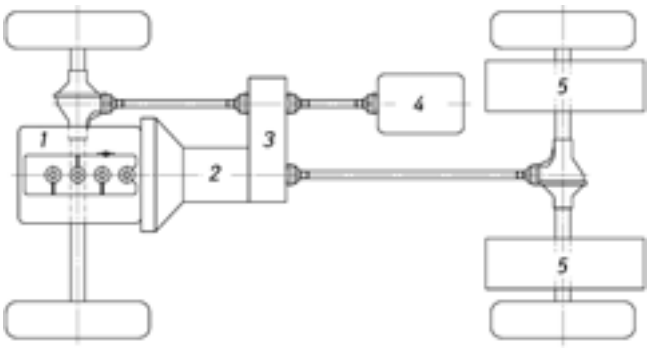


Рис. 1. Схема комбинированной силовой установки гибридного автомобиля "МАМИ":
1 — ДВС; *2* — коробка передач; *3* — раздаточная коробка; *4* — электрическая машина; *5* — батареи

Поиск оптимального управления проводился исключительно для городских условий движения. Для их имитации использовался европейский городской цикл ECE15. В качестве одного из ограничений области поиска управления КЭУ было задано условие равенства уровней заряда батарей в начале и конце цикла. Это условие обычно называется обеспечением баланса энергии в накопителе. Специфика использования энергии в КЭУ такова, что при моделировании и стендовых испытаниях по циклу только отсутствие дисбаланса заряда в конце цикла гарантирует достоверное определение топливно-экономических или экологических характеристик гибридного автомобиля.

Одно существенное упрощение модели, признанное на начальном этапе исследований допустимым, было принято относительно работы нейтрализатора. Это упрощение состоит в том, что эффективность нейтрализации считается постоянной и оптимальной на всем протяжении цикла как для базового (негибридного) автомобиля, так и для гибрида.

Экологический класс присваивается автомобилю исходя из результатов испытаний, описанных в Правилах № 83 ЕЭК ООН. Одним из этих испытаний является ездовой цикл, состоящий из четырех элементарных городских циклов и одного загородного. В данном исследовании использован только элементарный городской цикл ECE15, и, конечно, неправомерно

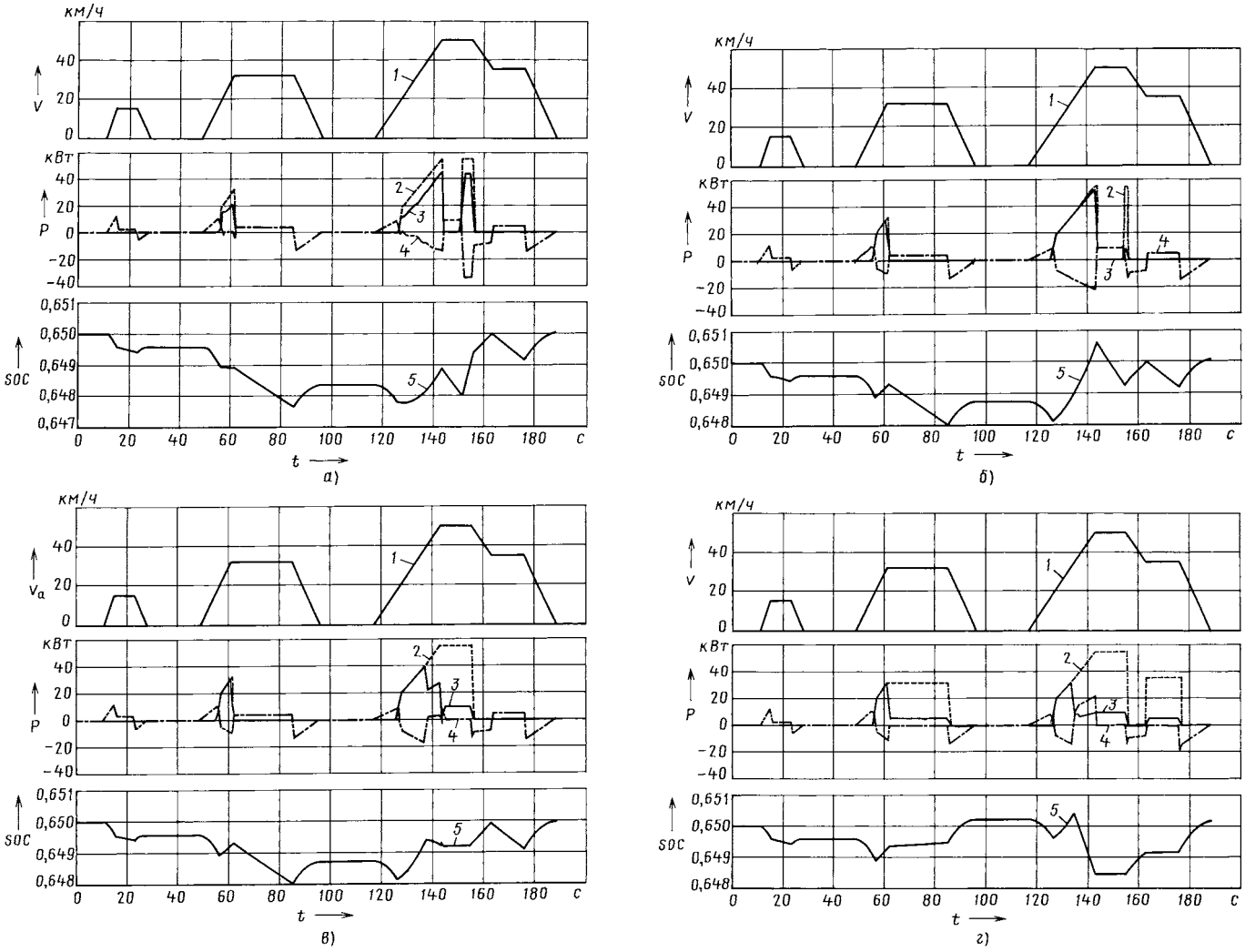


Рис. 2. "Эволюция" оптимального управления ГСУ, обусловленная изменением веса NO_x (коэффициент α) в целевой функции F (а — α = 0; б — α = 200; в — α = 600; г — α = 800):
1 — $v_a = f(t)$; *2* — $P_{e\,вск} = f(t)$; *3* — $P_{e\,дп} = f(t)$; *4* — $P_{эм} = f(t)$; *5* — состояние заряда батареи

оценивать экологический класс автомобиля, даже теоретически, сравнивая расчетные значения вредных выбросов только в этом цикле с пороговыми значениями, которые устанавливаются стандартом. Однако первые же результаты моделирования показали, что эмиссия оксидов азота на километр пути в одном только цикле ECE15 численно сопоставима с пределами норм, из чего можно сделать предположение, что выбросы NO_x именно в городском цикле могут в существенной мере определять экологический класс автомобиля. Поэтому в процессе поиска оптимального управления КЭУ предельные значения норм "Евро" по NO_x использовались в качестве ориентиров.

В первом поиске управления КЭУ алгоритм ДП был ориентирован на достижение наилучшей топливной экономичности. Для этого в целевой функции все коэффициенты при массах вредных выбросов были приравнены нулю. Некоторые результаты поиска показаны на рис. 2, *а*. На нем приведены графики скорости автомобиля (*1*), мощностей (*2*, *3* и *4*), развиваемых силовыми агрегатами КЭУ, и состояния заряда батареи SOC (*5*). На графике мощностей $P_{e\ ДП}$ означает мощность ДВС, полученную в результате работы алгоритма поиска, $P_{e\ ВСХ}$ — максимальная мощность ДВС при той же частоте n_e, что и $P_{e\ ДП}$ (по соотношению этих мощностей удобно определять загрузку двигателя), $P_{ЭМ}$ соответствует мощности электромашины.

Анализ полученных результатов показывает, что для снижения путевого расхода топлива ДП использует такие сочетания режимных точек компонентов КЭУ, при которых достигается максимальный КПД *всей силовой установки*, а не ее отдельных агрегатов. В "жертву" может быть принесена даже эффективность работы ДВС — агрегата, который собственно и расходует топливо.

Объясняется это следующим образом. Двигатель внутреннего сгорания эффективнее всего использует энергию топлива для развития заданной мощности, если он работает с загрузкой, близкой к максимальной (у некоторых ДВС, к которым относится и тот, что используется в данном исследовании, наибольший КПД в широком диапазоне мощностей достигается вообще при полной загрузке).

В исследуемой схеме силовой установки на ДВС действует нагрузка сил сопротивления движению и электрогенератора. Их совместное воздействие определяет мощность, развиваемую ДВС. Соответственно, существует два пути передачи энергии от ДВС к колесам автомобиля: через механическую и электромеханическую трансмиссии (причем не сразу, а с задержкой энергии в накопителе на некоторое время). Очевидно, что первый путь намного эффективнее второго. Однако именно наличие второго пути позволяет относительно свободно выбирать режимную точку ДВС, а также сохранять часть выработанной им энергии для движения на электрической тяге. Если автомобиль движется с постоянной (или почти постоянной) скоростью или с умеренным ускорением, то нагрузка на ДВС от сил сопротивления невелика и недостаточна для вывода РТ двигателя в область максимальных КПД. Чтобы этого добиться, необходимо создать значительный догружающий момент генератором. При этом бо́льшая часть мощности ДВС отправится к колесам неэффективным электрическим путем. Кроме того, в некоторых случаях увеличение КПД теплового двигателя путем изменения его РТ может повлечь уменьшение КПД генератора, поскольку их режимы работы связаны; кинематическая связь обусловлена общей трансмиссией, а силовая — необходимостью обеспечивать мощность на колесах, задаваемую водителем.

Таким образом, неэффективное использование энергии, выработанной двигателем, может свести на нет повышение его КПД. Именно поэтому задачей энергоэффективного управления (единственный приоритет которого — топливная экономичность) является поиск оптимальных сочетаний КПД всех компонентов КЭУ.

Расчетные выбросы CH и CO, полученные в результате первого запуска ДП для гибридного автомобиля, значительно ниже, чем у базового (на 41 и 30 % соответственно). И у обоих автомобилей эти выбросы существенно меньше пороговых значений норм "Евро-5". Напротив, по NO_x КЭУ не дает почти никакого выигрыша (около 3 %), и у обоих автомобилей выбросы оксидов азота удовлетворяют только нормам "Евро-3". Поэтому условно в качестве критических компонентов отработавших газов были приняты NO_x, и дальнейший поиск оптимальных управлений проводился с целью минимизации и расхода топлива, и выбросов NO_x. Для этого коэффициенту α присваивались значения из следующего ряда: 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1500. Весовые коэффициенты для остальных выбросов были оставлены нулевыми.

На рис. 2, *б—г* показаны результаты поиска оптимального управления для трех значений α из приведенного выше ряда. На этих рисунках хорошо видны изменения в характере использования мощности ДВС. При относительно малом весовом коэффициенте при NO_x (рис. 2, *б*) ДП выводит двигатель на внешнюю скоро-

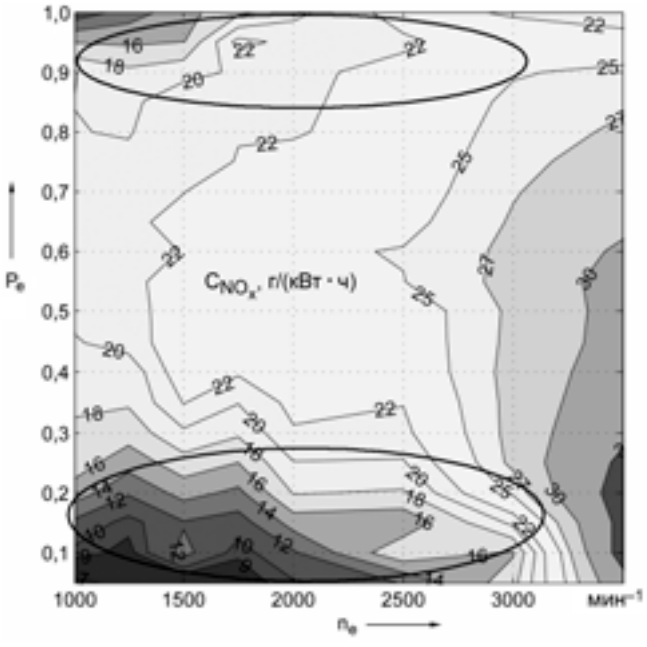


Рис. 3. Участок многопараметровой характеристики ДВС по удельным выбросам оксидов азота

стную характеристику (ВСХ) и полностью отказывается от зарядки батарей во время равномерного движения.

С точки зрения энергоэффективности объяснение этих решений следующее. ВСХ данного двигателя почти совпадает с его характеристикой минимальных удельных расходов (т. е. максимальных КПД). При этом значительная часть его мощности отправляется к колесам эффективным механическим путем, потому что на участках разгона мощность от сил сопротивления движению составляет более половины максимальной мощности ДВС. У данного двигателя в зоне малых частот (1000—2500 мин$^{-1}$) и большой загрузки имеется зона пониженных удельных выбросов NO_x (рис. 3), чем и пользуется алгоритм поиска под влиянием появившейся значимости оксидов азота в целевой функции.

Дальнейшее увеличение весового коэффициента при NO_x заставляет алгоритм поиска использовать малую загрузку ДВС (менее 25 %), поскольку в этой области двигатель имеет наименьшие удельные выбросы оксидов азота (см. рис. 3). При этом путевой расход топлива начинает заметно увеличиваться. Изменения в использовании мощности ДВС приводят к тому, что при равномерном движении генератор не используется, а на некоторых участках ускоренного движения электромашина помогает двигателю дополнительной тягой, хотя его максимальная мощность позволяет не только обеспечивать движение автомобиля, но и заряжать батарею.

На рис. 4 представлены значения путевых расходов ($Q_п$) и вредных выбросов (CH, NO_x и CO) для базового и гибридного автомобилей, причем в случае гибрида эти показатели представлены в зависимости от весового коэффициента при NO_x, используемого при поиске оптимального управления КЭУ. Для CH и CO уровни норм "Евро" не показаны, поскольку значительно превышают выбросы этих веществ как гибридным, так и негибридным автомобилем. На рисунке видно, что при оптимизации одной лишь топливной экономичности расчетный путевой расход гибридного автомобиля более чем в 2 раза ниже, чем у базового. Увеличение веса NO_x в целевой функции, как и следовало ожидать, ведет к ухудшению топливной экономичности КЭУ. При переходе от $\alpha = 600$ к $\alpha = 800$ ДП начинает использовать малые загрузки двигателя при равномерном движении, чем существенно увеличивает путевой расход топлива, но и существенно снижает выбросы NO_x, приближая их к уровню норм "Евро-5". Дальнейшее увеличение α не вызывает заметных изменений ни в топливной экономичности, ни в эмиссии NO_x.

Таким образом, изменение режимов работы ДВС в КЭУ позволило снизить выбросы оксидов азота на 38 %, на столько же увеличив при этом путевой расход гибридного автомобиля. Однако при этом надо помнить, что исходные различия в выбросах NO_x и путевых расходах негибридного и гибридного автомобилей составляли соответственно 3 и 55 % в пользу гибрида. Поэтому итогом оптимизации режимов работы ДВС можно считать существенное снижение эмиссии NO_x при сохранении значительного преимущества гибрида в топливной экономичности (40 % экономии).

Изменения выбросов CH в зависимости от α качественно сходны с изменениями путевого расхода, при этом сохраняется преимущество гибридного автомобиля перед базовым. Напротив, даже при малом изменении веса NO_x в целевой функции выбросы CO растут значительно и превышают показатели базового автомобиля на 26 %. Это связано с тем, что как на больших, так и на малых загрузках используемый ДВС имеет области увеличенных удельных выбросов CO.

Таким образом, работа, описанная в данной статье, позволила решить две задачи:

— оценить потенциал динамического программирования как инструмента исследования гибридных силовых установок;

— теоретически выявить "рычаги", с помощью которых управление

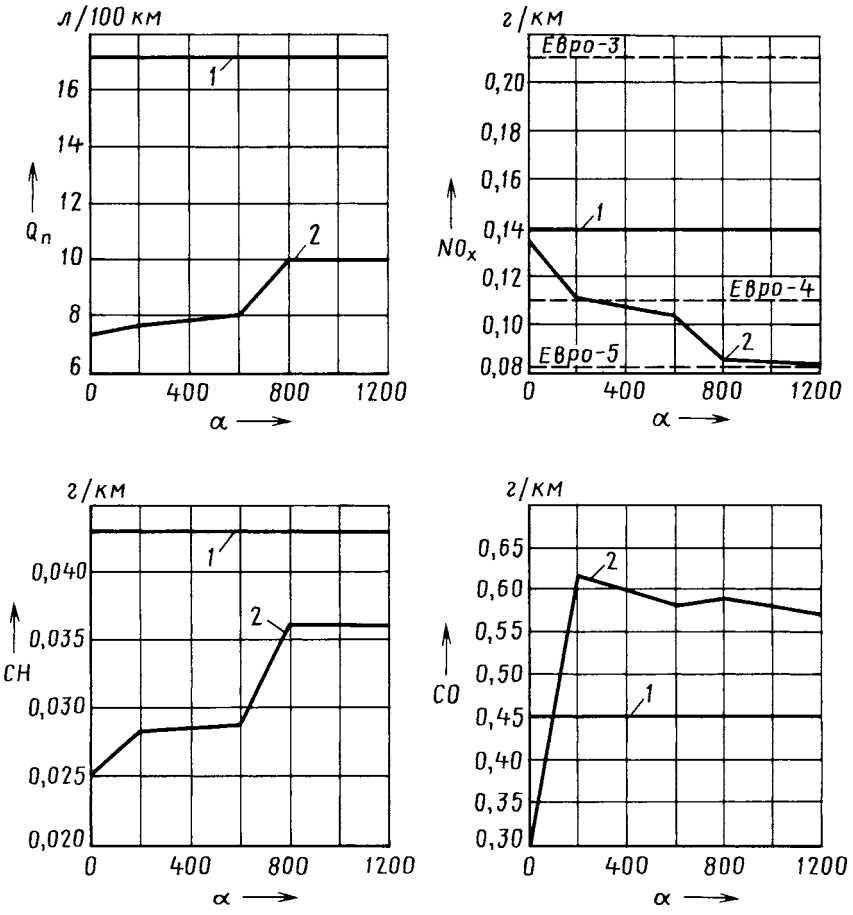


Рис. 4. Результаты поиска оптимального управления КЭУ при разных весовых коэффициентах (α) для NO_x:
1 — базовый автомобиль; *2* — гибридный автомобиль

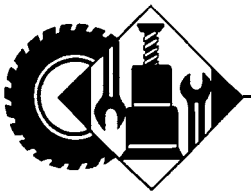
КЭУ может влиять на экологические и топливно-экономические свойства гибридного автомобиля.

Динамическое программирование позволяет найти и исследовать особое свойство гибридной силовой установки — оптимальное управление. Оно не создается разработчиками непосредственно, а формируется схемой КЭУ, ее компонентным составом и автомобилем, на базе которого она создана. Критерии качества для поиска оптимального управления могут включать в себя показатели энергоэффективности КЭУ и экологических свойств автомобиля. Однако надо помнить, что оптимальное управление, найденное ДП, не является готовой стратегией управления КЭУ. Исследование оптимального управления выявляет пути создания оптимизированной стратегии, которая будет использована в реальной КЭУ.

Гибридная силовая установка дает существенную свободу управления режимной точкой ДВС и, следовательно, бóльшие возможности выбора сочетаний топливно-экономических и экологических характеристик автомобиля. Критерии выбора могут быть различными. Например, реализация наилучшей топливной экономичности при условии выполнения законодательных норм по экологии. Или выполнение перспективных экологических требований при сохранении топливно-экономического преимущества перед базовым автомобилем. Или, наконец, максимальное снижение вредных выбросов при минимальном выигрыше в расходе топлива. Все эти сочетания обеспечиваются только настройками системы управления КЭУ и могут быть выбраны потребителем, покупающим гибридный автомобиль.

Литература

1. Беллман Р., Дрейфус С. Прикладные задачи динамического программирования. М.: "Наука", 1965.
2. Вентцель Е.С. Элементы динамического программирования. М.: "Наука", 1961.
3. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Круташов А.В., Баулина Е.Е., Авруцкий Е.В., Карпухин К.Е. Экспериментальный многоцелевой гибридный автомобиль // Автомобильная промышленность. 2006. № 7.
4. Lin. Ch.Ch., Peng H., Grizzle J.W., Power management strategy for a parallel hybrid electric truck. Proceedings of the 2002 Mediterranean Control Conference, Lisbon, Portugal, 2002.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.3.032+331.453

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ОГРАНИЧЕНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АТС

Д-р техн. наук Ю.Г. ГОРШКОВ, канд. техн. наук А.В. ЗАЙНИШЕВ, А.А. КАЛУГИН, Е.В. КАСЫМОВА

Челябинская ГАА (8.351. 265-56-08)

В статье проведена оценка значений тормозного пути в зависимости от скорости движения. Рассмотрен повышенный риск движения транспортного средства при превышении допустимых скоростей. Предложено автоматическое устройство, позволяющее ограничить недопустимый скоростной режим.

Ключевые слова: *автомобиль, ДТП, скорость движения, геркон, сигнализация, система зажигания, тормозной путь.*

Gorshkov Yu.G., Zainishev A.V., Kalugin A.A., Kasymova E.V.

JUSTIFICATION OF DEVELOPMENT OF AUTOMATIC DEVICE FOR SPEED LIMITING OF VEHICLES

The article gives an evaluation of the values of stopping distance depending on the speed of movement. The increased risk of the vehicle in excess of permissible velocities is considered. An automatic device for limiting speed mode is proposed.

Keywords: *car, accident, speed of movement, reed switch, alarm system, ignition system, braking distance.*

Автомобиль невозможно остановить мгновенно в том месте, где его застала опасность, т. е. в тот момент, когда в этом возникла необходимость. Даже при самом быстром нажатии на тормозную педаль он проходит некоторое расстояние, величина которого зависит от конструкции и состояния тормозной системы, степени изношенности рисунка протектора шин и давления в них, погодно-климатических условий, шероховатости дорожного покрытия. Но в целом тормозной путь (путь с момента начала торможения до полной остановки автомобиля) пропорционален квадрату его скорости в момент начала торможения и обратно пропорционален коэффициенту сцепления его шин с опорной поверхностью. Другими словами, этот путь, значит, и опасность ДТП, есть функция скорости и коэффициента сцепления. Причем особенно опасна именно скорость. Во-первых, чем она больше, тем больше кинетическая энергия автомобиля и тем, следовательно, труднее ее погасить с помощью тормозов. Во-вторых, водителю на большой скорости сложнее вписываться в транспортной поток, ему приходится чаще применять разгоны и торможения, переключать передачи в коробке передач, да и просто испытывать повышенное нервное напряжение. Например, в Германии еще в середине 1960-х годов провели такой эксперимент [1].

Водители двух одинаковых легковых автомобилей получили задание проехать 1500 км по одному и тому же маршруту. Причем первый должен был двигаться с максимально возможной скоростью, не нарушая правил дорожного движения, а второй — в общем транспортном потоке. Результаты такой поездки приведены в таблице. Они говорят о том, что режим движения второго автомобиля был гораздо рациональнее, безопаснее и экономически выгоднее. Первый же слишком дорогой ценой выиграл 31 мин, или 2,5 % времени, затраченного на преодоление маршрута.

В-третьих, большая скорость движения отрицательно сказывается на коэффициенте сцепления шин с

опорной поверхностью: он из-за сужения беговой дорожки шины уменьшается, что в еще большей степени увеличивает тормозной путь.

В итоге всего перечисленного число погибших в ДТП, как свидетельствует статистика, на скорости 100—110 км/ч оказывается в 4 раза больше, чем на скорости 70—80 км/ч. Хотя число автомобилей, которые двигаются со скоростью более 70 км/ч, в общем транспортном потоке, как правило, не превышает 35 %.

Так что ограничения скорости движения не только в населенных пунктах, но и вообще на дорогах (у нас они введены с 1976 г.) вполне оправданы. Тем более что данные, собранные на различных дорогах, показывают: после их введения средняя скорость транспортных потоков как для грузовых, так и для легковых автомобилей не только не уменьшилась, а даже увеличилась на 2—4 км/ч. Произошло это за счет упорядочения движения, сокращения числа обгонов, "подрезаний" попутных автомобилей и устранения других помех движению [2].

Однако не все водители выполняют требования ПДД об ограничении скоростей движения. И причина этого не только недисциплинированность: постоянное наблюдение за положением стрелки спидометра отвлекает их от контроля за дорожной обстановкой. Поэтому авторы статьи разработали и предлагают оснащать АТС автоматической системой сигнализации о допустимых скоростях движения в населенных пунктах (60 км/ч), вне населенных пунктов (90 км/ч) и на автомагистралях (110 км/ч).

Эта система довольно простая по устройству и, следовательно, недорогая. В ее состав входят (рис. 1) закрепленный на стрелке спидометра магнит *1*, расположенные на его шкале *3* герконы *2*, а также (рис. 2) блок предупредительной световой и звуковой сигнализации (три светодиода *11* внешней сигнализации скоростного режима, реле *7* отключения зажигания с нормально замкнутыми контактами и электронный блок *10* управления).

Входным сигналом для блока управления служит ток, проходящий через замкнутые контакты геркона в моменты, когда стрелка спидометра проходит над той или иной отметкой скорости.

При движении автомобиля со скоростью, разрешенной в населенном пункте (⩽60 км/ч), постоянно

Показатель	Водитель первого автомобиля	Водитель второго автомобиля	Разница, ч (мин)
Время в пути без учета остановок, ч	20,2	20,72	0,52 (31)
Скорость движения, км/ч:			
максимальная	150,0	110,00	40,00
средняя	73,8	71,60	2,20
Расход топлива на 1500 км, л	175,5	135,10	40,40
Число обгонов	2004,0	645,00	1359,00
Число торможений	1334,0	652,00	682,00
Число резких торможений	5,0	0,00	5

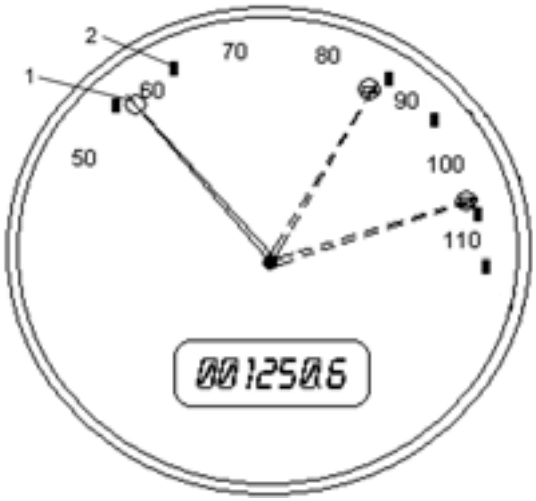


Рис. 1. Схема доработки спидометра:
1 — магнит, закрепленный на стрелке; *2* — геркон; *3* — шкала

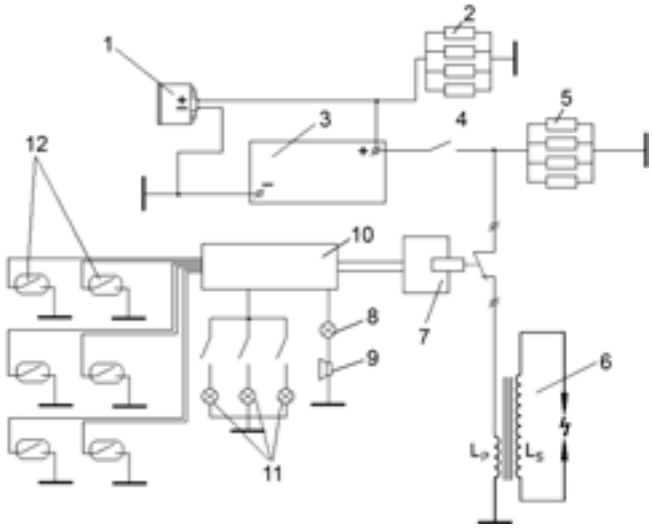


Рис. 2. Схема устройства:
1 — электрогенератор; *2* — первичные потребители электроэнергии (наружное освещение, стоп-сигналы и т. д.); *3* — аккумуляторная батарея; *4* — нормально замкнутые контакты реле отключения зажигания; *5* — потребители, работающие при включенном замке зажигания и неработающем двигателе; *6* — катушка зажигания; *7* — реле отключения зажигания; *8* — лампа внутренней предупредительной сигнализации; *9* — зуммер; *10* — электронный блок управления; *11* — светодиоды наружной сигнализации о скоростном режиме; *12* — герконы

горит установленный в верхней части лобового стекла светодиод зеленого цвета. Это говорит о том, что водитель придерживается допустимой для населенного пункта скорости. Но когда скорость достигает отметки 58—59 км/ч, в работу вступает блок внутренней сигнализации, состоящий из светодиода красного света и зуммера. Данный сигнал предупреждает водителя о необходимости прекратить дальнейший набор скорости, так как есть вероятность превысить допустимые 62 ± 2 км/ч. При этом устройство посылает сигнал, разрывающий контакты реле, стоящего в цепи зажигания. Двигатель выключается, но его коленчатый вал продолжает вращаться, т. е. начинается торможение двигателем.

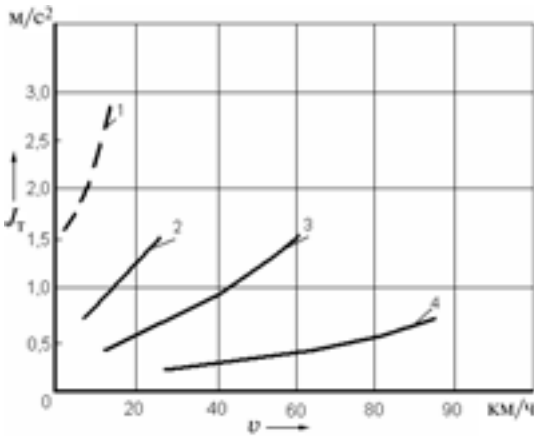


Рис. 3. Зависимость замедления $J_т$ автомобиля УАЗ-2206 от скорости движения v при торможении двигателем на первой (1), второй (2), третьей (3) и четвертой (4) передачах

Как только скорость автомобиля станет меньше предельно допустимой, контакты реле замыкаются, и двигатель переходит в рабочий режим.

При этом следует иметь в виду, что интенсивность торможения двигателем зависит от передачи, включенной в коробке передач, и скорости движения. Это подтверждает и рис. 3, на котором приведена такая зависимость для автомобиля УАЗ-2206.

Аналогичным образом устройство работает и вне населенных пунктов, и при движении на магистралях. Переключение индикации скоростных режимов осуществляется с помощью трехпозиционного переключателя на приборной панели.

Рассмотренное устройство предназначено для автомобилей с карбюраторными двигателями. Однако его можно применять и на двигателях, оснащенных системам впрыскивания топлива. Правда, для этого потребуется несколько изменить электронную схему управления зажиганием.

Литература

1. Трегубенков Ю.И. Стоит ли торопиться // За рулем. — 1966. № 2.
2. ВСН 25-86. Указания по обеспечению безопасности движения на автомобильных дорогах. М.: Транспорт, 1988.

УДК 529.331

Обеспечение работоспособности системы охлаждения дизелей ЯМЗ

Д-р техн. наук Б.С. АНТРОПОВ, М.Ю. АНАНЬИН, Я.М. ВИНОГРАДОВ

Ярославский ГТУ, ОАО "ЯрПАТП-3" (4852. 44-12-70)

Рассмотрены методы обеспечения работоспособности системы охлаждения двигателей ЯМЗ, работающих в составе автомобилей.
Ключевые слова: *система охлаждения, охлаждающая жидкость, радиатор, термостат, тепловое состояние, цилиндро-поршневая группа, головка блока цилиндров, блок цилиндров, газовый стык.*

Antropov B.S., Ananiev M.Yu., Vinogradov Ya.M.
MAINTANCE METHODS EFFICIENCY OF LIQUID-COOLING SYSTEM OF YAMZ'S DIESEL ENGINE

Methods, which support efficiency of liquid-cooling system of YaMZ's diesel engines working as a part of cars, are considered.
Keywords: *liquid-cooling system, coolant fluid, radiator, thermostat, thermal condition, piston-cylinder-mass, head of cylinder assembly, cylinder assembly, gas joint.*

Опыт эксплуатации дизелей ЯМЗ показывает, что все неисправности их системы охлаждения приводят, в основном, к двум внешним проявлениям — пониженной или повышенной температуре охлаждающей жидкости. Первое из них может наблюдаться в период прогрева двигателя (медленный прогрев), а также при его работе на малых нагрузках. Причина — отказ термостата (зависание перепускного клапана в открытом положении). Причем особенно он заметен в условиях низких наружных температур.

Выявить этот отказ довольно просто. Достаточно коснуться рукой поверхностей водяного коллектора и радиатора: при исправном термостате температура радиатора сразу после пуска и в начале прогрева дизеля практически не изменяется, а температура коллектора постепенно увеличивается.

Эксплуатация двигателя при пониженной температуре охлаждающей жидкости крайне нежелательна. Он, конечно, из строя не выйдет, но работать будет при резко ухудшившихся условиях сгорания топлива, что сопровождается повышением дымности отработавших газов, расхода топлива, образованием нагара, отложений на деталях ЦПГ и т. п.

Значительно более опасна эксплуатация двигателя с повышенной температурой охлаждающей жидкости. Ее результат всегда один: перегрев двигателя и выход его из строя. Тем более что обнаружить причину перегрева удается не всегда сразу. Уже хотя бы потому, что причин может быть несколько: недостаток охлаждающей жидкости в системе охлаждения, прекращение ее циркуляции из-за отказа водяного насоса или его привода, выход из строя термостата (заклинивание перепускного клапана в закрытом положении), наружное загрязнение радиатора и т. п.

Очень важно иметь в виду и еще одно обстоятельство: у всех двигателей, в том числе и дизелей ЯМЗ, возникает много проблем, когда в их системе охлаждения используется охлаждающая жидкость с большим содержанием воды, и особенно — просто вода.

Первая из проблем — замерзание жидкости в нижней части радиатора в зимнее время. И, как следствие, перегрев двигателя. Если же жидкость замерзнет во всем радиаторе да еще и в рубашке двигателя, то из строя выходят, как правило, и радиатор, и блок цилиндров.

Вторая проблема, опять-таки связанная с наличием воды в системе охлаждения, состоит в том, что на омываемых ею поверхностях деталей откладывается накипь, состоящая из минеральных солей. Причем особенно интенсивно накипь образуется в зоне максимальных температур водяной рубашки головки ци-

линдров — там, где при работе двигателя неизбежно пристеночное кипение.

Если в системе охлаждения находится стандартная охлаждающая жидкость, то она, разумеется, не замерзает даже при очень низких температурах. Не дает она и накипи. Но вся беда в том, что эта жидкость постепенно испаряется, и чтобы восполнять ее недостаток, в радиатор добавляют обычную воду, в каждом литре которой может содержаться до 12 мг солей. Отсюда и появление накипи, и коррозия деталей водяной рубашки двигателя (особенно деталей из алюминиевых сплавов) — вплоть до образования сквозных отверстий.

Но отложения солей не безобидны. Они обладают очень низкой теплопроводностью: коэффициент теплопроводности накипи равен ~3 Вт/(м · К), в то время как у чугуна и алюминиевых сплавов — соответственно 50 и 160 Вт/(м · К). Результат: накипь резко, в 18—53 раза, снижает отвод теплоты от стенок головки цилиндров. Что, понятно, увеличивает вероятность образования трещин в головке и ухудшает условия работы клапанов.

Таковы общие закономерности, в принципе, известные всем, кто имеет дело с автомобильными двигателями. И главная из них применительно к рассматриваемой теме состоит в том, что перегрев двигателя — явление опасное, следовательно, недопустимое. И дизели ЯМЗ с этой точки зрения — не исключение. Хотя на них проявляется оно по-своему.

Так, повышенное тепловое состояние дизеля ЯМЗ существенно снижает вязкость находящегося на стенках его гильз масла, резко ухудшает условия смазки пар трения "кольца—гильза", из-за чего ускоряются процессы окисления масла и образования твердых углеродистых отложений в канавках для поршневых колец, а значит, возрастает вероятность их закоксовывания (кольца теряют подвижность в канавках). Кроме того, из-за роста температуры поршни и кольца увеличиваются в объеме, что уменьшает толщину масляной пленки в паре "гильза—кольца" и приводит к ее разрыву и, в конце концов, к схватыванию материалов поршня и гильзы. Причем

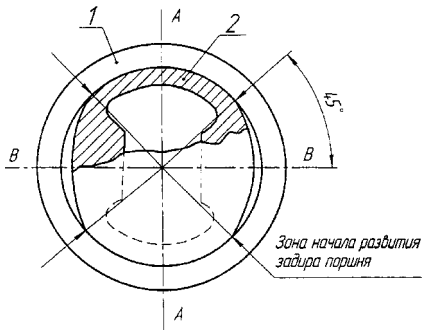


Рис. 1. Схема начала задира поршня при перегреве двигателя:
1 — гильза цилиндра; *2* — поршень; *A—A* — плоскость качения шатуна; *B—B* — ось пальца

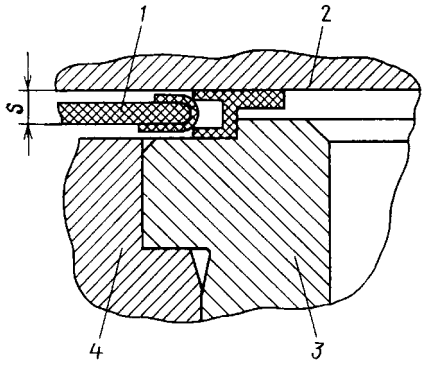


Рис. 2. Газовый стык двигателя ЯМЗ с общими головками (положение деталей перед затяжкой крепежа головки):
1 — прокладка головки цилиндров; *2* — головка цилиндров; *3* — гильза; *4* — блок цилиндров

такое схватывание начинается в зонах, расположенных под углом 45° к оси поршневого пальца (рис. 1). Потому что именно там сосредоточена наибольшая часть массы поршня, а зазоры между ним и гильзой — наименьшие. Хуже того, перегрев, к сожалению, редко заканчивается только схватыванием металлов в этих зонах. Чаще всего оно развивается до кругового задира с последующим остановом дизеля из-за заклинивания поршня в гильзе и даже обрыва шатуна.

При повышенном тепловом состоянии дизеля ЯМЗ резко возрастает и температура на огневой поверхности головки цилиндров, в результате на ее элементах образуются трещины. И в первую очередь — на перемычках между седлами клапанов и отверстием для распылителя форсунки. Могут они появиться и на самой огневой поверхности, особенно при перегреве, связанном с недостатком охлаждающей жидкости в системе охлаждения. Могут они возникнуть и при доливе холодной охлаждающей жидкости в систему охлаждения очень горячего после перегрева дизеля.

Но трещины, так сказать, крайний случай для головок цилиндров дизелей ЯМЗ. Чаще встречается термическая деформация головок. Ее результат — течь охлаждающей жидкости в соединениях "головка—блок цилиндров" или "головка—гильза", а также выход из строя эластомерного уплотнения между блоком и головкой, так как оно из-за высокой температуры становится хрупким и теряет уплотнительные свойства, что в большинстве случаев способствует попаданию охлаждающей жидкости в картерное масло двигателя.

Очень чувствителен к перегреву и блок цилиндров: он, как правило, деформируется в зоне привалочной поверхности. Бывают и трещины в зоне расположения шпилек или отверстий под болты крепления головки: они образуются из-за чрезмерного теплового расширения головки в вертикальном направлении, что дает дополнительную нагрузку на шпильку или болт в месте их крепления в блоке.

Но особого внимания заслуживает так называемый газовый стык, т.е. уплотнение "головка—гильза—блок".

Считается, что в процессе работы дизеля этот стык под действием газовых сил частично разгружается. Что, безусловно, верно. Однако раскрыться он не может — препятствуют болты (шпильки). Но при перегреве дизеля картина меняется: из-за теплового расширения головки удельные нагрузки в зоне газового стыка существенно возрастают. В том числе и нагрузки на асбестометаллическую уплотнительную прокладку, из-за чего ее толщина *S* (рис. 2) уменьшается. И эта деформация при последующем охлаждении двигателя не исчезает.

Итог — раскрытие газового стыка. Во избежание такого явления на дизелях ЯМЗ и стали применять "жесткие" (малопластичные) прокладки из стального полотна, которые обладают некоторыми упругими свойствами и частично восстанавливают свои размеры при охлаж-

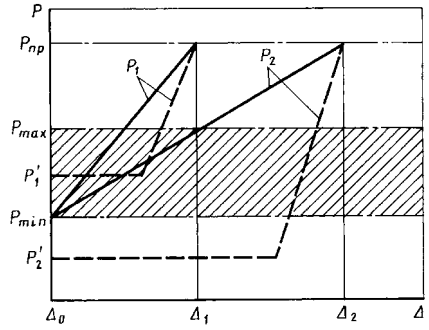


Рис. 3. Зависимость удельной нагрузки P на прокладку от ее деформации Δ:
P_{min} и P_{max} — минимальная и максимальная удельные нагрузки на прокладку от монтажных сил; $P_{пр}$ — удельная нагрузка на прокладку при перегреве двигателя; P_1 и P_2 — удельные нагрузки на "жесткую" и "мягкую" прокладки; P'_1 и P'_2 — удельные нагрузки на "жесткую" и "мягкую" прокладки при охлаждении двигателя

дении дизеля после перегрева. Что, как показывает опыт, решило проблему герметичности газового стыка (почему — видно из рис. 3) и тем самым резко снизила вероятность появления большого числа дефектов, в том числе с тяжелыми последствиями. Например, таких, как прорыв газов из цилиндров в систему охлаждения и вытеснение охлаждающей жидкости из нее, проникновение через неплотности газового стыка охлаждающей жидкости в цилиндры после останова перегретого дизеля, что при последующем пуске может привести, в силу несжимаемости жидкости, к удару поршня по головке и изгибу шатуна; попадание охлаждающей жидкости в картерное масло, а значит, выход из строя подшипников коленчатого вала и шатунов.

В заключение следует сказать, что системы охлаждения дизелей ЯМЗ в настоящее время очень надежны. И для ее поддержания в условиях эксплуатации, требуется только одно: выполнять их техническое обслуживание строго в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя.

УДК 629.113.001

Установка для оценки эффективности автомобильных АБС

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-53)

Изложены основные направления повышения эффективности от применения АБС на автомобилях при их производстве и эксплуатации.
Ключевые слова: *автомобиль, антиблокировочная система, моделирование, проектирование, диагностика.*

Revin A.A.
SYSTEM FOR ESTIMATION OF THE EFFICACY APPLICATION ABS ON CARS

Description principal direction rise efficacy from use ABS on a car by production and exploitation.
Keywords: *car, antibraking system, design, project, diagnose.*

Производители автомобильной техники убеждены, что АБС существенно повышают активную безопасность автомобилей. Поэтому такими системами оснащаются даже многие модели легковых автомобилей малого класса. И это не дань моде. Появление и распространение АБС стало логичным развитием тормозной системы с целью максимального использования сцепных свойств дорожной поверхности в условиях флуктуации коэффициента сцепления как по пути в продольном, так и в поперечном направлениях и сохранения устойчивости и управляемости автомобиля с учетом возможных действий водителя, т. е. таких его характеристик, как запаздывание времени реакции, времени моторного компонента и т. п.

Однако достигнута ли эта цель? Если судить по практике, то не совсем: процент ДТП с участием автомобилей, имеющих АБС, если и уменьшается, то тяжесть их последствий зачастую возрастает, и дело здесь не только в пресловутом "человеческом факторе", когда водитель, почувствовав уверенную реакцию автомобиля на управляющие воздействия, начинает чаще реализовывать рискованные маневры и увеличивает скорость движения даже при плохих дорожных условиях. Есть и чисто техническая сторона проблемы.

Известно, что эффективность использования АБС на автомобиле обусловлена рядом обстоятельств. И прежде всего двух следующих: насколько удачно проведена адаптация АБС, разработанной фирмой-производителем, к компоновке конкретного автомобиля и конструктивному решению элементов его шасси; насколько эффективно выполняются ТО и диагностирование элементов тормозной системы и собственно АБС в процессе эксплуатации.

Действительно, практика эксплуатации показывает, что АБС может реализовать максимально возможную тормозную динамичность автомобиля в меняющихся дорожных условиях и сохранить его устойчивость и управляемость только тогда, когда она (ее алгоритм и структурная схема управления тормозами колес) адаптированы к компоновочному и конструктивному исполнению элементов шасси автомобиля на автозаводе. В настоящее же время эту задачу решает фирма-производитель АБС на своих полигонах, и лишь заключительные приемочные испытания проводятся в НИЦИАМТе. Потому что испытательные дороги автозаводов не соответствуют требованиям стандартов, следовательно, проводить на них испытания по доводке АБС, выбору оптимального варианта структуры управления, настройке алгоритма функционирования и т. п. просто невозможно. То есть налицо разрыв в цикле проектирования новой техники. И то, что приемочные испытания проводятся на отраслевом полигоне, имеющем специальный набор дорожных покрытий, положения не спасает: упущения, имевшие место на стадии доводки АБС и ее адаптации к конкретному автомобилю, можно выявить только при контроле большого числа факторов, в том числе и таких, которые не входят в программу приемочных испытаний.

Каков же выход из создавшегося положения? Он прост: натурные испытания надо дополнить виртуально-физическими, при которых элементы АБС и наиболее сложные моделируемые явления (например, течение жидкостей или газов по тормозным магистралям) воспроизводятся ре-

альными объектами, а элементы шасси автомобиля, его подвески, дорога и т. п. — виртуально, т. е. с помощью математических моделей. Причем в зависимости от решаемой задачи деление модели на виртуальную и физическую части можно изменять.

В ВолгГТУ такой метод разработан. Созданы и средства его реализации — комплексные моделирующие установки, позволяющие выявлять закономерности работы АБС в процессе торможения как традиционных элементов автомобиля, так и элементов самой АБС.

Схема одной из таких установок, предназначенной для выбора структуры управления тормозными моментам и с учетом возможных действий водителя по сохранению курсовой устойчивости, приведена на рис. 1. Она состоит из двух частей — физической и электронной. Первая из них включает оригинальный силовой электрогидравлический нагружатель, который управляется персональным компьютером через устройство *4* сопряжения объектов с помощью гидрораспределительных устройств *15* и *20*. Для учета инерционных масс управляемых колес, нормальных усилий в подвеске и других факторов предусмотрены соответствующие устройства и нагружатели.

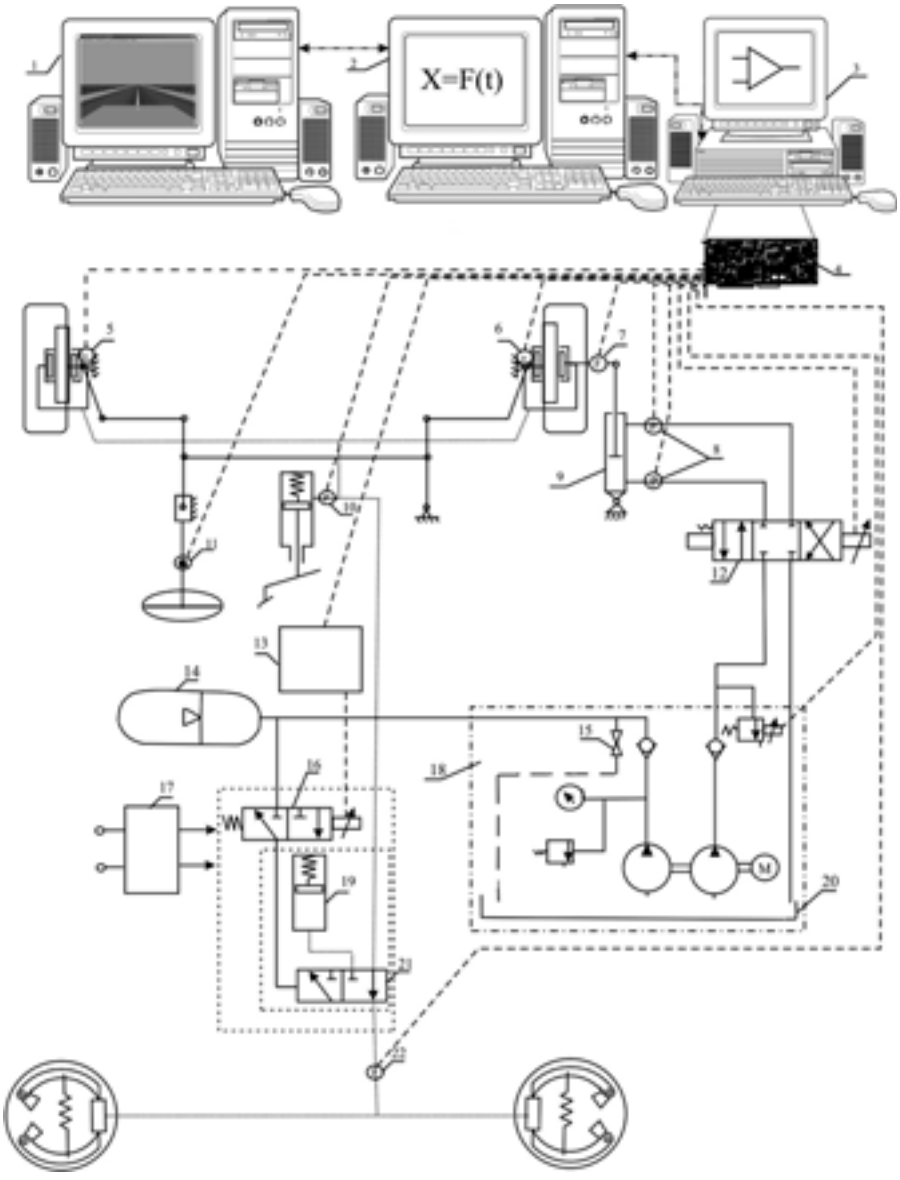


Рис. 1. Принципиальная схема комплексной моделирующей установки:
1, *2*, *3* — персональные компьютеры, встроенные в локальную сеть; *4* — устройство сопряжения объектов L-card L-154; *5* и *6* — датчики углов поворота колес; *7* — силоизмерительное устройство и тензоусилитель; *8* — датчики давления типа П 100Т; *9* — гидроцилиндр; *10* и *22* — датчики давления типа МД-140; *11* — датчик угла поворота рулевого колеса; *12* — дросселирующий гидрораспределитель 12Г68-12; *13* — исследуемая АБС; *14* — гидроаккумулятор; *15* и *20* — гидрораспределительные устройства; *16* — электромагнитный клапан; *17* — блок питания; *18* — гидравлическая насосная станция Г48-12; *19* и *21* — экспериментальный модулятор АБС

Полученную при этом осцилограмму торможения автомобиля ВАЗ с модулятором АБС 5.0 фирмы "Бош" и опытным логическим блоком управления демонстрирует рис. 2. Он подтверждает, что изменение основных параметров затормаживаемого колеса полностью соответствует изменению, полученному в дорожных условиях.

Данные осцилограммы представляют собой описания физических процессов. Они позволили реализовать работу управляющей ЭВМ в реальном времени и решить ряд частных задач. Например, выявить закономерности влияния характеристик рулевого управления на самоповорот управляемых колес при торможении автомобиля с различными структурными схемами АБС и выработать рекомендации конструктору по проектированию автомобиля с АБС; оценить влияние рабочего процесса АБС на нагруженность элементов подвески автомобиля, а также продольной податливости элементов подвески на величины действующих нагрузок; дать рекомендации по совершенствованию расчета на прочность деталей подвески методом конечных элементов, определять закономерности влияния рабочего процесса АБС на интенсивность изнашивания элементов тормозного привода, в том числе рабочих тормозных цилиндров; разработать методику исследования реакции водителя на ассиметричное возмущение на руле в процессе торможения автомобиля с АБС на покрытии "микст" (для этого на установке предусмотрен экран, расположенный перед водителем и имитирующий изменение дорожной ситуации при уводе автомобиля в процессе торможения).

С помощью комплексных моделирующих установок решены и задачи, связанные со вторым из названных выше обстоятельств, т. е. с повышением эффективности ТО и

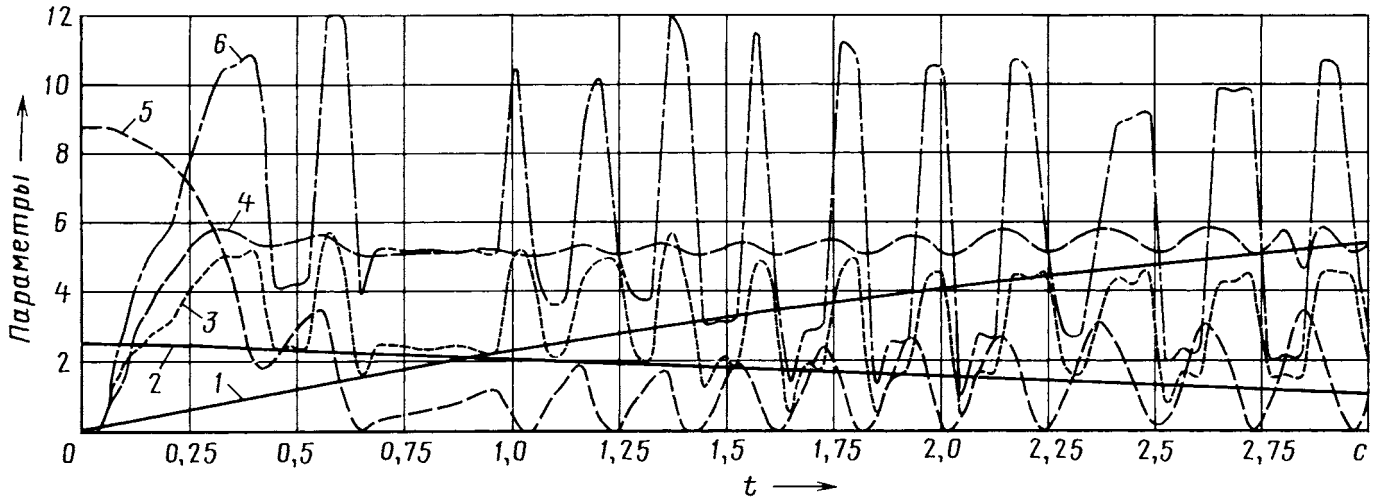


Рис. 2. Осциллограммы процесса торможения автомобиля с АБС, полученные на комплексной моделирующей установке:
1 — коэффициент сцепления; *2* — угловая скорость колеса; *3* — давление рабочего тела; *4* — тормозной путь; *5* — скорость автомобиля; *6* — тормозной момент на колесе

Рис. 3. Структурно-следственная схема для тормозной системы автомобиля с АБС

диагностирования элементов тормозной системы автомобиля с АБС. К примеру, выявлены закономерности влияния неисправностей отдельных элементов как собственно АБС, так и тормозного привода на рабочий процесс затормаживания колес, позволившие построить структурно-следственные схемы и установить диагностические признаки неисправностей. (Такая схема для большегрузных автомобилей семейства КамАЗ с пневматическим приводом тормозов и АБС приведена на рис. 3.) При этом выявлено, что ни один из водителей по своим субъективным ощущениям не способен оценить эффективность функционирования АБС. Дело в том, что при отсутствии АБС водитель контролирует свои действия при торможении по началу юза колес, а в случае автомобиля с АБС у него таких привычных критериев субъективной оценки работоспособности тормозной системы нет. Встроенная в АБС система самодиагностирования контролирует лишь отказ электрических цепей и не реагирует на неисправности элементов тормозов. Это создает у водителя неуверенность в "кондиции" тормозной системы в целом.

Отсюда очевидный вывод: автомобили с АБС необходимо оснащать дополнительным сигналом типа "check brake", который предупреждает водителя о необходимости инструментальной проверки исправности элементов тормозной системы и АБС.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.331.083

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ МАШИН

Д-р техн. наук П.В. ПРИВАЛОВ, Р.В. ЧЕРНУХИН

Юргинский ТИ Томского ПУ (8. 384-51. 6-26-83)

Управляющая система машинообслуживания рассмотрена как многоканальная импульсная система. Определена функция прогрессирующих затрат на поддержание работоспособности техники. Рассмотрена методика обоснования изменения эксплуатационных допусков.

Ключевые слова: *техническое состояние, техническое обслуживание, функция прогрессирующих затрат, параметры состояния, отказы, износ.*

Privalov P.V., Chernukhin R.V.

METHODOLOGICAL BASIC OF MACHINE MAINTAINABILITY INVESTIGATION

The given article treats the control system of machine maintenance as a multichannel pulse system. The authors determine the function of graduated costs of machine functionality maintenance and suggests methods of justification operating tolerance change.

Keywords: *technical state, maintenance, state parameter, faults, wear.*

Основная задача системы обслуживания любой машины, в том числе автомобиля, сводится к тому, чтобы вектор $\vec{R} = (s_1, s_2, ..., s_q)$ состояния s машины как объекта управления в процессе эксплуатации не выходил за пределы тех ограничений, нарушение которых дает ненормальные или опасные режимы ее работы. Отсюда следует, что рациональное управление процессом обслуживания машины возможно только при наличии исчерпывающих сведений о ее техническом состоянии. Именно исчерпывающих, т. е. необходимых и достаточных. Потому что недостаток информации делает управление данным процессом малоэффективным, а ее избыток усложняет процессы анализа и систематизации результатов диагноза, что неоправданно увеличивает затраты на приобретение и использование измерительных средств.

Таким образом, выбор рациональной совокупности контролируемых параметров состояния и средств их контроля — один из основных моментов проектирования и создания системы технического диагностирования машин. Он должен давать исчерпывающий объем информации, обеспечивать высокую ее точность, а ее стоимость должна находиться в разумных пределах.

Второй из существенных моментов, который нужно учитывать при разработке организационных основ службы диагностирования машин, — правильный выбор ее характеристик — таких, как частота диагностирования, тип материальной базы (передвижной, стационарный или смешанный) и т. п. Причем под правильностью следует понимать строгое научное, а не эмпирическое или даже интуитивное их обоснование, как это нередко делается до сих пор.

Третий момент состоит в следующем: хотя системы машинообслуживания и имеют внешнее сходство с типовыми многоканальными импульсными системами, заимствование у них унифицированных кибернетических методов расчета, анализа и синтеза при проектировании службы технического диагностирования имеет свои ограничения. Потому что в подавляющем большинстве случаев физические процессы, сопутствующие изменению параметров состояния машины, чрезвычайно сложны и вследствие этого располагаются за пределами общности известных методов анализа. Кроме того, служба диагностирования по всем своим параметрам и характеристикам должна быть согласована с уже существующей системой технического обслуживания, а правильность такого согласования можно оценить лишь с помощью экономических критериев. Иначе говоря, при проектировании службе технического обслуживания нужны свои методы расчета, анализа и синтеза.

Их основу, по мнению авторов, должна составлять функция прогрессирующих затрат. Именно она позволяет количественно оценить качество машины, так как показывает, в какой мере снизилась полезность или потребительская ее стоимость из-за того, что параметры ее состояния уже не равны исходным (паспортным) величинам, т.е. смещаются в сторону предельно-допустимого уровня.

Задачу получения данной функции и поставили перед собой авторы. Решение этой задачи начинается с того очевидного соображения, что функция $C(\vec{R}, t)$ прогрессирующих затрат для машины представляет собой сумму двух составляющих — потерь C_{Nt}, связанных с уменьшением производительности машины в результате снижения ее мощности и надежности, и перерасхода $C_{г.м}$ горюче-смазочных материалов в денежном выражении (формула № 1 в таблице), а для отдельного i-го параметра состояния ее дает формула № 2.

Эти формулы, как видим, фактически отражают стоимость негативного эффекта процессов износа и старения. Причем благодаря формуле № 2 физические размерности параметров технического состояния переводятся на язык экономики.

Снижение мощности, перерасход горюче-смазочных материалов, более частые остановки по причине поломок (снижение надежности) — лишь внешние проявления непрерывно ухудшающегося технического состояния машины. Более детальный их анализ возможен, как известно, только при наличии соответствующих средств технического диагностирования. Но в рассматриваемом случае нас интересует другое — "раскрытие" функции $C(\vec{R}, t)$.

Начнем с первого слагаемого формулы № 1. Его можно записать в виде формулы № 3. Но и это не пре-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$C(\vec{R}, t) = C_{Nt} + C_{\text{гм}}$	t — время
2	$C(s, t) = \frac{\partial C}{\partial s_i}[R(s_1, s_2, ..., s_q)]\Delta s_i$	Δs_i —приращение значения i-го параметра состояния машины
3	$C_{Nt} = Ц_{\text{м}}\alpha_{\text{ф.п}} = \frac{Ц_{\text{м}}\Delta A_{\text{м}} K_{\text{с}}(t)}{A_{\text{п.м}}}$	$Ц_{\text{м}}$ — цена машины; $\alpha_{\text{ф.п}}$ — коэффициент, учитывающий фактическую потребность в определенных машинах; $\Delta A_{\text{м}}$ — недовыполненный объем работы; $A_{\text{п.м}}$ — планируемый на определенный период объем работы; $K_{\text{с}}(t) = 0 \div 1$ — коэффициент сезонности
4	$\Delta A_{\text{м}} = A_{\text{п.м}} - A_{\text{ф.м}}$	—
5	$A_{\text{ф.м}} = \alpha_N \int_0^{T_{\text{р}} - t_{\text{пр}}} [N_e - \Delta N(s_1, s_2, ..., s_q, t)]dt$	$T_{\text{р}}$ — фиксированный срок (период) работ; $t_{\text{п.р}} = t_{\text{р.п}} N_{\text{отк}} = \bar{t}_{\text{р.п}}\lambda Q_{\text{т.р}} T_{\text{р}} = \bar{t}_{\text{р.п}} Q_{\text{т.р}} P_{\text{м}}$ — среднее время разового простоя машин; $N_{\text{отк}}$ — число отказов за период $T_{\text{р}}$; λ — интенсивность отказов; $Q_{\text{т.р}}$ — число машин; $P_{\text{м}}$ — вероятность отказов; ΔN — отклонение фактического значения мощности от номинального
6	$P_{\text{в.о}}(s_i) = 1 - e^{-\lambda_{s_i} t}$	λ_{s_i} — интенсивность отказов, обусловленных параметром s_i
7	$P_{\text{п.о}}(s_i) = \Phi\left[\frac{T_{\text{р}} - \psi_{\text{Б1}}}{\sqrt{\psi_{\text{Б2}} T_{\text{р}}^2 + \psi_{\text{Б3}}}}\right]$	Φ — символ табулированной функции нормального распределения; $\psi_{\text{Б1}} = \frac{Д_{s_s} - s_{01}}{\upsilon_{s_i}}$; $\psi_{\text{Б2}} = \frac{D\{\upsilon_{s_i}\}}{\upsilon_{s_i}^2}$; $\psi_{\text{Б3}} = \frac{D\{s_{0i}\}}{s_{0i}^2}$; s_{0i} — среднее исходное значение i-го параметра состояния; $Д_{s_i}$ — предельный уровень параметра состояния; υ_{s_i} — средняя скорость изменения параметра; D — дисперсия скорости износа машин
8	$P_i(s_i) = e^{-\lambda_{s_i} t}\left\{1 - \Phi\left[\frac{T_{\text{р}} - \psi_{\text{Б1}}}{\sqrt{\psi_{\text{Б2}} T_{\text{р}}^2 + \psi_{\text{Б3}}}}\right]\right\}$	—
9	$P_{\text{м}}(\vec{R}) = \prod_{i=1}^{q} P(s_i)$	Q — число параметров состояния
10	$t_{\text{пр}} = \bar{t}_{\text{р.п}} Q_{\text{тр}}\left[1 - \prod_{i=1}^{q} P_{\text{в}}(s_i)\right] = \bar{t}_{\text{р.п}} Q_{\text{тр}} P_{\text{в}}(s_i)$	—
11	$C_{\text{г.м}} = (Ц_{\text{т}} + \Delta\mu_{\text{с}} Ц_{\text{с}}) \int_0^{T_{\text{р}} - t_{\text{пр}}} \Delta g(s, t) N_{\text{е.ф}}(s, t)tdt$	$Ц_{\text{т}}$ — цена 1 кг топлива; Δg — отклонение удельного расхода топлива от номинала; $Ц_{\text{с}}$ — цена 1 кг масла; $\Delta\mu_{\text{с}}$ — разница между фактическим и нормативным расходами масла на угар; $N_{\text{е.ф}}$ — фактическая номинальная мощность двигателя
12	$C(\vec{R}) = \frac{Ц_{\text{м}}}{A_{\text{п.м}}}\left\{A_{\text{п.м}} - \alpha_N \int_0^{T_{\text{р}} - t_{\text{пр}}} [N_e - \Delta N(s_1, s_2, ..., s_q, t)dt]\right\} + + (Ц_{\text{т}} + \Delta\mu_{\text{с}} Ц_{\text{с}}) \int_0^{T_{\text{р}} - t_{\text{пр}}} \Delta g(s, t) N_{\text{е.ф}}(s, t)tdt$	—
13	$C(s_i) = \frac{\partial C(\vec{R})\Delta s_i}{\partial s_i} = \frac{\partial C_N(s, t)\Delta s_i}{\partial s_i} + \frac{\partial C_{\text{г.м}}(s, t)\Delta s_i}{\partial s_i}$	—
14	$C_{\text{уд}}(s_i) = \frac{l_{s_i}}{\mu_{s_i}} = \frac{C(s_i) Д_{s_i}}{Ц_{\text{м}} s_i}$	—
15	$C(s_i) = \frac{C_{\text{уд}}(s_i) Ц_{\text{м}} s_i}{Д_{s_i}} = Ц_{\text{м}}\mu_{s_i} C_{\text{уд}}(s_i)$	—
16	$З(s, t) = Ц_{\text{д.с}}(s_i) + Б_{\text{з}} t + C(s_i)$	$Ц_{\text{д.с}}(s_i)$ —прейскурантная цена сопряжения (узла) с i-м параметром; $Б_{\text{з}} t$ — потери, связанные с обслуживанием или ремонтом этого узла; $C(s_i)$ — парциальная функция прогрессирующих затрат, определяемая по формуле № 13
17	$З(s_i, t) = Ц_{\text{д.с}}(s_i) + \frac{Б_{\text{з}} s_i}{\upsilon_{s_i}} + C(s_i)$	—
18	$З_{\text{уд}}(s_i, t) = \upsilon_{s_i}\frac{Ц_{\text{д.с}} Б_{\text{з}}}{s_i} + \frac{\upsilon_{s_i} C(s_i)}{s_i}$	—
19	$\frac{dЗ_{\text{уд}}(s_i)}{ds_i} = -\left[\frac{\upsilon_{s_i} Ц_{\text{д.с}}}{s_i^2} - \frac{dC(s_i)}{ds_i s_i}\right]; \frac{dC(s_i)}{ds_i s_i} - \frac{\upsilon_{s_i} Ц_{\text{д.с}}}{s_i^2} = 0$	—

дел раскрытия C_{Nt}. Так, недовыполненный объем $\Delta A_{\text{м}}$ представляет собой разность между планируемым $A_{\text{п.м}}$ и фактическим $A_{\text{ф.м}}$ объемами работ, т. е. формулу № 4, фактический же объем с учетом реальных показателей надежности ($P_{\text{м}}$) и мощности ($N_{e.\text{ф}}$) выражается формулой № 5.

Известно, далее, что параметры состояния элементов машины могут достигать предельного уровня *внезапно* с вероятностью $P_{\text{в.о}}(s_i)$, описываемой экспоненциальным законом (формула № 6), и постепенно с вероятностью $P_{\text{п.о}}(s_i)$, описываемой дисперсионным распределением Бернштейна, которое правомерно, если закон износа линейный, а исходное значение и скорость распределены по нормальному закону (формула № 7).

Используя известные из теории вероятности теоремы, можно определить вероятность P того, что не произойдет внезапного или постепенного отказов элемента (формула № 8), а также всей машины (формула № 9). Тогда время $t_{\text{пр}}$ простоев за период $T_{\text{р}}$ дает формула № 10.

Для второй составляющей функции прогрессирующих затрат, перерасхода $C_{\text{г.м}}$ горюче-смазочных материалов, предназначена формула № 11.

Таким образом, развернутое выражение для функции прогрессирующих затрат машины — формула № 12.

Отрицательный же эффект для малых приращений отдельного i-го параметра состояния в денежном выражении оценивается по формуле № 13. Эту функцию можно назвать парциальной функцией прогрессирующих затрат.

Наряду с абсолютным ее значением представляет интерес также ее удельная величина (формула № 14), а для перехода от парциальной функции к абсолютному значению удельных прогрессирующих затрат можно воспользоваться формулой № 15.

Функция прогрессирующих затрат играет очень важную роль в решении технико-экономических задач. Существует, например, довольно интересная для практики методика обоснования эксплуатационных допусков, суть которой в следующем.

Записывают парциальное уравнение суммарных затрат, преобразуют его в целевую функцию (формула № 16) и находят экстремальное ее значение.

Если в этой формуле аргумент t при изменении параметра состояния по линейному закону на непродолжительном отрезке $T_{\text{р}}$ времени заменить эквивалентной переменной s_i/v_{s_i}, то уравнение суммарных затрат будет зависеть от величины i-го параметра состояния (формула № 17). И если, далее, все составляющие его правой части разделить на текущее значение s_i/v_{s_i}, то получим формулу № 18 для удельных суммарных затрат, которую называют еще и целевой функцией.

Допустимый уровень $Д_{s_i}$ равен такому значению аргумента s_i, при котором целевая функция достигает экстремума (в данном случае минимума). Чтобы его найти, эту целевую функцию дифференцируют, приравнивают к нулю (формулы № 19) и находят $s_i = Д_{s_i}$.

Предлагаемая методика в первом приближении дает возможность научного обоснования эксплуатационных допусков. Она касается в основном тех элементов машины, которые изнашиваются постепенно (под постепенным отказом понимается такое состояние элемента машины, когда параметр его состояния не меньше $Д_{s_i}$).

УДК 629.1.036

Метод оценки сопротивления качению автомобильного колеса

Д-р техн. наук С.П. РЫКОВ, В.Н. ТАРАСЮК

Братский ГУ (8395. 332-53-61)

Предлагается новый метод оценки коэффициента сопротивления качению, базирующийся на эллиптически-степенной модели описания гистерезисных потерь в шине; выведены соотношения для количественного расчета коэффициента сопротивления качению.

Ключевые слова: *автомобиль, коэффициент сопротивления качению, колесо, пневматическая шина, эллиптически-степенная модель.*

Rykov S.P., Tarasyuk V.N.

METHOD OF THE ESTIMATION OF RESISTANCE ROLLINGS OF THE AUTOMOBILE WHEEL

The new method of an estimation of coefficient of resistance rolling, based on elliptic-exponential model of the description hysteresis losses in the tire is offered; ratio for quantitative calculation of coefficient of resistance rolling are deduced.

Keywords: *automobile, coefficient of rolling resistance, wheel, pneumatic tire, on elliptic-exponential model.*

Коэффициент сопротивления качению — одна из важнейших выходных характеристик пневматической шины: он определят ее конструктивное совершенство и уровень топливной экономичности автомобиля. Причем движение колеса по недеформируемой поверхности характеризует, согласно [1], потери двух видов — силовые, связанные с гистерезисным трением при радиальной деформации элементов шины, и кинематические, обусловленные проскальзыванием элементов шины относительно опорной поверхности. Хорошо изучены и причины возникновения потерь. Однако главным образом на качественном уровне. Точных же формул для количественного определения этих потерь, а следовательно, и коэффициента сопротивления качению, до сих пор нет. В связи с чем в теории используют его значения, полученные опытным путем, что не дает точных результатов. Об этом, в частности, говорит тот факт, что в настоящее время существует несколько [2] экспериментальных методов определения коэффициента сопротивления качению. Среди них: испытанием на выбег автомобиля, на топливную его экономичность, с помощью динамометрической тележки или барабанного стенда (измеряется крутящий момент, необходимый для вращения стального барабана при качении по нему испытуемой шины, либо про-

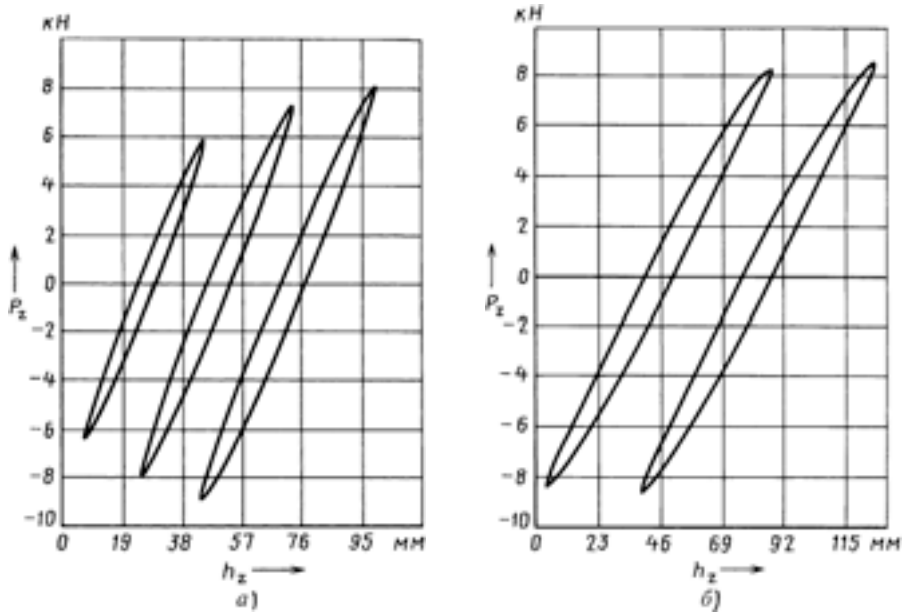


Рис. 1. Экспериментальные характеристики радиальной упругости шины 245/70HR16 И-241 ($P_{zн}$ = 9,00 кН, $p_{wн}$ = 0,24 МПа, p = 18 рад/с), полученные в динамическом без вращения (а) и шины LR70-15 GL ($P_{zн}$ 9,00 кН, $p_{wн}$ = 0,24 МПа, p = 18 рад/с, ω = 172 мин$^{-1}$) в динамическом с вращением (б) колеса режимах нагружения

дольная сила, действующая на ось катящегося по барабану колеса).

Но поскольку методов много, значит, каждому из них присущи свои недостатки. И это действительно так. При одном методе необходимо измерять малые силы сопротивления качению в условиях действия на колесо больших нагрузок; при втором — сложно вычленить потери на качение из общих потерь при движении автомобиля; при третьем — условия нагружения шины не соответствуют реальным условиям ее работы на автомобиле и т. д.

От всех перечисленных недостатков можно избавиться, если применить метод, базирующийся на эллиптически-степенной модели поглощающей способности шины. Он, в отличие, например, от модели вязкого трения, строится не из априорного признания какой-либо гипотезы о физической природе сил неупругого сопротивления, а путем математического описания экспериментальных характеристик нормальной жесткости. То есть характеристик, которые представляют собой графическое изображение в координатах "сила—деформация" функциональной зависимости нормальной нагрузки, действующей на колесо, от прогиба шины, вызванного изменением нагрузки как на ходе нагружения, так и на ходе разгружения колеса. Эта характеристика в явном виде как площадь замкнутой петли отражает энергию, теряемую при деформации шины от действия сил неупругого сопротивления (гистерезисные потери), а наклон ее средней линии — упругие свойства шины.

Изменения характеристик жесткости шин, особенно характеристик, получаемых в динамическом режиме нагружения колеса (рис. 1), дает основание аппроксимировать их уравнением эллипса (формула № 1 в табл. 1).

Второй экспериментально подтвержденный факт — функциональная зависимость амплитудных значений F_a силы неупругого сопротивления от амплитудных значений радиальной деформации h_{za} шины (рис. 2), которая в самом общем виде может быть представлена степенной функцией (формула № 2).

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F = \pm F_a \sqrt{1 - \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2}$	F — текущее значение силы неупругого сопротивления в шине; F_a — амплитудное ее значение (половина малого диаметра эллипса); h_z — текущий нормальный прогиб шины; h_{za} —амплитудный ее прогиб
2	$F = H_ш h_{za}^n$	$H_ш$ — коэффициент пропорциональности; n — показатель степени
3	$F = H_ш h_{za}^n \sqrt{1 - \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2} \operatorname{signh} \dot{h}_z$	$\operatorname{sign} \dot{h}_z$ — функция "знак $\dot{h}_z$"
4	$x_{цт} = \frac{4 F_a \cos\gamma}{3\pi}$	γ — угол, ограничивающий деформацию шины
5	$x_{цт} = a_ш = \frac{4 H_ш h_{za}^n \cos\gamma \sin\gamma}{3\pi}$	—
6	$a_ш = \frac{4 H_ш h_{za}^n tg\gamma}{3\pi(1 + \mathrm{tg}^2\gamma)}$	–
7	$a_ш = \frac{2 l_к H_ш h_{za}^n}{3\pi P_z}$	—
8	$a_ш = \frac{2^{1-n} k_l h_{z\,max}^{1+n}}{3\pi P_z}$	k_l — коэффициент пропорциональности между длиной пятна контакта и нормальным прогибом шины; $h_{z\,max}$ — полный прогиб шины в радиальном направлении
9	$f_c = \frac{a_ш}{r_д}$	$r_д$ — динамический радиус колеса
10	$f_c = \frac{2^{1-n} k_l H_ш h_{z\,max}^{1+n}}{3\pi r_д P_z}$	—

Таким образом, математическое описание эллиптически-степенной модели поглощающей способности шины может быть записано в виде формулы № 3. Она представляет собой эллиптически-степенную модель, параметры которой для конкретной шины константны, т. е. не зависят от внутреннего давления воздуха в ней, ее температуры, статической нагрузки H и частоты ее изменения, скорости качения колеса, догружения крутящим моментом и боковой силой. Конструктивные же особенности шины (норма слойности, материал корда, степень износа протектора) оказывают влияние только на коэффициент $H_{ш}$ пропорциональности.

Суть рассматриваемого метода заключается в аппроксимации реальной эпюры нормальной нагрузки на колесо для конкретного сечения ветвями петли гистерезиса с параметрами эллиптически-степенной модели неупругого сопротивления в шине и определении абсциссы центра тяжести такой криволинейной фигуры.

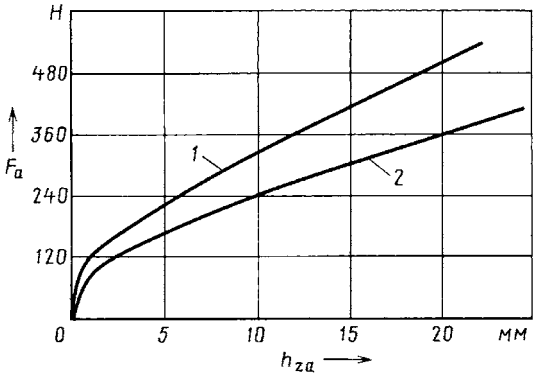


Рис. 2. Результаты обработки характеристик нормальной жесткости шин, построенных при различных размахах нагрузки:
1 — шина 8.40-15 мод. Я-245, P_z = 5,95 кН, $p_{вн}$ = 0,20 МПа; *2* — шина 7.00-15 мод. И-89, P_z = 6,15 кН, $p_{вн}$ = 0,22 МПа

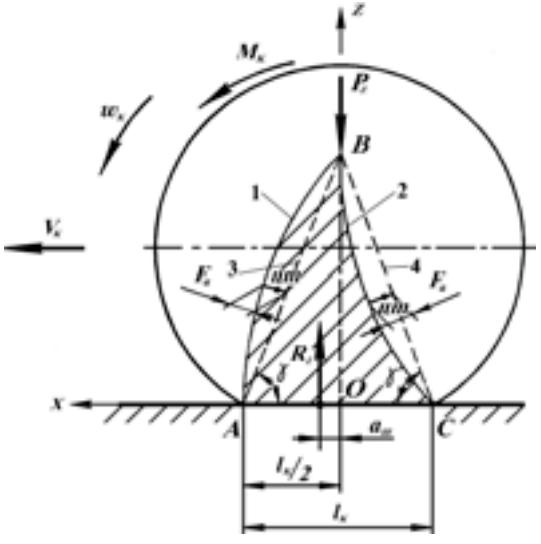


Рис. 3. Схема взаимодействия эластичного колеса с опорной поверхностью и эпюра нормальной нагрузки P_z, действующей в каждом сечении шины при прохождении его через зону контакта (заштрихованная фигура):
1 — кривая нагружения сечения шины; *2* — кривая ее разгружения; *3* — линия нагружения идеальной шины; *4* — линия ее разгружения

Порядок этого определения иллюстрирует схема (рис. 3) взаимодействия эластичного колеса при качении без скольжения по ровной недеформируемой поверхности. При этом приняты следующие допущения: реальное колесо — плоское, вследствие чего действующие силы и моменты имеют приведенные значения; зона радиальной деформации шины ограничивается зоной пятна контакта (для плоского колеса — длиной $l_к$ пятна).

Несовпадение действительной эпюры (кривые *1* и *2*) нагруженности шины с идеальной, свойственной абсолютно упругому телу (кривые *3* и *4*), связано с гистерезисными потерями в шине при ее деформировании. Поэтому равнодействующая R_z нормальных реакций опорной поверхности при качении колеса всегда смещена вперед по отношению к линии действия нормальной нагрузки P_z и проходит через центр тяжести криволинейного треугольника ABC (заштрихованная фигура), а абсцисса центра тяжести этого треугольника равна смещению нормальной реакции и, следовательно, определяет коэффициент сопротивления качению шины. Другими словами, задача сводится к определению этой абсциссы.

Чтобы ее решить, воспользуемся положением, принятым при построении эллиптически-степенной модели поглощающей способности шины, т. е. положением о возможности аппроксимации характеристики нормальной жесткости (кривые *1* и *2*) уравнением эллипса. Тогда, учитывая соотношения геометрии плоских сечений, можно получить выражение для расчета абсциссы центра тяжести наклоненного полуэллипса (формула № 4).

Поскольку эпюра нагруженности состоит из равнобедренного треугольника ABC и двух полуэллипсов, один из которых добавлен к треугольнику, а второй исключен из него, то, учитывая формулу № 2, легко получить формулу для нахождения центра $x_{цт}$ тяжести эпюры и, следовательно, смещения $a_ш$ нормальной реакции дороги, т. е. формулу № 5. Или, если учесть, что

$\cos\gamma = \sqrt{\dfrac{1}{1+\mathrm{tg}^2\gamma}}$, а $\sin\gamma = \sqrt{\dfrac{\mathrm{tg}^2\gamma}{1+\mathrm{tg}^2\gamma}}$, то формулу № 6.

Учитывая, далее, что $\mathrm{tg}\gamma = \dfrac{P_z}{l_к/2}$, а для размерностей P_z [Н], $l_к$ [мм] соблюдается условие $\mathrm{tg}^2\gamma \gg 1$, и что при этом

$\dfrac{\mathrm{tg}\gamma}{1+\mathrm{tg}^2\gamma} = \dfrac{1}{\mathrm{tg}\gamma} = \dfrac{l_к}{2P_z}$, то можно записать формулу № 7.

Но и это еще не все. Из теории известно, что $h_{za} = h_{z\max}/2$ и $l_к = k_l h_{z\max}$. Тогда окончательная формула для $a_ш$ приобретает вид формулы № 8.

Поскольку коэффициент f_c сопротивления качению шины связан со смещением $a_ш$ нормальной реакции опорной поверхности в соответствии с формулой № 9, то формулу № 10 для определения его значения можно получить через параметры $H_ш$ и n эллиптически-степенной модели поглощающей способности шины.

Входящие в формулы № 9 и 10 величины (кроме $h_{z\max}$, $r_д$ и P_z) для заданных эксплуатационного состо-

Таблица 2

Размер и модель шины, тип дороги	Параметры шины					
	P_z, Н	$h_{z\max}$, мм	k_l	$H_ш$, Н/мм^2	n	$r_д$, мм
7,35-14; ИД-195; сухой асфальт	4350	23,5	4,1	301,2	0,48	31,0
LR78-15; "Супер Арамид Радиал"; сухой асфальт	9000	38,1	5,0	271,0	0,43	370

яния шины и режима нагружения колеса определяются в предварительном эксперименте — так же, как и при исследовании поглощающей способности, и при изменении этих условий остаются неизменными, т.е. константами. Величина P_z задается как исходная, а величины $h_{z\max}$ и $r_д$ легко определяются либо путем простейшего эксперимента по обжатию шины, либо берутся из справочной литературы.

В качестве проверки полученных соотношений вычислим значения $a_ш$ и f_c для двух шин, параметры которых приведены в табл. 2. При этом будем считать, что скорость качения колеса в обоих случаях составляет 30 км/ч.

Результаты вычислений таковы. Шина № 1: $a_ш$ = = 4,67 мм, $f_c = 0{,}015$; шина № 2: $a_ш = 4{,}31$ мм, $f_c = 0{,}012$. Они хорошо согласуются с данными, приводимыми в литературных источниках.

Таким образом, рассмотренный метод действительно позволяет оценивать коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной по характеристикам нормальной жесткости, построение которых в различных режимах нагружения колеса и оценка параметров гистерезисных потерь намного отработаннее и достовернее, чем применение экспериментальных методов прямого измерения сил (моментов) сопротивления качению.

Литература

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
2. Хиллард Д., Спрингер Дж. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями: Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1988. — 520 с.

УДК 621.317:621.83.06

Стенд для определения АЧХ механических передач

Кандидаты техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО и М.Е. ЛУСТЕНКОВ, В.С. КУКЛИН

Белорусско-Российский университет (+375 222. 26-61-00)

Приведена конструкция стенда для определения амплитудно-частотной характеристики механических передач. Применение стенда позволит снизить расходы при проектировании и доводке редукторов и коробок передач.

Ключевые слова: *редуктор, механическая передача, испытательный стенд, амплитудно-частотная характеристика.*

Gerashchenko V.V., Lustenkov M.E., Kuklin V.S.
INFORMATION-MEASURING SYSTEM FOR DEFINITION OF THE PEAK-FREQUENCY CHARACTERISTIC OF MECHANICAL TRANSMISSIONS

The design of the test bed for definition of the peak-frequency characteristic of mechanical transmissions is resulted. Application of the test bed will allow to cut expenses at designing and operational development of reducers and speed gear boxes.

Keywords: *reducer, mechanical transmission, test bed, peak-frequency characteristic.*

В связи с появлением технологического оборудования нового поколения в последнее время разработчики автомобильной техники начали снова проявлять повышенный интерес к передачам с промежуточными телами качения в зацеплении. Например, создавая кулачковые межколесные автотракторные дифференциалы повышенного трения. Доказательство тому — несколько десятков опытных образцов и мелких серий редуцирующих узлов различного назначения, разработанных в Белорусско-Российском университете. В том числе даже редукторные усилители момента для ключей, предназначенных для демонтажа и сборки резьбовых соединений, крепящих колеса грузовых автомобилей.

Однако здесь есть одна проблема, усложняющая работу конструкторов, — экспериментальное определение важнейших эксплуатационных характеристик редукторов.

Дело в том, что все существующие стенды для испытания редукторов, в том числе и применяемые в лабораториях университета, работают по принципу незамкнутого силового контура* и вследствие этого обеспечивают только один режим нагружения — постоянный. Что не позволяет получать полную информацию о качестве проектирования редукторов, поскольку реальные, т. е. в условиях эксплуатации, процессы их нагружения очень далеки от постоянных. Иначе говоря, нынешние испытательные стенды не дают возможности снять основную динамическую характеристику механических передач и создаваемых на их основе редукторов, которые работают при переменных режимах нагружения, — амплитудно-частотную характеристику (АЧХ). То есть зависимость отношения амплитуды крутящего момента на первичном (ведущем) валу редуктора к амплитуде на вторичном (ведомом) валу от частоты колебаний этих моментов при постоянной амплитуде на вторичном валу, значение которой задается при проектировании исходя из характера колебаний нагрузки на рабочем органе машины.

Пример такой задаваемой при проектировании характеристики приведен на рис. 1. Ее основными показателями являются полоса пропускания частот, резонансная частота, коэффициент усиления и постоянная времени. Их значения и должны быть обеспечены в готовой конструкции.

Чтобы убедиться в этом, заданную и реально получившуюся АЧХ редуктора необходимо сравнить, для чего и нужен испытательный стенд.

Но, как уже упоминалось выше, стендов, позволяющих исследовать динамику

* Машины и стенды для испытания деталей / Под ред. Д.Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1979. — 343 с.: ил.

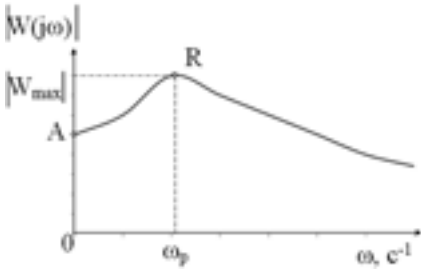


Рис. 1. Примерный вид АЧХ передачи с промежуточными телами качения

редуктора, фактически нет. Более того, за всю историю создания кулачковых редукторов, которая началась с предложений Г. Кнаба (пат. № 1689285, США, 1922 г.), Ф. Порше и К. Рабе (пат. № 1946358, США, 1932 г.) и была реализована, к примеру, на советских автомобилях ГАЗ-62 и ГАЗ-66, известна лишь одна схема такого стенда (а. с. 1670471, СССР). Однако точность определения АЧХ, получаемых на этом стенде, была недостаточно высокой. Причина в том, что полученные в ходе эксперимента данные требовали сложной дополнительной обработки: чтобы построить АЧХ редуктора, нужно строить две АЧХ — для последовательного соединения электротормоза и редуктора и для электротормоза. Причем для построения первой использовались данные об амплитудах напряжения генератора и колебания момента, воспроизводимого на валу приводного электродвигателя, а второй — данные об амплитуде напряжения генератора, которая в ходе эксперимента сохранялась постоянной, и амплитуде колебаний момента, воспроизводимого на валу тормоза. Затем построенные АЧХ аппроксимировали для получения передаточной функции тормоза и последовательного соединения тормоза с редуктором. Наконец, делением передаточной функции последовательного соединения тормоза с редуктором на передаточную функцию тормоза находили передаточную функцию редуктора и по ней строили его АЧХ.

Ясно, что при таком сложном методе избежать ошибок непросто. Кроме того, он малопроизводителен.

В результате сложилась парадоксальная для рыночной экономики ситуация: спрос на редукторы со стороны машиностроения не только есть, но и постоянно растет; есть специалисты БРУ, которые могут создать любые типы редукторов, но они из-за отсутствия быстродействующих и эффективных испытательных стендов удовлетворить его не успевают.

Выход из сложившегося положения может быть только один: разработать новую конструкцию стенда.

И задачу удалось решить: стенд, оборудованный более совершенной, чем у его предшественников, измерительной системой, которая позволяет непосредственно определять амплитуды колебаний момента на первичном валу исследуемого образца редуктора при поддержании амплитуды момента на вторичном валу на заданном уровне, есть. АЧХ редукторов теперь можно определять непосредственно в ходе эксперимента.

Разработанный стенд состоит (рис. 2) из приводного электродвигателя *1*, вал которого соединен с первичным валом *8* исследуемого редуктора *18*; регулируемого электротормоза *32*, соединенного с вторичным валом *24* редуктора; двух (*28* и *12*) датчиков крутящего момента, первый из которых установлен на валу *24* регулируемого электротормоза, а второй — на валу *8* электродвигателя; двух (*19* и *2*) каналов обработки информации (первый выполнен в виде последовательно соединенных элемента *29* выделения синусоидальной составляющей сигнала, вход которого соединен с датчиком *28* момента; преобразователя *30* амплитудного сигнала и регистрирующего прибора *47* постоянного тока, а второй — в виде последовательно соединенных второго элемента *13* выделения синусоидальной составляющей сигнала, вход которого соединен с датчиком *12* второго (*14*) преобразователя амплитудного сигнала и второго (*48*) регистрирующего прибора постоянного тока). Кроме того, в конструкцию стенда входят также генератор *45* синусоидальных сигналов; регулируемый источник *41* постоянного тока; сумматор *39*, первый вход которого соединен с генератором *45*, а второй — с источником *41* постоянного тока, а выход — с электрической обмоткой *33* управления электротормозом; делитель напряжения *16*, выполненный в виде двух (*7* и *15*) последовательно соединенных резисторов, обеспечивающих коэффициент деления по напряжению, равный обратной величине амплитуды синусоидальной составляющей крутящего момента, который воспроизводится на валу электротормоза. При этом делитель напряжения своим входом подключен к выходу преобразователя *14*, а выходом — прибору *48*.

Генератор синусоидальных сигналов выполнен с возможностью регулирования амплитуды напряжения (регулятор *46*) и частоты (регулятор *44*).

Каждый из датчиков крутящего момента представляет собой упругий вал (*8* и *24*) с металлическими дисками *3, 17* и *20, 31*, имеющими радиальные прорези, выступы, которые могут проходить вблизи соответствующего (*4, 9, 21* или *25*) преобразователя. В состав датчиков входят также резисторы *5, 10* и *22*, *26*, выпрямители *11, 27* и первые фильтры *6* и *23* низкой частоты.

Источник *41* постоянного тока представляет собой последовательно соединенные автотрансформатор *35*, трансформатор *36*, выпрямитель *37* и второй фильтр *40* низких частот, а сумматор *39* —

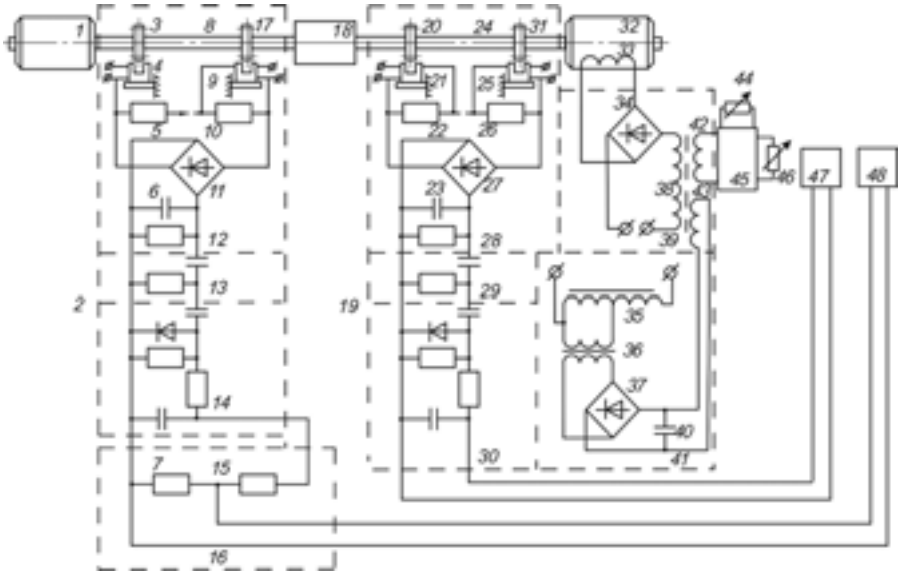


Рис. 2. Схема испытательного стенда:

1 — приводной электродвигатель; *2* и *19* — каналы обработки информации; *3*, *17*, *20* и *31* — металлические диски; *4*, *9*, *21* и *25* — импульсные щелевые преобразователи; *5*, *7*, *10*, *15*, *22* и *26* — резисторы; *6* и *23* — фильтры низкой частоты; *8* — первичный вал; *11*, *27*, *34*, *37* — выпрямители; *12* и *28* — датчик крутящего момента; *13*, *29* — элементы выделения синусоидальных составляющих сигналов; *14*, *30* — преобразователи; *16* — делитель напряжения; *18* — редуктор; *24* — вторичный вал редуктора; *32* — электротормоз; *33* — обмотка управления электротормозом; *35* — автотрансформатор; *36* — трансформатор; *38* — рабочая обмотка; *39* — сумматор; *40* — второй фильтр низких частот; *41* — источник постоянного тока; *42* и *43* — обмотки магнитного усилителя; *44* — регулятор частоты; *45* — генератор синусоидальных колебаний; *46* — регулятор амплитуды; *47* и *48* — регистрирующие приборы

магнитный усилитель с обмотками *42* и *43* постоянного тока, рабочей обмоткой *38* и выпрямитель *34*.

Технология построения АЧХ редуктора с помощью нового стенда сводится к следующему.

Включается электродвигатель *1*. Он приводит во вращение первичный и вторичный валы редуктора *18* и вал электротормоза *32*. В это же время на обмотку *43* магнитного усилителя от источника *41* подается постоянное напряжение, а на обмотку *42* магнитного усилителя от генератора *45* — синусоидальное напряжение фиксированной частоты (например, 0,2 Гц), которые складываются в сумматоре *39*, и посредством рабочей обмотки *38* и выпрямителя *34* на обмотку *33* управления электротормозом поступает напряжение, пропорциональное полученной сумме. В результате на валу электротормоза создается пропорциональный ей крутящий момент, включающий постоянную и переменную составляющие. Такие же составляющие, естественно, имеют напряжения, формируемые на выходе датчиков моментов. Далее на выходе элементов выделения синусоидальных составляющих сигналов *29* и *13* из этих напряжений выделяется указанная синусоидальная составляющая, амплитуда которой определяется с помощью преобразователей *30* и *14*. Значение полученной амплитуды, т.е. колебаний момента на вторичном валу редуктора, регистрируется прибором *47*, установленным рядом с генератором *45*.

Затем вращением регулятора *46* на вторичном валу редуктора по тому же прибору *47* устанавливается значение амплитуды колебания крутящего момента, равное знаменателю коэффициента деления делителя *16;* по истечении времени, необходимого для затухания переходных процессов, на первичном валу редуктора устанавливаются гармонические колебания момента с частотой, равной 0,2 Гц, но — с другой амплитудой. Эта амплитуда умножается делителем *16* на коэффициент деления и измеряется прибором *48*.

Результат измерения и есть ордината АЧХ редуктора при частоте 0,2 Гц колебаний моментов на его валах. Значение же ординаты АЧХ при частоте колебаний момента на вторичном валу, равное нулю, соответствует статическим условиям нагружения передачи (точка *A* на рис. 1).

После этого устанавливается новое значение частоты напряжения, подаваемого с генератора (например, 0,4 Гц). Так как из-за динамических свойств электротормоза *32* амплитуда колебаний момента на вторичном валу редуктора уменьшается, то на первичном валу редуктора поворотом регулятора *46* по прибору *47* необходимо вновь установить амплитуду момента, равную знаменателю коэффициента деления делителя *16*, и уже после затухания переходных процессов в редукторе зарегистрировать по прибору *48* следующее значение АЧХ редуктора, соответствующее частоте колебаний моментов на его валах (0,4 Гц). И так повторяется несколько раз. В итоге появляются точки, соединение которых и дает искомую АЧХ.

После построения экспериментальной АЧХ определяется полоса пропускания частот редуктором, а также резонансная частота ω_p (точка *R* на рис. 1), которая является определяющей для расчета деталей передачи на прочность.

И, наконец, показатель экспериментальной АЧХ сравнивается с заданными, т. е. выявляется, насколько спроектированный и изготовленный редуктор соответствует проектному заданию. Правда, при этом необходимо учитывать, что на амплитуду колебаний момента на первичном валу редуктора влияют не только искусственно сгенерированные колебания крутящего момента на валу электротормоза, но и колебания тел качения, вызванные кулачковым генератором исследуемой передачи.

УДК 661.882

Изучение свойств диоксида титана в контексте решения научно-практических проблем промышленного производства[1]

С.М. РУСАКОВА, д-р хим. наук И.Г. ГОРИЧЕВ, кандидаты хим. наук И.В. АРТАМОНОВА, Ю.С. АГЕЕВА и Е.О. ЗАБЕНЬКИНА

МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Приведены результаты исследования зависимости адсорбции различных ионов на поверхности диоксида титана от pH среды и уравнения, описывающие эту зависимость. Предложено описывать адсорбционные зависимости с позиций кислотно-основных равновесий, возникающих на межфазной границе оксид—раствор электролита. Установлено, что величина адсорбции ионов зависит от pH. Предложены оптимальные значения pH для адсорбции ионов на поверхности диоксида титана.

Ключевые слова: *оксид титана (IV), адсорбция, кислотно-основные равновесия, константы кислотно-основных равновесий.*

Rusakova S.M., Gorichev I.G., Artamonova I.V., Ageeva Yu.S., Zabenkina E.O.

STUDYING OF PROPERTIES TiO_2 FOR DECISION OF SCIENTIFICALLY-PRACTICAL PROBLEMS OF INDUSTRIAL PRODUCTION

Research results introduce a pH-dependence of adsorption of different ions on a titanium dioxide surface. Equations describing the dependence are represented. It is offered to describe the dependence by means of the acid-base equilibrium that arises on border of phases TiO_2/electrolytic solution. It is found out that the pH-dependence of adsorption of different ions on a titanium dioxide surface exists. Optimum pH values which were obtained in the course of experiments are represented.

Keywords: *titanium dioxide (IV), adsorption, acid-base balances, constants of the acid-base balances.*

Интерес к диоксиду титана со стороны промышленности связан с его уникальными физическими и химическими свойствами. В частности, такими, как хорошая смачиваемость, особые оптические, сенсорные и каталитические свойства, биологическая совместимость. Например, доказано, что на его поверхности могут быть окислены до углекислого газа и воды практически любые органические соединения. Следовательно, на его основе вполне реально создание фотокатализаторов для очистки воды, воздуха или защищаемой поверхности от токсичных веществ и даже самоочищающихся покрытий. Дело в том, что покрытие из диоксида титана не только окисляет и расщепляет грязь, но вдобавок нейтрализует любые запахи, убивает микроорганизмы. На практике это приводит к тому, что срок службы, к примеру, лакокрасочных автомобильных покрытий резко возрастет. Кроме того, эксперименты свидетельствуют, что блеск покрытий сохраняется на 40 % дольше, чем в случае использования традиционной краски [1].

Каталитическая поверхность оксида определяется его кислотно-основными характеристиками (которые регулируют протекание равновесных и кинетических процессов на границе "оксид—раствор"), и методы потенциометрического титрования суспензий оксидов позволяют рассчитывать константы равновесий, устанавливающихся на этой границе. Правда, данные методы пока недостаточно изучены. Поэтому результаты экспериментально-расчетного исследования, выполненного авторами статьи, представляют не только теоретический, но и практический интерес.

[1] Работа выполнена при поддержке государственного контракта № П205 по программе "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009—2013 гг.".

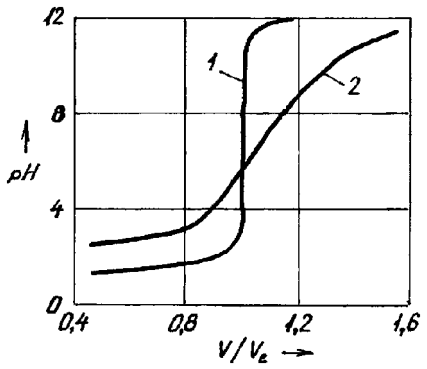


Рис. 1. Зависимость pH от V/V_e при титровании фонового электролита (1) и суспензии TiO_2 (2)

В качестве объекта исследования авторы взяли порошкообразные препараты диоксида титана и экспериментально исследовали кислотно-основные характеристики его суспензий. При этом, как обычно, поверхность S суспензии определяли по методу БЭТ (метод Брунауэра—Эммета—Теллера), ее концентрацию m, как и эквивалентный объем V_e щелочи, пошедший на титрование 50 мл суспензии (V_0), измеряли, а объем V_i приливаемой щелочи и число N_s активных центров на поверхности — рассчитывали. В итоге был построен график $pH = f(V/V_e)$ (рис. 1). Затем с помощью уравнений кривых титрования фонового электролита (формула № 1 в таблице) и суспензии (формула № 2) были рассчитаны активная концентрация $C_{кон}$ ионов водорода на поверхности диоксида титана и заряд q поверхности (формула № 3).

Экспериментальная зависимость заряда q поверхности диоксида титана от числа pH раствора приведена на рис. 2. Из него следует, что при $pH < pH_{т.н.з}$ (pH точки нулевого заряда) поверхность имеет положительный заряд, возникающий за счет адсорбции ионов водорода, при $pH > pH_{т.и.з}$ она заряжена отрицательно.

Зная $q = f(pH)$, легко рассчитать значения констант кислотно-основных равновесий, устанавливающихся на границе "диоксид титана—раствор" для разных концентраций фонового электролита (табл. 2).

Как видно из таблицы, на этой границе существуют четыре кислотно-основных равновесия:

$$MOH^+_{2,S} \leftrightarrow MOH^0_S + H;$$

$$MOH^0_S \leftrightarrow MO^-_S + H^+;$$

$$MOH^+_2 \ldots An^-_S \leftrightarrow MOH^0_S + H^+ + An^-;$$

$$MOH^0_S + Kt^+ \leftrightarrow MO^- \ldots Kt^0_S + H^+.$$

(Здесь MOH^0_S — концентрация активных центров на незанятой поверхности (моль/см^2, или Кл/см^2); $MOH^+_{2,S}$, $MOH^+_2 \ldots An^-_S$, $MO^- \ldots Kt^0_S$ и MO^-_S — поверхностные концентрации адсорбированных частиц.)

Таким образом, на поверхности для оксида находятся четыре различные частицы, которые характеризуют его кислотно-основные свойства.

Как известно, при контакте оксидов металлов с раствором электролита на поверхности происходит адсорбция потенциалопределяющих ионов H^+, образующихся в том числе и в результате диссо-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$a^2_{H^+} = a_{H^+}\gamma C_{\text{КОН}}\frac{(V_e - V_i)}{(V_0 + V_i)} - K_W = 0$	γ — коэффициент активности ионов водорода; $C_{\text{КОН}}$ — концентрация КОН; a_{H^+} — активность ионов водорода; V_0 — объем исходного раствора; V_e — объем раствора щелочи, соответствующий точке эквивалентности; V_i — объем добавленной щелочи; K_W — ионное произведение воды
2	$a^2_{H^+} - a_{H^+}\gamma C_{\text{КОН}}\left(\frac{(V_e - V_i)}{(V_0 + V_i)} - [H^+_s]\right) - K_W = 0$	F — постоянная Фарадея, 96485 Кл/моль; $[H^+_s]$ — концентрация ионов H^+, адсорбированных на поверхности TiO_2
3	$q = \frac{[H^+_s]F}{mS}$	m — масса оксида титана в суспензии; S — удельная (см^2/г) поверхность оксида
4	$K_1 = K^0_1 \exp\left[\frac{\varphi_0 F}{RT}\right] = \frac{[MOH^0_s][H^+]}{[MOH^+_{2,s}]}$	K^0_1 — константа первого равновесия; φ_0 и ψ_1 — значения потенциалов в различных плоскостях ионной части ДЭС; R — 8,314 Дж/моль · К
5	$K_2 = K^0_2 \exp\left[\frac{\varphi_0 F}{RT}\right] = \frac{[MO^-_s][H^+]}{[MOH^0_s]}$	K^0_2 — константа второго равновесия
6	$K_3 = K^0_3 \exp\left[\frac{(\varphi_0 - \psi_1)F}{RT}\right] = \frac{[MOH^0_s][H^+][An^-]}{[MOH^+_2 \ldots An^-_s]}$	K^0_3 — константа третьего равновесия
7	$K_4 = K^0_4 \exp\left[\frac{(\varphi_0 - \psi_1)F}{RT}\right] = \frac{[MO^- \ldots Kt^0_s][H^+]}{[MOH^0_s][Kt]}$	K^0_4 — константа четвертого равновесия
8	$\Gamma(H^+) = \Gamma_\infty \frac{[H^+]}{[H^+] + K^0_a \exp\left(\frac{(\varphi_0 - \psi_1)F}{RT}\right)}$	K^0_a — константа адсорбционного равновесия; Γ_∞ — величина предельной адсорбции

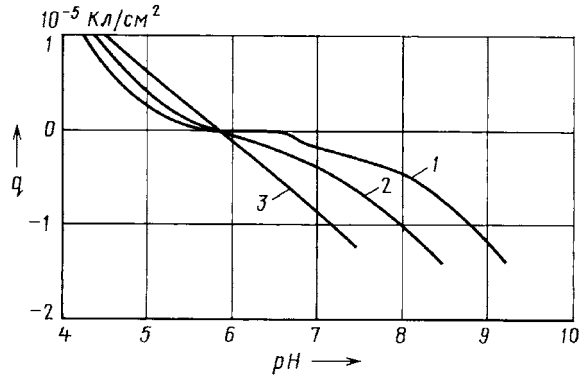


Рис. 2. Зависимость заряда поверхности TiO_2 от pH при различных концентрациях фонового электролита (моль/л, KNO_3):
1 — C_{KNO_3} = 0,001; 2 — C_{KNO_3} = 0,01; 3 — C_{KNO_3} = 0,1

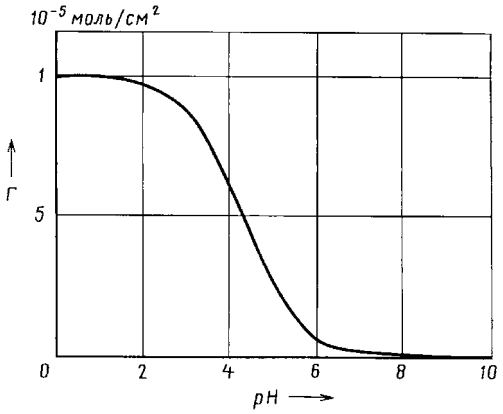


Рис. 3. Зависимость адсорбции ионов водорода на диоксиде титана от pH раствора

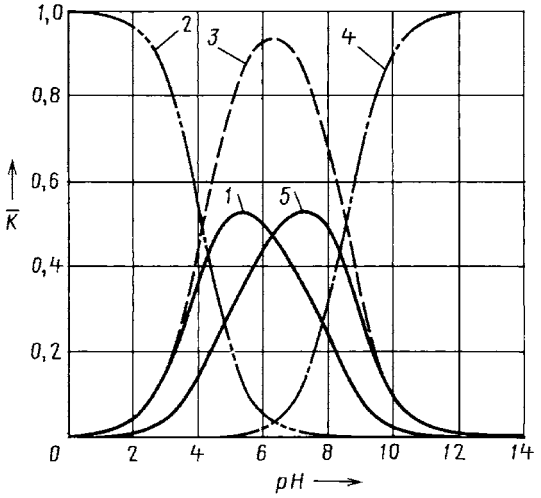


Рис. 4. Зависимость относительной концентрации поверхностных ионов титана от pH раствора:
1 — $TiOH_2^+ \cdot A_S^-$; 2 — $TiOH_2^+$, s; 3 — $TiOH^0$, s; 4 — TiO^-, s; 5 — $TiO^- \cdot K_S^+$

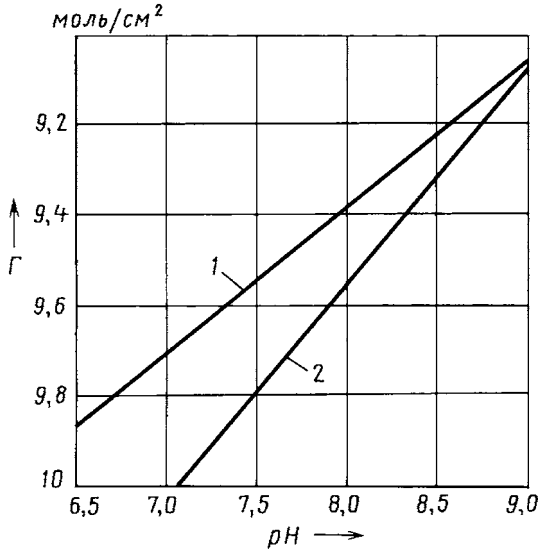


Рис. 5. Зависимость адсорбции ионов бария (1) и кальция (2) от pH раствора

циативной хемосорбции воды [2]. При этом она всегда сопровождается адсорбцией анионов и десорбцией катионов электролита. В результате устанавливаются кислотно-основные равновесия, которые определяют заряд поверхности оксида (q) и потенциал (φ_0) ионной части двойного электрического слоя (ДЭС) (два последних из четырех приведенных выше равновесий). В этом случае константы равновесий могут быть представлены соответственно в виде формул № 4, 5, 6 и 7.

Методы потенциометрического титрования и найденные значения констант (см. табл. 2) позволяют определить поверхностную концентрацию Г ионов водорода, адсорбирующихся на поверхности диоксида титана из раствора электролита при различных значениях pH (рис. 3).

Таблица 2

C_{KNO_3}, моль/л	$pK_1^0 \pm 0{,}2$	$pK_2^0 \pm 0{,}2$	$pK_3^0 \pm 0{,}2$	$pK_4^0 \pm 0{,}2$	$pH_{т.н.з} \pm 0{,}2$
0,001	3,0	9,6	5,8	6,8	6,3
0,01	3,1	9,1	6,0	6,0	6,0
0,1	3,5	8,1	6,6	5,0	5,8

Моделирование экспериментальных данных по адсорбции ионов водорода [Г (H^+)], выполненное с помощью изотермы Ленгмюра (ее особенность — зависимость константы равновесия от потенциала в ДЭС), показало, что зависимость адсорбции от концентрации ионов в растворе может быть выражена формулой № 8.

Методы потенциометрического титрования и найденные значения констант позволяют, кроме того, провести моделирование распределения на поверхности диоксида титана ионов, возникающих за счет адсорбции ионов водорода (рис. 4).

Авторы исследовали также адсорбцию ионов кальция и бария на этой поверхности. В итоге выявлена зависимость, приведенная на рис. 5.

Из рисунка следует, что ионы Ca^{2+} и Ba^{2+} адсорбируются на диоксиде титана при значениях pH, меньших $pH_{т.н.з}$. Причем ионы бария адсорбируются лучше, чем ионы кальция. С увеличением pH адсорбция катионов увеличивается, что сдвигает $pH_{т.н.з}$ в кислую область.

Литература

1. Пармон В.Н. Фотокатализ: Вопросы терминологии // Фотокаталитическое преобразование солнечной энергии. Ред. К.И. Замараев, В.Н. Пармон. Новосибирск: Наука, 1991. С. 7—17.
2. Батлер Д.Л. Ионные равновесия. Л.: Химия. 1973. — 446 с.

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

Уникальный дорожно-рельсовый автомобиль — совместный проект компаний "Аллисон Трансмишн" и "Бремах" — был представлен на выставке гражданской обороны и технологий обеспечения безопасности Reas в Монтикьяри (Италия).

"Бремах Род-Рейл T-Rex" собран на шасси "Бремах T-Rex" и может передвигаться по рельсам, обычным дорогам и бездорожью. Он оснащен высокотехнологичным устройством дистанционного управления, которое помогает проводить работы в местах, где людям находиться запрещено: в подземных тоннелях, местах разлива химреактивов, там, где существует опасность обрушения конструкций и т. п. При выполнении работ в аварийных ситуациях информация в реальном времени передается с автомобиля по линии спутниковой связи в центр дистанционного управления. "Род-Рейл T-Rex" идеально подходит для использования службами защиты гражданского населения при ликвидации последствий землетрясений, наводнений, природных катастроф, крупных автомобильных аварий и при террористических актах. Автомобиль может работать в диапазоне температур от −25 до +60 °С. Малые габариты — ширина автомобиля составляет всего лишь 170 см — позволяет ему продвигаться даже по узким подземным тоннелям. Он оснащен автоматической трансмиссией "Аллисон" серии 1000SP, которая обеспечивает высокую приемистость и хорошую управляемость при проведении аварийно-спасательных работ.

Кроме того, на выставке Reas компания "Бремах" представила еще две новые модели — пожарную машину T-Rex и автомобиль T-Rex с двойной кабиной.

Спецавтомобили T-Rex с колесной формулой 4×4 давно зарекомендовали себя как сверхнадежные и высокопроходимые транспортные средства. Они широко используются в различных областях деятельности, включая защиту гражданского населения, нефтедобычу, строительство, разработку месторождений и даже сферу отдыха и развлечений.

Базовый универсальный автомобиль T-Rex 4×4 грузоподъемностью 6 т, укомплектованный трехлитровым турбодизелем FPT (Fiat Powertrain Technologies) мощностью 176 л. с. с топливной системой высокого давления, предназначен для работы в условиях бездорожья. Благодаря автоматической трансмиссии "Аллисон" серии 1000SP автомобиль работает на оптимальной передаче, при этом создается хорошее сцепление с дорогой при движении даже по неровному грунту. Пятиступенчатая автоматическая коробка "Аллисон" комплектуется двухскоростной раздаточной коробкой. Гидротрансформатор обеспечивает точное маневрирование и при этом снижает ударные нагрузки, что способствует увеличению срока службы трансмиссии. Эта коробка сконструирована с учетом возможности ее эксплуатации в крайне суровых условиях и при очень больших нагрузках.

Также на базе шасси T-Rex компанией "Бремах" разработан уникальный прототип "T-Rex Спайдер", способный выдерживать перегрузку в 6g без негативных последствий. Габаритная высота автомобиля составляет от 2 до 2,15 м (в зависимости от наличия каркаса), что позволяет транспортировать его в вертолете, а небольшая ширина (1,7 м) облегчает передвижение по самым узким улицам и проездам. "T-Rex Спайдер"

может работать в труднопроходимой местности и преодолевать крутые уклоны до 45°. Имея показатель глубины преодолеваемого брода 900 мм, автомобилю под силу неглубокие водоемы. Раздаточная коробка и мосты разработаны с учетом его использования как в обычных условиях, так и в условиях полного бездорожья.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Кравцова В.И., Николаенко А.В., Барыкин Д.В. — Потенциальные возможности для перехода автомобильной промышленности России на инновационное развитие 1

Дынченков В.С. — Как сделать обновление парка автомобилей эффективным 4

АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Крохотин Ю.М. — ЭГФ с комбинированным запиранием: уменьшение скорости движения иглы перед ее ударом о корпус форсунки 7

Тихомиров А.Н., Давыдов В.В., Бабин В.А. — Природный газ плюс независимый привод клапанов ДВС как будущее городского коммерческого автотранспорта 9

Круташов А.В. — Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Энергетическая эффективность распределения мощности 11

Кобзев А.А., Соцков Д.А., Мишулин Ю.Е. — "Автостоп" — система экстренного торможения 14

Евграфов А.Н., Кузовков Н.С. — Для улучшения обтекаемости легкового автопоезда с высоким прицепом 16

Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. — Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность? 18

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Горшков Ю.Г., Зайнишев А.В., Калугин А.А., Касымова Е.В. — Автоматическое устройство принудительного ограничения скорости движения АТС 23

Антропов Б.С., Ананьин М.Ю., Виноградов Я.М. — Обеспечение работоспособности системы охлаждения дизелей ЯМЗ 25

Ревин А.А. — Установка для оценки эффективности автомобильных АБС . . . 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Привалов П.В., Чернухин Р.В. — Методические основы исследования эксплуатационной надежности машин 30

Рыков С.П., Тарасюк В.Н. — Метод оценки сопротивления качению автомобильного колеса 32

Геращенко В.В., Лустенков М.Е., Куклин В.С. — Стенд для определения АЧХ механических передач 35

Русакова С.М., Горичев И.Г., Артамонова И.В., Агеева Ю.С., Забенькина Е.О. — Изучение свойств диоксида титана в контексте решения научно-практических проблем промышленного производства 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), 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

Корректор В.Г. Быстров

Сдано в набор 02.11.2010. Подписано в печать 14.12.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,00. Зак. 2.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»

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