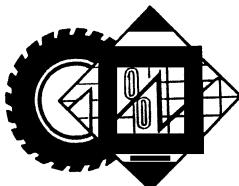


# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2009



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

### ФОРМИРОВАНИЕ СТРАТЕГИИ АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ФИРМЫ В УСЛОВИЯХ ЭКОНОМИЧЕСКОГО КРИЗИСА

Канд. экон. наук А.М. ШУШКИН

Нижегородский ГАСУ

Проводится анализ причин утраты конкурентоспособности отечественных автомобилестроительных фирм. Исследована практика использования методологических подходов и инструментов менеджмента с целью обеспечения конкурентоспособности. На основе экспертного опроса определены факторы конкурентоспособности автомобилестроительных компаний. Предлагается методика оценки конкурентоспособности предприятий, которая позволяет выявить сильные и слабые стороны по функциональным областям управления. Классифицированы возможные стратегии развития предприятий и даны технологии их реализации.

Ключевые слова: конкурентоспособность, автомобилестроение, стратегии, экономический кризис, инструменты менеджмента.

M.A. Shushkin

STRATEGY CREATION OF A MOTOR-CAR COMPANY  
IN THE ENVIRONMENT OF THE ECONOMIC CRISIS

In publication the analysis of reasons of loss of competitiveness domestic automobile companies. Investigated methodological approaches of management with the purpose of competitiveness. The analysis of expert interrogation factors of competitiveness the companies. Is offered technique of an estimation of competitiveness of enterprises. Possible strategy of development of the enterprises are classified and technologies of their realization are given.

Keywords: competitiveness, motor industry, strategy, an economic crisis, tools of management.

Мировой экономический кризис уже оказал огромное влияние на деятельность предприятий практически во всех секторах экономики. И прежде всего — в секторе автомобилестроения: большинство фирм вынуждены корректировать свои действия. Однако он же, как считают многие специалисты, может стать импульсом к развитию хозяйствующих субъектов, сумевших на основе анализа факторов конкурентоспособности разработать грамотную стратегию своего развития. И здесь, по мнению автора, большую роль может сыграть факторный анализ на основе опроса экспертов.

Пример такого анализа приведен в таблице. В ней отражена сформулированная экспертами (в их качестве выступили менеджеры высшего уровня управления крупных предприятий, финансовые аналитики, научные сотрудники, консультанты по антикризисному управлению, всего 100 респондентов) гипотеза относительно совокупности факторов обеспечения конкурентоспособности автомобилестроительных фирм, на базе которой были определены их весовые коэффициенты.

Из таблицы видно, что наиболее важным фактором обеспечения конкурентоспособности фирмы следует считать, по мнению экспертов, возможность заимствования финансовых средств на выгодных условиях. Поскольку этот фактор напрямую определяет финансовые показатели, служащие для фирмы индикатором ее эффективности. Более того, на основе таких показателей принимаются решения даже о ее банкротстве. (Особое значение это приобретает в условиях, когда в бизнес-среде вновь, как в предыдущие кризисы,

Фактор	Весовой коэффициент фактора	Ранг фактора
Возможность заимствования финансовых средств на выгодных для фирмы условиях	0,34	1
Создание вертикально-интегрированных структур с целью снижения производственных издержек	0,20	2
Эффективная мобилизация внутренних резервов предприятия	0,16	3
Родственная диверсификация в смежные для компаний отрасли с более стабильными доходами	0,15	4
Создание стратегических альянсов с крупными международными корпорациями	0,10	5
Возможность снижения производственных, маркетинговых и административных издержек	0,05	6

распространяется практика недружественных поглощений.) Однако мероприятия по реализации принятого решения, к сожалению, не дают долгосрочных конкурентных преимуществ. Тем не менее они очень важны на уровне оперативного управления, так как позволяют на пике кризиса избежать процедуры банкротства. Но если выгодные займы идут не на погашение предыдущих долгов, а на совершенствование технологии и выпускемой продукции, то такая стратегия может дать положительные эффекты и в долгосрочной перспективе. Что особенно актуально для отечественных предприятий автопрома, где производительность труда значительно ниже, чем у большинства зарубежных конкурентов. Но здесь надо иметь в виду, что займы займам рознь, а одним из самых надежных их вариантов было и остается присвоение инвестиционному плану статуса приоритетного направления развития в рамках государственной и региональных экономических стратегий. Что дает возможность получить займы на льготных условиях — по низким процентным ставкам, под поручительство правительства или частичное погашение им процентов по кредитам. Кроме того, предприятие в данном случае может иметь налоговые льготы и другие виды государственной поддержки.

На второе место эксперты поставили создание вертикально-интегрированных структур с целью снижения производственных издержек. Это можно объяснить тем, что вертикальная интеграция позволяет использовать трансфертные цены, отсрочки платежей и другие, более гибкие системы оплаты. Причем данный фактор становится особенно актуальным именно в условиях дефицита финансовых ресурсов.

Третий по значимости фактор — способность фирмы к мобилизации внутренних резервов. Иначе говоря, использование при финансировании инвестиционных проектов большей доли внутренних источников и меньшей — заемных средств. Что представляется возможным за счет снижения производственных и административных затрат, применения эффективных методов амортизации, выхода из неперспективных проектов, продажи непрофильных для фирмы активов и инвестирования в основное производство, где у нее наиболее высокий уровень компетенции, а соответственно — конкурентоспособности.

Четвертый из факторов — родственная диверсификация в смежные для фирмы отрасли с целью снижения производственных издержек.

Создание стратегических альянсов с крупными международными корпорациями — пятый фактор. Его, как видно из таблицы, эксперты отнесли к незначительным. Причина очевидна: международные корпорации сами испытывают в настоящее время дефицит оборотных средств, объемы продаж их продукции снижаются. Поэтому они просто не в состоянии осуществлять инвестиции в российские промышленные предприятия. Однако автор считает, что пренебрегать такими альянсами нельзя: они могут дать и другие конкурентные преимущества. В частности, позволяют фирме получить эффекты масштаба, синергии в сфере инноваций, маркетинга и финансов, выходить на новые рынки, эффективно преодолевая административные, финансовые, технические и иные барьеры, повысить стабильность поставок, улучшить процесс разработки товаров и снизить производственные издержки. Нако-

нец, во многих случаях дают возможность отработать модель единого ведения бизнеса, что в перспективе может привести к слиянию фирм.

Возможность снижения производственных, маркетинговых и административных издержек эксперты поставили на последнее, шестое, место. Однако большинство наших предприятий на практике используют почему-то именно эту стратегию выхода из кризиса. Например, сокращают расходы на рекламу, численность персонала, экономят на многих элементах имиджа фирмы. Это приводит к панике среди акционеров, снижению стоимости акций и фирмы в целом, а также ухудшению маркетинговых показателей. Причина — отсутствие четкой классификации стратегий развития предприятий в условиях кризиса и основных целей, достижение которых позволяет преодолеть этот кризис.

Обобщив практику бизнеса в условиях кризиса, автор считает, что для автомобилестроительного бизнеса наибольший интерес должны представлять три последовательно реализуемые стратегии: сокращение и защита собственности; оптимизационный рост; активные поступления. Каждая из них имеет свою основную цель и средства ее достижения.

Так, основная цель первой из стратегий — сохранение финансовой устойчивости или выгодная для собственника продажа бизнеса. Для ее реализации необходим вывод предприятия из зоны низкой инвестиционной привлекательности с помощью мероприятий по повышению его привлекательности. Основная цель второй — формирование ключевых компетенций фирмы за счет оптимизации бизнес-процессов, реинжиниринга, аутсорсинга, вертикальной интеграции и родственной диверсификации, переноса инвестиций из зон с низкой и средней в зону с высокой инвестиционной привлекательностью. Основная цель третьей — активное расширение и рост бизнеса в результате поглощения фирм-конкурентов, поставщиков, сбытовых структур — в первую очередь тех, чьи активы недооценены, а также имеющих среднюю или высокую инвестиционную привлекательность.

Первая из перечисленных стратегий стала наиболее распространенной сразу же с появлением первых симптомов финансового кризиса. На этом этапе фирмы, которые развивались в основном за счет заемного финансирования, стали испытывать дефицит ресурсов. Поэтому они принимают решение о сокращении многих затратных статей своего бюджета. Что, в общем-то, правильно. Однако в отечественной бизнес-практике много примеров, когда хозяйствующие субъекты используют данную стратегию и без очевидных причин. Хотя простейший анализ показывает: она целесообразна лишь в следующих пяти случаях: при низкой эффективности основных подсистем менеджмента (производства, персонала, маркетинга, финансов, инноваций), что приводит к росту затрат и себестоимости товаров, снижению конкурентоспособности компании и товаров, показателей рентабельности; отсутствии кредитных предложений по приемлемой стоимости, что не позволяет брать кредиты на оборотные средства по доступным для предприятия процентным ставкам; стабильности на рынке или его незначительном росте, когда фирма не может ожидать больших показателей возврата инвестиций, что снижает инвестиционную привлекательность проектов в данной отрасли (при этом следует иметь в виду, что если причи-

ной стагнации на рынке являются временные технические банковские проблемы, то к рассматриваемой стратегии прибегать не следует, а если это насыщение рынка или сокращение его емкости, то без нее не обойтись); наличии потенциальных стратегических инвесторов, что позволяет создавать альянсы или осуществлять выгодную продажу бизнеса, когда инвестора интересует создание вертикально-интегрированного холдинга; низком уровне инвестиционной привлекательности, что снижает стоимость фирмы [4].

К основным управленческим инструментам реализации стратегии сокращения и защиты собственности относятся: сокращение сотрудников, снижение рекламных бюджетов, внедрение систем экономного производства, мобилизация внутренних резервов развития. Но такие мероприятия могут привести и к негативным последствиям. Например, сокращение сотрудников вызывает необходимость организационной реструктуризации, а следовательно, ведет к временному снижению эффективности всего организационного механизма; сокращение рекламных бюджетов сигнализирует акционерам о наличии серьезных проблем фирмы, а снижение рекламной поддержки продукции уменьшает спрос на нее.

Экономический эффект первой стратегии обычно проявляется в снижении производственных, маркетинговых и административных издержек, незначительном повышении показателей рентабельности и ликвидности бизнеса. И это весьма полезно, особенно в условиях риска недружественного поглощения.

Вторая возможная инвестиционная стратегия, как сказано выше, — результат пересмотра руководством фирмы планов своего развития и формирование комплекса мер, направленных на перенос инвестиций в зону с высокой инвестиционной привлекательностью. Причем надо сказать, что эта стратегия — не новость в отечественной практике: многие фирмы еще до кризиса стали использовать данную стратегию, а в западной она применяется уже в течение двух десятилетий.

Условия ее реализации: умеренный рост рынка, что должно обеспечить стабильный спрос на продукцию и в то же время позволит не вступать в острые конкурентные войны, так как в противном случае конкуренты, используя внутренние низкие цены в системе вертикальной интеграции, могут иметь значительно меньшие издержки; положительная рентабельность, что дает возможность избежать риска формирования задолженности перед производителями; недостаток собственных и кредитных средств, необходимых для развития (именно этот фактор является основанием для передачи части производственных функций на сторону); наличие непрофильных активов; риск высоких издержек на сбыт продукции.

Основные направления реализации стратегии проявляются в формировании эффективных бизнес-цепочек, обеспечивающих реализацию эффекта синergии между стратегическими бизнес-единицами и на основе этого — повышение основных показателей рентабельности.

Инструменты реализации данной стратегии:

поиск ключевых компетенций фирмы, т. е. бизнес-процессов, в которых фирма представляет собой потенциального лидера; продажа тех бизнес-единиц, которые являются непрофильными активами относительно ключевых компетенций, стратегическому ин-

вестору по выгодной цене и направление вырученных средств на развитие основного вида бизнеса;

оптимизация бизнес-процессов за счет активного использования аутсорсинга, т. е. передачи на сторону вспомогательных функций бизнеса (например, разработки и проведения рекламных кампаний, что сокращает численность собственных отделов маркетинга; служб бухгалтерского учета, уборки помещений и т. д.), благодаря чему фирма экономит средства на "второстепенном персонале", и даже — основных бизнес-процессов, оставляя за собой лишь такие бизнес-функции, как инновации, маркетинг, сбыт, управление финансами;

вертикальная интеграция, которая позволяет использовать внутри холдинга трансферные цены, снижающие себестоимость конечной продукции, контролировать выполнение стандартов качества обслуживания, повысить прибыльность бизнеса, так как именно в сфере торговли наиболее высокая оборачиваемость средств и уровень рентабельности.

Экономическая эффективность в рамках стратегии оптимизационного роста проявляется в виде повышения рентабельности бизнеса, снижения издержек (административных и производственных); оптимизации бизнес-портфеля фирмы; повышения гибкости и эффективности ее реагирования на изменение факторов внешней среды.

Стратегия активного наступления — третья из перечисленных — подразумевает поглощение хозяйствующих субъектов с недооцененной стоимостью активов, но находящихся в зоне средней и высокой инвестиционной привлекательности, однако снизивших показатели платежеспособности, что позволяет купить их без больших финансовых вложений.

И в первую очередь в качестве объектов поглощения должны рассматриваться фирмы-конкуренты, поставщики и сбытовые структуры. Тогда покупатель активов становится стратегическим инвестором, задачи которого — выведение активов из состояния финансового кризиса и гармоничная их интеграция в основной бизнес фирмы (корпорация). Покупатель, таким образом, может эффективно реализовывать стратегии вертикальной и горизонтальной интеграции, позволяя ему контролировать весь технологический цикл и консолидировать рынок, в результате чего — реализовать эффект масштаба и снизить себестоимость продукции.

Это первая, наиболее известная разновидность стратегии активного наступления. Вторая ее разновидность — покупка недооцененных активов хозяйствующих субъектов с целью их последующей перепродажи полностью или частично. Тогда профиль предприятия может в дальнейшем и не сохраняться. (Например, известны случаи, когда фирмы, попавшие в сложное финансовое положение, покупались по заниженной стоимости, а затем земля, на которой они расположены, перепродаивалась под застройку торговых центров, причем по цене в несколько раз выше цены первоначальной покупки.) А в условиях кризиса такая тенденция проявляется все заметнее: активные деятели рынка покупают предприятия, как правило, не на основе стратегических расчетов, а из-за представившейся возможности за недорого приобрести активы. Другими словами, задачей предпринимателей стало приобретение средств производства вне зависимости от управленческой целесообразности.

Хуже того, многие фирмы в условиях кризиса превращаются в своего рода рейдерские структуры. Причем одни такую деятельность осуществляют в рамках законов, другие — проводят недружественные поглощения с нарушениями законов. Понятно, что говорить о бизнес-этике и пользе для экономики страны в последнем случае не представляется возможным. Вторая разновидность третьей стратегии, к сожалению, безвозвратно разрушает бизнес поглощаемой фирмы и оказывает крайне негативное влияние на экономику регионов и страны. И, судя по фактам, в условиях кризиса и даже до его возникновения государство так и не смогло справиться с незаконными действиями подобного рода. Тем не менее стратегия активного наступления (роста) — неизбежное условие прогресса в области производства, в том числе, естественно, автомобилестроения.

И условия реализации этой стратегии очевидны: доступ к льготным кредитам; наличие собственных финансовых ресурсов. Третьего, как говорится, не дано. При этом главными инструментами ее реализации следует считать, во-первых, формирование эффективных инвестиционных проектов в соответствии с приоритетными направлениями развития страны и ее регионов, что позволяет получать льготное финансирование под поручительства федеральных и региональных властей перед банками; льготы по налогообложению и информационную поддержку; во-вторых, создание собственного инвестиционного фонда для фирм, работающих в высокодоходных отраслях; в-третьих, организация или покупка фирмой кредитной организации, таким образом обеспечивая себе коммерческие кредиты под низкие проценты.

Экономическая эффективность реализации третьей стратегии проявляется в повышении стоимости акций фирмы и показателей ее капитализации; снижении издержек при формировании вертикально-интегрированных структур; обеспечении эффекта масштаба за

счет поглощения конкурентов и интеграции их в основной бизнес корпорации.

Все, что сказано выше, — общие закономерности, выявленные автором статьи. На практике же могут и встречаются варианты их реализации. Тем не менее их правильный учет при выборе эффективной стратегии в условиях экономического кризиса позволит предприятиям автопрома преодолеть негативное влияние этого кризиса и сформировать долгосрочные конкурентные преимущества. В первую очередь, это должно проявиться в разработке и внедрении в производство новых конкурентоспособных на мировом рынке товаров, повышении их качества и уровня сервиса. Однако следует признать: без должной поддержки государства даже самые правильные стратегии не могут быть в полной мере реализованы. Отсюда — необходимость разработки долгосрочной программы развития отечественного автопрома на уровне Правительства РФ.

## Литература

- Гайденко Т.А. Маркетинговое управление. Полный курс МВА. Принципы управленческих решений и российская практика / Т.А. Гайденко. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Эксмо, 2006. — 496 с.
- Коробейников И.О. Резервы развития предприятия: Монография / И.О. Коробейников. — Н. Новгород: Изд-во ННГУ, 2000. — 352 с.
- Панов А.И. Стратегический менеджмент: учебное пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. / А.И. Панов, И.О. Коробейников. — М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004. — 285 с.
- Шушкин М.А. Механизмы формирования эффективных стратегий развития компаний в условиях мирового экономического кризиса. Монография / М.А. Шушкин, В.П. Кузнецков, А.В. Вершинин / Волж. гос. инженер.-пед. ун-т. Н. Новгород, 2008.
- Шушкин М.А. Организационно-экономический механизм обеспечения конкурентоспособности автомобилестроительной компании в условиях развития инновационной экономики. Монография / М.А. Шушкин, В.П. Кузнецков, В.В. Англичанинов / Волж. гос. инженер.-пед. ун-т. Н. Новгород, 2008.
- Brandenburger A.M. Competition / A.M. Brandenburger, B.M. Nalebuff. — New York: Doubleday, 1996.
- Moore J.F. The Death of Competition / J.F. Moore. — New York: Harper Business, 1996.

УДК 629.4.084.4.002.2

## ПРОБЛЕМЫ ЛОКАЛИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА АВТОКОМПОНЕНТОВ

В.А. ДАНЬШИНА

МГТУ "МАМИ"

*Статья посвящена изучению сферы производства автокомпонентов для автотранспортных средств в России. Приведено деление рынка автокомпонентов на две составные части и подробно рассматриваются вопросы, связанные с проблемами поставок запасных частей на сборочные конвейеры российских автопроизводителей. Представлены статистические прогнозы развития указанной отрасли.*

*Ключевые слова:* автомобилестроение, автопроизводители, автокомпоненты, автотранспортные средства, локализация производства, режим промышленной сборки.

*This article is devoted to the studying of the sphere of the autocomponents producing. It is given the dividing of the autocomponent market to two constituent parts and it is examined in detail the questions connected with the problems of spare parts deliveries to the assemble conveyors of original equipment manufacturers in Russia. The statistical forecasts of the development of the given sphere are presented.*

*Keywords:* motor industry, motor manufacturers, autocomponents, vehicles, localization of manufacturing, conditions of industrial assembly.

Производство автомобилей и их компонентов — две сферы, напрямую зависящие друг от друга, поэтому представить их сепаратное существование невозможно. Хотя в организационном плане каждая из этих сфер достаточно обособ-

лена, ведущую роль в данной паре играет все-таки производство автомобилей: именно оно задает уровень спроса на комплектующие и запасные части. Отсюда и неизбежно высокий уровень конкуренции между поставщиками автомо-

бильных комплектующих: каждый из них стремится получить статус официального поставщика своей продукции на автомобильный конвейер (первичный рынок) и запасных частей (вторичный рынок) и за счет этого обеспечить себе значительные объемы производства. И Россия с этой точки зрения — не исключение. У нас доля первичного рынка комплектующих составляет ~24 % (в стоимостном выражении 7,9 млрд амер. долл.). Причем на комплектацию автомобилей российских моделей идет 4,3 млрд долл., а на сборку зарубежных моделей — 3,6 млрд. Доля вторичного же рынка равна ~76 %, или 24,8 млрд долл., что, в общем-то, не соответствует мировой практике. Там соотношение первичного и вторичного рынков колеблется в диапазоне 7:3 [1]. Столь существенное различие объясняется тем, что в нашей стране основную долю на вторичном рынке занимают дорогие запасные части к иномаркам, а российские их изготовители всегда были ориентированы на потребности отечественных автозаводов. Причем крупнейшие из них — такие, как ВАЗ, ГАЗ, УАЗ и КамАЗ, продолжают и в настоящее время контролировать значительное число предприятий,

изготавливающих комплектующие. Уровень же локализации западных производителей автокомпонентов в России пока не высок. Более того, эти предприятия отечественными автомобильстроителями не рассматриваются в качестве равноправного партнера и необходимого элемента развития автомобильной отрасли в целом. Головной завод, специализирующийся на сборке автомобилей, не принимает в расчет нужды поставщика комплектующих. Выражается это в со средоточении планов производства автомобильных компонентов исключительно на нуждах автозавода, при этом в расчет не берутся потребности других изготовителей АТС. Кроме того, автомобильстроитель зачастую несвоевременно оплачивает поступившую продукцию и слишком часто изменяет собственные планы производства, оставляя недостаточный запас времени для фирмы, предоставляющей компоненты, чтобы она могла скорректировать свою производственную линию.

Результат такой практики — дополнительные расходы, которые вынужден нести поставщик автокомпонентов. Что, естественно, препятствует поддержанию должного качества выпускаемой продукции. Кроме того, происходят срывы поставок комплектующих, что вынуждает автозавод снова пересматривать производственную программу. Получается некий замкнутый круг. А это неизбежно оказывается на конкурентоспособности отечественной автомобильной техники даже на внутреннем российском рынке.

Не лучше, к сожалению, и положение с комплектующими для зарубежных АТС, собираемых на территории Российской Федерации. И хотя многие новые сборочные заводы представляют собой совместные предприятия, на которых ведется сборка автомобилей зарубежных марок на иностранном оборудовании и с помощью технологий, которые были приобретены за границей, такая организация производства, как свидетельствует опыт, не сможет радикально сократить технологическое отставание российской автомобильной промышленности от мировых стандартов. Потому что узаконенный в настоящее время режим промышленной сборки позволяет все комплектующие для производства зарубежных АТС ввозить в Россию беспошлинно или с минимальными пошлинами. Правда, во всех подписанных соглашениях есть четкий график локализации и схема производства автокомпонентов, рассчитанная на семь лет для уже действующих предприятий и на восемь лет — для тех предприятий, которые будут созданы. Согласно этому графику, в первые два с половиной года производитель автомобилей имеет право использовать так называемую открытую технологию (SKD); далее он должен перейти на сборку автомобилей по технологии CKD, которая включает в себя сварку и окраску кузова; затем, когда будет освоена эта технология, локализация производства автомобильных компонентов в стоимостном выражении должна быть не менее 10 % (стоимость

кузова в данном случае не учитывается). Для достижения этого показателя заводу дается два года. В следующем периоде, на который отведено полтора года, локализации подлежит 20 % компонентов. И, наконец, на стадии окончания срока действия соглашения о промышленной сборке величина локализации должна составлять 30 %.

Таким образом, согласно названному режиму, любой автомобиль иностранной марки спустя семь—восемь лет после начала производства по компонентам должен быть локализован не менее чем на 50 % [2].

Несмотря на привлекательность этого графика, заявленной локализации производства автомобильных компонентов на территории нашей страны пока не получается. Дело в том, что поэтапная локализация все же ведет к повышению себестоимости: поскольку по мере локализации "комплект" распадается на отдельные позиции и, как следствие, увеличивается число кодов ТН ВЭД, что соответственно меняет стоимость декларирования из-за более высоких пошлин на отдельные позиции. Тем не менее В.В. Путин поставил задачу: ~80 % продаваемых в стране автомобилей должно быть произведено на территории России. Кроме того, доля российских комплектующих в произведенных в нашей стране зарубежных АТС должна резко возрасти и соответствовать рассмотренному выше режиму промышленной сборки [1].

Все, конечно, правильно. Однако на практике достичь 50%-го уровня локализации пока не удалось никому из зарубежных автомобильстроителей, открывших в России свои заводы. Большая часть деталей (в основном такие высокотехнологичные узлы и агрегаты, как двигатель, трансмиссия, тормозная система и рулевое управление), необходимых им для выпуска иномарок, по-прежнему поступают из-за рубежа. И причина здесь не только в том, что локализация удорожает сборку АТС, но и в том, что качество российских автомобильных компонентов не устраивает зарубежных автомобильстроителей. Хотя, по большому счету, дело не в том, что они в принципе не способны обеспечить качество товаров, а в иных методах управления, менеджмента, контроля, выработки стратегических и тактических целей и последовательности их достижений.

Зарубежные фирмы, кроме того, зачастую недовольны и ценообразованием на автокомпоненты. Поэтому они лишь изредка обращаются к нашим предприятиям по большей части не за узлами и агрегатами, а за несложными деталями.

В целом требования, которые мировые производители АТС предъявляют к отечественным поставщикам, следующие: высокий уровень технологического развития производства; стандартизация и управление качеством; наличие сертификата ИСО и экологического сертификата; независимость от российских производителей автомобилей; вложение средств в разработку компонентов и НИОКР

вкупе с инновационными решениями; гибкость производства и политика постоянного снижения издержек; логистическое взаимодействие с автозаводом (строгое соблюдение графика поставок) [3]. И этим требованиям вполне могли бы удовлетворять заводы, построенные зарубежными производителями на территории России. Однако процесс локализации на большинстве автосборочных зарубежных предприятиях отсутствует. Возможно, причиной является то, что импортировать компоненты пока все же выгоднее, чем производить их на территории нашей страны. Дело в том, что объемы производства большинства совместных предприятий еще не достигли своего пика, поэтому размещать производство комплектующих рядом со сборочным заводом не очень привлекательно. Ведь в производстве комплектующих есть пороги рентабельности. Например, для более простых порог от 100 тыс. АТС в год, а для сложных — свыше 500 тыс. шт. Так что рентабельными с этой точки зрения выглядят лишь крупные российские автозаводы — ВАЗ, ГАЗ и КамАЗ [1]. В списке же предприятий, занятых выпуском автомобилей иностранных марок, пожалуй, можно назвать лишь ЗАО "Форд мотор компани" (автомобили "Форд"), ООО "ТагАЗ" (автомобили "Хёндэ") и ОАО "Автофрамос" (автомобили "Рено"). Не случайно руководство "Автофрамос" заявило о своих планах по доведению локализации производства до 70 % уже в ближайшем будущем [4]. Для этой цели фирма создала отдел локализации производства, который входит в структуру дирекции закупок ОАО. Задачи отдела — определение поставщика комплектующих и построение долгосрочных отношений с ним, чтобы добиться оптимальной себестоимости каждой детали при условии соблюдения стандартов качества. Такие отношения преследуют цель — сократить расходы на транспортирование и уберечь комплектующие от возможных повреждений в дороге, что особенно актуально для объемных и хрупких деталей. Кроме того, предоставляется возможность непосредственного контроля качества производимых поставщиком компонентов.

Решить проблему качества выпускаемых комплектующих можно несколькими путями. Один из них — закупка у зарубежных правообладателей лицензий на производство современных изделий. Второй — создание альянсов с зарубежными производителями или размещение их подразделений на территории России для того, чтобы перенять их опыт. Третий и весьма перспективный путь — образование технопарков, специализирующихся на производстве автомобильных компонентов.

Но при реализации любого из перечисленных путей чрезвычайно важно иметь в виду, что локализацию комплектующих следует рассматривать как составную часть общей локализации производства. С тем, чтобы позволить совместным предприятиям нарастить долю

российских компонентов в своей продукции, Правительство РФ приняло решение продлить режим промышленной сборки автомобильных компонентов, срок которого истек 30 октября 2007 г. [3, 4]. И это несмотря на тот факт, что Россия ведет переговоры о вступлении в ВТО и данное соглашение противоречит ее нормам. Ведь приостановление соглашений и меморандумов о намерениях с производителями компонентов послужило бы причиной того, что в Россию невозможно было бы ввезти детали для производства автомобильных компонентов, а следовательно, открытие новых сборочных производств становилось нереальным. После же объявления бессрочности режима промышленной сборки компонентов можно ожидать прихода новых "игроков" на российский рынок. Они должны привнести с собой качественные, современные и не столь дорогие комплектующие. Благодаря перенимаемым технологиям и опыту должна измениться и сама структура российского автопрома, что позволит ему выйти на международную арену с качественно иной продукцией, поддерживаемой квалифицированным инженерным обеспечением. Фирмы, выпускающие автомобильные компоненты, будут иметь более современные технологии, выступят с обновленной продукцией и, как следствие, станут более конкурентоспособными в глобальном масштабе. Это заставит монополистов, контролирующих отечественный рынок, сдать свои позиции и уступить место более компактным российским и зарубежным предприятиям, производящим комплектующие в соответ-

ствии с актуальными реалиями мировой экономики.

Все сказанное выше, в принципе, вполне выполнимо. Однако в условиях мирового финансового и экономического кризиса предугадать возможный сценарий развития событий практически нельзя. Например, прогноз аналитиков агентства "Автостат" по величине емкости первичного рынка автомобильных компонентов на два ближайших года выглядит следующим образом: объемы выпуска легковых автомобилей российских марок будут медленно снижаться (с 760 тыс. в 2009 г. до 730 тыс. шт. в 2010 г.), а иностранных — расти (соответственно с 820 тыс. до 1070 тыс.) [1]. Последнее потребует самых разнообразных комплектующих — как простых, так и сложных. Зарубежные производители будут вынуждены локализовать свое производство в соответствии с принятыми на себя обязательствами, оговоренными соглашениями о промышленной сборке. В противном случае им придется платить высокие таможенные пошлины на ввозимые детали. Теперь же, в условиях кризиса, специалисты осторожничают и не спешат давать какие-либо прогнозы. А если и берутся что-либо предсказать, то сразу оговаривают, что их мнение стоит принимать во внимание лишь с большой долей погрешности. Причем зачастую эксперты стараются подстраховаться и дают несколько вариантов развития событий — пессимистический, базовый и оптимистический. В надежде на то, что какой-нибудь из прогнозов оправдается. Но, по мнению автора, прав все-таки С. Рут, руководитель группы по оказанию услуг предприятиям автомобильстроительной

отрасли одной из ведущих мировых консалтинговых фирм, — "Прайсуотерхауз-Куперс". По его словам, кризис способствует развитию производства внутри страны. К этому будут стремиться как отечественные, так и иностранные автомобилестроители. Причиной тому послужат вводимые высокие пошлины на импортные АТС и разницы в курсах валют, из-за чего стоимость последних будет расти. Таким образом, заявление В.В. Путина о том, что необходимо довести долю АТС, выпускемых на территории нашей страны, до 80 %, не выглядит невыполнимым. Но вряд ли производители техники будут располагать достаточными финансовыми средствами, чтобы инвестировать их в увеличение темпов роста производства АТС. Хуже того, если темпы роста затормозятся или упадут, то это в первую очередь ударит по сфере производства автомобильных компонентов, и, как следствие, объемы выпуска комплектующих не достигнут того уровня, который сможет сделать их производство рентабельным [5].

## Литература

- Супруненко А. Российский автопром. Большая перемена // АвтоИнструкция. — 2008. — № 6. — С. 40—45.
- Локализация производства автокомпонентов: новый отчет // Рынок АВТОЗапчастей. — 2007. — № 8.
- Рейдер М. Анализ предпосылок роста рынка автокомпонентов и возможностей для развития производства в России // Доклад на конференции "Автомеханика 2007".
- Локализации в России НЕТ // Рынок АВТОЗапчастей. — 2007. — № 8.
- <http://www.autostat.ru>.

лей и перспективам развития ОАО "АвтоВАЗ"; структуре научного обеспечения в отечественной автомобильной промышленности; перспективам развития тракторостроения; совместная научно-образовательная деятельность НИИ и вузов; опыту сертификации автокомпонентов в Европе; кадрам в стратегии развития автомобильной промышленности России; развитию инжиниринга в области компонентов, как услуги; математическому моделированию прогнозирования развития мировой экономики; техническим и технологическим аспектам развития интеллектуальных транспортных систем; тенденциям и проблемам развития автосборки в России и др.

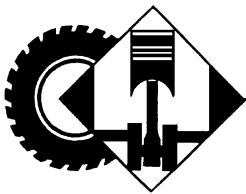
Во второй день симпозиума работа была организована по секциям: "Автомобили, тракторы, их агрегаты и системы", "Поршневые и газотурбинные двигатели", "Электроника, электромеханические преобразователи и системы управления", "Математическое моделирование и оптимизация автотракторных средств", "Колеса и шины", "Машины и технологии заготовительного производства", "Технологии и оборудование механосборочного производства", "Наноматериалы и нанотехнологии в автотракторостроении", "Техническая физика", "Промышленная экология и безопасность в техносфере", "Конкурентоспособность и инновации в автотракторостроении", "Аспекты реформирования высшего профессионального образования", "Управление качеством подготовки специалистов в условиях многоуровневой системы образования", "Информационные технологии в самостоятельной работе студентов", "Система дополнительного профессионального образования", "Гуманитарное и социально-экономическое образование в техническом университете".

Как показывает опыт проведения подобных форумов, они весьма значимы для выработки согласованных позиций и решений по ключевым проблемам сохранения и развития отечественного автотракторостроения, включая его кадровую составляющую. И симпозиум в МАМИ не стал исключением. В частности, здесь было решено: признать необходимым в целях использования мирового опыта подготовки инженерных и научных кадров гармонизировать требования российских образовательных стандартов со стандартами технических университетов ведущих стран-автопроизводителей; поручить ААИ России совместно с ОАР обратиться в Правительство РФ с предложением внести изменения и дополнения в гражданское законодательство и федеральный закон "О высшем и послевузовском профессиональном образовании" в части установления требований для юридических лиц принимать студентов для прохождения ими производственной практики; рекомендовать ведущим машиностроительным вузам России внедрять систему научно-образовательных центров с активным участием отраслевых НИИ предприятий промышленности для накопления научно-технического потенциала по перспективным направлениям развития промышленности и подготовки высококвалифицированных инженерных и научных кадров, в максимальной степени использовать ресурсы открываемой ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг.; в целях поддержки и создания оптимальных условий развития молодых научных и талантливых инженеров поручить МГТУ "МАМИ" проведение Всероссийских конкурсов научных работ студентов и аспирантов в области автомобилестроения для последующего участия работ в международных конкурсах.



В рамках международного научного симпозиума "Автотракторостроение—2009" в МГТУ "МАМИ" состоялись 65-я международная научно-техническая конференция ААИ, посвященная теме "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров" и 5-я Международная научно-методическая конференция "Непрерывное профессиональное образование в автотракторостроении". Цель мероприятия — обмен информацией и обсуждение перспектив развития автотракторостроения, проблем подготовки инженерных и научных кадров, налаживание связей и сотрудничества в области испытаний, разработки, производства и эксплуатации автомобильной и тракторной техники, а также вопросы кадрового обеспечения отраслей. В работе симпозиума приняли участие специалисты более 350 заводов, научно-исследовательских организаций, высших учебных заведений России и зарубежных стран, представители органов законодательной и исполнительной власти.

На совместном пленарном заседании были заслушаны доклады, посвященные: проблемам и перспективам развития отечественной автомобильной промышленности; подготовке кадров для автотракторостроения и машиностроения; государственной поддержке научных исследований в высшей школе; качеству подготовки специалистов в условиях многоуровневого образования; перспективам развития грузового автостроения; состоянию рынка легковых автомобилей;



# КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 338.012

## ЛЕГКОВОЙ АВТОТРАНСПОРТ БУДУЩЕГО: ЭЛЕКТРОМОБИЛИ, ВОДОРОДНЫЕ ИЛИ ТРАДИЦИОННЫЕ АВТОМОБИЛИ?

В.Ю. ПЕТРОВ

Институт народнохозяйственного прогнозирования РАН

Приводятся результаты исследования конкурентоспособности водородных автомобилей на топливных элементах и электромобилях по сравнению с традиционными автомобилями с двигателями внутреннего сгорания, работающими на бензине, дизельном или газообразном топливе. Расчеты эффективности различных транспортных альтернатив осуществляются на основе специально разработанных моделей, позволяющих учитывать технико-экономические и экологические параметры производства топлива, их распределения и использования в течение жизненного цикла технологии. В качестве критерия оценки альтернативных технологий принят показатель стоимости пробега 100 км с учетом экологического ущерба для здоровья людей в результате суммарных выбросов вредных веществ по всей цепи от добычи энергоресурса, производства энергоносителя и использования в автомобиле, а также с учетом затрат энергии и вредных выбросов при производстве транспортных средств. Показано, что уже в ближайшие 10–15 лет новые технологии могут вполне конкурировать с традиционными моторными топливами, если будут достигнуты определенные успехи в эффективности элементов новых транспортных средств.

**Ключевые слова:** автомобильный транспорт, электромобили, топливные элементы, экологический ущерб, выбросы, альтернативные топлива, водород, литий-ионные аккумуляторы, технологии производства водорода.

V. Yu. Petrov

LIGHT PASSENGER VEHICLES OF THE FUTURE:  
ELECTRIC, HYDROGEN OR TRADITIONAL ONES?

The paper deals with the assessment of the competitiveness of hydrogen fuel cell vehicles and electric vehicles. Comparison is made with conventional cars based on the internal combustion engines working on gasoline, diesel or gaseous fuels. Various transport alternatives analysis is performed on the basis of special models taking into consideration technical, economic and ecological parameters of fuel production, distribution and use during technology life cycle. The cost of 100 km vehicle run was taken as assessment criterion for alternative technologies. This cost is including monetary estimation of the motor-vehicle-related pollution effect on health. Whole chain from power supply production, manufacture of the energy carrier and its final use in the car is considered. Energy costs and emissions value are accompanying vehicle manufacturing cycle and are also taken into account. In the paper, it is shown that if certain successes in efficiency of new vehicle elements are reached in the next 10–15 years new technologies can compete with traditional motor fuels.

**Keywords:** motor transport, electric vehicles, fuel cell, ecological damage, emissions, alternative fuels, hydrogen, Li-ion batteries, hydrogen production technologies

Ухудшение экологической ситуации в густонаселенных районах мира и глобальное потепление климата требуют повсеместного внедрения "чистых" технологий. И прежде всего — на автомобильном транспорте, который, как известно, давно уже стал одним из главных загрязнителей окружающей среды.

Одна из таких технологий в настоящее время — применение альтернативных источников энергии, которые должны обладать рядом специфических свойств. Это полное их сгорание с максимальным выделением теплоты; минимальное образование токсичных и кор-

розийно-активных веществ; удобство транспортирования и хранения; применяемость в различных климатических условиях; невысокая стоимость.

В качестве возможных альтернатив традиционным моторным топливам уже предлагаются этанол, метанол и биодизельное топливо, применение которых заметно снижает количество вредных выбросов в атмосферу. Однако сырье для производства, скажем, того же биодизельного топлива имеет растительное происхождение и может вызвать рост стоимости сельскохозяйственной продукции. Метанол же токсичен, а распространение этанола в России ограничивается негативными социальными последствиями. Так что самым радикальным способом снижения вредных выбросов в атмосферу как было, так и остается использование электроэнергии для привода движителя автотранспортных средств. При этом возможны два принципиально разных способа ее производства — непосредственно на борту автомобиля и от стационарных электростанций с последующим ее накоплением в бортовых аккумуляторах. Один из вариантов первого способа уже применяется. Это серийный выпуск автомобилей с комбинированными (гибридными) силовыми установками. Правда, такие автомобили следует рассматривать лишь как переходное звено к экологически чистым транспортным средствам. Все же варианты разрабатываемых электромобилей пока базируются на батареях аккумуляторов. Даже такое получение электроэнергии позволяет сделать автомобиль простым и надежным по конструкции, экологичным, бесшумным и энергетически эффективным. Тем не менее масштабного распространения он не получил. Все дело в том, что до недавнего времени в производстве находились лишь свинцовоислотные аккумуляторы, имеющие ограниченный (не более четырех лет) срок службы, относительно низкую ( $30-40 \text{ Вт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ ) энергоемкость на единицу массы, длительное (до 12 ч) время зарядки и небольшой пробег на одной зарядке. Кроме того, даже в больших городах практически нет инфраструктуры, обеспечивающей массовый переход на электромобили: в жилых домах используются алюминиевые провода, а магистральные силовые кабели и трансформаторные подстанции без их существенной модернизации не способны обеспечить массовую зарядку аккумуляторов.

Однако сейчас ситуация изменилась. Созданы и запущены в производство литий-ионные аккумуляторы, которые лишиены многих из недостатков своих свинцовых предшественников. Так, удельная электрическая емкость лития равна  $3860 \text{ А} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ , тогда как свинца — лишь  $260$ . Литий-ионные аккумуляторы хорошо зарекомендовали себя при больших токах, а также тем, что для них характерен достаточно низкий (не более 5–10 % в месяц) саморазряд. Правда, у литиевого аккумулятора тоже есть недостатки.

Во-первых, чрезмерная активность лития может вызвать взрыв аккумулятора при больших нагрузках. Из-за чего в литий-ионных аккумуляторах в настоящее время применяют не чистый литий, а его соединения, что, естественно, снижает их удельную емкость. Но даже при этом их характеристики по крайней мере втройе превышают показатели свинцовокислотных аккумуляторов. Кроме того, они хорошо зарекомендовали себя при больших токах, а также тем, что для них характерен достаточно низкий (не более 5–10 % в месяц) саморазряд. Во-вторых, недостатком литий-ионных аккумуляторов является то, что для них нужна та же инфраструктура, что и для свинцовокислотных.

В-третьих, их стоимость пока остается весьма высокой. Однако специалисты уже предлагают ряд способов ее снижения. Например, доказано, что замена оксида кобальта, из которого сейчас делают эти аккумуляторы, на более дешевые аналоги может уменьшить их рыночную цену на 50 %. В частности, это обеспечивает материал на основе олова. Кроме того, если из него выполнить отрицательный электрод, то электрическая емкость аккумулятора возрастает в 1,5 раза [1], он быстрее заряжается и хорошо работает при низких температурах. Главное же, стоимость такого аккумулятора будет составлять не более 10–15 % стоимости автомобиля [2]. И это вселяет надежды, что стоимость электромобиля при массовом производстве будет сопоставима со стоимостью традиционного автомобиля, работающего на бензине.

О том, насколько серьезно ведущие автомобилестроители мира занимаются электромобилями, свидетельствуют экспонаты крупнейших мировых выставок: там всегда есть новинки электромобилей. И даже в кризисном 2009 г. они были представлены на Детройтском автосалоне.

Для зарядки батарей аккумулятора большинства электромобилей используется ток напряжением 220 В, время зарядки в некоторых моделях составляет 10 мин, что позволяет им не уступать традиционным автомобилям по основным техническим характеристикам.

То, что сказано выше, — общие мировые тенденции. Но развитие электромобильного транспорта с энергетической точки зрения вполне возможно и в России. Так, средний легковой автомобиль имеет расход топлива, равный ~8 л/100 км (32 кВт·ч), а средний электромобиль расходует на том же расстоянии примерно 15–20 кВт·ч электроэнергии, т. е. вдвое меньше. Многие специалисты считают, что рост парка электромобилей приведет к резкому дополнительному спросу на электроэнергию. Но такие опасения — ошибка. Расчеты показывают: если к 2030 г. число электромобилей достигнет 20–30 % общего парка легковых автомобильных транспортных средств (АТС), то потребность в дополнительном производстве электроэнергии составит 35–70 млрд кВт·ч — всего на 1,5–4 % больше, чем прогнозируется без учета данного фактора. Конечно, электромобили несколько увеличат "пиковые" нагрузки на энергосистему и эксплуатационные расходы на зарядку батарей. Однако и того, и другого легко избежать, если подзаряжать батареи в периоды простоялов суточного графика нагрузки (например, ночью).

Еще более перспективным направлением развития автотранспорта многие специалисты считают автомо-

били, работающие на топливных элементах, или водородные автомобили. Дело в том, что топливные элементы способствуют химическому преобразованию энергии водорода в механическую энергию движения с КПД, превышающим 60 %. Тогда как у самого эффективного дизеля с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха этот показатель не превышает 50 %, а у бензинового — 30 %. Но самое главное, топливный элемент — абсолютно чистый источник энергии, что подтверждено практикой: к настоящему времени уже создано и испытано несколько типов топливных водородных элементов — твердооксидный (SOFC), с протонообменной мембранный (PEM), фосфорнокислый (PAFC) и щелочной (AFC). Правда, большинство из них имеют высокую (до 1273 К, или 1000 °C) рабочую температуру, что практически исключает их из сферы использования на автотранспорте. Однако один из них, PEM, из-за высокого (более 60 %) КПД, низких (до 373 К, или 100 °C) рабочих температур и относительной простоты конструкции для современных легковых автомобилей вполне подходит.

Электроды (анод и катод) топливного элемента PEM представляют собой угольные пластины с нанесенным на нее катализатором (чаще всего платиной) и разделены протонно-проводящей полимерной или керамической мембраной. Под действием катализатора анода водород диссоциирует, теряя электроны. При этом протоны проходят через мембрану к катоду, а электроны задерживаются ею и направляются во внешнюю цепь, создавая электрический ток. На катализаторе же катода молекула кислорода соединяется с электроном, который подводится из внешней цепи, и пришедшим протоном, образуя воду или пар.

Выбор водорода и свободно присутствующего в атмосфере кислорода в качестве ключевых реагентов для топливного элемента неслучаен. Несмотря на то, что водород в природе находится в связанном состоянии и для его производства необходимы затраты энергии, у него очень много преимуществ перед другими элементами. Во-первых, в природе его очень много (по числу атомов ~17 %), во-вторых, практически неисчерпаемые запасы сырья на Земле (вода) для его получения; в-третьих, работающий на нем топливный элемент экологически абсолютно чист (продуктом работы является та же вода); в-четвертых, процесс его использования очень экономичен; в-пятых, у него очень высокое энергосодержание: в 1 кг водорода энергии в 2,8 раза больше, чем в 1 кг бензина.

К сожалению, у водорода есть и недостатки, обусловленные его высокой химической активностью. Например, при смешивании с кислородом он образует взрывоопасную смесь; при горении пламя нельзя обнаружить невооруженным глазом; при значительных утечках водород разрушает озоновый слой и нарушает фотохимию в атмосфере; увеличивает хрупкость металлических деталей; основные промышленные технологии его получения сопровождаются выбросами загрязняющих веществ и парниковых газов и т. д. Однако все перечисленные недостатки технически вполне устранимы.

Что касается производства водорода, то его можно получать несколькими способами [3]: известным из школьного курса химии электролизом воды; разложе-

нием углеводородов (прежде всего метана) методом паровой конверсии; выделением из синтезгаза, получаемого в результате газификации угля. Но возможны и другие способы. Например, с помощью биохимических реакций; пиролизом углеводородов, угля, древесины и древесных отходов; путем взаимодействия воды с некоторыми металлами; биофотолизом воды и др. Правда, большинство этих способов пока еще далеки от промышленного применения. И какой из перечисленных способов станет превалирующим, зависит от трех факторов — стоимости используемого сырья (энергии); экономических показателей технологий производства; стоимости ущербов для здоровья людей и окружающей среды от воздействия вредных выбросов в течение жизненного цикла технологий (топливный цикл, изготовление и эксплуатация водородного автомобиля). И здесь все очень трудно спрогнозировать. Например, в середине 2008 г. цена сырой нефти на оптовом рынке достигла 120—140 амер. долл./баррель, и многие утверждали, что рост цены на нее продолжится. Однако в начале 2009 г. цена, наоборот, упала до ~40 долл. То есть втрое. Тем не менее такое падение — явление временное, и по мере выхода из кризиса потребность в продуктах нефтяного происхождения будет увеличиваться. Следовательно, возрастут и цены на нефть. По оценкам ИНП РАН [4], к 2020 г. — до 100—200 долл./баррель, или 0,44—0,8 долл./кг. Что, безусловно, скажется на цене водорода, получаемого различными способами (табл. 1).

Как видно из этой таблицы, 1 кг водорода будет дороже 1 кг нефти в несколько раз. Но если вспомнить соотношение их теплотворных способностей и то, что КПД топливного элемента вдвое выше КПД двигателя внутреннего сгорания (ДВС), то можно предположить: стоимости единицы энергии, получаемой от водородного топливного элемента и ДВС, будут, видимо, довольно близки. Наконец, если же учитывать, что эффективность автомобилей, оснащенных различными приводами (ДВС, батарея аккумуляторов, топливные элементы), целесообразно оценивать по полной стоимости 100 км пробега, включая не только количество вредных выбросов на каждом этапе жизненного цикла автомобиля (от добычи сырья до поступления топлива в бак автомобиля, производство автомобиля и использование топлива непосредственно на автомобиле), но и ущерб, наносимый здоровью людей и окружающей среде, то картина получается явно не в пользу ДВС.

Это хорошо видно из табл. 2, в которой приведены результаты стоимости пробега рассматриваемых АТС при высоких ценах на энергоресурсы.

Так, из нее следует, что даже без учета экологической составляющей переход от автомобиля, работающего на бензине, к автомобилю с топливными элементами при централизованном производстве газообразного водорода путем электролиза на электроэнергии от энергосистемы, газификации угля, термохимического разложения воды и паровой конверсии метана оказывается целесообразным. Вполне привлекательным выглядит и электромобиль, работающий на батареях аккумуляторов. Однако применение жидкого водорода, а также получение водорода на базе электроэнергии от ветро- и стационарных электростанций делает водородные автомобили и электромобили на

аккумуляторах неконкурентоспособными. При учете же экологической составляющей акцент смешается в пользу электроэнергии. Например, для 100%-го городского цикла значительно укрепляются позиции электромобиля и водородного автомобиля при всех известных способах производства электроэнергии. Дело в том, что доля экологического ущерба в итоговой стоимости 100 км пробега при эксплуатации автомобиля в городском цикле резко возрастает. Как показывают расчеты на основе американских и европейских статистических данных [5, 6, 7, 8, 9], эта доля в случае, когда для традиционных топлив пробег в условиях крупного города равен 25 % общего пробега, составляет 9—11 % (2,8—2,9 долл./100 км). Если же автомобиль используется исключительно в городских условиях, то эта доля увеличивается до 15—17 % (4,4—4,6 долл./100 км). В случае водорода минимальный ущерб, равный 1,8—2 долл./100 км, следует ожидать от безуглеродных технологий получения водорода. Но еще выгоднее с этой точки зрения из-за простоты конструкции и, соответственно, более низких выбросов в цикле производства оказывается электромобиль: наносимый им ущерб не превышает 1,3 долл./100 км.

Автор проанализировал устойчивость полученных выводов в условиях неопределенности оценок стоимости энергоносителей для производства водорода, электроэнергии и традиционных моторных топлив и установил следующее.

Если цены на бензин будут расти медленно, то водородный автомобиль попадает в поле допустимых значений принятого критерия эффективности при условии, что водород получают методами паровой конверсии природного газа, газификации угля и термохимическим разложением воды, тогда как для электромобиля моделируемый показатель сравним с аналогичным показателем традиционных автомобилей. При высоких же ценах на бензин справедливы выводы табл. 2, т. е. конкурентоспособность автомобилей с топливными элементами и электромобилей обеспечивается при достаточно широком наборе технологий производства газообразного водорода.

Таблица 1

Способ получения водорода	Цена 1 кг водорода, амер. долл.	
	газообразного	сжиженного
Централизованное производство:		
методом паровой конверсии	2,2—4,3	4,3—6,8
газификацией угля	2,1—2,4	4,3—5,2
методом высокотемпературного разложения от ядерного реактора	3,1—3,6	5,5—6,5
Электролиз воды:		
от энергосистемы	6,6—9,1	8,6—11,6
от ветряных электростанций	9,8—13,8	12,3—17,0
от стационарных электростанций	17,8—25,8	21,8—31,3
Децентрализованное производство:		
методом паровой конвенции	5,2—7,6	—
электролизом от энергосистемы	12,9—15,6	—

Таким образом, есть все основания утверждать, что электромобили и водородные автомобили уже в ближайшие 10–20 лет позволят радикально снизить выбросы в атмосферу и ущербы здоровью людей. Они станут вполне конкурентоспособными по отношению к АТС, работающим на традиционных моторных топливах, потому что к этому времени будет устранено их самое "узкое" место: высокая стоимость водорода и батарей аккумуляторов. Например, до недавнего времени цена топливного элемента, устанавливаемого на водородный автомобиль, составляла 2000–4000 долл./кВт,

потому что для изготовления электродов использовалось ~20 г/кВт платины. Теперь ее расход удалось снизить до 0,8 г/кВт, и стоимость элемента в 2006 г. в условиях массового производства снизилась бы, по расчетам [10], до 100–120 долл./кВт.

Это пока еще много. Водородный автомобиль может составить конкуренцию автомобилю с бензиновым ДВС только при снижении стоимости топливных элементов до 50–80 долл./кВт, а для батарей аккумуляторов — с нынешних 1400–1600 долл./кВт [11] до 400–500 долл./кВт. И в том, что это произойдет, сом-

Таблица 2

Тип АТС	Технология	Стоимость, долл./100 км, топлива в зонах			Экологический ущерб, долл./100 км, при доле, %, пробега в городском цикле				Полные затраты, долл./100 км, при доле, %, пробега в городском цикле			
		I	II	III	25	50	75	100	25	50	75	100
Традиционные автомобили	Бензин Дизельное топливо Природный газ	12,8 6,8 6,4	18,5 20,7 19,3	31,3 27,5 25,7	2,9 2,8 2,8	3,5 3,4 3,3	4,1 4,0 3,9	4,6 4,5 4,4	34,1 30,2 28,5	34,7 30,8 29,1	35,3 31,4 29,6	35,9 32,0 30,1
Электромобиль		6,3	22,5	28,8	1,1	1,2	1,3	1,3	29,9	30,0	30,1	30,1
Водородный автомобиль	Газообразный водород, получаемый централизованными методами: паровой конверсией природного газа газификацией угля термохимическим разложением на базе ядерного реактора электролизом воды от энергосистемы электролизом от ветроэлектростанций электролизом воды от стационарных электростанций	5,3 3,4 4,2 10,5 11,2 19,7	23,1 23,1 23,1 33,6 34,3 23,1	28,5 26,5 27,4 3,9 1,8 42,9	2,4 2,8 1,8 4,0 1,8 1,8	2,4 2,8 1,9 4,0 1,9 1,8	2,5 2,9 1,9 4,0 2,0 1,9	2,5 3,0 2,0 4,1 2,0 2,0	30,8 29,3 29,2 37,5 36,1 44,6	30,9 29,4 29,2 37,6 36,2 44,7	30,9 29,4 29,3 37,7 36,2 44,8	31,0 29,5 29,3 37,7 36,3 44,8
		8,7 17,3 34,2	23,1 23,1 23,1	31,8 40,4 57,3	2,3 3,8 1,6	2,3 3,8 1,7	2,4 3,9 1,8	2,4 4,0 1,8	34,1 44,2 58,9	34,2 44,2 59,0	34,2 44,3 59,1	34,3 44,3 59,1
		10,0 8,3 9,2	26,6 26,6 26,6	36,6 34,9 35,8	2,8 3,3 2,3	2,8 3,3 2,3	2,9 3,4 2,4	2,9 3,4 2,5	39,4 38,1 38,0	39,4 38,2 38,1	39,5 38,3 38,2	39,5 38,3 38,2
		15,0 15,8 25,9	26,6 26,6 26,6	41,6 42,4 52,5	5,0 2,2 2,2	5,0 2,3 2,3	5,1 2,4 2,4	5,2 2,4 2,4	46,6 44,7 54,7	46,7 44,7 54,8	46,7 44,8 54,9	46,8 44,8 54,9
	Сжиженный водород, получаемый децентрализованными методами: паровой конверсией природного газа электролизом воды от энергосистемы электролизом воды от стационарных электростанций											

П р и м е ч а н и я. 1. В расчетах принято, что выбросы топливного цикла происходят в зоне I ущерба (низкая плотность населения), производство автомобиля — в зоне II (средняя плотность населения), эксплуатация автомобиля осуществляется в зонах III (городской цикл) и I (загородный цикл). 2. В оценку топливного цикла электромобиля входят дополнительные затраты на электропроводку к АЗС; для водородных технологий на производство, доставку и суточное хранение на АЗС; учитывалось, что 50 % времени зарядки электромобиля происходит в ночном режиме (ночные тарифы приняты 55 % среднесуточной стоимости электроэнергии).

нений нет. Так что на вопрос, поставленный в заглавии статьи, можно дать очень четкий ответ: традиционный автомобиль, работающий на топливах нефтяного происхождения, уступит место АТС, работающим на электроэнергии. И чем бы ни закончилось их соперничество, основными победителями станут жители крупных мегаполисов: они получат экологически чистые виды транспорта.

## Литература

- Buchmann I. Batteries in a Portable World: A Handbook on Rechargeable Batteries for Non-Engineers. Cadex Electronics, 2001.
- Sanjay Rishi, Benjamin Stanley and Kalman Gyimesi. Automotive 2020 Clarity beyond the chaos // IBM Global Business Services, IBM Institute for Business Value. August 2008.
- Синяк Ю.В., Петров В.Ю. Прогнозные оценки стоимости водорода в условиях его централизованного производства // Проблемы прогнозирования. 2008. № 3. С. 35–47.
- Некрасов А.С., Синяк Ю.В. Перспективы развития топливно-энергетического комплекса России на период до 2030 года // Проблемы прогнозирования. 2007. № 4. С. 21–55.
- Donald R. McCubbin, Mark A. Delucchi. The Health Costs of Motor-Vehicle-Related Air Pollution // Journal of Transport Economics and Policy. September 1999. Vol. 33 Part 3. P. 253–286.
- Peter Bickel and Rainer Friedrich. ExternE Externalities of Energy Methodology 2005 Update // Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, Universität Stuttgart, Germany, 2005.
- Thomas C.E. (Sandy), James B.D., Lomax F.D., Jr. and Kuhn I.F. Integrated Analysis of Hydrogen Passenger Vehicle Transportation Pathways // Proceedings of the U. S. DOE Hydrogen Program Review, 1998.
- Синяк Ю.В., Петров В.Ю. Оценка влияния ущербов от загрязнения окружающей среды на конкурентоспособность водорода как моторного топлива // Проблемы прогнозирования. 2008 (в печати).
- The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use in Transportation (GREET) Model // Transportation Technology R&D Center. <http://www.transportation.anl.gov/software/GREET/>.
- Dr. Sunita Satyapal. Fuel Cell Cost Reduction and R&D Progress through the U. S. Department of Energy's Hydrogen Program // Hydrogen Program U. S. Department of Energy. Washington, DC, June 2007.
- <http://www.electraflyer.com/prices.html>.

УДК 629.43

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ СМЕСЕВОГО БИОТОПЛИВА

Доктора техн. наук В.А. МАРКОВ и С.Н. ДЕВЯНИН,  
Д.А. КОРШУНОВ, О.В. ДРОБЫШЕВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана,  
МГАУ имени В.П. Горячкина, АЗПИ

Предложена конструкция распылителей форсунок, обеспечивающих улучшение качества процесса смесеобразования. Проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С с серийными и опытными распылителями форсунок на дизельном топливе и на смеси 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла. Приведена характеристика регулирования угла опережения впрыскивания топлива, оптимизированная по топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

**Ключевые слова:** дизель, процесс смесеобразования, форсунка, распылитель, дизельное топливо, рапсовое масло

V.A. Markov, S.N. Devyanin, D.A. Korshunov, O.V. Drobyshev  
**DIESEL FUEL RAPESEED OIL MIXTURES INJECTING PROCESS OPTIMIZATION**

*Design of injector sprayers ensuring mixture formation processes improvement is presented. Experiments on D-245.12C diesel engine alternatively equipped with experimental and mass produced injector sprayers and operated on diesel fuel and 80 % diesel fuel and 20 % rapeseed oil mixture have been carried out. Fuel injection advance angle control characteristics optimized according to fuel efficiency and exhaust toxicity is presented.*

*Key words: diesel engine, fuel air mixture formation process, injector, sprayer, diesel fuel, rapeseed oil.*

Биотоплива на основе растительных масел стали не только предметом исследований, но и практического применения. Особенно в дизелях, поскольку по своим физико-химическим свойствам они ближе к дизельным топливам, чем к бензинам. В частности, имеют сравнительно высокие плотность и вязкость, плохую испаряемость. Вместе с тем эти свойства не совпадают со свойствами традиционного дизельного топлива. Отсюда очевидный вывод: при переводе дизеля, изначально адаптированного к работе на дизельном топливе, на биотоплива его нужно "переадаптировать". Причем многим специалистам в свое время казалось, что такая переадаптация должна сводиться к несущественным перерегулировкам дизеля. Но на практике все оказалось гораздо сложнее. В связи с чем в настоящее время проблема решается скромнее — путем приме-

- нения смесей дизельного топлива и биотоплив, в частности, рапсового масла — так, чтобы, изменяя состав смеси, ее свойства не слишком далеко уходили от свойств стандартного дизельного топлива, обеспечивали требуемые показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов.
- Это, разумеется, лишь частичное решение проблемы. Исследования показывают, что при адаптации дизелей к работе на биотопливах без коррекции процесса смесеобразования не обойтись. Уже хотя бы потому, что они, биотоплива, ухудшают качество распыливания и смесеобразования, так как "утяжеленный" состав растительных масел изменяет динамику развития струй при распыливании даже смесей.
- И это не выдумка исследователей. Например, расчеты показывают, что увеличение, по сравнению с дизельным топливом, длины струй распыливаемых растительных масел и их эфиров может достигать 20–25 %, из-за чего заметно ухудшаются показатели работы дизелей с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания [1–2].
- Характерный тому пример — дизель Д-245.12С (4 ЧН 11//12,5) Минского моторного завода. Он, как известно, имеет полуразделенную камеру сгорания типа ЦНИДИ, топливо подается (рис. 1) на горячие кромки ее горловины и внутренние стенки вблизи гор-

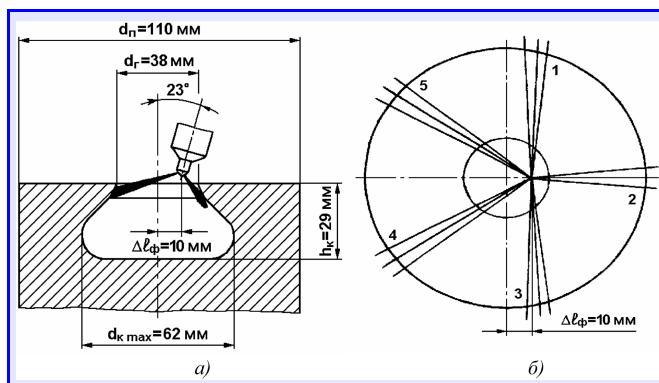


Рис. 1. Схемы камеры сгорания (а) и ориентации струй (б) распыливания топлива в дизеле Д-245.12С

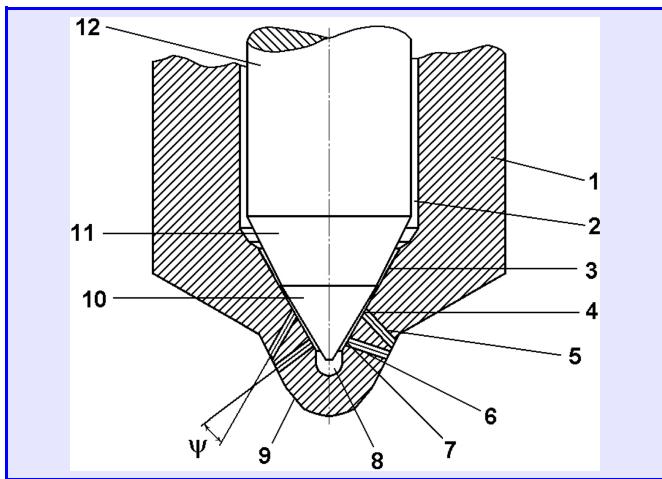


Рис. 2. Конструктивная схема распылителя форсунки:

1 — корпус; 2 — цилиндрическая полость; 3 — коническая часть; 4 и 7 — входные кромки распыливающих отверстий; 5 и 6 — распыливающие отверстия; 8 — подыгольная полость; 9 — носок распылителя; 10 — коническая запорная часть иглы; 11 — коническая поверхность иглы; 12 — игла

ловины, обеспечивая стабильное воспламенение и смесевого биотоплива. Однако струи последнего оказываются длиннее струй чисто дизельного топлива. В результате большая его часть попадает на относительно холодные стенки камеры сгорания, что снижает долю объемного смесеобразования и полноту сгорания смеси и, как следствие, неблагоприятно оказывается на экономических и экологических показателях дизеля, способствует отложению нагара (кокса) на деталях камеры сгорания и загрязнению моторного масла. Отсюда вывод: чтобы адаптировать рассматриваемый дизель к смесевому топливу, необходимы меры, улучшающие качество процесса смесеобразования. И в первую очередь — более совершенные конструкции распылителей форсунок.

Схема одного из вариантов такого распылителя, разработанного авторами данной статьи, показана на рис. 2. Главная ее особенность — увеличение числа распыливающих отверстий до десяти (штатный распылитель DOP 119S534 фирмы "Моторпаль" имеет пять распыливающих отверстий) и попарное их расположение. При этом оси спаренных отверстий 5 и 6 размещены в плоскости, проходящей через ось распылителя, и выполнены под некоторым углом  $\psi$  друг к другу. (Угол  $\psi$  выбран таким, чтобы струи, образуемые спаренными отверстиями, сталкивались друг с другом на расстоянии ~10 мм от поверхности носка распылителя, что и обеспечивает дополнительную их турбулизацию с образованием одной общей струи большего объема, которая и распространяется по объему камеры сгорания.) Причем эта струя несколько короче той, которая формируется одним распыливающим отверстием, имеющим эффективное проходное сечение, равное сумме эффективных проходных сечений спаренных распыливающих отверстий.

В соответствии с разработанной конструктивной схемой на Алтайском заводе прецизионных изделий (АЗПИ) были изготовлены распылители, имеющие параметры, приведенные в табл. 1, и расположение распыливающих отверстий, соответствующее табл. 2.

Исследования экономических и экологических показателей дизеля, который оснащен новыми распылителями форсунок (рис. 3) и работает на биотопливе, содержащем 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла, уже опубликованы (см. "АП", 2007, № 7 и 8). Они подтверждают возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его оснащении распылителями АЗПИ. Особенно если эти распылители сочетать с реализацией хорошо известных мер, направленных на уменьшение эмиссии токсичных компонентов, — регулированием УОВТ, охлаждением наддувочного воздуха, организацией рециркуляции отработавших газов и т. д. [3—6]. Здесь следует напомнить, что самой эффективной из названных мер считается регулирование УОВТ. И это еще раз подтвердили исследования, выполненные на дизеле Д-245.12С при различных (10, 13 и 16 град. п.к.в.) установочных УОВТ. (Такой диапазон изменения УОВТ позволяет, с одной стороны, обеспечить протекание рабочего процесса с достаточно высокой топливной экономичностью, а с другой — не допустить работу дизеля с высокими давлениями сгорания и повышенной температурой отработавших газов.) Так, из рис. 3, на котором приведены результаты испытаний дизеля на режимах внешней скоростной характеристики, следует, что почти все его показатели, действительно, сильно зависят от УОВТ. Например, на режиме максимального крутящего момента ( $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ) увеличение УОВТ с 10 до 13 и 16 град. п.к.в. до ВМТ сопровождается снижением удельного эффективного расхода топлива с 238,7 до 225,5 и 222,7 г/(кВт · ч); на режиме максимальной мощности ( $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ) — с 272,7 до 253,4 и 243,6 г/(кВт · ч). В то же время дымность отработавших газов оказалась сравнительно слабо зависящей от этого угла: на режиме максимальной мощности она при УОВТ, равных 10, 13 и 16 град. п.к.в. до ВМТ, составила соответственно 8, 7 и 8 % по шкале

Таблица 1

№ распыль-теля	Модель	Число распыливающих отверстий	Диаметр распыливающих отверстий, мм	Максимальный подъем иглы форсунки, мм	Суммарная эффективная пло-щадь распылителя в сборе, мм <sup>2</sup>
1	"Моторпаль DOP 119S534"	5	0,34	0,30	0,250
2	АЗПИ	10	0,25	0,31	0,270

Таблица 2

№ отверстий	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град.		Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град.	
	распылитель "Моторпаль"	опытный распылитель	распылитель "Моторпаль"	опытный распылитель
1	8	8	63,5	67/36
2	90	90	72,0	75/45
3	172	172	63,0	67/36
4	237	237	52,5	55/30
5	303	303	53,5	55/30

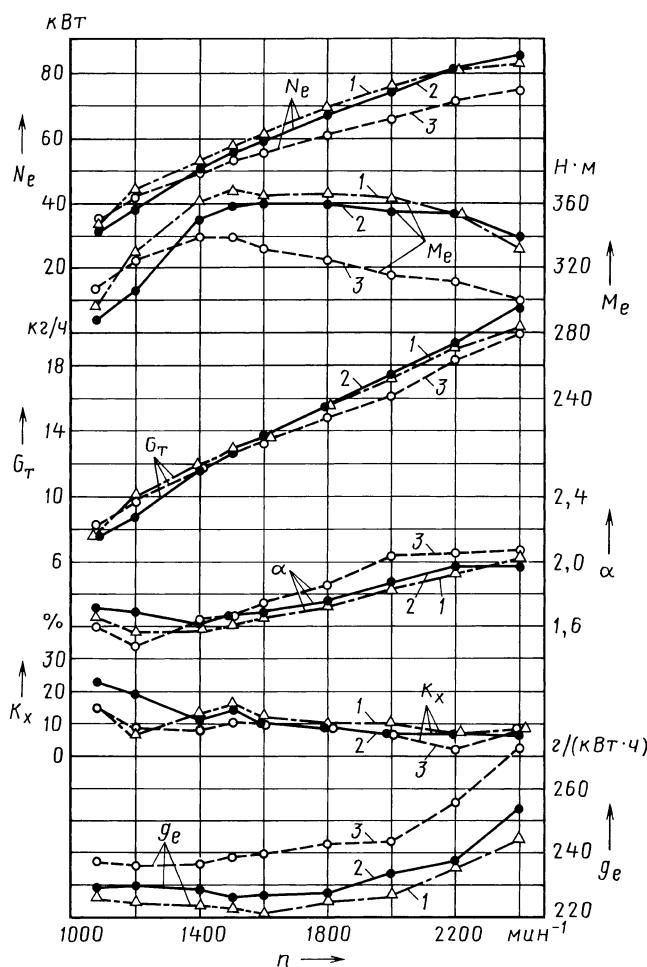


Рис. 3. Зависимость мощности, крутящего момента, расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, дымности отработавших газов и удельного эффективного расхода смесевого топлива дизеля Д-245.12С, оснащенного форсунками с распылителями АЗПИ, от частоты вращения его коленчатого вала и величины УОВТ:

1 — УОВТ = 16 град. п.к.в.; 2 — УОВТ = 10 град. п.к.в.;  
3 — УОВТ = 13 град. п.к.в.

Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента — соответственно 10, 14 и 15 %.

Результаты исследований дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла говорят о том, что изменение УОВТ наибольшее влияние оказывает на концентрацию оксидов азота в отработавших газах (рис. 4). Так, на режиме холостого хода ( $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ ) хода уменьшение УОВТ с 17 до 13 и 10 град. п.к.в. до ВМТ снижает эту концентрацию с 0,020 до 0,018 и 0,010 %; на режиме максимального крутящего момента — с 0,1125 до 0,0900 и 0,0600 %; на режиме максимальной мощности — с 0,100 до 0,087 и 0,052 %.

От УОВТ зависит и содержаниеmonoоксида углерода. Причем зависимость эта прямо противоположная. Например, уменьшение УОВТ с 16 до 13 и 10 град. п.к.в. на режиме холостого хода увеличивает концентрацию monoоксида углерода с 0,039 до 0,045 и 0,057 %; на режиме максимального крутящего момента — с 0,0360 до 0,0425 и 0,0450 %; на режиме максимальной мощности — с 0,015 до 0,018 и 0,021 %.

Что же касается влияния величины УОВТ на концентрацию несгоревших углеводородов, то оно не столь однозначно (рис. 5). Так, уменьшение УОВТ с 16 до 13 и 10 град. п.к.в. до ВМТ на режиме холостого хода сопровождается изменением их концентрации с 0,0195 до 0,0190 и 0,0240 %; на режиме максимального крутящего момента — с 0,0115 до 0,0140 и 0,0090 %; на режиме максимальной мощности — с 0,0118 до 0,0072 и 0,0085 · 10 %.

Интегральные удельные массы нормируемых вредных выбросов, рассчитанные по результатам исследований на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, приведены в табл. 3, из которой видно, что наиболее благоприятное сочетание показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов обеспечивает штатный для дизеля Д-245.12С установочный УОВТ, равный 13 град. п.к.в. до ВМТ. Но при таком УОВТ отмечены значительные выбросы оксидов азота. В то же время эксперименты подтвердили возможность оптимизации значений УОВТ в дизеле Д-245.12С, оснащенном опытными распылителями АЗПИ, при его работе на смесевом (80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла) биотопливе. Это обусловлено тем, что выброс оксидов азота в значительной степени определяется установочным УОВТ, а выбросы монооксида углерода, несгоревших углеводородов и удельный эффективный расход топлива  $g_e$  (эффективный КПД двигателя  $\eta_e$ ) зависят от УОВТ в меньшей степени. В связи с чем представляются целесообразными оптимизация значений УОВТ на каждом эксплуатационном режиме работы дизеля, определение

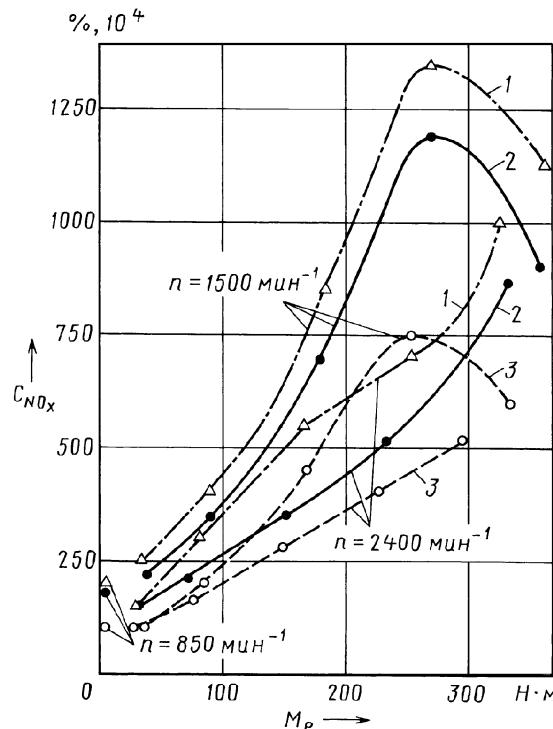


Рис. 4. Зависимость объемной концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля Д-245.12С, оснащенного форсунками с распылителями АЗПИ, от частоты вращения его коленчатого вала, крутящего момента и величины УОВТ:

1 — УОВТ = 16 град. п.к.в.; 2 — УОВТ = 10 град. п.к.в.;  
3 — УОВТ = 13 град. п.к.в.

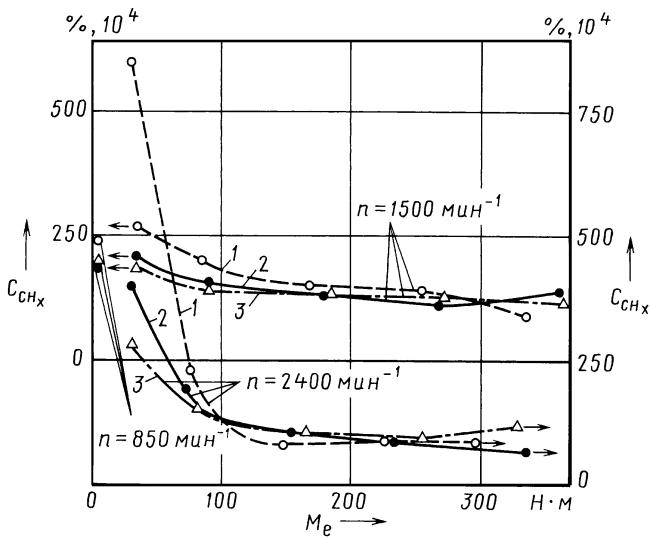


Рис. 5. Зависимость концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах дизеля Д-245.12С, оснащенного форсунками с распылителями АЗПИ, от крутящего момента, частоты вращения коленчатого вала и величины УОВТ:

1 — УОВТ = 16 град. п.к.в.; 2 — УОВТ = 10 град. п.к.в.;  
3 — УОВТ = 13 град. п.к.в.

оптимизированной базовой характеристики УОВТ и ее реализация с использованием системы автоматического регулирования угла опережения впрыскивания.

К эффективным методам оптимизации параметров дизеля относится, как известно, метод свертки, основанный на формировании обобщенного критерия  $J_o$  оптимальности на базе частных критериев, характеризующих показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. При оптимизации значений УОВТ в дизеле Д-245.12С, оборудованном форсунками с распылителями АЗПИ, в качестве частных критериев оптимальности были выбраны часовой расход  $G_t$  топлива и массовые выбросы нормируемых токсичных компонентов отработавших газов — оксидов азота,monoоксида углерода и несгоревших углеводородов. Выбросы сажи (или твердых частиц) косвенно учитывались через топливную экономичность (часовой расход топлива), что обусловлено тесной корреляционной зависимостью этих показателей. Таким образом, авторы использовали методику решения многокритериальной задачи нахождения оптимальных значений УОВТ в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля, базирующуюся на составлении обобщенного критерия оптимальности в виде  $J_o = a_{G_t} J_{G_t} + a_{NO_x} J_{NO_x} + a_{CO} J_{CO} + a_{CH_x} J_{CH_x}$ , где  $J_{G_t}$ ,  $J_{NO_x}$ ,  $J_{CO}$ ,  $J_{CH_x}$  — частные критерии оптимальности соответственно по расходу топлива, выбросам оксидов азота, monoоксида углерода и несгоревших углеводородов,  $a_{G_t}$ ,  $a_{NO_x}$ ,  $a_{CO}$ ,  $a_{CH_x}$  — весовые коэффициенты частных критериев оптимальности, которые определялись на каждом  $i$ -м режиме из следующих соотношений  $J_{G_{t_i}} = G_{t_i}/G_{t_0}$ ;  $J_{NO_{x_i}} = E_{NO_{x_i}}/E_{NO_{x_0}}$ ;  $J_{CO_i} = E_{CO_i}/E_{CO_{i_0}}$ ;  $J_{CH_{x_i}} = E_{CH_{x_i}}/E_{CH_{x_0}}$ , где  $G_{t_i}$ ,

$E_{NO_{x_i}}$ ,  $E_{CO_i}$ ,  $E_{CH_{x_i}}$  — часовой расход топлива и массовые выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами дизеля на рассматриваемом режиме при текущем значении УОВТ;  $G_{t_0}$ ,  $E_{NO_{x_0}}$ ,  $E_{CO_{i_0}}$ ,  $E_{CH_{x_0}}$  — соответствующие параметры дизеля на этом же режиме при штатном значении УОВТ.

В предлагаемой методике оптимизации значимость частных критериев, характеризующих токсичность отработавших газов, определялась по соответствию исследуемого дизеля действующим нормам на токсичность этих газов. Причем весовой коэффициент  $a_{G_t}$  был принят равным единице, а весовые коэффициенты  $a_{NO_x}$ ,  $a_{CO}$ ,  $a_{CH_x}$  определялись в виде отношений действительной эмиссии токсичных компонентов к предельным величинам, лимитируемым нормами (например, нормами "Евро-2", "Евро-3" и т. д.), т. е.  $a_{NO_x} = e_{NO_x}/e_{NO_{x\text{пред}}}$ ;  $a_{CO} = e_{CO}/e_{CO_{\text{пред}}}$ ;  $a_{CH_x} = e_{CH_x}/e_{CH_{x\text{пред}}}$ .

При оптимизации значений УОВТ по топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля Д-245.12С с параметрами, приведенными в табл. 3, за базовый вариант выбран штатный для рассматриваемого дизеля УОВТ, равный 13 град. п.к.в. до ВМТ. При этом значения весовых коэффициентов в соответствии с последними из приведенных выше формул принятами следующими:  $a_{G_t} = 1,000$ ,  $a_{NO_x} = 1,204$ ,  $a_{CO} = 0,659$ ,  $a_{CH_x} = 0,543$ .

Для сравнения показателей токсичности отработавших газов и топливной экономичности дизеля, работающего с различными УОВТ, удобно использовать обобщенный критерий  $J_{o_{\text{опт}}}$  оптимальности, представляющий собой отношение критерия  $J_o$ , полученного для данного УОВТ, к его значению, соответствующему базовому ( $\theta = 13$  град. п.к.в. до ВМТ), т. е.  $J_{o_{\text{опт}}} = J_o/J_{o_{\text{баз}}}$ .

Оптимизация значений УОВТ во всем поле эксплуатационных режимов работы дизеля с использованием этой формулы проведена путем последовательного обхода пространства изменения частоты  $n$  вращения и эффективного крутящего момента  $M_e$  и вычисления в каждой узловой точке значений обобщенного критерия  $J_o$  оптимальности при различных УОВТ. Затем в каждой узловой точке определялся УОВТ, при котором обобщенный критерий имел минимальное значение. Этот УОВТ и принимался оптимальным.

С использованием рассмотренной методики и экспериментальных данных по дизелю Д-245.12С был выполнен расчет оптимизированной базовой его характеристики (рис. 6). Она, как видим, предусматривает уменьшение УОВТ от 16 град. п.к.в. до ВМТ на режимах с высокой частотой вращения и малой нагрузкой до 10 град. п.к.в. до ВМТ на режимах внешней скоростной характеристики с полной нагрузкой ( $M_e = 100\%$ ).

Значения показателей топливной экономичности, токсичности отработавших газов и критериев оптимальности исследуемого дизеля, работающего с по-

тостоянными УОВТ, и при значениях УОВТ, соответствующих базовой характеристике (см. рис. 6), приведены в табл. 3 и 4, из которых следует, что при отсутствии в системе топливоподачи системы регулирования УОВТ наилучшие показатели токсичности отработавших газов имеют место при  $\theta = 13$  град. п.к.в. до ВМТ и наименьшее значение относительного обобщенного критерия оптимальности  $J_{\text{отн}} = 1,0$  (см. табл. 4). Такой УОВТ обеспечивает следующие значения удельных массовых выбросов токсичных компонентов: по оксидам азота — 8,43 г/(кВт · ч), монооксиду углерода — 2,636 г/(кВт · ч), несгоревшим углеводородам — 0,597 г/(кВт · ч). Реализация полученной оптимизированной характеристики УОВТ в дизеле Д-245.12С, оснащенном опытными распылителями АЗПИ, позволяет снизить значение относительного обобщенного критерия оптимальности до  $J_{\text{отн}} = 0,963$ . При этом выбросы нормируемых газообразных токсичных компонентов по оксидам азота снижаются до 6,406 г/(кВт · ч), монооксид углерода — до 3,032 г/(кВт · ч) и углеводородам — до 0,613 г/(кВт · ч).

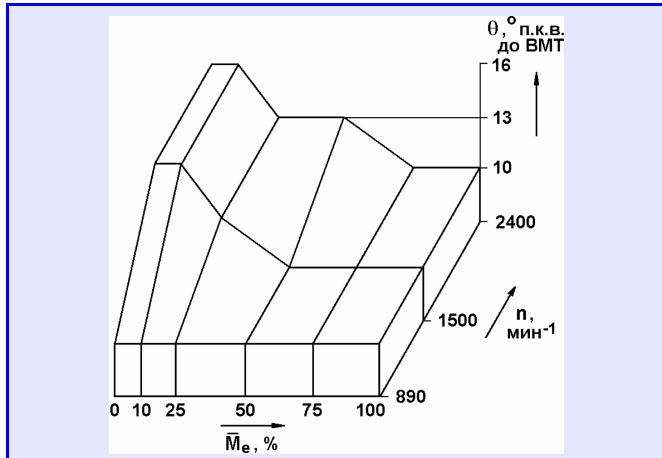


Рис. 6. Базовая характеристика регулирования УОВТ для дизеля Д-245.12С, работа на смесевом биотопливе

УДК 621.433

## ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ И ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ

Кандидаты техн. наук Ю.А. АНТИПОВ, И.А. БАРСКИЙ, П.Р. ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО

РУДН

По последним прогнозам, запасов нефти в мире хватит на 30–40 лет, природного газа (метана) — на 60 лет. Однако в нашей стране последняя цифра существенно больше. По мнению директора института проблем нефти и газа РАН академика А.Н. Дмитриевского, природного газа России хватит более чем на 460 лет. Таким образом, можно сделать вывод: несмотря на условность приведенных цифр, природный газ как

топливо для автомобильных двигателей для нашей страны, безусловно, очень перспективен. Причем не только с точки зрения его запасов, но и его энергетических возможностей.

Это хорошо видно из таблицы, в которой приведены сравнительные характеристики четырех топлив (бутана, пропана, метана и бензина): плотность  $\rho$  при стандартных условиях; стехиометрическое соотношение  $L_o$ ; низшая теплотворная спо-

Значение УОВТ	Показатели дизеля, г/(кВт · ч)				
	$g_e \text{ усл}$	$\eta_e \text{ усл}$	$e_{\text{NOx}}$	$e_{\text{CO}}$	$e_{\text{CHx}}$
$\theta = 10^\circ$ п.к.в. до ВМТ = const	268,60	0,3229	6,111	3,685	0,735
$\theta = 13^\circ$ п.к.в. до ВМТ = const	253,11	0,3427	8,430	2,636	0,597
$\theta = 16^\circ$ п.к.в. до ВМТ = const	248,61	0,3489	10,167	2,177	0,569
$\theta = \text{var}$	266,04	0,3260	6,406	3,032	0,613

Примечание.  $g_e \text{ усл}$  — условный средний на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла удельный эффективный расход топлива;  $\eta_e \text{ усл}$  — соответствующий условный эффективный КПД дизеля.

Для реализации оптимизированной базовой характеристики УОВТ система топливоподачи дизеля должна быть, очевидно, оснащена системой регулирования УОВТ.

Таким образом, экспериментальные и расчетные исследования еще раз подтвердили целесообразность использования в качестве топлива для отечественных дизелей смесевых биотоплив на основе рапсового масла и возможность заметного улучшения показателей токсичности их отработавших газов при использовании предложенных распылителей форсунок и регулировании УОВТ.

### Литература

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Горбунов В. В., Патрахальцев Н. Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Изд-во РУДН, 1998. 216 с.
4. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1981. 160 с.
5. Кульчицкий А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. — Владимир: Изд-во ВГУ, 2000. 256 с.
6. Лиханов В. А., Сайкин А. М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М.: Колос, 1994. 224 с.

собность  $H_u$ ; максимальный ( $\alpha_{\max}$ ) и минимальный ( $\alpha_{\min}$ ) коэффициенты избытка воздуха, при которых обеспечивается воспламенение топлива от искры; температура  $T_{\text{кип}}$  кипения; октановое число (ОЧ) по моторному методу и степень сжатия  $\varepsilon$ , при которой осуществляется бездетонационная работа двигателя без наддува.

Из таблицы, в частности, следует, что у метана наибольшее из всех рассматриваемых топлив октановое число, он может воспламеняться в диапазоне  $\alpha = 0,67 \div 1,9$ , что намного больше, чем у бензина; газовый двигатель без наддува может иметь  $\varepsilon = 14 \div 16$  при диаметре цилиндра 100–120 мм. Наконец, теплотворная способность метана на 8–12 % выше, чем у бензина.

Топливо	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$L_o$ , кг/кг	$H_i$ , кДж/кг	$\alpha_{\max}$	$\alpha_{\min}$	ОЧ	$T_{\text{кип}}$ , К (°C)	$\varepsilon$
Бутан	2,46	15,5	45 300	1,98	0,35	90–95	272,5 (-0,5)	9–11
Пропан	1,86	15,7	45 900	1,69	0,40	95–100	231 (-42)	11–12
Метан	0,715	17,22	49 750	1,89	0,67	110–115	111 (-162)	14–16
Бензин	740	14,9	44 000	1,1	0,40	85–90	≤308 (35)	8,5–10,5

Правда, у него есть недостатки. Чтобы перевести газ в жидкое состояние, удобное для размещения на борту автомобиля, нужна сложная криогенная аппаратура. Кроме того, при его использовании в наддувном ДВС с искровым зажиганием растут давление  $p_k$  и температура  $T_k$  воздуха во впускном коллекторе, что увеличивает склонность двигателя к детонации. И чтобы избежать последней, степень сжатия двигателя приходится снижать, а значит, ухудшать топливную экономичность двигателя.

Авторы, обработав результаты экспериментов, проведенных в РУДН, ЦИАМ, НИИАТ, МАДИ и НАМИ, вывели следующую эмпирическую формулу, позволяющую рассчитать значение той степени сжатия, при которой наддувный двигатель будет без детонации работать на природном газе:

$$\varepsilon = \frac{400}{125 + 0,02 D + 0,1(t_k - 25)^{1,1} - \text{OЧ}} - 25(p_k - p_h),$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, мм;  $p_k$  и  $p_h$  — давление во впускном коллекторе и атмосферное давление, МПа;  $t_k$  — температура во впускном коллекторе, °C; ОЧ — октановое число природного газа, рассчитанное по моторному методу.

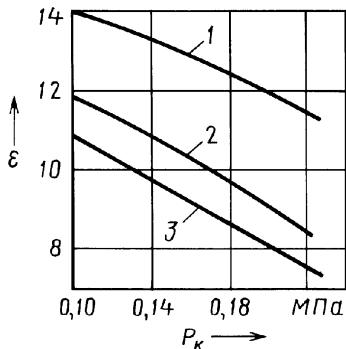


Рис. 1. Зависимость степени сжатия двигателя от давления наддува, температуры наддувочного воздуха и октанового числа природного газа:

1 —  $T_k = 298$  К (25 °C), ОЧ = 100;  
2 —  $T_k = 353$  К (80 °C), ОЧ = 100; 3 —  $T_k = 353$  К (80 °C), ОЧ = 95

Результаты расчетов по приведенной формуле иллюстрирует рис. 1, из которого следует: при ОЧ = 105 и увеличении  $p_k$  с 0,1 до 0,18 МПа при  $t_k = 25$  °C (кривая 1) степень сжатия  $\varepsilon$  необходимо снизить с 14 до 12,5, а при  $t_k = 80$  °C (кривая 2) — до 9,5. То есть температура очень сильно влияет на детонацию, что говорит о необходимости оснащения газовых двигателей с наддувом системой промежуточного охлаждения воздуха.

Кроме того, выявлен ряд интересных закономерностей.

Так, при наддуве коэффициент продувки цилиндра составляет 1,05–1,1, поэтому газ через специальный клапан подается на такте всасывания непосредственно в цилиндр. Величину коэффициента избытка воздуха сохраняют такой же, как у двигателя без наддува ( $\alpha = 1,0$ —1,1), или, чтобы не повышать температуру отработавших газов и жесткость  $dp/d\varphi$  рабочего процесса, его несколько увеличивают.

Значение индикаторного КПД ( $\eta_i$ ) безнаддувного и наддувного ДВС при одинаковой степени сжатия примерно одно и то же, так как оно зависит главным образом от коэффициента избытка воздуха. Механический же КПД при наддуве повышается, поскольку растет среднее индикаторное давление, а среднее давление механических потерь меняется незначительно. Кроме того, работа наполнения при газотурбинном наддуве становится положительной, ибо отношение давления  $p_k$  к давлению  $p_r$  конца выпуска превышает единицу, что дополнительно способствует росту  $\eta_m$ . Ориентировочно можно принимать: если у безнаддувного двигателя  $\eta_m = 0,76$ —0,78, то у двигателя с наддувом  $\eta_m = 0,78$ —0,82. Поэтому, несмотря на необходимость снижения степени сжатия, эффективный КПД двигателя с наддувом уменьшается незначительно. Коэффициент же наполнения цилиндров из-за продувки последних даже увеличивается.

Среднее эффективное давление  $p_e$  при наддуве тоже возрастает, так как растет плотность  $\rho_k$  воздуха. Следовательно, увеличивается эффективная ( $N_e$ ) и литровая ( $N_l$ ) мощности двигателя. Это иллюстрирует рис. 2, на котором приведена зависимость параметров газового двигателя от давления наддува при ОЧ = 105, которая говорит о том, что при повышении  $p_k$  с 0,1 МПа (т. е. безнаддувный вариант) до  $p_k = 0,15$  МПа (введение наддува) значение  $p_e$  возрастает с 0,8 до 1,1 МПа, что является следствием повышения плотности воздуха. Индикаторный же КПД из-за уменьшения степени сжатия становится меньше, в результате чего эффективный КПД наддувного двигателя уменьшается с 0,35 до 0,34. Тем не менее повышение  $p_e$  при постоянной частоте вращения коленчатого вала увеличивает эффективную и литровую мощности на 37,5 %. При повышении же  $p_k$  до 0,18 ( $\pi_k = 1,8$ )  $N_e$  и  $p_e$  увеличиваются на 50–60 %.

Зависимость температуры газа  $T_g$  перед турбиной турбокомпрессора

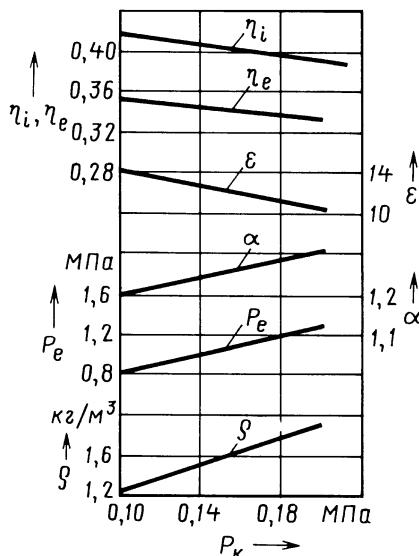


Рис. 2. Зависимости индикаторных и эффективных КПД, степени сжатия, коэффициента избытка воздуха, среднего эффективного давления и плотности от давления наддува: ОЧ = 105

от давления  $p_k$  наддува и коэффициента избытка воздуха (рис. 3) говорит о том, что при росте  $p_k$  эта температура тоже растет. Причем в газовых двигателях она на 100–150 К выше, чем в дизелях, позволяя "с запасом" обеспечивать работу турбокомпрессора. Более того, на режимах, близких к режимам полной мощности, возникает необходимость перепускать часть отработавших газов мимо турбины. При этом снижается давление  $p_r$ , улучшается очистка цилиндров. Кроме того, прикрытие перепускной заслонки на режимах макси-

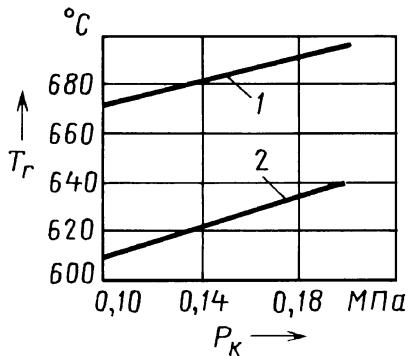


Рис. 3. Зависимость температуры газа перед турбиной от давления наддува и коэффициента избытка воздуха

мального крутящего момента способствует повышению коэффициента приспособляемости двигателя.

И последнее. Из того же рис. 3 следует: газовый двигатель очень чувствителен к величине коэффициента избытка воздуха: чем больше этот коэффициент, тем меньше  $T_r$ .

Таким образом, применение газотурбинного наддува на газовых двигателях с искровым зажиганием и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха позволяет на 40–60 % увеличить их мощность при небольшом уменьшении экономичности.

УДК 629.11.012.8

## ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСКИ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Кандидаты техн. наук Г.З. ЛУКЬЯНОВ и Д.Г. ОСИПОВ

21 НИИИ МО РФ

*В статье дается краткий анализ применимости автомобилей в Вооруженных силах, конструктивных особенностей системы подрессоривания. Приведены регрессионные зависимости, полученные при проведении экспериментальных исследований по оценке управляемости, устойчивости и плавности хода, отражены основные принципы выбора рациональных характеристик подвески. Рассмотрены некоторые конструктивные предложения, способствующие обеспечению высоких показателей ВАТ по управляемости, устойчивости и плавности хода.*

**Ключевые слова:** управляемость, устойчивость, плавность хода.

G. Lukjanov and D. Osipov

THE CHOICE OF CHARACTERISTICS OF THE SUSPENSION BRACKET OF MILITARY AUTOMOBILE TECHNICS

*In the article the brief analysis of applicability of automobiles in Armed forces and the design features of suspension are given. The main results of the article are the dependences received at carrying out of experimental researches concerning controllability, stability and smooth riding qualities. The main principles of a choice of rational characteristics of a suspension bracket are reflected. Some constructive offers for the choice of good parameters on automobile controllability, stability and smooth riding qualities are considered.*

**Key words:** controllability, stability and smooth riding qualities.

В настоящее время на отечественных автомобилях, в том числе военных (ГАЗ-3308, "Урал-43206", "Урал-4320-31", КамАЗ-4350, КамАЗ-5350 и др.), применяется традиционная зависимая подвеска, где в качестве упругого элемента используются листовые рессоры, а в качестве демпфирующего — гидравлические амортизаторы.

Она проста по конструкции и технологии изготовления элементов, обладает приемлемой ремонтопригодностью. Вместе с тем у нее малый ход и большая жесткость, наличие же гироскопического момента на управляемых колесах при вертикальном перемещении одного из них возбуждает колебания всех колес и ухудшает плавность хода и управляемость, а также ограничивает скорости движения АТС по разбитым дорогам и бездорожью.

Эти обстоятельства давно известны. Именно из-за них в среде военных специалистов сложилось мнение о том, что при создании ВАТ нужно применять независимую подвеску. Однако на практике с такой подвеской выпускаются лишь автомобили грузоподъемностью до 1,5 т (ГАЗ-233014, ГАЗ-39371).

И это плохо, хотя давно доказано: независимые подвески имеют большой прогиб, снижают величину упомянутого выше гироскопического момента и неподпрессоренной массы АТС, улучшают их управляемость, обеспечивают хорошую приспособляемость колес к неровностям дороги. Что для ВАТ крайне важно: ей нужны хорошие показатели плавности хода, возможно большие скорости движения (на любых опорных поверхностях, особенно при движении на поворотах). Это специфика военного дела.

Возникает вопрос: почему сложилось такое положение?

По мнению авторов, причина одна: в применяемых сейчас методах расчета системы подрессоривания грузовых АТС отсутствует комплексный подход, для которого характерна одновременность математического моделирования процессов

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma_z = 4,2289 - 0,0067c_p + 0,2317k_{am} - 0,1625c_p k_{am} - 0,0033c_p^2 - 0,1583k_{am}^2$	$c_p$ — жесткость подвески; $k_{am}$ — демпфирующие свойства амортизаторов
2	$v_{pp}^{pb} = 11,4689 + 0,185c_p + 0,095k_{am} + 0,0025c_p k_{am} + 0,0283c_p^2 + 0,0017k_{am}^2$	—
3	$v_{pp}^{per} = 14,9067 + 0,0867c_p + 0,045k_{am} + 0,01c_p^2 + 0,005k_{am}^2$	—
4	$v_{pp}^{pb} = f(c_p, k_{am}) \geq a$	$a$ — нормативная предельная скорость совершения маневра "поворот" радиусом 25 или 35 м по требованиям ГОСТ Р 52302–2004
5	$v_{pp}^{per} = f(c_p, k_{am}) \geq b$	$b$ — нормативная предельная скорость совершения маневра "переставка" длиной 16, 20 или 24 м по требованиям того же ГОСТа

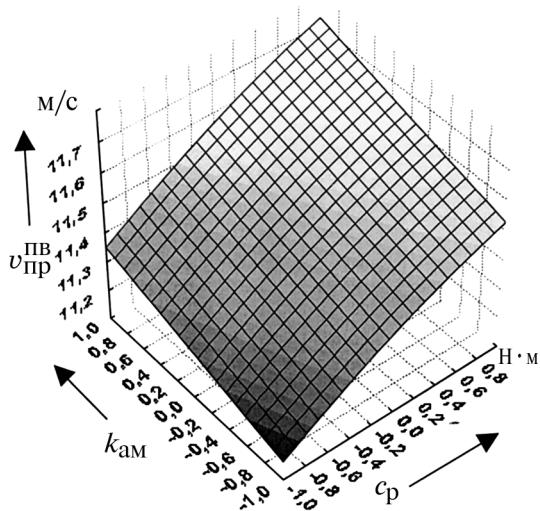


Рис. 1. Зависимость предельной скорости ( $v_{\text{пр}}^{\text{пв}}$ ) совершения маневра "поворот" от факторов демпфирования ( $k_{\text{ам}}$ ) и жесткости ( $c_p$ ) системы подпрессоривания

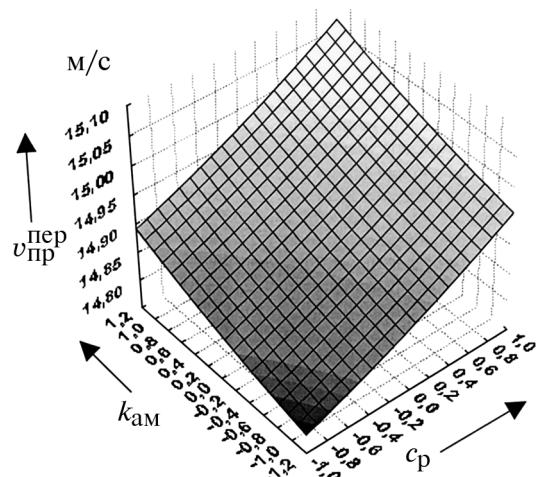


Рис. 2. Зависимость предельной скорости ( $v_{\text{пр}}^{\text{пер}}$ ) совершения маневра "переставка" от факторов демпфирования ( $k_{\text{ам}}$ ) и жесткости ( $c_p$ ) системы подпрессоривания

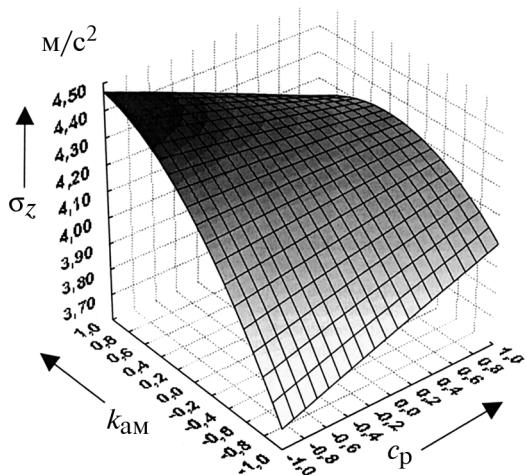


Рис. 3. Зависимость среднеквадратических значений ускорений ( $\sigma_z$ ) от факторов демпфирования ( $k_{\text{ам}}$ ) и жесткости ( $c_p$ ) системы подпрессоривания

управляемости, устойчивости, плавности хода, тормозных свойств, топливной экономичности этих АТС в зависимости от характеристик подвески (их жесткости и демпфирования).

Иначе говоря, сейчас нет инструментов улучшения эксплуатационных свойств и повышения скоростей движения ВАТ. Хотя всем понятно, что ВАТ должна оснащаться подвеской, повторяем, оптимальной как минимум по управляемости, устойчивости и плавности хода, а еще лучше — автоматически адаптируемой к условиям движения.

Учитывая сложившуюся ситуацию, авторы провели специальное исследование, цель которого — определить влияние системы подпрессоривания на показатели плавности хода, управляемости и устойчивости полноприводного автомобиля колесной формулы 6х6, который представляет собой, по сути, базовое АТС военной техники. И в результате получили уравнения регрессии, позволяющие рассчитывать влияние жесткости подвески и демпфирующих ее свойств на среднеквадратические вертикальные ускорения подпрессоренной массы этого автомобиля (формула № 1 в таблице), предельные скорости совершения маневров "поворот" (формула № 2) и "переставка" (формула № 3) и проверка которых по критерию Фишера подтвердила их адекватность.

Выполненные по ним расчеты иллюстрируют рисунки, первый из которых поясняет, как влияют жесткость и демпфирующие свойства системы подпрессоривания на предельную скорость совершения поворота, второй — при маневре "переставка" и среднеквадратических значениях ускорений  $\sigma_z$ .

Как видим, при оценке автомобиля на управляемость и устойчивость (рис. 1 и 2) предельные скорости для двух типовых маневров при увеличении жесткости и демпфирования подвески возрастают. В то же время при оценке автомобиля на плавность хода (рис. 3) прослеживается рост среднеквадратических значений ускорений. То есть оцениваемые характеристики ( $c_p$ ,  $k_{\text{ам}}$ ) его системы подпрессоривания оказывают противоположное влияние на показатели устойчивости, управляемости и плавности хода. И, следовательно, для улучшения этих эксплуатационных свойств действительно необходим комплексный подход к их рассмотрению.

И полученные математические модели позволяют решить вопросы минимизации целевой функции  $\sigma_z = f(c_p, k_{\text{ам}}) \rightarrow \min$ , обеспечивающей снижение среднеквадратических значений вертикальных ускорений подпрессоренной массы.

Исходя из этого, такие функции при наличии ограничений по предельной скорости движения в случае выполнения маневров "поворот" и "переставка" можно представить соответственно в виде формул № 4 и 5. Полученные же в соответствии с ними значения жесткостных и демпфирующих свойств подвески позволяют выбрать их рациональными с точки зрения влияния на управляемость, устойчивость и плавность хода ВАТ в заданных условиях движения.

Однако это — половина дела. При выборе параметров подвески ВАТ нельзя не учитывать дорожные условия (микропрофиль) движения. Причем желательно — с учетом совершаемых автомобилем маневров и возможности осуществлять своевременное их изменение (регулирование) непосредственно в процессе движения, значительно снижая виброускорения при движении по пересеченной местности, бульдожнику и т. д. и повышение предельных скоростей движения при совершении маневров. И здесь многое сделано. Например [1—5], уже существуют пневматическая, гидропневматическая, интеллектуальная с управляемыми амортизаторами и т. д. конструкции подвесок, которые управляют жесткостными и демпфирующими свойствами системы подпрессоривания. Однако наиболее эффективной конструкцией следует считать ту, что будет обеспечивать наибольшее быстродействие (перенастройку), минимальные затраты энергии на регулирование жесткостных и демпфирующих показателей. И здесь пока что вне конкуренции подвеска с управляемыми амортизаторами, в которых в качестве рабочего тела используется магнитореологическая жидкость. У нее много достоинств, но главное — малая инерционность при изменении свойств применяемой жидкости [6].

Таким образом, выбор характеристик подвески — действительно проблема, которую следует решать комплексно. Но обязательно — с ориентацией на активные (управляемые) подвески, характеристики которых можно изменять в зависимости от дорожных условий и совершаемых АТС маневров. И главным средством, позволяющим решить эту проблему, должны стать амортизаторы с магнитореологической жидкостью в качестве рабочего тела или с регулируемым диаметром отверстий клапанов [4, 5].

## Литература

- Описание изобретения к авторскому свидетельству СССР № 455877, кл. В 60 G 13/06, 1975, авторы Платонов В.Ф., Иванов Е.П., Устименко В.С. и Садовников А.Н., Подвеска транспортного средства.
- Описание изобретения к авторскому свидетельству СССР № 742177, кл. В 60 G 21/00, 1980, автор Устименко В.С., Подвеска транспортного средства.

- Арутюнян Д., Сачков М. Наука упругости // За рулем. 2007. — № 10.
- Патент Российской Федерации № 2253576, кл. В 60 G 17/04, 2002, авторы Гусев Е.П., Плотников А.М., Воеводов С.Ю., Регулируемый амортизатор.
- Савченко А. Современные активные подвески легковых автомобилей // Автостроение за рубежом. 2008. № 2. — С. 13—15.
- Шмырин Г.К. Автоматическая трансмиссия транспортных средств / Москва: Военная академия имени Дзержинского, 1995. 79 с.

УДК 629.4.077

# СОВРЕМЕННЫЕ ЭЛЕКТРОННО-ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РАБОЧИЕ ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Кандидаты техн. наук С.И. ЛОМАКА и Л.А. РЫЖИХ,  
А.Н. КРАСЮК, Д.Н. ЛЕОНТЬЕВ

Харьковский НАДУ

За последние несколько лет, пожалуй, ни одна из систем автомобиля не изменилась так, как тормозная система. И все — благодаря электронике. Например, если в 1998 г. только одна фирма, "Scania", решилась оснащать свои автомобили системой электронного управления тормозным приводом (EBS), то в настоящее время это стало, можно сказать, массовым явлением. Что вполне объяснимо: такие системы резко повышают потребительские свойства и активную безопасность АТС. Тем более что современные электронно-пневматические тормозные системы (ЭПТС) могут выполнять большое число функций в различном их сочетании (рис. 1). В том числе функции

обеспечения эффективного, без буксования, трогания автомобиля с места (ПБУ); безопасной дистанции до впереди движущегося транспортного средства (АРС); направления движения, заданного водителем (СКУ); устойчивости автомобиля против опрокидывания (СДУ); качения колеса на грани "юза" (АБС); распределения тормозных сил по осям (ЭРТС).

Особых успехов в развитии компонентов для ЭПТС достигли фирмы "Вабко" и "Кнорр-Бремзе", много лет специализирующиеся на производстве тормозной аппаратуры. Так, первая из них выпускает ЭПТС "Вабко-Вестенгаус", которая состоит (рис. 2) из двухконтурной пневматической и наложенной на нее одноконтурной электронно-пневматической системы (такая конфигурация получила название 2Р/1Е). При этом двухконтурная пневматическая система по своей структуре соответствует обычной рабочей пневматической тормозной системе. Она играет роль резервной, т. е. функционирует только при выходе из строя электроники. К передней оси ее подключают пропорциональным ускорительным клапаном 5, а к задней — защитным клапаном 6.

Одноконтурная электронно-пневматическая тормозная система имеет центральный электронный блок 1 управления, осевой модулятор 7 ЭТС для задней оси, два датчика перемеще-



Рис. 1. Функциональная схема ЭПТС

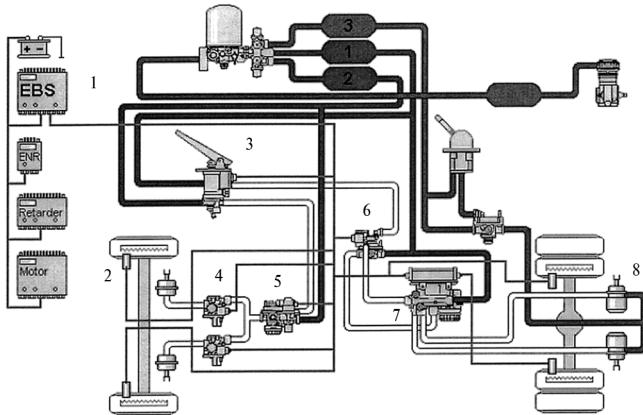


Рис. 2. ЭПТС "Вабко-Вестенгаус".

1 — электронный блок управления; 2 — датчик частоты вращения колеса; 3 — тормозной кран; 4 — модулятор АБС; 5 — пропорциональный ускорительный клапан; 6 — защитный клапан; 7 — осевой модулятор ЭТС; 8 — энергоаккумулятор

ния тормозной педали, встроенные в тормозной кран, а также пропорциональный ускорительный клапан 5. Функции АБС передней оси полностью возложена на модуляторы 4, а задней — на модулятор 7.

Для обеспечения высокой надежности и функциональности тормозной системы необходимо, чтобы выполнение всех функций было возложено на один аппарат (модулятор), управляемый единым блоком. Такой модулятор при отказе не должен мешать функционированию резервной рабочей тормозной системы ("тормозной кран—модулятор—тормозная камера"). Кроме того, для достижения эффективного торможения АТС нужно, чтобы каждое колесо управлялось индивидуально, при этом в алгоритме управления следует предусмотреть особенности выполнения каждой функции.

Однако конструкций пневматических модуляторов, способных удовлетворить названные выше требования, известно немного. Например, та же "Вабко" запатентовала модулятор, выполненный на основе электропневмоклапанов (рис. 3), который может обеспечить качественное регулирование процесса торможения при осуществлении любой функции. Но реализовывать такой модулятор вряд ли целесообразно, так как в нем предусмотрены очень мощные, энергоемкие электроклапаны. Поэтому производители ЭПТС и вынуждены разбивать модулятор на две составные части, которые, работая совместно, надежно выполняют все функции. Но общая надежность тормозной системы, к сожалению, заметно снижается.

Видимо, по этой причине в серийных модуляторах и "Вабко" (рис. 4, а) и "Кнорр-Бремзе" (рис. 4, б) используются небольшие электропневмоклапаны с усилительной полостью. Правда, последняя увеличивает зону нечувствительности и ухудшает следящее действие, из-за чего оба модулятора имеют повышенную инерционность и малое быстродействие. Иначе говоря, даже лучшие из существующих конструкций модуляторов не обеспечивают требования, предъявляемые к ЭПТС, в полном объеме. В связи с чем назрела необходимость в создании принципиально новых конструкций модуляторов. И они появляются. Например, в модуляторе прямого действия (рис. 5) применены клапаны с общим разгруженным золотником, управляемым шаговым электродвигателем. Его достоинства: относительная простота конструкции, достаточно высокие скорость срабатывания и точность регулирования, а также небольшие габаритные размеры и масса.

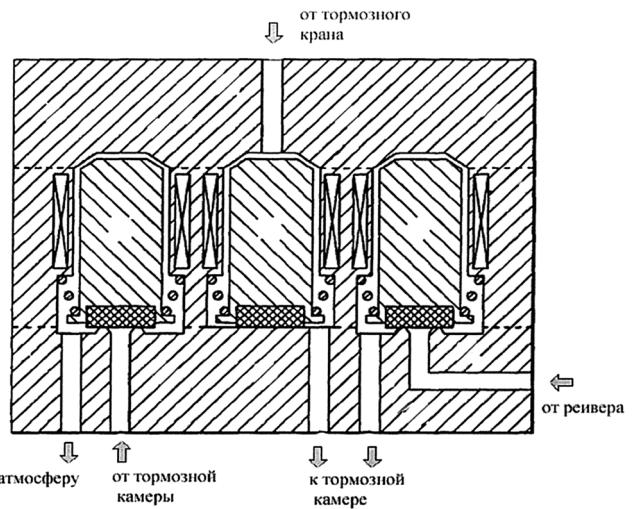


Рис. 3. Схема модулятора, запатентованного фирмой "Вабко"

Однако этот модулятор, как и все рассмотренные выше устройства, относится к типу релейных, у которых имеется существенный недостаток. А именно: общее время, необходимое для того, чтобы давление в исполнительном органе (тормозной камере) стало равным заданному, — неоправданно большое. Это связано с тем, что при работе, для обеспечения следящего действия, при нажатии на подпедальный электрический модуль (тормозной кран с датчиком положения педали), пропорциональность давления в тормозной камере достигается за счет установки датчика давления после модулятора. В результате появляется существенное запаздывание в системе "исполнительный элемент (модулятор)—датчик", поскольку обратная связь по давлению реализуется внешними (вне модулятора) элементами ("датчик давления—электронный блок управления—модулятор"). Из-за чего модулятор с запаздыванием реагирует на сигнал датчика о необходимости перекрывать подачу сжатого воздуха в исполнительный орган (тормозную камеру), что приводит к значительному перерегулированию по величине отслеживаемого давления. На выпуск же излишнего давления из тормозной камеры тоже необходимо время. В итоге общее время установления требуемого давления в тормозной камере увеличивается, негативно сказываясь на качестве процесса торможения АТС.

Специалистами Харьковского НАДУ предложен модулятор пропорционального действия (рис. 6). Главное его преимущество состоит в том, что исключается необходимость примене-

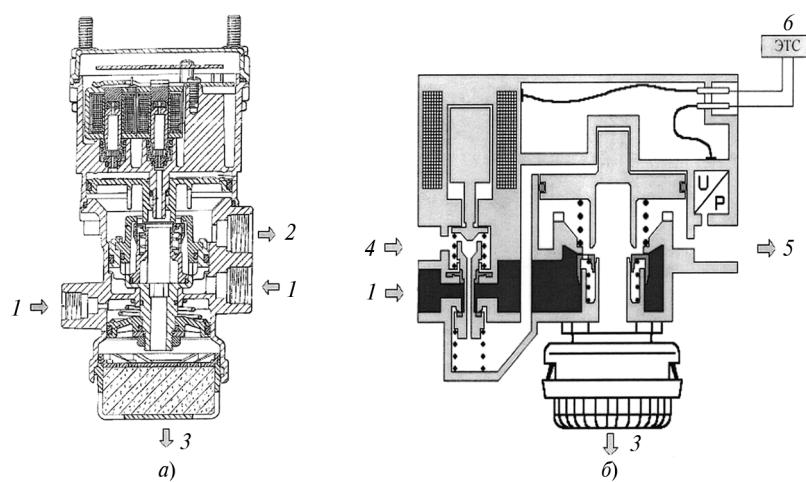


Рис. 4. Серийные модуляторы фирм "Вабко" (а) и "Кнорр-Бремзе" (б):  
1 — от рессивера, 2 — к тормозной камере, 3 — в атмосферу, 4 — от тормозного крана, 5 — к тормозным камерам передней оси, 6 — электронный блок управления

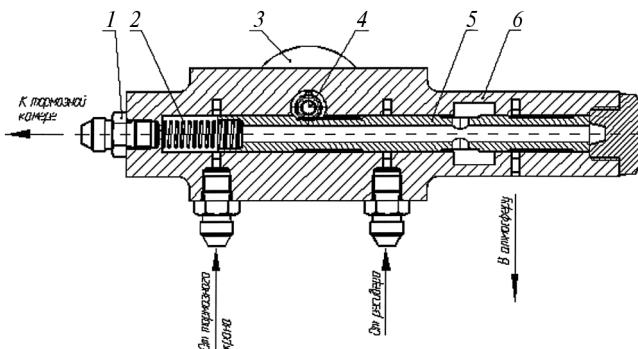


Рис. 5. Модулятор прямого действия:

1 — штуцер; 2 — пружина; 3 — шаговый электродвигатель; 4 — шестерня вала шагового электродвигателя; 5 — золотник; 6 — корпус

ния датчика давления после модулятора. Это, в свою очередь, позволяет упростить систему управления и повысить качество регулирования процесса торможения АТС.

В данном модуляторе ЭПТС применены плоские клапаны с нулевой активной площадью, а для управления их положением — шаговый электродвигатель. Использование таких кла-

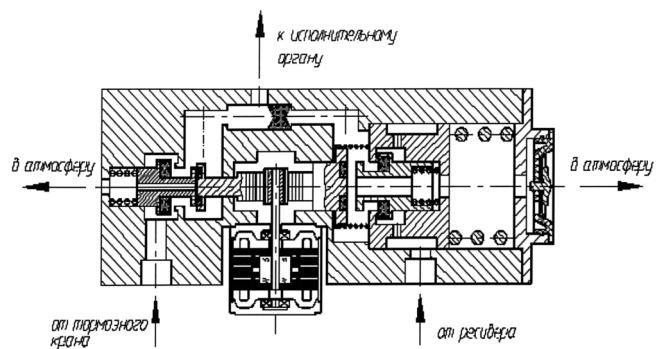


Рис. 6. Схема модулятора ХНАДУ

панов позволяет применять шаговый двигатель низкой мощности, который дает возможность точно задавать положение запорно-регулирующего элемента при его малых ходах. Такой модулятор способен выполнять все функции ЭПТС, показанные на рис. 1, при этом он не влияет на работу резервной рабочей пневматической тормозной системы.

УДК 629.3.017

## УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ СХОЖДЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АТС В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ

Кандидаты техн. наук В.И. РАССОХА и В.Т. ИСАЙЧЕВ,  
д-р техн. наук Е.В. БОНДАРЕНКО

Оренбургский ГУ

Для создания наименьшего сопротивления движению и, следовательно, снижения износа шин и расхода топлива управляемые колеса АТС в идеале должны всегда катиться в плоскостях, параллельных его продольной оси и перпендикулярных опорной поверхности. Однако на практике этого нет. Из-за деформаций деталей и износа сопряжений моста и рулевого привода управляемые колеса отклоняются от указанного положения, что увеличивает сопротивление движению. И чтобы компенсировать это отклонение, колеса устанавливают с развалом и схождением. Причем каждому углу раз渲ала соответствует определенный угол схождения, при котором сопротивление движению наименьшее.

Для проверки и установки схождения управляемых колес созданы различные приборы и стенды. Но устанавливаемое с их помощью схождение, к сожалению, оптимально лишь для одного или нескольких близких состояний АТС, а для большинства других оно таковым не является. Дело в том, что схождение, как и развал, представляет собой функцию износа сопряжений и деформаций моста и рулевого привода, зависящую от нагрузки на мост и сил сопротивления движению. Последние же, в свою очередь, зависят от дорожных условий, скорости и режимов движения (разгон, равномерное движение, накат, торможение). В результате получается, что улучшение таких эксплуатационных свойств АТС, как топливная экономичность, устойчивость и управляемость, и снижение износа шин требуют непрерывного контроля и регулирования схождения управляемых колес именно в процессе движения.

К такому выводу пришли не сегодня. Поэтому многие изобретатели делали попытки создать аналогичные системы и уст-

ройства (например, пат. № 3.498.630, США; а. с. № 453604, 477331, 652463, 746242, 905692, 927614, 1207876, СССР; пат. № 2186703, 2211780 и 2259296, РФ). Однако их реализация, как правило, снижает надежность, отрицательно влияет на поперечную устойчивость и управляемость АТС.

Авторы данной статьи тоже занимались этой проблемой. Причем им, как показали испытания опытных образцов разработанного устройства (пат. № 49257, 2309078, 2309867, 2333470, РФ), во многом удалось ее решить.

Как это сделано, хорошо видно из рис. 1 и 2, на первом из которых приведена схема модернизированной оси управляемого колеса в сборе, а на втором — схема управления устройством.

Как следует из рис. 1, на ось 1 управляемого колеса, переходящую в поворотный кулак 14, посажены наружное (4) и внутреннее (13) кольца, на торцевых поверхностях которых установлены соответственно тензодатчики 5 и 12 боковой реакции дороги, а также вставка 6 и втулка 10, которая крепится гайкой 2 с шайбой 3. На этой втулке установлены конические подшипники 9 и 11 (на рисунке их наружные обоймы не показаны), зазор в них регулируется гайкой 7 с шайбой 8. Таким образом, модернизация оси свелась к ус-

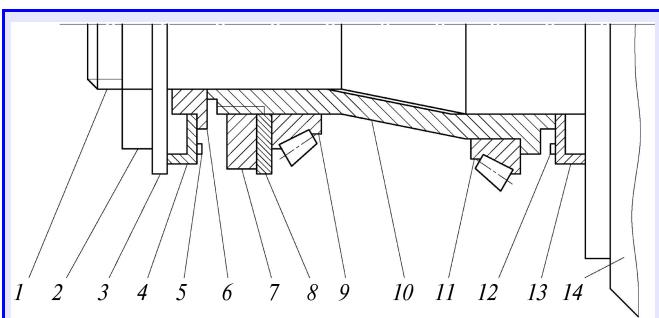


Рис. 1. Модернизированная ось АТС:

1 — ось управляемого колеса; 2 — гайка крепления втулки; 3 и 8 — шайбы; 4 и 13 — наружное и внутреннее кольца; 5 и 12 — тензодатчики; 6 — вставка; 7 — регулировочная гайка; 9 и 11 — подшипники; 10 — втулка; 14 — поворотный кулак

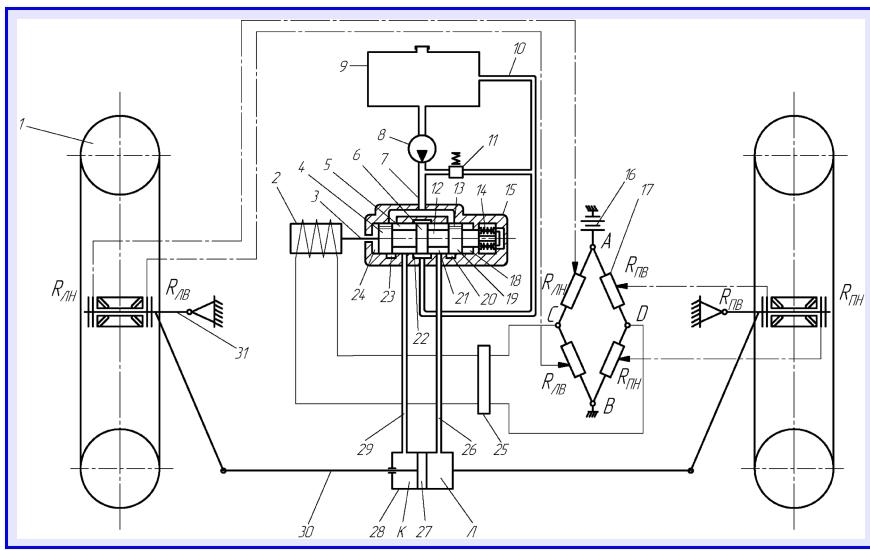


Рис. 2. Схема устройства регулирования схождения управляемых колес в движении:

1 — управляемое колесо; 2 — электромагнитная катушка; 3 — сердечник электромагнитной катушки; 4, 6 и 19 — пояса золотника; 5 и 21 — камеры распределительного устройства; 7, 10, 26 и 29 — маслопроводы; 8 — гидронасос; 9 — бачок гидронасоса; 11 — предохранительный клапан; 12 — золотник; 13 — каналы распределительного устройства; 14 — центрирующая пружина; 15 — корпус распределительного устройства; 16 — источник электропитания; 17 — электрический мост; 18 и 24 — реактивные камеры распределительного устройства; 20, 22 и 23 — окна распределительного устройства; 25 — усилитель электрического сигнала; 27 — поршень исполнительного механизма; 28 — исполнительный механизм; 30 — поперечная рулевая тяга; К и Л — полости исполнительного механизма

становке на ней семи дополнительных элементов — двух колец, двух датчиков, втулки, гайки и шайбы для регулирования зазора в подшипниках. При этой схеме боковая реакция дороги через шину, диск, ступицу колеса, наружную и внутреннюю обоймы подшипников, их тела качения, втулку 10 передается на кольца 4 и 13, вызывая их деформацию и тем самым — деформацию установленных на кольцах тензодатчиков 5 и 12.

В схему (рис. 2) управления устройством входят электромагнитная катушка 2, сердечник 3 которой связан с золотником 12 распределительного устройства, имеющим три (4, 6 и 19) пояса, а в корпусе 15 — три (20, 22 и 23) окна. К окнам 20 и 23 рабочая жидкость подводится от гидронасоса 8, оснащенного предохранительным клапаном 11, к окну 22 подключен маслопровод 10, по которому жидкость сливается в бачок 9 гидронасоса. Между поясами золотника образуются камеры 5 и 21, соединенные каналами 13 с реактивными камерами 18 и 24. Между шайбами, опирающимися на корпус 15 и золотник 12, установлена центрирующая пружина 14.

Исполнительный механизм 28 представляет собой гидравлический цилиндр двухстороннего действия, изменяющий длину поперечной рулевой тяги 30 и, следовательно, схождение управляемых колес. Поршень 27 делит внутренний объем исполнительного механизма на две полости — К и Л, к которым подведены маслопроводы 26 и 29 от камер 5 и 21 распределительного устройства.

Питается система от бортовой электрической сети АТС. В качестве гидронасоса и емкости с рабочей жидкостью, с целью упрощения конструкции и уменьшения стоимости, могут быть использованы элементы гидроусилителя рулевого управления, гидроподъемника кузова и т. д.

За критерий правильности схождения управляемых колес принята боковая реакция  $R$  дороги на колесо. Если она равна нулю — схождение правильное, если отличается от нуля — необходимо корректирование.

Работает устройство следующим образом.

При прямолинейном движении АТС и оптимальном схождении его колес боковые реакции  $R$  дороги на управляемые колеса отсутствуют, а сопротивления тензодатчиков равны между собой, падения напряжения на них одинаковы, поэтому напряжение, снимаемое с точек  $C$  и  $D$  электрического моста 17 на электромагнитную катушку 2, равно нулю. Золотник 12 распределительного устройства находится в нейтральном положении, при котором все три окна открыты. Жидкость от гидронасоса 8 через маслопровод 7 поступает в камеры 5 и 21, откуда по маслопроводу 10 сливается в бачок 9. Давление жидкости, установившееся в камерах 5 и 21, передается через

жидкость в маслопроводах 29 и 26 в полости  $K$  и  $L$  исполнительного механизма.

При отклонении схождения в отрицательную сторону управляемые колеса за счет внутренних боковых реакций дороги через подшипники и втулки начинает воздействовать на наружные электрические датчики  $R_{\text{лн}}$  и  $R_{\text{пп}}$  и увеличивать их электрическое сопротивление. Электрическое сопротивление ветвей моста также возрастает, электрический ток в правой ( $R_{\text{пп}}$  и  $R_{\text{лв}}$ ) и левой ( $R_{\text{лн}}$  и  $R_{\text{лв}}$ ) ветвях моста одинаково уменьшается. При этом величина падения напряжения на внешних электрических датчиках ( $R_{\text{лн}}$  и  $R_{\text{пп}}$ ) растет, а на внутренних датчиках ( $R_{\text{лв}}$  и  $R_{\text{пп}}$ ) боковой реакции дороги — снижается. В итоге положительный потенциал в точке  $D$  будет больше, чем в точке  $C$ , т. е. между точками  $C$  и  $D$  появляется электрическое напряжение, по электромагнитной катушке начинает течь ток. Ее сердечник втягивается и, преодолевая сопротивление пружины 14, перемещает золотник распределительного устройства влево. В результате камера 21 будет отключаться от сливного маслопровода 10 и через открытые окна 18 оказывается соединенной только с нагнетательным маслопроводом 26. Одновременно камера 5 будет отключена от маслопровода 29, а через открытые окна 23 будет соединена только со сливным маслопроводом 10. Давление жидкости в камере 21 и полости  $L$  исполнительного механизма возрастает; поршень 27 со штоком перемещается влево. При этом в увеличивающуюся полость  $L$  рабочая жидкость будет подаваться насосом 8, а из уменьшающейся полости  $K$  — вытесняться поршнем в сливной бачок. Перемещающийся поршень 27 увеличивает длину поперечной рулевой тяги 30, восстанавливая правильное схождение управляемых колес.

При прекращении действия боковых реакций дороги на управляемые колеса и, следовательно, отсутствии воздействия сердечника электромагнитной катушки на золотник он под действием пружины 14 возвращается в нейтральное положение. При этом окно 23 открывается, давление рабочей жидкости в полостях  $K$  и  $L$  исполнительного механизма станут равными, поршень 27 остановится, и поперечная рулевая тяга перестанет удлиняться. Для учета инерционности системы во избежание перерегулирования возврат сердечника с золотником в нейтральное положение может начинаться несколько раньше, чем боковые реакции дороги и напряжение на выходе электрического моста достигнут нуля, что обеспечивается установлением пороговых значений параметров системы.

При отклонении схождения в положительную сторону тоже возникают внешние боковые реакции дороги на управляемые колеса, которые воздействуют теперь уже на внутренние

электрические датчики  $R_{\text{lb}}$  и  $R_{\text{lb}}$  и повышают их электрическое сопротивление и сопротивление ветвей моста. Величина электрического тока в ветвях моста уменьшается, падение напряжения на датчиках  $R_{\text{lb}}$  и  $R_{\text{lb}}$  увеличивается, а на датчиках  $R_{\text{lb}}$  и  $R_{\text{lb}}$  — снижается. Причем в точке D положительный потенциал меньше, чем в точке C. Между этими точками электрического моста возникает электрическое напряжение противоположной полярности. По магнитной катушке течет ток. Ее

сердечник перемещает золотник вправо. Роль камеры 5 и 23 устройства меняется на противоположную, длина поперечной рулевой тяги под действием давления в полости K исполнительного механизма сокращается, и схождение управляемых колес восстанавливается.

Таким образом устройство автоматически обеспечивает правильное схождение колес даже при незначительном дисбалансе на диагонали электрического моста.

*Судя по реакции читателей на статью, опубликованную в "АП" № 11, 2008, проблема устойчивости стальных цилиндрических пружин интересует их не только в чисто теоретическом плане. Поэтому редакция публикует вторую статью на ту же тему. Но если первая касалась пружин коаксиальных, то предлагаемая сейчас — ступенчатой конструкции.*

УДК 620.166

## О ПОТЕРЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ (УСТОЙЧИВОСТИ) ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН СТУПЕНЧАТОГО ИЗМЕНЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ

Д-р техн. наук А.П. МАРТЬЯНОВ, С.А. МАРТЬЯНОВ

Казанский ГАУ

*Рассматриваются цилиндрические пружины сжатия с кручением. В расчетах используются зависимости между кинематическими и статическими величинами по теории Кирхгофа и Клебша. Приводится расчет на потерю несущей способности или устойчивости этих пружин с определением критических значений крутящего момента и осевой силы.*

*Ключевые слова:* цилиндрическая пружина, плоское сечение, жесткость проволоки пружины, переменное сечение, длины участков, сложное нагружение.

*In this work torsion coil spring with compression are under consideration. In calculations relation between kinematical and static values by Kirhgoft and Klebsch theory are used. Calculation on loosing loading capacity this springs with determining of critical values of torque or axial force are brought.*

*Keyword:* cylindrical spring, cross-section, rigidity of coil spring, variable cross-section, length of section, complex loading.

Рассматриваемая пружина представляет собой конструкцию, состоящую из двух цилиндрических витых пружин, размещенных друг над другом. При этом каждая из них имеет свои диаметр, длину, шаг навивки и диаметр прутка. В результате чего под действием одной и той же сжимающей силы  $F$  (см. рисунок) в них возникают разные по величине нормальные силы  $N$ , а также крутящие моменты  $T_1$  и  $T_2$  в сечении витков. Однако по записи моделей дифференциальных уравнений обе пружины, очевидно, одинаковы. Поэтому проблему их расчетной модели можно рассмотреть применительно к любой из них. Например, к той, что на рисунке расположена вверху.

Чтобы решить задачу, рассечем пружину вертикальной плоскостью и составим уравнение равновесия относительно вертикальной оси  $Z$ . Оно будет представлять собой зависимость, которая связывает крутящий момент  $T_b$  с возникающей в сечении проволоки нормальной силой  $N_1$ . Кроме того, в сечении появится крутящий момент  $T_1$  от действия осевой силы  $F$ . Если пренебречь углом наклона витков, то уравнения для определения  $T_b$  и  $T_1$  будут иметь вид формул № 1 (см. таблицу).

Как видим, при таких условиях проволока пружины, по сути, моделирует стержень, длина  $S_1$  (формула № 2) которого равна винтовой линии, загруженной осевой силой  $N_1$  и крутящим моментом  $T_1$ .

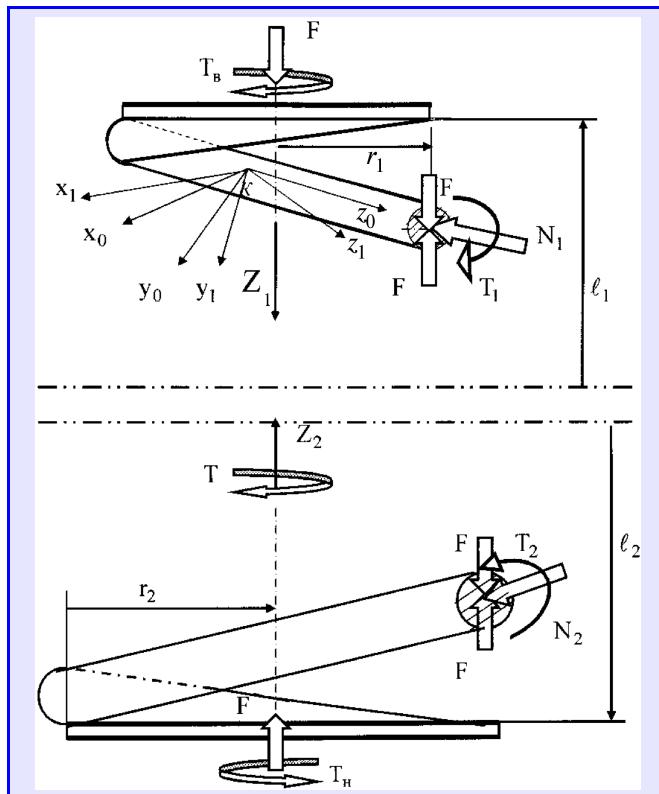
Исходя из этого и основываясь на предположении, что под действием сжимающей силы  $N_1$  и крутящего момента  $T_1$  проволока искривляется и пружина переходит во второе состояние равновесия, обозначим перемещения какой-либо ее точ-

ки по осям  $x_0$ ,  $y_0$ ,  $z_0$  через  $u_1$ ,  $v_1$ ,  $w_1$ , углы поворота триэдра осей  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $z_1$  относительно осей  $x_0$ ,  $y_0$ ,  $z_0$  — через  $\xi$ ,  $\zeta$ ,  $\eta$ , кривизны в плоскостях  $y_1z_1$  и  $x_1z_1$  — через  $\rho$ ,  $g$ , а кручение — через  $\tau$ . Тогда угловые и линейные перемещения будут связаны между собой формулами № 3, кривизны изогнутой оси проволоки в плоскостях  $y_1z_1$  и  $x_1z_1$  будут равны производным  $d\xi/dS_1$  и  $d\xi/dS_1$ , а ее кручение —  $(r + d\rho/dS_1)$ .

Усилия, действующие в оставленном сечении со стороны удаленной верхней части первого участка пружины, очевидно, приводятся к силе  $N$ , приложенной в центре масс сечения, и моменту  $M$ , составляющие которых по осям равны соответственно  $V_x$ ,  $V_y$ ,  $V_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ . Причем величины проекций моментов дают формулы № 4.

Условия равновесия элемента пружины в рассматриваемом сечении можно получать, используя дифференциальные уравнения Кирхгофа и соотношения Клебша (формулы № 5). Но входящие в эти формулы составляющие  $V_z$  и  $M_z$  отличаются от величин сжимающей силы  $F$  и крутящего момента  $T_b$  на ничтожно малые величины. В связи с чем пренебрегаем ими и выводим формулы № 6.

Учитывая, далее, формулы № 1 и 4 и принимая во внимание, что сила на концах проволоки отсутствует, т. е.  $\delta F_1 = \delta F_2 \approx 0$ , получаем уравнения № 7, решение которых дают формулы № 8.



№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{\text{в}} = N_1 r_1, T_1 = Fr_1$	$r_1$ — расстояние от сечения до оси пружины
2	$S_1 = 2\pi r_1 n_1$	$n_1$ — число витков проволоки пружины
3	$\xi = -dv/dS_1, \zeta = du/dS_1$	—
4	$M_x = A_1 d\xi/dS_1;$ $M_y = A_1 d\zeta/dS_1;$ $M_z = T_1 C_1 d\eta/dS_1$	$A_1 = E_1 J_1$ — жесткость при изгибе проволоки пружины; $C_1 = G_1 J_{1k} = G_1 J_{1p}$ — жесткость при кручении проволоки пружины
5	$dV_x/dS_1 - V_y d\eta/dS_1 + V_z d\xi/dS_1 = 0;$ $dM_x/dS_1 - M_y d\eta/dS_1 + M_z d\xi/dS_1 - V_y = 0;$ $dV_y/dS_1 - V_z d\xi/dS_1 + V_x d\eta/dS_1 = 0;$ $dM_y/dS_1 - M_z d\xi/dS_1 + M_x d\eta/dS_1 + V_x = 0;$ $dV_z/dS_1 - V_x d\xi/dS_1 + V_y d\xi/dS_1 = 0;$ $dM_z/dS_1 - M_x d\xi/dS_1 + M_y d\xi/dS_1 = 0$	—
6	$dV_x/dS_1 - N_1 d\xi/dS_1 = 0;$ $dM_x/dS_1 + T_1 d\zeta/dS_1 - V_y = 0;$ $dV_y/dS_1 + N_1 d\xi/dS_1 = 0;$ $dM_y/dS_1 - T_1 d\xi/dS_1 + V_x = 0;$ $dV_z/dS_1 = 0; dM_z/dS_1 = 0$	—
7	$A_1 d^2 u_1/dS_1^2 = -T_1 dv_1/dS_1 - N_1 u_1$ $A_1 d^2 v_1/dS_1^2 = T_1 du_1/dS_1 - N_1 v_1$	—
8	$u_1 = C_1 \cos \alpha_1 S_1 + C_2 \sin \alpha_1 S_1 + C_3 \cos \beta_1 S_1 + C_4 \sin \beta_1 S_1;$ $v_1 = -C_1 \sin \alpha_1 S_1 + C_2 \cos \alpha_1 S_1 - C_3 \sin \beta_1 S_1 + C_4 \cos \beta_1 S_1$	$C_1 - C_4$ — постоянные интегрирования; $\alpha_1(\beta_1) = \frac{T_1}{2A_1} \pm \sqrt{\frac{T_1^2 + 4A_1 N_1}{4A_1^2}} = \varepsilon \pm \lambda_1$
9	$u_2 = C_1^l \cos \alpha_2 S_2 + C_2^l \sin \alpha_2 S_2 + C_3^l \cos \beta_2 S_2 + C_4^l \sin \beta_2 S_2;$ $v_2 = -C_1^l \sin \alpha_2 S_2 + C_2^l \cos \alpha_2 S_2 - C_3^l \sin \beta_2 S_2 + C_4^l \cos \beta_2 S_2$	$C_1^l - C_4^l$ — постоянные интегрирования; $\alpha_2(\beta_2) = \frac{T_h}{2A_2} \pm \sqrt{\frac{T_h^2 + 4A_2 N_2}{4A_2^2}} = \varepsilon_2 \pm \lambda_2$
10	$w_1 = C \sin \lambda_1 S_1;$ $w_2 = D \sin \lambda_2 S_2$	$C$ и $D$ — приведенные постоянные интегрирования
11	$\frac{tg \lambda_1 S_1}{tg \lambda_2 S_2} = -\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$	—
12	$\frac{T_1^2 + 4A_1 N_1}{A_1^2} = \frac{1}{r_1^2 n_1}$	—
13	$\frac{F_1^2 r_1^3 + TE\pi r_{1\text{пп}}^4}{E^2 \pi^2 r_{1\text{пп}}^8} = \frac{1}{16r_1 n_1^2}$	$r_{1\text{пп}}$ — радиус пружины на первом ее участке

Повторив рассуждения для нижней (см. рисунок) части пружины, получаем аналогичное решение и для нее — формулы № 9.

Теперь о граничных условиях.

Для концевых сечений обоих участков они очевидны: поскольку  $S_1 = 0$  и  $S_2 = 0$ , то и  $u_1 = v_1 = 0, w_1 = \sqrt{u_1 + v_1} = 0,$

$u_2 = v_2 = 0$  и  $w_2 = \sqrt{u_2^2 + v_2^2} = 0$ . Эти условия приведут к записи полных линейных перемещений по участкам в виде формул № 10.

Удовлетворяя далее граничные условия в ступени при  $S_1 = 2\pi r_1 n_1 = S_2 = 2\pi r_2 n_2$  ( $w_1 = w_2; w'_1 = -w'_2$ ), получим формулу № 11.

Данная зависимость — общая. Например, при нулевой длине второго участка получим зависимость для одной пружины с параметрами первого участка (формула № 11 или № 12).

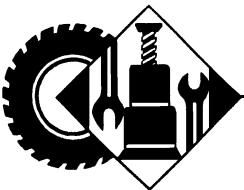
Аналогичная зависимость будет и для второй пружины при нулевой длине первого участка; при равных параметрах и одинаковых средних радиусах участков пружин переходим к одной пружине. В частных же случаях можно получить зависимость Греенхилла, из которой вытекает формула Л. Эйлера, и значение критического крутящего момента, возникающего от сжимающей силы  $F$ .

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы.

1. Потеря устойчивости цилиндрических пружин сжатия и кручения происходит по разветвленным формам равновесия.

2. При больших гибкостях таких пружин критические напряжения в их материале будут значительно меньше допускаемых.

3. Краевые условия закрепления концевых сечений проволоки существенно сказываются на значениях критических крутящего момента и силы.



# ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 621-192(035)

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ МНОГООСНЫХ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОЛЕСНЫХ ШАССИ НА ЭТАПЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Канд. техн. наук С.А. ВИНОГРАДОВ, И.А. КОРНИЛОВ

Серпуховской военный институт ракетных войск

Многоосные специальные колесные шасси (МСКШ) — один из тех типов военной автомобильной техники, которые относятся к числу сложных технических систем. Следовательно, при их эксплуатации, как и в случае любой сложной системы, одной из основных задач было и остается поддержание их надежности на требуемом уровне. Причем специфика МСКШ состоит в том, что их среднегодовые пробеги, как правило, невелики. Поэтому-то их надежность и приходится поддерживать далеко за пределами гарантийного временного ресурса.

С этой целью на этапе эксплуатации периодически проводится мониторинг МСКШ, т. е. оценка показателей их надежности и проверка их соответствия требуемым значениям. Форма задания требований здесь может быть разная, однако их суть остается неизменной: при мониторинге должны определяться не только численные значения показателей надежности, но использовать возможно более точные методы их статистических оценок. Отсюда и довольно большое число применяемых показателей надежности.

Например, если система невосстанавливаемая, то в качестве таких показателей, как правило, используются вероятность  $P(t)$  безотказной работы, средняя наработка  $t_{\text{ср}}$  до отказа, интенсивность  $\lambda(t)$  отказов и  $\gamma$  — процентная наработка  $t_{\gamma}$  до отказа, технология определения которых зависит от вида закона распределения наработки до отказа. Для систем же восстанавливаемого типа наиболее часто в качестве показателей надежности используют коэффициент  $K_r$  готовности, среднюю наработку  $T_o$  на отказ, вероятность  $P(t)$  безотказной работы, параметр  $\omega(t)$  потока отказов.

Определение численных значений перечисленных выше показателей надежности по экспериментальным данным не является в большинстве случаев трудноразрешимой задачей. Для этой цели разработаны и хорошо себя зарекомендовали различные статистические методы, которые стали уже классическими. Они предусматривают выполнение четырех стандартных процедур: находятся эмпирическая функция распределения наработки до отказа (между отказами), время восстановления и других случайных переменных; из семейства известных выбирается теоретический закон распределения; вычисляются статистические оценки параметров распределения; рассчитываются показатели надежности и характеристики их точности.

Однако в последнее время разработаны и предложены для практического использования и другие, отличающиеся от классических процедуры получения оценок показателей надежности. В том числе и при малых объемах выборок. Основаны они на использовании метода последовательных медиан и семейств распределений значительной общности, например, многомерного двойного нормального распределения.

С помощью этих процедур можно сразу находить интервальные оценки и проверять статистические гипотезы как о согласии эмпирического распределения теоретическому в ген-

ральной совокупности, так и о равенстве математических ожиданий или дисперсий двух генеральных совокупностей и т. п.

Преимущество данных процедур перед классическими процедурами очевидно: они не требуют знания закона распределения статистики критерия. Правда, у них более высокая вычислительная реализуемость (большие затраты памяти ЭВМ).

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\omega(t) = f(t) + \int_0^t \omega(\tau)f(t+\tau)d\tau$	$\omega(t)$ — параметр потока отказов; $f(t)$ — плотность распределения времени работы объекта до первого отказа
2	$\omega^*(t) = \frac{r(\Delta t)}{N_0(\Delta t)}$	$r(\Delta t)$ — число отказов за период времени $\Delta t$ ; $N_0$ — число объектов, находящихся в эксплуатации
3	$\omega(s) = \phi(A, s)$	$A$ — множество коэффициентов в преобразовании Лапласа
4	$f(s) = \frac{\omega(s)}{1 + \omega(s)}$	—
5	$f(t) = \Psi(B, t)$	$B$ — множество коэффициентов в обратном преобразовании Лапласа $\Psi$
6	$P(t) = \int_t^\infty f(t)dt$	—
7	$T_o = \sum_{j=1}^k \Delta t_j$	—

Таблица 2

№ периода эксплуатации, равного шести месяцам	Число отказов	Агрегаты и системы шасси					
		двигатель	трансмиссия	ходовая часть	электрооборудование	тормозная система	рулевое управление
1	11	1	5	2	2	1	0
2	10	4	2	0	3	1	0
3	17	4	6	1	5	1	0
4	13	5	5	0	2	1	0
5	13	2	7	2	1	1	0
6	16	3	5	2	6	0	0
7	20	1	4	4	2	5	4
8	23	6	2	10	3	2	0
9	27	3	4	6	6	8	0
10	27	4	4	5	7	5	2
11	39	6	8	10	8	3	4
12	51	8	8	8	14	13	0
13	49	11	14	10	8	6	0
14	39	4	8	17	7	2	1
$\Sigma$	355	62	82	77	74	49	11

$r(\Delta t)$	11	10	17	13	13	16	20	23	27	27	41	49	49	38
$t, \text{ км}$	225	450	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250	2475	2700	2925	3150
$\omega(t) \cdot 10^{-3}$	0,175	0,159	0,270	0,207	0,207	0,254	0,318	0,366	0,430	0,430	0,653	0,780	0,780	0,605

Таблица 4

$t, \text{ км}$	225	450	675	900	1125	1350	1575
$\omega(t) \cdot 10^{-3}$	0,121	0,155	0,191	0,231	0,274	0,320	0,370
$P(t)$	0,976	0,946	0,909	0,865	0,814	0,755	0,689

Однако для современных компьютеров этот недостаток не относится к решающим.

Но следует отметить одно важное обстоятельство: у классических и новых методов получения статистических оценок показателей надежности по экспериментальным данным есть общее свойство — и те, и другие требуют однородной информации, т. е. если объект работает только до первого отказа, предполагается, что все  $N_0$  находящихся в эксплуатации объектов функционируют преимущественно в одинаковых условиях. Если же речь идет об объектах, допускающих восстанов-

ление работоспособного состояния после каждого отказа, то процесс функционирования их между отказами также должен быть однородным (стационарным).

Таковы общие соображения. Если же обратиться к многоосным специальным колесным шасси, то они представляют собой восстанавливаемые сложные системы. И наряду с требованиями к показателям надежности для восстанавливаемых объектов (средняя наработка на отказ, среднее время восстановления и др.) к ним предъявляются и требования обеспечения показателя, не ниже заданного в форме вероятности безотказной работы после каждого очередного восстановления. При этом возникает задача: по статистическим данным, полученным на этапе эксплуатации восстанавливаемого объекта, оценить показатели безотказности невосстанавливаемого объекта.

Для ее решения предлагается использовать математическую модель, основанную на интегральном уравнении Вольтерра, которое связывает показатели надежности восстанавливаемого и невосстанавливаемого объектов при условии, что время восстановления его пренебрежимо мало по сравнению со временем нахождения в работоспособном состоянии (формула № 1 в табл. 1).

Такая модель надежности шасси как восстанавливаемой технической системы позволяет решить задачу определения показателей надежности в следующей последовательности.

1. По экспериментальным данным об отказах элементов шасси, накопленных на этапе эксплуатации, оценить параметр  $\omega^*(t)$  потока отказов (формула № 2).

2. Выбрать и обосновать вид аппроксимирующей функции  $\omega = \phi(t)$  — функции, описывающей процесс изменения параметра потока отказов по времени эксплуатации и имеющей преобразование Лапласа.

3. Применить преобразования Лапласа к этой функции (формула № 3).

4. Использовать преобразование Лапласа к плотности  $f(s)$  распределения наработки до отказа (формула № 4).

5. Найти обратное преобразование Лапласа функции  $f(s)$  (формула № 5).

6. Определить вероятность  $P(t)$  безотказной работы объекта (формула № 6).

К исходным данным для расчета оценок показателей надежности по рассмотренной выше модели относятся число  $r(\Delta t_j)$  отказов, зарегистрированное на интервале наработки  $\Delta t_j$ ,  $j = 1, k$  за весь период  $T_0$  эксплуатации (формула № 7). Поскольку интервалы наблюдений, как правило, берутся одинаковыми, то  $\Delta t_j = \Delta t = T_0$ . (Чаще всего  $\Delta t = 1$  месяц, квартал, полугодие и т. п. или эквивалентным им пробег МСКШ.) Основным допущением, принимаемым при расчетах с использованием представленной выше методики, является отсутствие влияния условий эксплуатации и режимов работы элементов и подсистем на показатели надежности, т. е. все  $N_0$  объектов в течение наработки  $T_0$  находились в одинаковых условиях, и отказы носили в основном внезапный характер, а постепенные отказы имели примерно одинаковую скорость развития.

Таким образом, совокупность математической модели, исходных данных и принятых допущений, по сути, — методика

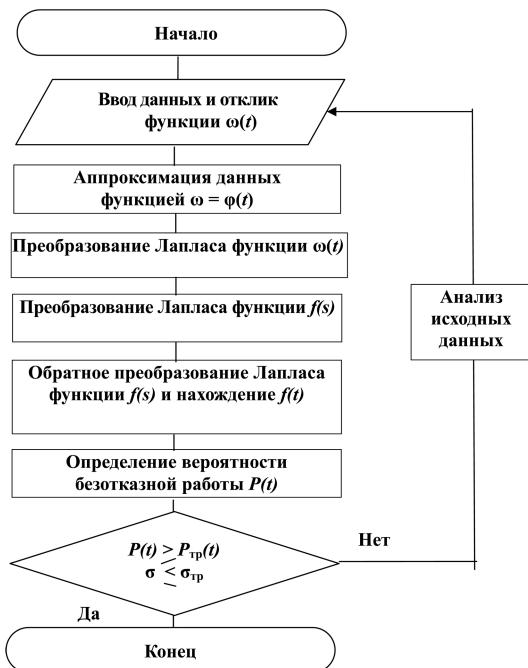


Рис. 1. Алгоритм расчета показателей надежности МСКШ

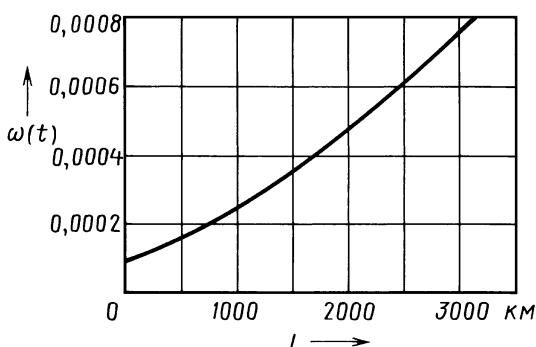


Рис. 2. Зависимость функции ω(t) от наработки на отказ

оценки показателей надежности шасси на этапе эксплуатации, алгоритм которой представлен на рис. 1.

Рассмотрим применение этой методики для оценки надежности МСКШ по данным многолетней эксплуатации.

Статистические данные об отказах и неисправностях 280 шасси и их основных систем в течение семи лет после истечения гарантийного ресурса приведены в табл. 2 и 3, зависимость  $\omega(t)$  от пробега  $L$  шасси — на рис. 2, а результаты расчета надежности — в табл. 4.

УДК 629.067

## ВЛИЯНИЕ ЗАПАЗДЫВАНИЯ РЕАКЦИИ ВОДИТЕЛЯ НА УПРАВЛЕМОСТЬ АТС

Д-р техн. наук И.В. ХОДЕС, В.А. БЕЗВЕРХОВ, Е.В. КИСЕЛЕВ

Волгоградский ГТУ

Автомобильный транспорт по числу жертв в ДТП значительно превосходит воздушный и железнодорожный, вместе взятые. Причем большинство ДТП, к сожалению, случаются не из-за технических неисправностей, а обусловлены человеческим фактором — низкой квалификацией водителя, его психоэмоциональным состоянием, недооценкой соответствия дорожной ситуации воспроизведому режиму движения. Например, в России по вине водителей совершается 75 % ДТП, в Германии — 82, США — 85, Италии — 52, Польше — 96 %. И в абсолютном большинстве случаев водителю просто не хватает времени для действий, предотвращающих ДТП. Другими словами, времени для оценки сложившейся дорожной ситуации и выполнения адекватных ей управляющих действий. То есть время запаздывания реакции (ЗР) водителя (время между зрительно-слуховым восприятием дорожной ситуации, последующими сенсомоторной реакцией и фактическим исполнением управляющих действий) оказывается больше времени между возникновением предаварийной ситуации и возможным совершением. Такое сочетание с каждым годом встречается все чаще, потому что темпы автомобилизации населения, следовательно, интенсивность движения растут, динамические свойства АТС уже вышли чуть ли не на самолетный уровень. Отсюда напрашивается вывод: к управлению современными АТС, особенно энергонасыщенными легковыми автомобилями и автобусами, следует допускать лишь тех, кто прошел тестирование на время запаздывания реакции.

Вариантов такого тестирования, в принципе, может быть много. Но ясно одно: оно должно давать количественную оценку времени ЗР водителя с учетом его квалификации, психоэмоционального состояния, состояния здоровья, степени утомления, способности управлять определенным АТС в конкретных дорожных условиях. В частности, авторы считают, что количественной характеристикой качества и надежности водителя может быть относительная величина искажения тестовой траектории движения АТС в поперечном направлении, допущенная им при контрольной проверке тестового маневрирования.

Такова идея. Для ее реализации, очевидно, необходимо обосновать нормативные значения (допустимые границы) времени запаздывания реакции водителя, периода тестового маневра, точности воспроизведения поворота управляемых колес АТС в зависимости от характера, квалификации и состояния водителя. А если говорить более конкретно, то для оценки возможных искажений тестовой траектории АТС в поперечном направлении следует установить или обосновать среднюю величину задержки  $t_{cp}$  реакции водителя на исполнение таких неизбежных в транспортном потоке элементов движения, как подруливание, изменение полосы движения, обгон, поворот.

Разумеется, все это надо делать с учетом возможного расстояния  $t_{cp}$ , т. е. среднеквадратического отклонения или дисперсии  $D_b$ ; задержки технической реакции АТС; внешних фак-

Анализ полученных результатов показывает: если к МСКШ одновременно заданы требования по средней наработке  $t$  до отказа,  $T_0$  и вероятности  $P(t)$  безотказной работы, то на этапе эксплуатации за пределами гарантированного ресурса возникает ситуация несоответствия эксплуатационных показателей требованиям, что подтверждает необходимость мониторинга надежности МСКШ и принятия дополнительных мер, направленных на повышение эффективности системы ТО, профилактики и диагностирования отказов.

торов (скорости  $v$ , ускорения  $\dot{v}$ , угла  $\pm\theta$  поворотов руля или управляемых колес, состояния дороги по сцеплению  $\varphi$ , со-противлению  $f$ , поперечному наклону полотна  $\beta$ , дорожных неровностей со среднеквадратическим отклонением по высоте). Иначе говоря, с учетом совокупности факторов, которые обязательно вызовут отклонение поворотов управляемых колес от тестовых периодических (рис. 1) с периодом  $T_0$ . Численно неточность воспроизведения тестовых поворотов управляемых колес оценивается формулой  $D_b = 1/T_0 \int_0^{T_0} (\theta_b - \theta_t)^2 f(t) dt$ ,

в которой  $T_0$  — тестовый период;  $\theta_b$  — угол поворота управляемых колес, задаваемый водителем;  $\theta_t$  — тестовый угол поворота управляемых колес;  $f(t)$  — функция распределения случайной величины  $\theta_b$ ;  $t$  — время.

В литературе достаточно часто упоминается о том, что реализация технических свойств АТС по управляемости очень сильно зависит от водителя. Однако обоснованных оценок, количественно характеризующих это психомоторное свойство, практически не приводится. Хотя отдельные попытки в этом направлении были. Так, Л.Л. Гинцбург ввел понятие "безразмерная величина запаса  $\tau_b$  на реакцию водителя" и в качестве оценочного критерия предложил отношение  $\tau_b v / L$  ( $v$  — скорость и  $L$  — база АТС), а гистерезисную характеристику водителя предложил оценивать с помощью передаточной функции, учитывая суммарно запаздывания его реакции и реакции технической системы. И если этот методический прием адаптировать к нашему описанию искажения воспроизведенной динамической траектории  $Y_g(t)$  относительно тестовой  $Y_s(t)$ , то передаточная функция будет представлена отношением  $Y_{(g+b)}(t)/Y_s(t)$  и соответствующим смещением по времени ( $\tau_{b+g}$ ) или по пройденному пути ( $v\tau_{b+g}$ ) — так, как это показано на рис. 2. Здесь можно выделить части времени, приходящиеся на техническую систему и водителя. Дело в том,

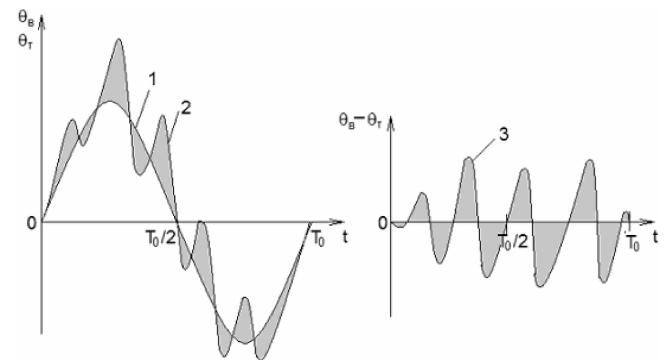


Рис. 1. Соотношение тестовых и фактических углов периодического поворота управляемых колес автомобиля по времени:

1 — тестовые  $(\theta_t = \theta_0 \sin \frac{2\pi t}{T_0})$ ; 2 — воспроизводимые водителем  $[\theta_b, t]$ ; 3 — искажения фактические относительно тестовых  $[\theta_g(t) - \theta_t(t)]$

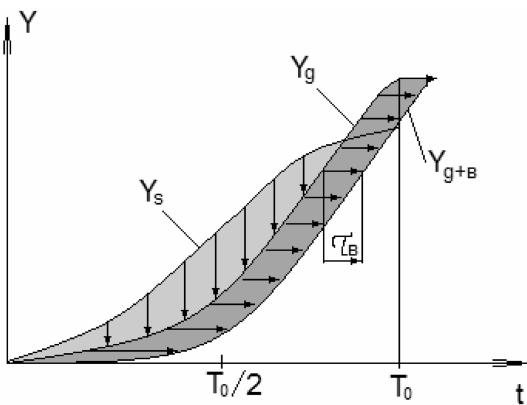


Рис. 2. Поперечное смещение траектории (вертикальные стрелки) ATC, времени (горизонтальные стрелки)

что из тех же рекомендаций следует: для устойчивого движения автомобиля, база которого равна 2,5 м, на скорости 30 м/с (108 км/ч) должно выполняться условие  $t_p v / L \geq 0,1$ . Откуда время запаздывания реакции водителя должно быть более 0,01 с ( $t_p \geq 0,1 \frac{2,5}{30} = 0,0083$ ). Одновременно Л.Л. Гинцбург оговаривает, что на этой и любых других скоростях время  $t_p$  реакции водителя при повороте рулевого колеса, когда он реагирует на курсовое отклонение траектории ATC, должно находиться в диапазоне 0,02–0,2 с (меньше 0,02 с нельзя, так как могут появиться возрастающие поперечные колебания, больше 0,2 с — тоже нельзя, но уже с точки зрения вероятности попадания в ДТП). Следовательно, на техническую систему при движении со скоростью 108 км/ч остается не более 0,19 с. Средняя величина составит  $t_p = (0,02 + 0,2)/2 = 0,11$  с, а возможная точность ЗР, оцениваемая среднеквадратическим "шестисигмовым" отклонением, —  $\sigma_p = (0,2 - 0,02)/6 = 0,06$  с и относительным  $\sigma_p/t_p = 0,03/0,11 = 0,27$ .

А.С. Литвинов, излагая материал по тормозной динамике автомобиля, приводит другой диапазон времени  $t_p$  запаздывания реакции водителя: 0,2–1,5 с. Видимо, А.С. Литвинов нижний предел рассматривал в качестве обычных возможностей водителя-профессионала, а верхний — с тех же позиций, что и Л.Л. Гинцбург. Тогда получается, что средняя величина времени ЗР при законе нормального ее распределения будет  $t_{cp} = (t_{p_{max}} + t_{p_{min}})/2 = (1,5 + 0,2)/2 = 0,85$  с, среднеквадратичное отклонение  $t_{cp} = (t_{p_{max}} + t_{p_{min}})/6 = (1,5 - 0,2)/6 = 0,21$  с при "шестисигмовом" пределе отклонений, а относительная величина составит  $\sigma_p/t_{cp} = 0,25$ . Как видим, нижний предел для  $t_{p_{min}}/t_{cp} - 3\sigma_p = 0,85 - 3 \cdot 0,21 = 0,2$ , предлагаемый А.С. Литвиновым, равен верхнему пределу, предложенному Л.Л. Гинцбургом.

Учитывая такие большие расхождения, авторы провели собственное экспериментальное определение параметров корректирования прямолинейного курсового направления, взяв в качестве объекта один из довольно современных автомобилей — "Рено Лагуна". Целью эксперимента являлось определение точности воспроизведения водителем угла поворота руля и управляемых колес по среднеквадратическому и относительному отклонениям.

В результате установлено, что при скорости 30 км/ч амплитуда  $\theta_p$  поворота рулевого колеса составила 3°, а при скорости 150 км/ч — 6°. И если принять амплитуду при меньшей скорости как минимально необходимую для восстановления курсового направления, то ее рост на  $\Delta\theta_p = 3^\circ(6^\circ - 3^\circ)$  можно объяснить неточностью реакции водителя на выполнение корректирующего поворота со средней величиной  $\theta_{cp} = (3 + 6)/2 = 4,5^\circ$ . При этом среднеквадратическое ее от-

клонение, соответствующее пределу  $\pm 3\sigma_\theta$  при доверительной вероятности 0,98, на управляемых колесах составит  $\sigma_\theta = \Delta\theta_p/(3i_{pp}) = 0,0455^\circ = 0,0008$  рад., где  $i_{pp}$  — передаточное отношение "рулевое колесо—управляемые колеса" ( $i_{pp} = 22$ ) и относительная точность  $\sigma_\theta/\theta_{cp} = 0,22$ .

Анализ источников информации по длительности ЗР и ее среднеквадратического отклонения, а также собственные исследования угла поворота управляемых колес позволяют дать экспертную оценку длительности ЗР в зависимости от пола, профессии и возраста (табл. 1) и учесть психофизиологическое состояние водителя (табл. 2).

Первая таблица в комментариях, думается, не нуждается. Что же касается табл. 2, то они необходимы: в ней перечислены факторы, которые раньше никто количественно не учитывал. Например, степень утомления водителя, обусловленную продолжительностью его работы без отдыха. Это учтено с помощью коэффициента  $K_t$ , величина которого, как определили эксперты, в течение рабочей смены может меняться в пределах 1–1,3. Учитываются также и другие факторы, от которых зависит  $t_p$  (болезнь, алкоголь, настроение, условия движения), тоже с помощью поправочных коэффициентов —  $K_s$ ,  $\Delta K_{cp}$  и  $K_\Sigma$ . При этом  $K_s = 1 + \Delta K_{cp}$ , а  $K_\Sigma = K_t K_s$ .

Наконец, учитывается и опыт (стаж) водителя коэффициентом  $K_{ct}$ , величина которого зависит от времени нахождения водителя за рулем АТС. Так, если он провел за рулем до 5 тыс. км, то  $K_{ct} = 2$ ; если 5–15 тыс., то  $K_{ct} = 1,5$ ; если 15–30 тыс., то  $K_{ct} = 1,3$ ; если 30–50 тыс., то  $K_{ct} = 1,1$ ; если более 50 тыс., то  $K_{ct} = 1,0$ . В итоге формула для определения времени  $t_p$  запаздывания реакции водителя приобретает вид:  $t_p = t_{p_{id}} K_t K_\Sigma K_{ct}$ ;  $\sigma_{pe} = \sigma_p \cdot K_t K_\Sigma K_{ct}$ ,  $t_{p_{id}}$  — время задержки идеального водителя;  $\sigma_p$  — см. табл. 1.

Рассмотрим два примера. В первом допустим, что водитель — мужчина 30 лет, опытный профессионально ( $K_{ct} = 1$ )

Таблица 1

№	Пол	Профессиональная деятельность	Возраст	$t_p$	$\sigma_p$	$\sigma_\theta$
1	М	Операторы технических устройств, спортсмены, военные и т. п.	18–24	0,6	0,2	0,0015
2			24–35	0,5	0,18	0,0015
3			35–50	0,5	0,18	0,0015
4			50–60	0,8	0,25	0,002
5			60–75	1,0	0,3	0,0025
6			>75	1,2	0,04	0,003
7		Работники социальной сферы, экономисты, медицинские работники, юристы, работники торговли и т. п.	18–24	0,7	0,22	0,0017
8			24–35	0,6	0,2	0,0017
9			35–50	0,6	0,2	0,0017
10			50–60	0,8	0,3	0,0023
11			60–75	1,1	0,35	0,003
12			>75	1,2	0,4	0,0031
13	Ж	Операторы технических устройств, спортсмены, военные и т. п.	18–24	0,6	0,2	0,0017
14			24–35	0,6	0,2	0,0017
15			35–50	0,6	0,2	0,0017
16			50–60	0,9	0,25	0,0025
17			60–75	1,0	0,3	0,0032
18			>75	1,3	0,4	0,0035
19		Работники социальной сферы, экономисты, медицинские работники, юристы, работники торговли и т. п.	18–24	0,75	0,22	0,002
20			24–35	0,65	0,22	0,002
21			35–50	0,65	0,22	0,002
22			50–60	0,8	0,35	0,0025
23			60–75	1,2	0,4	0,003
24			>75	1,3	0,4	0,0035

и его показатель соответствует строке 1 табл. 1. То есть время задержки его реакции  $t_p = 0,6$  с при  $\sigma_p = 0,2$  с. Учитываем по табл. 2 его психофизиологическое состояние и внешние условия движения. Например, строкой "0". Таким образом приходим к выводу, что водитель здоров, трезв, выполняет регламентированный скоростной режим, управляет АТС в светлое время суток, в нормальном эмоциональном состоянии, продолжительность работы — первые 2 ч движения. Тогда  $\Delta K_{cp} = 0$ ;  $K_3 = 1$ ; и  $K_\Sigma = 1$ . То есть оценки времени задержки его редакции остаются без изменений. При этом время ЗР при вероятности, равной 0,9, составит  $t_p^{\min} = t_p - 1,28\sigma_{p3} = 0,344$  с, а  $t_p^{\max} = t_p + 1,28\sigma_{p3} = 0,856$  с (коэффициент 1,28 соответствует той же вероятности нормального распределения — 0,9).

Второй пример. Водитель — мужчина, 20 лет, его данные соответствуют строке 7 в табл. 1 и строкам 10, 12, 13, 14 в табл. 2, а стаж работы не превышает 5 тыс. км,  $K_{ct} = 2$ . Тогда базовое время ЗР составит  $t_p = 0,7$  с,  $\sigma_p = 0,22$  с, а суммарный коэффициент при длительности работы 4 ч:  $K_3 = 1,1(1 + \Delta K_{cp10} + \Delta K_{p12} + \Delta K_{cp13} + \Delta K_{cp14}) = 1,1(1 + 0,1 + 0,3 + 0,2 + 0,1) = 1,87$ . С учетом же  $K_{ct} = 2t_p = 0,7 \cdot 1,87 \cdot 2 = 2,62$  с и  $\sigma_{p3} = 0,22 \cdot 1,87 \cdot 2 = 0,82$  с. При уровне значимости диапазона времени ЗР с той же вероятностью 0,9 получаем  $t_p^{\min} = 2,62 - 1,28 \cdot 0,82 = 1,6$  с, а  $t_p^{\max} = t_3 + 1,28 \cdot 0,82 = 3,67$  с.

Как видим, по средним значениям  $t_p$  водители отличаются в  $2,62/0,6 = 4,4$  раза, по максимальным — в  $3,67/0,856 = 4,3$  и по минимальным — в  $1,6/0,344 = 4,65$  раза. То есть наличие достаточного стажа, нормальное физическое состояние, вы-

полнение Правил дорожного движения отличает первого водителя от второго в 5 раз — на порядок практически по качеству и надежности. Значит, у него и существенно меньше вероятность совершения ДТП.

Рассмотрим методику оценки влияния человеческого фактора на точность воспроизведения тестовой траектории. Если задержка реакции, например, при торможении всегда увеличивает тормозной путь, то при курсовом отклонении она провоцирует водителя на увеличение амплитуды  $\theta_0$  поворота управляемых колес или временного периода  $T_0$  управляющего воздействия для достижения интуитивно востребованного бокового смещения. Поэтому среднеквадратическая величина времени задержки реакции может быть отнесена как к увеличению вероятностного ее диапазона, так и к нестабильности реализуемого периода управляющего воздействия. Воспроизведение траектории можно прогнозировать по диаграмме, приведенной на рис. 3. При этом последовательность формирования боковых смещений воспроизводимых траекторий оказывается такой: в процессе движения водитель периодически выполняет маневры "переставка", "обгон", "объезд препятствия", "поворот". Что требует отклонения управляемых колес на угол  $\theta$  за некоторый период времени  $T_0$ . Для сопоставления множества водителей и выявления их способности воспроизвести тестовую траекторию зададимся тестовым управляющим воздействием с периодическим отклонением управляемых колес:  $\theta = \theta_0 \sin\left(\frac{2\pi}{T_0}t\right)$ , где  $\theta_0$ ,  $T_0$  — амплитуда и период тестового воздействия. При этой интуитивно востребованной траектории, с учетом скорости  $v$  движения АТС с базой  $L$  боковое смещение составит  $y_s = \frac{v^2 T_0 \theta_0}{2L\pi} \left(t - \frac{T_0}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{T_0} t\right)$ .

Таблица 2

№ фактора	Продолжительность непрерывной работы, ч	$K_t$	Факторы, влияющие на $t_p$				$\Delta K_{cp}$	$K_3$	$K_\Sigma = K_t K_3$
0	Без отклонений						0	1	1
1 2	0–2	1	болезнь с температурой, °C		<37,5	0,1	1,1	1,2	
3 4			алкоголь, промилле		>37,5	0,2	1,2	1,8	
5 6			скорость движения 70–150 км/ч	движение в темноте	сумерки	ночь	0,2–0,4	1,2–1,4	1,5–1,9
7			настроение	радость	угнетение	туман	0,2	1,2	1,5
8 9	2–4	1,1	болезнь с температурой, °C		<37,5	0,1	1,1	1,68	
10 11			алкоголь, промилле		>37,5	0,2	1,2	2,52	
12			скорость движения 70–150 км/ч				0,3–0,4	1,3–1,4	2,16–1,32
13			движение в темноте	сумерки	ночь	туман	0,2	1,2	2,16
14			настроение	радость	угнетение	тревога	0,1–0,2	1,1–1,2	1,80–2,16
15 16	4–8	1,3	болезнь с температурой, °C		<37,5	0,2	1,2	2,55	
17 18			алкоголь, промилле		>37,5	0,4	1,4	3,75	
19			скорость движения 70–150 км/ч				0,2	1,2	3
20			движение в темноте	сумерки	ночь	туман	0,4	1,4	7,5
21			настроение	радость	угнетение	тревога	0,3	1,3	

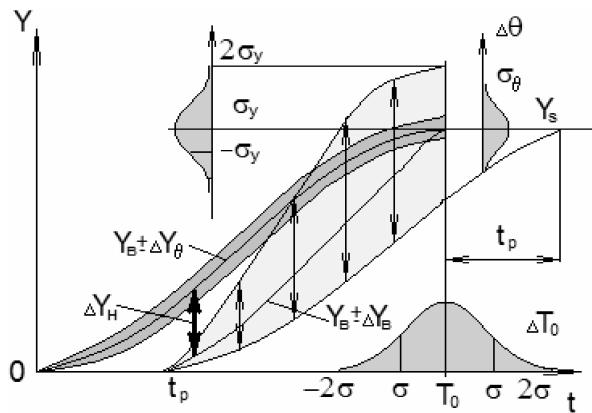


Рис. 3. Диаграмма соотношения траекторий:

$y_s$  — востребованная дорожной обстановкой;  $y_b$  — реализуемая водителем;  $\Delta\theta, \Delta T_0$  — неточности реализации водителем тестовых амплитуды и периода поворота управляемых колес автомобиля;  $\Delta y_b, \Delta y_0, \Delta y_h$  — боковое искажение траектории движения из-за неточности воспроизведения водителем выполнения тестовых значений  $\Delta t_p, \Delta T_0$  и  $\Delta\theta_0$

В конце периода при  $t = T_0$  имеем  $y_{sa} = S_0 = v^2 T_0^2 \theta_0 / (2\pi L)$ , а с учетом запаздывания реакции  $t_p$  это выражение принимает

$$\text{вид } y_{sp} = \frac{v^2 T_0 \theta_0}{2L\pi} \left( t - t_p - \frac{T_0}{2\pi} \sin \frac{2\pi(t-t_p)}{T_0} \right). \text{ Следовательно, поперечное искажение траектории составит: } \Delta y_p(t) = y_s(t) - y_{sp}(t),$$

что и представлено на рис. 3. Однако, как было отмечено выше, водитель в процессе выполнения маневра интуитивно корректирует курсовое направление, компенсируя искажение увеличением амплитуды  $\theta_0$  и периода  $T_0$ . В результате реализует траекторию  $y_b(t - t_p) \pm \Delta y_b(\Delta\theta, \Delta T_0, t)$  с неопределенностью ее диапазона по оси  $Y$  в пределах  $\pm\Delta y_b(\Delta\theta, \Delta T_0, t)$ .

Задаваясь предельным отклонением амплитуды  $\Delta\theta_0$  и периода  $\Delta T_0$  (например, с использованием табл. 1 и 2), получаем:  $\Delta\theta_0 = \pm 1,28\sigma_\theta$  и  $\Delta T_0 = \pm 1,28\sigma_p$ , что, например, соответствует той же вероятности 0,9 охвата всего диапазона отклонений указанных величин. Отсюда можно получить соответствующий диапазон поперечных смещений  $\Delta y_b$  реализуемой водителем траектории. Для этого дифференцируем выражение  $y_{sp}$

по  $\theta_0$  и  $T_0$  с получением поперечного искажения из-за неточности воспроизведения траектории:

$$\begin{aligned} \Delta y_b &= \frac{v^2 T_0}{2L\pi} \left( t - t_p - \frac{T_0}{2\pi} \sin \frac{2(t-t_p)\pi}{T_0} \right) \Delta\theta_0 + \\ &+ \frac{v^2 \theta_0}{2L\pi} \left( \left( t - (t - t_p) - \frac{T_0}{2\pi} \sin \frac{2(t-t_p)\pi}{T_0} \right) - \frac{T_0}{2\pi} \sin \frac{2(t-t_p)\pi}{T_0} \right) + \\ &+ \frac{(t-t_p)}{2\pi} \cos \frac{2(t-t_p)\pi}{T_0} \Delta T_0. \end{aligned}$$

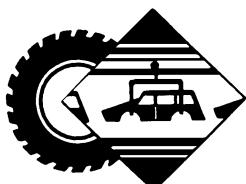
Очевидно, что суммарное искажение траектории, создаваемое водителем, представляет собой разность тестовых боковых смещений относительно воспроизводимой с учетом ЗР в сумме с неточностью воспроизводимой траектории. То есть  $\pm y_u = y_s(t) - y_{sp}(t) \pm \Delta y_b$ .

Как следует из анализа диаграммы качественных соотношений траекторий  $y_s$  и  $y_{sp}$ , наибольшее искажение может возникать в начальной стадии маневра "переставка" на протяжении 2/3 периода его исполнения. Однако целесообразно и количественно оценивать вероятную величину искажения по максимуму и минимуму в течение периода и на момент его завершения. При этом появляется возможность получить прогнозируемую интегральную квалификационную оценку водителя с учетом его психоэмоционального и физиологического состояния в виде безразмерного коэффициента, подсчитываемого по формуле  $K_b = 1 + \Delta y_b/S_0$ , и установить предельную величину  $[K_b]$ , при которой можно допускать управление АТС.

Конечно, предлагаемые рекомендации должны базироваться на более обширном статистическом материале, положенном в основу табл. 1 и 2. Но методический подход считаем достаточно обоснованным, а учет рекомендаций по оценке или самооценке качества водителя будет способствовать снижению числа ДТП и потерь в них человеческих жизней.

## Литература

- Мишурин В.М., Романов А.Н. Надежность водителя и безопасность движения. М.: Транспорт, 1990. 167 с.
- Гинцбург Л.Л. Устойчивость управляемого движения относительно траектории // Автомобильная промышленность. 1997. № 9. С. 27–31.
- Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
- Ходес И.В., Налимов В.А., Терехов Д.А. Метод потребительской оценки управляемости АТС // Автомобильная промышленность. 2008. № 4. С. 30–32.



# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.9(031)

## Новый способ повышения износостойкости и прочности деталей АТС

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ, канд. техн. наук Ф.С. МАКУШЕВ,  
В.В. ВАСИЛЬЕВ

Ульяновский ГТУ, УВВТУ, ОАО "Mega-Motors"

При обработке деталей стремятся получить высококачественные, т. е. прочные и износостойкие, поверхностные их слои. Для этого используются самые разные способы воздействия на структуру металла — закалкой при лазерном или индукционном нагреве, различными видами химико-термической обработки, поверхностным пластическим деформирова-

нием. Причем одним из наиболее простых и достаточно эффективных способов не без оснований считается деформирование поверхности детали с помощью шариков (дробеструйная обработка). Этот способ снижает гребешки, оставшиеся на поверхности после предшествующих операций обработки, образует наклепанный слой, в котором возникают остаточные напряжения, вызванные силами Пайерлса—Набарро. Другими словами, создается субструктурное упрочнение с хаотично расположенными дислокациями.

В связи с этим разработка простых, доступных, экономичных методов обработки, обеспечивающих повышение износостойкости и прочности деталей, представляет определенный интерес для технологов производства, цель которых — улучшение структурных параметров и эксплуатационных характеристик обрабатываемых деталей. На основании положе-

ния структурной теории прочность металла можно обеспечить путем увеличения плотности дислокаций и измельчения зерна в результате образования твердых растворов и внедрения их в поверхностный слой детали или замещения в нем.

Предлагаемый метод обработки позволяет оптимизировать режимы, т. е. добиться максимальной интенсивности упрочнения и твердости поверхности, а следовательно, повысить износостойкость и прочность деталей с уменьшением уровня шума при работе в упрочненных кинематических парах за счет создания микрорельефа при пластическом деформировании максимальной площади контакта.

Однако износостойкость и прочность поверхности угловых соединений, обработанной этим способом, могут оставаться недостаточно высокими, а уровень шума при работе, например коробки передач, — повышенным.

Обработка поверхности деталей с насыщением легирующим элементом в ультразвуковом поле, создаваемом в рабочей камере при колебании ее стенки с заданной амплитудой смещения, осуществляется шариками, общая масса которых определяется по формуле № 1 (см. таблицу). Одновременно происходит деформирование и диффузионный массоперенос из рабочей камеры в поверхностный слой атомов порошка легирующего вещества (карбония молибдена или дисульфида молибдена) массой, вычисляемой по формуле № 2. Время  $\tau$ , затрачиваемое на обработку детали, рассчитывается по формуле № 3. Причем шарики могут отличаться диаметром ( $D_1 > D_2 > \dots > D_n$ ), тогда их общую массу можно найти по формуле № 4, массу шариков одного типоразмера — по формуле № 5, а легирующего вещества — по формуле № 6.

В процессе обработки возможен подогрев среды рабочей камеры путем поддува в нее нагретого газа. Дисульфид молибдена служит отличной твердой смазкой. В тяжелых режимах нагружения трущихся деталей происходит химическое взаимодействие дисульфида молибдена с металлом, в результате чего на трущихся поверхностях образуется модифицированный граничный слой, состоящий в основном из сульфида железа и способствующий предотвращению скольжения металла, снижению коэффициента трения и износа.

Обработка деталей осуществляется на установке (рис. 1), которая обеспечивает повышение предела прочности деталей на 15–50 %, увеличивает срок службы деталей в 2–3 раза. Потребляемая мощность установки составляет 4 кВт, время обработки — от 5 до 180 с. Шероховатость обработанной поверхности достигается от 0,16 до 1,6 мкм. Глубина упрочненного слоя доходит до 200 мкм.

Принцип работы этой установки заключается в следующем.

При возбуждении колебаний торца концентратора при амплитудах смещения в рабочей камере возникают мощные радиационные давления и акустические потоки, которые поднимают частицы порошка и стальные шарики. Касаясь колеблющейся стенки волновода, шарики различного диаметра и частицы порошка ускоряют движение и ударяются об обрабатываемую поверхность. В результате происходит диффузионный массоперенос атомов порошка (в данном случае, молибдена и углерода) в поверхностный слой изделия равномерно по всей его поверхности, создавая микрорельеф даже в труднодоступных местах, особенно в сочленениях деталей под различными углами. Диффузионный массоперенос атомов обусловлен двумя причинами: с одной стороны, при ударах шариков выделяется тепло в локальных местах и образуется большой градиент температур, что значительно ускоряет диффузию; с другой — при ударах создаются большие акустические давления в материале изделия, что также приводит к значительному усилению диффузии.

Установлено: для того чтобы под каждым ударом шарика оказывалось достаточное число частиц порошка, необходимо, чтобы за время обработки частицы порошка покрыли поверхность  $10^3$ – $10^4$  раз. Время  $\tau_{\text{обр}}$  такой обработки определено по переходному процессу или по формуле № 7. Если обработку осуществлять в течение меньшего времени (формула № 8), то в поверхностный слой проникнет недостаточное число частиц порошка и износостойкость поверхности будет низ-

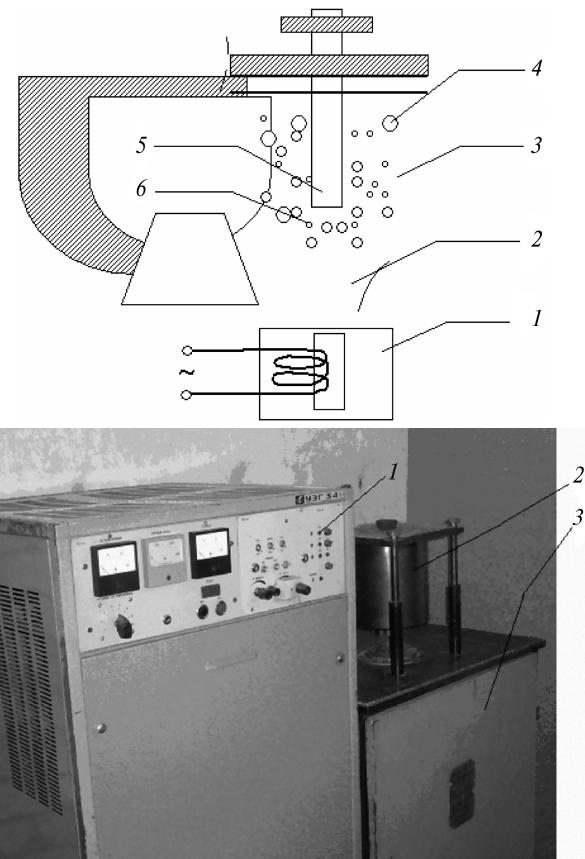


Рис. 1. Схема упрочнения металлических изделий:

1 — магнитострикционный ультразвуковой преобразователь; 2 — ступенчатый концентратор; 3 — рабочая ультразвуковая камера; 4 — стальные шарики; 5 — изделие; 6 — частицы порошка

кой. Если время увеличить, то произойдет перенаклеп (шелушение) поверхности и износостойкость резко уменьшится. Поэтому время, за которое шарики полностью обработают всю поверхность и создадут необходимый микрорельеф, установлено по результатам испытаний.

Учитывая, что масса шариков (см. формулу № 4), а также то, что время покрытия порошком поверхности в  $10^3$ – $10^4$  раз больше времени пластической деформации детали и при этом  $\tau_{\text{обр}}$ , рассчитанное по формулам № 7 и 8, должно быть одинаковым, получим соотношение между массой порошка и массой шариков — формулу № 9.

Если масса порошка меньше величины, вычисленной по формуле № 2, то поверхность недостаточно плотно покроется порошком, концентрация атомов в поверхностном слое будет недостаточной и износостойкость уменьшится. Если же масса порошка будет больше той, что определена по формуле № 6, то частицы порошка покроют плотным слоем поверхность изделия, который будет демпфировать удары шариков, вследствие чего не будет достаточной пластической деформации и проникновения атомов порошка вглубь поверхностного слоя, что в конечном счете приведет к уменьшению износостойкости. Соблюдение условий, оговоренных формулами № 2 и № 7, т. е. выбор массы порошка и времени обработки, позволяет получить шероховатость  $R_z$  поверхности детали из стали 45 от 0,13 до 0,20 мкм, микротвердость — 8700 МПа и существенно повысить ее эрозийную износостойкость.

Выбор порошков дисульфида молибдена для насыщения поверхности обусловлен их достаточно хорошими свойствами, высокой температурной устойчивостью и благоприятным влиянием молибдена в сочетании с углеродом на структуру поверхности, механические и эксплуатационные характеристики обработанных деталей.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M = \frac{V_1 - V_2}{k\xi_m} D$	$M$ — общая масса шариков; $V_1$ — объем рабочей камеры; $V_2$ — объем части изделия, находящейся в камере; $\xi_m$ — амплитуда смещения стенки камеры; $D$ — диаметр стальных шариков; $k = (1,7 \div 2,3) \cdot 10^2 \text{ см}^3/\text{кг}$ — коэффициент пропорциональности, одновременного деформирования и диффузионного массопереноса в поверхностный слой атомов легирующего вещества
2	$m = 4(10^2 - 10^3)M \frac{d\rho_1}{D\rho_0} f_0 \xi_m \sqrt{2\rho_0/3\sigma_{-1}}$	$d$ — средний диаметр частиц порошка; $\rho_1$ и $\rho_0$ — плотности соответствующих материалов порошка и шариков; $f_0$ — частота колебаний; $\sigma_{-1}$ — предел прочности материала
3	$\tau = 1,7(10^3 - 10^4) \frac{(S_0 + S_1)L}{f_0 \xi_m} \cdot \frac{d\rho_1}{m}$	$\tau$ — время обработки изделия; $S_0$ — внутренняя площадь камеры; $S_1$ — площадь поверхности изделия; $L$ — максимальное расстояние от стенки камеры до изделия
4	$M = \frac{1}{i} \cdot \frac{V_1 - V_2}{\xi_m} \left( \frac{D_1}{k_1} + \frac{D_2}{k_2} + \dots + \frac{D_i}{k_i} \right)$	$k_i = (1,7 \div 2,3) \cdot 10^2 \text{ см}^3/\text{г}$ — коэффициенты пропорциональности; $i$ — номер применяемого типоразмера шариков ( $i \neq 1$ )
5	$M_{D_i} = \left( \frac{D_{i-1}}{D_i} \right)^3 M$	$M_{D_i}$ — масса одного шарика $i$ -го типоразмера
6	$m = 4(10^2 - 10^3)M \frac{(D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_i^2)d\rho_1}{(D_1^3 + D_2^3 + \dots + D_i^3)\rho_0} \times f_0 \xi_m \sqrt{2\rho_0/3\sigma_{-1}}$	—
7	$\tau_{\text{обр}} = 1,7(10^3 - 10^4) \frac{(S_0 + S_1)L}{f_0 \xi_m} \cdot \frac{d\rho_1}{m}$	—
8	$\tau_{\text{обр}} = \frac{(S_0 + S_1)iL}{16(D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_i^2)f_0^2 \xi_m^2 \pi^2 n \sqrt{2\rho_0/3\sigma_{-1}}}$	$n$ — общее число шариков
9	$M = \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{6} \pi (D_1^3 + D_2^3 + \dots + D_i^3) \rho_0 n$	—
10	$dm = -k_d \frac{dc}{dx} dA dt_{\text{обр}}$	$dm$ — элементарная масса накопленного вещества; $k_d$ — коэффициент диффузии; $dA$ — площадь элементарного поперечного сечения изотропного слоя; $dt_{\text{обр}}$ — элементарный промежуток времени обработки детали
11	$\frac{dc}{dx} = k_d \frac{d^2 c}{dx^2}$	$dc/dt$ — скорость изменения концентрации изотропного слоя; $dx$ — элементарная толщина изотропного слоя
12	$c(x, t) = Ac_0 erc\left(\frac{x}{2\sqrt{k_d}t}\right)$	$c(x, t)$ — изменение концентрации изотропного слоя в любой точке $x$ в данный момент времени $t$ ; $c_0$ — концентрация изотропного слоя на поверхности детали; $erc\left(\frac{x}{2\sqrt{k_d}t}\right)$ — интеграл ошибок Гаусса
13	$erAc\left(\frac{x}{2\sqrt{k_d}t}\right) = 1 - erfc\left(\frac{x}{2\sqrt{k_d}t}\right)$	функция $erA\left(\frac{x}{2\sqrt{k_d}t}\right)$ — интеграл ошибок Гаусса; $c$ — концентрация изотропного слоя
14	$\frac{dc}{dx} = k_d \left( \frac{d^2 c}{dx^2} + \frac{d^2 c}{dy^2} \right)$	$\frac{dc}{dx}$ — скорость изменения концентрации изотропного слоя за время $t$ ; $x, y$ — координаты движущегося вещества с начальными и конечными граничными условиями
15	$\frac{dc_s}{dt} = k'_d \frac{d^2 c}{dy^2} + \frac{2}{\delta} k_d \left( \frac{dc}{dx} \right)'_{x=\frac{\delta}{2}}$	$\frac{dc_s}{dt}$ — скорость изменения концентрации изотропного слоя на границе зерна; $k'_d$ — первая производная от коэффициента диффузии; $\delta$ — ширина обрабатываемой детали
16	$\begin{aligned} \frac{dc_s}{dt} &\approx \frac{c_s}{dt}; \quad d\frac{2}{\delta} k_d \frac{dc}{dx} \approx k_d \frac{2c_s}{\delta \sqrt{k_d} t} = \\ &= \frac{2\sqrt{k_d} t}{\delta} \cdot \frac{c_s}{t} \gg \frac{dc_s}{dt} \end{aligned}$	—

№ формулы	Формула	Примечания
17	$\frac{dc}{dt} = k_d \frac{d^2 c}{dx^2}$	—
18	$k_d' \frac{d^2 c}{dy^2} + \frac{2}{\delta} k_d \left( \frac{dc}{dt} \right)_{x=0} = 0$	—
19	$c = c_s \operatorname{erfc}(x/2\sqrt{k_d t})$	—
20	$\left( \frac{dc_s}{dt} \right)_{x=0} = c_s / \sqrt{\pi k_d t}$	—
21	$k_d' \frac{d^2 c}{dy^2} + \frac{2}{\delta} \frac{\sqrt{k_d}}{\sqrt{\pi t}} c_s = 0$	—
22	$c_s = c_0 \exp\left(\frac{-y}{L_r}\right)$	$L_r$ — путь, пройденный диффундирующем элементом на границе зерна упрочняемой поверхности детали
23	$L_r = (\delta k_d' \sqrt{\pi t} / 2\sqrt{k_d})^{1/2}$	—
24	$\rho = 3,46 \cdot 10^{15} \beta^2$	$\rho$ — плотность дислокации; $\beta$ — уширение линий, вызванное микронапряжениями

Обработка поверхности относится к гетерогенным процессам, т. е. происходящим в различных соприкасающихся фазах, отдаленных друг от друга поверхностью раздела, и протекает многостадийно. Число атомов диффундирующего элемента на поверхности насыщения детали выражено формулой № 10.

Приток активных атомов к поверхности насыщения должен превышать число атомов, отводимых от поверхности вглубь в результате диффузии. В тех условиях, когда процесс протекает многостадийно, его суммарная скорость определяется скоростью наиболее медленной стадии, которая в большинстве случаев контролируется диффузией. При описании диффузии в твердом кристаллическом теле пользуются законами Фика. Математическое выражение первого закона Фика описывает диффузию в твердом теле как непрерывный поток атомов вещества  $dm$  через изотропный слой толщиной  $dx$  и поперечным сечением  $df$  в течение времени  $dt$ . Согласно этой формуле, количество продиффундированного вещества (карбонил молибдена или дисульфид молибдена) прямо пропорционально площади поперечного сечения, градиенту концентрации вдоль направления диффузии и времени.

Этот закон характеризует стационарное состояние диффузионного потока, когда концентрация в любой точке не изменяется со временем. При нестационарном потоке, когда концентрация в любой точке изменяется во времени, справедлив второй закон Фика (формула № 11), который для случая независимости коэффициента диффузии от концентрации выражен формулой № 12. Это уравнение может быть решено для определенных граничных условий. Если концентрация на поверхности детали  $c_0$  постоянная, то изменение концентрации  $c(x, t)$  в любой точке  $x$  со временем  $t$  изменяется в соответствии с формулой № 12, которая является решением уравнения № 13, где функция  $\operatorname{erA}\left(\frac{x}{2\sqrt{k_d t}}\right)$  представляет собой интеграл ошибок Гаусса.

Глубина проникновения диффундирующего вещества пропорциональна  $\sqrt{k_d t}$ , его можно считать бесконечным, в противном случае нужно пользоваться другим решением, учитывающим конечность этой функции.

Таким образом, из уравнения № 13 видно, что единственное значение, от которого зависит концентрация вещества в той или иной точке, — коэффициент диффузии.

Закон влияния температуры на коэффициент диффузии обоснован теоретически с помощью атомной теории. Кроме того, этот коэффициент существенно зависит от материала, в котором идет диффузия, его состояния, наличия дефектов (избыточных вакансий, дислокаций, размеров зерна и пр.), к которым можно отнести нарушение правильного порядка в расположении атомов, происходящее на границах зерен и фаз. В модели Фишера граница зерна — однородная изотропная пластина шириной  $\delta$ , расположенная между двумя полубесконечными зернами перпендикулярно поверхности (рис. 2).

Скорость распределения диффундирующего вещества определяется обычным уравнением диффузии (формула № 14) с начальными и конечными граничными условиями  $c(t=0) = 0$ ,  $c(y=0) = c_0$ ,  $c\left(x = \frac{\delta}{2}\right) = c_s$ , где  $\delta$  — принимаемая ширина границы диффузионного "клина" на обрабатываемой детали. В условиях  $c_s = c_s(y, t)$  концентрацию на границе зерна в глубине "y" в момент времени  $t$  можно найти из формулы № 15 баланса вещества на границе зерна.

Система уравнений, представленная формулами № 13 и 14, — математическая модель Фишера. Для ее решения использованы следующие его предположения.

1. Ширина границы  $\delta \ll \sqrt{k_d t}$ , или, другими словами, ширина диффузионного "клина", много больше ширины границы зерна. Это неравенство, в свою очередь, упрощает систему Фишера и позволяет заменить в уравнениях № 15 и 18 граничное условие  $x = \frac{\delta}{2}$  условием  $x = 0$ , а также пренебречь числом, стоящим в левой части уравнения № 14, из-за его малой величины и представить условия в виде формул № 16.

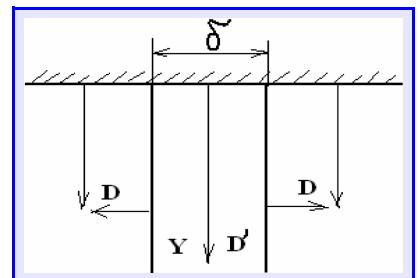


Рис. 2. Модель Фишера зерна границы диффузии

2. При  $y > \sqrt{k_d t}$  в формуле № 15 пренебрегли членом  $\frac{d^2 c}{dy^2}$ .

3. В условиях  $c(x = 0) = c_s$  при решении уравнения № 14 пренебрегли изменением  $c_s$  от времени.

С учетом приведенных выше упрощений исходная система уравнений № 16 разбивается на два независимых уравнения при условиях:  $c(t = 0) = 0$ ,  $c(x = 0) = x = \text{const}$  и  $c_s(y = 0) = c_0$ . Окончательно получаем формулы № 17 и 18.

Решение уравнения № 18 имеет обычный вид задачи диффузии в полубесконечный образец с постоянной концентрацией на поверхности (формула № 19). Откуда находим изменение концентрации изотропного слоя по оси координат  $dx$  (формула № 20). Подставляя эту формулу в формулу № 17, получим формулу № 21, решение которой можно представить в виде формулы № 22. Путь, пройденный диффундирующими элементом по границе зерна упрочняемой детали, определяется формулой № 23.

Следуя Фишеру, получили в явном виде выражение для глубины проникновения вещества по границе. Как видно из формулы № 23,  $L_p \approx e^{1/4}$ , а не  $t^{1/2}$ , как для объемной диффузии.

В зависимости от амплитуды ультразвуковых колебаний режим поверхностного пластического деформирования может быть гармоническим или ударным. При увеличении амплитуды выше некоторого критического значения гармонический режим поверхностного пластического деформирования становится ударным и происходит виброударная ультразвуковая обработка шариками, внедряя в поверхность детали карбонил молибдена. По технологическим возможностям этот способ во многом аналогичен дробеструйной вибрационной обработке, но недостаточно эффективен.

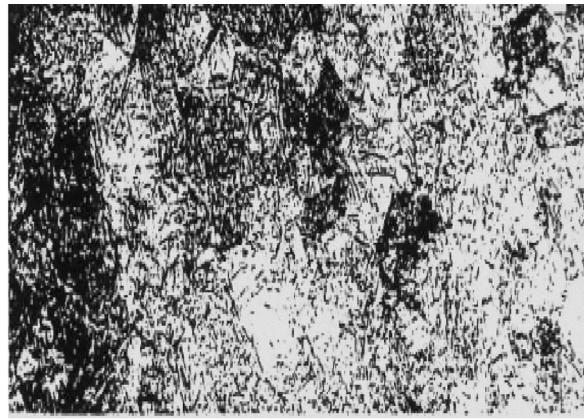
Анализ экспериментов показал: структурные параметры поверхностного слоя зубчатого колеса (плотность дислокаций; размер и степень разориентировки субзерен; величина микрискажений решетки в объеме зерна, характеризующаяся микронапряжениями II рода; параметр решетки и остаточные микронапряжения I рода) после ультразвуковой обработки с легирующими элементами значительно улучшились.

Микроструктуру упрочненной шестерни коробки передач автомобиля УАЗ исследовали с помощью микроскопа Neophot 21, микротвердость измеряли на микротвердомере ПМТ-ЗМ. Фазовый состав и микронапряжения исследовали рентгеновским методом на установке ДРОН-3. Остаточные напряжения I рода определяли на этой же установке методом многократных наклонных съемок, микронапряжения II рода — с помощью рентгеновского анализа по физическому уширению линий по сравнению с эталонным образцом. Для расчета плотности дислокаций ( $\text{см}^{-2}$ ) использована эмпирическая зависимость в виде формулы № 24.

Были сделаны косые шлифы образцов с коэффициентами масштабирования 0,05 для стали. Поверхности шлифов слегка протравливали для снятия наклепанного слоя в 38%-м растворе соляной кислоты и полировали алмазной пастой, подобрали их исходя из повторяемости хороших результатов, которые усреднялись по серии из пяти измерений.

Последующее упрочнение ультразвуковым способом (поверхностная пластическая деформация) приводит к тому, что кристаллы мартенсита дробятся, получают определенную разориентировку и в структуре преобладают области, в которых трудно различить формы и размеры кристаллов (рис. 3).

Ультразвуковое воздействие также изменяет тонкую структуру. Как правило, пластическое деформирование поверхностного слоя значительно увеличивает плотность дислокаций. Их средняя плотность в необработанных деталях составляет  $10^6$ – $10^8 \text{ см}^{-2}$ , а после ультразвуковой поверхностной обработки она возрастает до  $3 \cdot 10^{11} \text{ см}^{-2}$ . Ультразвуковая обработка закаленной стали дополнительно повышает уровень упрочнения поверхности слоя в сравнении с закалкой ТВЧ благодаря росту плотности дислокаций, дроблению субзерен и увеличению микродеформаций кристаллической решетки, что выражается повышением микротвердости (рис. 4).



→ Расстояние от поверхности

Рис. 3. Микроструктура стали 45 после ультразвуковой обработки в среде дисульфида молибдена

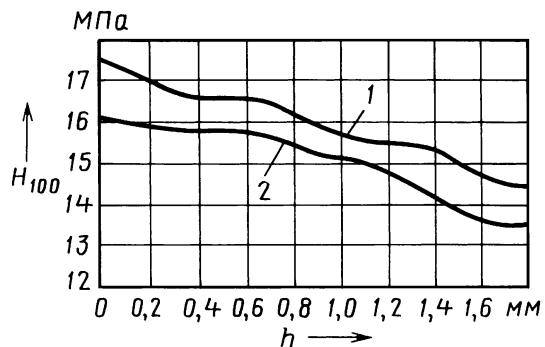


Рис. 4. Распределение микротвердости  $H_{100}$  по толщине слоя на образцах из стали 45 после (1) обработки ТВЧ + УЗО в среде дисульфида молибдена и до (2) обработки в газовой среде

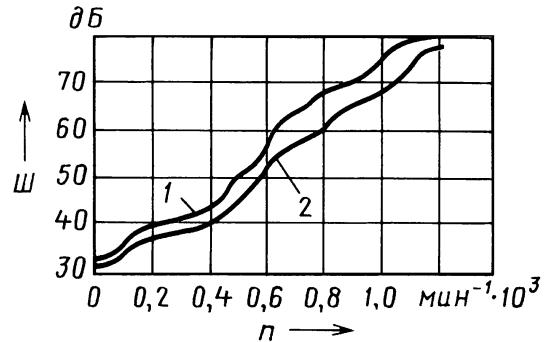


Рис. 5 Изменение шумности вращения первичного вала коробки передач по частоте его вращения:

1 — до обработки; 2 — после обработки

Экспериментальные исследования на Ульяновском автомобильном и Ярославском моторном заводах шестерен, подвергшихся ультразвуковой обработке шариками диаметром 3 мм, показали уменьшение шума их работы от 8 до 13 %, а шариками диаметрами 1–3 мм — до 26 % (рис. 5). Площадь обработанной поверхности увеличилась на 3–5 % за счет обработки труднодоступных поверхностей шариками минимального диаметра, при этом были меньше усилия на переключение передач, а при обработке комплекса сопряженных пар трансмиссии и ходовой части получили снижение расхода топлива на 10–20 % и повышение износостойкости в 2,6 раза (рис. 6).

Таким образом, можно предположить, что насыщение поверхностного слоя обрабатываемой детали вследствие значительного вклада граничной диффузии в общий диффузионный

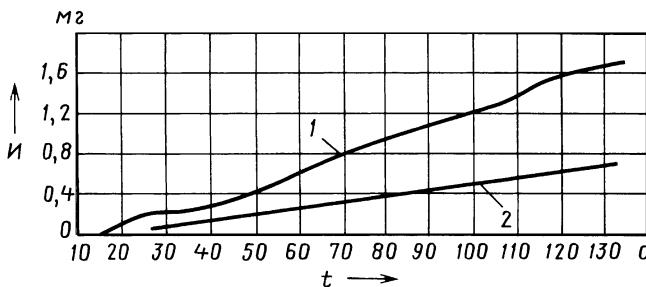


Рис. 6. Изменение интенсивности изнашивания шестерни третьей передачи автомобиля УАЗ в зависимости от ее наработки

1 — до обработки; 2 — после обработки

УДК 621.9

## ОЦЕНКА ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАДИАЛЬНОГО БИЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ

Канд. тех. наук А.А. ЗЮЗИН, Б.Н. КАЗЬМИН

Липецкий ГТУ

Известно, что отклонения формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей предопределяют фактическую площадь контакта деталей машин и оказывают доминирующее влияние на надежность сборочных единиц. В связи с этим основные функциональные размеры высокоточных поверхностей (например, коренных и шатунных шеек коленчатых валов, втулочных и вкладышных подшипников скольжения и др.) выполняются по пятому и шестому квалитетам точности, а допустимые отклонения формы и расположения прецизионных поверхностей обеспечиваются в пределах 12–20 % поля допуска на размер. Но совершенно очевидно, что проблема создания оптимальных работоспособных

пар деталей тесно связана с выполнением спектрального анализа отклонений формы и взаимного расположения основных поверхностей деталей. Поэтому определение спектров амплитуд и фаз гармонических составляющих отклонений их формы и расположения позволяет выявить доминирующие гармоники, эксплуатационно-конструкторски обосновать нормы точности и разработать технологические мероприятия по вполне естественному желанию ужесточить эти нормы.

Посмотрим, какие пути есть для решения этой проблемы.

В общем случае отклонения  $\Delta R(\phi_i)$  формы и радиальное биение поверхностей вращения могут быть представлены,

процесс будет способствовать утолщению диффузионного слоя. Поскольку границы зерен к тому же являются основными поставщиками вакансий в металлах, измельчение зерна должно приводить к увеличению числа вакансий и облегчению диффузии в объеме зерна.

Предложенный высокотехнологичный способ обработки позволяет в зависимости от размеров детали, свойств ее материала, размеров шариков и акустических параметров определять режимы, время обработки, массу загружаемого порошка и какое расстояние должно быть от обрабатываемой детали до элемента насыщения. Обработка при заданных режимах дает возможность получить оптимальные свойства поверхности детали с улучшенными прочностными и износостойкими характеристиками.

как известно, тригонометрическим полиномом Фурье  $p$ -го порядка (формула № 1 в табл. 1), члены которого характеризуют влияние элементарных погрешностей обработки на текущую величину отклонений радиуса-вектора  $\Delta R(\phi_i)$ . Первый из этих членов — эксцентриситет профиля относительно общей оси вращения, второй — эллипсность, третий — огранка с трехвершинным профилем и т. д.

Далее. Согласно отечественным стандартам, отклонения формы по некруглости представляют собой максимальное отклонение реального профиля от вписанной или описанной относительно круглограммы окружности, положение которой определяется тремя и более точками реального профиля случайного характера: некруглость — в интересующей конструктора плоскости поперечного сечения детали; нецилиндричность комбинирует данные от множественных профилей некруглости поперечных сечений в единую реальную форму поверхности вращения и понимается как наибольшее отклонение реальной поверхности враще-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta R(\phi_i) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\phi_i + \gamma_k)$	$A_k$ и $\gamma_k$ — соответственно амплитуда и начальная фаза $k$ -й гармонической составляющей отклонений текущего радиуса-вектора $\Delta R(\phi_i)$ ; $p$ — порядок полинома (число его членов); $\phi_i$ — угол поворота радиуса-вектора относительно выбранного начала отсчета
2	$D_{A_k} = \sum_{k=1}^{k=p} \frac{A_k^2}{2}$	—
3	$S_k = \frac{A'_{k6}}{A_k}$	$A'_{k6}$ — амплитуда $k$ -й гармонической составляющей отклонений, полученных в результате измерения текущих положений точек контролируемого профиля опорного сечения базовой поверхности при вращении детали
4	$S_k = \sqrt{1 + 2 K_k \cos(\varepsilon_k + K_k^2)}$	$K_k$ и $\varepsilon_k$ — соответственно функция передаточных коэффициентов и составляющая углов сдвига фаз изменения $k$ -х гармоник
5	$K_k = \frac{\sqrt{\sin^2(\alpha + \psi) - 2 \sin(\alpha + \psi) \sin \alpha \cos k\psi + \sin^2 \alpha}}{\sin \psi}$	—
6	$\varepsilon_k = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha \sin k(\alpha + \psi) - \sin(\alpha + \psi) \sin k\alpha}{\sin \alpha \sin k(\alpha + \psi) - \sin(\alpha + \psi) \sin k\alpha}$	—

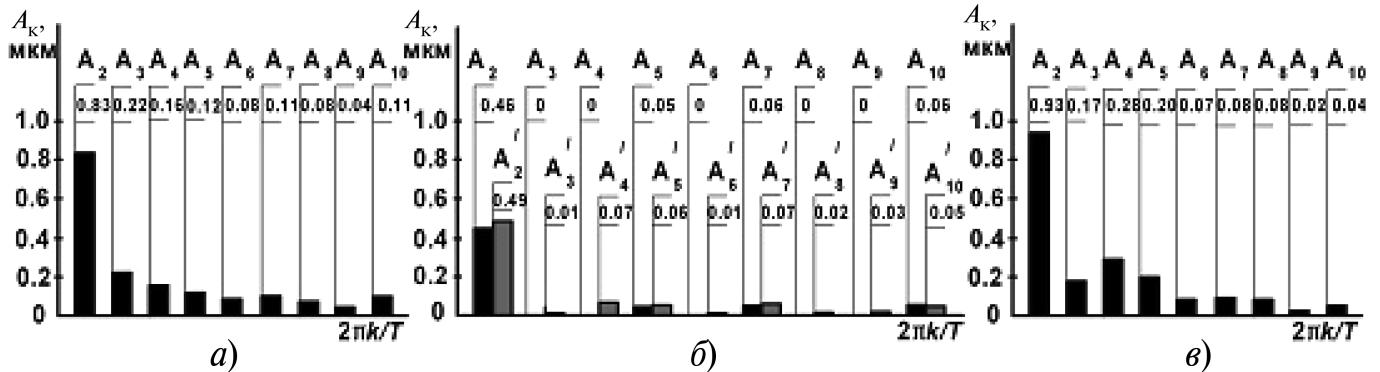


Рис. 1. Усредненные линейчатые спектры амплитуд исходных базовых поверхностей первой (а) и седьмой (в) шеек, принятых при шлифовании по первой схеме базирования, и четвертой (б) шееки после обработки по трем последующим схемам базирования

ния от вписанного или описанного цилиндра относительно этой поверхности.

Однако здесь есть одна условность. Дело в том, что использование прилегающих друг к другу вписанных и описанных окружностей и цилиндров в качестве баз отсчета соответствует условиям их сопряжения и функционирования при посадках с нулевыми зазорами. Поэтому на базе прилегающих линий и поверхностей во многих случаях однозначный результат измерений для валов и отверстий даже в близлежащих сечениях получить невозможно. В частности, потому, что в реальности некруглость и нецилиндричность в близлежащих сечениях зачастую отличаются друг от друга на 10–15 % и более. Это хорошо видно из рис. 1, на котором представлены усредненные линейчатые спектры амплитуд  $A$  исходных базовых поверхностей — первой (а) и седьмой (в) шеек, а также (б) промежуточной (четвертой) шейки ступенчатого вала по двум поперечным сечениям, отстоящим друг от друга на расстоянии 10–15 мм.

В английском стандарте на методы определения отклонений от круглости за базу отсчета принята средняя окружность, проведенная по принципу наименьших квадратов. Современные кругломеры типа "Тайлеронд" (модификаций 73-P, 440, 450) английской фирмы "Тайлорхобсон" оснащены программным обеспечением для гармонического анализа отклонений от правильной формы и концентричности исследуемых профилей поверхностей деталей машин, в том числе коленчатых и распределительных валов, блоков цилиндров и др. В результате записи множества реализаций некруглости профилей поверхности вращения в фиксированных по осевой координате поперечных сечениях выявляются также амплитуды неконцентричности их геометрических центров в общем спектре гармонических составляющих результирующих отклонений. В принятом в этом стандарте представлении комплексным параметром оценки отклонений текущего радиуса-вектора  $\Delta R(\phi_i)$  по некруглости и неконцентричности геометрического центра контролируемого профиля является радиальное биение. И так как гармонические состав-

ляющие различных частот не коррелированы между собой, то дисперсия радиального биения контролируемого профиля, вызываемого ими, подсчитывается по формуле № 2, что позволяет определить "удельный вес" каждой гармонической составляющей в результирующих отклонениях исследуемого профиля.

Это, так сказать, теоретическая часть проблемы. В производственной же практике контроль радиального биения осуществляется тремя методами — с установкой в центрах, на призмах, а крупногабаритных валов — на двухпорных люнетах [1]. Однако эти методы, по существу, не отвечают требованиям теории.

Так, метод с установкой детали в центрах фактически не учитывает функциональной взаимозаменяемости сопрягаемых поверхностей в работающей сборочной единице; метод с установкой на призмах также косвенный, но, правда, имеет более определенный характер: при непрерывной записи показаний измерительного датчика радиальное биение контролируемого профиля поверхности имеет вид периодической кривой с периодом  $2\pi$ , которая в результате разложения в тригонометрический ряд Фурье может быть представлена в виде спектров амплитуд и начальных фаз гармонических составляющих (рис. 2). Третий из перечисленных методов имеет недостатки и первого, и второго. Но, по мнению авторов, метод контроля радиального биения поверхностей деталей с установкой на призмах все-таки предпочтительнее. Поэтому его и рассмотрим.

Известно, что при контроле радиального биения [2] с установкой детали на призмах (люнетах) результаты измере-

ния зависят от спектров амплитуд и фаз отклонений базовых поверхностей, а также углов  $\Psi$  и  $\alpha$  между положением опорных граней призм или опорных элементов люнетов и точкой контакта измерительного датчика. (Наиболее часто применяются схемы измерения радиального биения с помощью призм с углами 90°, 120° и 60°. Причем как при вертикальном, так и горизонтальном расположении измерительного датчика.) Однако зависят, как показали проведенные авторами исследования, по-разному. Это хорошо видно из приводимых ниже математических зависимостей.

Так, влияние каждой гармонической составляющей отклонений формы базовой поверхности на погрешность измерения при конкретных схемах производственного контроля радиального биения характеризуется коэффициентом  $S_k$  воспроизведения (формула № 3), значения которого дает формула № 4; значения же входящих в эту формулу функции передаточных коэффициентов  $K_k$  и составляющей  $\epsilon_k$  углов сдвига фаз изменения  $k$ -х гармоник при конкретных схемах контроля радиального биения поверхностей деталей с установкой на призмах или двухпорных люнетах определяются соответственно по формулам № 5 и 6.

Подсчитанные по ним теоретические значения функции передаточных коэффициентов  $K_k$  и коэффициентов  $S_k$  воспроизведения гармонических составляющих при  $k = 2 \div 10$  в направлениях вертикальной и горизонтальной координатных осей для наиболее применяемых схем измерения при использовании призм с углами  $\psi = 90^\circ$ ,  $\psi = 120^\circ$  и  $\psi = 60^\circ$  приведены в табл. 2.

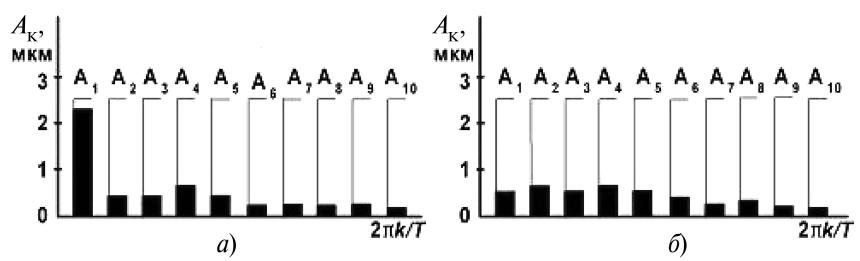


Рис. 2. Линейчатые спектры амплитуд радиального биения левой (а) и правой (б) опорных шеек ступенчатого вала под подшипники качения

Значения углов $\Psi, \alpha$	Значения $K_i$ и $S_i$									
$\Psi = 90^\circ; \alpha = 135^\circ$	$K_2 = 0; S_2 = 1$	$K_3 = 1; S_3 = 2$	$K_4 = 1,414; S_4 = 2,414$	$K_5 = 1; S_5 = 2$	$K_6 = 0; S_6 = 1$	$K_7 = 1; S_7 = 2$	$K_8 = 1,414; S_8 = 2,414$	$K_9 = 1; S_9 = 2$	$K_{10} = 0; S_{10} = 1$	
$\Psi = 90^\circ; \alpha = 45^\circ$	$K_2 = 1,414; S_2 = 1,732$	$K_3 = 1; S_3 = 2$	$K_4 = 0; S_4 = 1$	$K_5 = 1; S_5 = 2$	$K_6 = 1,414; S_6 = 1,732$	$K_7 = 1; S_7 = 2$	$K_8 = 0; S_8 = 1$	$K_9 = 1; S_9 = 2$	$K_{10} = 1,414; S_{10} = 1,732$	
$\Psi = 120^\circ; \alpha = 120^\circ$	$K_2 = 1; S_2 = 2$	$K_3 = 2; S_3 = 3$	$K_4 = 1; S_4 = 2$	$K_5 = 1; S_5 = 2$	$K_6 = 2; S_6 = 3$	$K_7 = 1; S_7 = 2$	$K_8 = 1; S_8 = 2$	$K_9 = 2; S_9 = 3$	$K_{10} = 1; S_{10} = 2$	
$\Psi = 120^\circ; \alpha = 30^\circ$	$K_2 = 1; S_2 = 1,414$	$K_3 = 0; S_3 = 1$	$K_4 = 1; S_4 = 1,414$	$K_5 = 1; S_5 = 2$	$K_6 = 0; S_6 = 1$	$K_7 = 1; S_7 = 2$	$K_8 = 1; S_8 = 1,414$	$K_9 = 0; S_9 = 1$	$K_{10} = 1; S_{10} = 1,414$	
$\Psi = 60^\circ; \alpha = 150^\circ$	$K_2 = 0,577; S_2 = 1,577$	$K_3 = 0; S_3 = 1$	$K_4 = 0,577; S_4 = 1,577$	$K_5 = 1; S_5 = 2$	$K_6 = 1,156; S_6 = 2,156$	$K_7 = 1; S_7 = 2$	$K_8 = 0,577; S_8 = 1,577$	$K_9 = 0; S_9 = 1$	$K_{10} = 0,577; S_{10} = 1,577$	
$\Psi = 60^\circ; \alpha = 60^\circ$	$K_2 = 1,732; S_2 = 2$	$K_3 = 2; S_3 = 3$	$K_4 = 1,732; S_4 = 2$	$K_5 = 1; S_5 = 2$	$K_6 = 0; S_6 = 1$	$K_7 = 1; S_7 = 2$	$K_8 = 1,732; S_8 = 2$	$K_9 = 2; S_9 = 3$	$K_{10} = 1,732; S_{10} = 2$	

Исследования спектров отклонений формы поверхностей трения валов и втулок подшипников скольжения [3] показали, что макротеоретические отклонения от круглости и цилиндричности можно, с некоторыми допущениями, аппроксимировать суммой гармоник второго, третьего и четвертого порядков. Потому что на их долю приходится до 70–80 % дисперсии результирующих отклонений формы.

Анализ величин и углового расположения гармонических составляющих некруглости левой и правой опорных шеек рассматриваемых валов и сопрягаемых с ними втулок подшипников скольжения показал: одноименные гармоники в их спектрах имеют амплитуды неодинаковой величины, которые по фазе не совпадают и носят случайный характер.

Например, относительное распределение амплитуд гармоник второго ( $A_2$ ), третьего ( $A_3$ ) и четвертого ( $A_4$ ) порядков в спектрах макротеоретических отклонений формы основных поверхностей деталей различного назначения соответствуют диапазону от  $1,0 : 0,5 : 0,4$  до  $1,0 : 0,4 : 0,2$ . При оценке неровностей реальных профилей в близлежащих сечениях, расположенных на расстоянии 10–15 мм, на круглограммах отмечается большая нестабильность макротеоретических отклонений и волнистости по величине и фазе. Следовательно, положение прилегающих цилиндров при оценке цилиндричности этих поверхностей также носит случайный характер. Этим и объясняется разница оценочных показателей некруглости и нецилиндричности поверхностей вращения

деталей машин и неравномерный износ поверхностей трения скольжения.

## Литература

1. Экспериментальное исследования влияния базирования на точность формы поверхностей при обработке на неподвижных двухпорных люнетах / М.Ф. Сухов, А.А. Зюзин // Известия вузов. Машиностроение. 1978. № 5. С. 168–173.
2. О контроле радиального бieniaя деталей / М.Ф. Сухов, А.А. Зюзин // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 1. С. 174–178.
3. Оценка отклонений формы поверхностей трения в подшипниках скольжения / А.А. Зюзин, Б.Н. Казьмин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 6. С. 38–39.

УДК 621.43.001.573

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВС С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ ИХ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Кандидаты техн. наук Е.В. ЗУБКОВ и А.А. МАКУШИН, В.С. БАХВАЛОВА

ИНЭКА

Используя математические модели ДВС без наддува и с независимым автономным турбонаддувом, получено решение обратной задачи определения перемещения рейки топливного насоса от частоты вращения коленчатого вала. Приведено определение коэффициентов дифференциального уравнения.

На всех стадиях жизненного цикла двигатели подвергаются различного рода испытаниям, объем и трудоемкость которых, как показывает практика, непрерывно возрастают. И это вполне объяснимо: улучшить их параметры можно лишь при тщательном изучении происходящих в них процессов, так как легкодоступные резервы совершенствования их конструкции уже практически исчерпаны. Но такое скрупулезное изучение возможно только с помощью математического моделирования. Именно оно позволяет проанализировать протекание отдельных рабочих процессов и всего рабочего цикла, прогнозировать основные показатели и свойства двигателя, представляющие интерес для целей конкретного исследования. Причем делать все это желательно с помощью автоматизированной системы испытаний (АСИ).

Однако здесь есть определенные проблемы. Главная из них — сложность создания программного обеспечения для АСИ. Дело в том, что системы испытаний функционируют в реальном масштабе времени, следовательно, имеют временные ограничения на реакцию и обработку разнообразных входных сигналов и ситуаций. Во-вторых, они должны одновременно реализовывать различные циклограммы управления агрегатами объекта испытаний (двигателя) и стенового оборудования. (Например, воздействовать на исполнительные механизмы, управляющие частотой вращения коленчатого вала, регулирующие температуру охлаждающей жидкости, масла и т. д.). В-третьих, программный комплекс АСИ должен обеспечивать выполнение достаточно большого числа разнообразных исследовательских, доводочных и серийных испытаний многих типов и модификаций ДВС. Наконец, если АСИ задать режимы испытаний в виде требуемых характеристик, которыми в нашем случае являются выходные параметры двигателя (рис. 1), то она сама должна выработать управляющие воздействия.

Как видим, требований, предъявляемых к АСИ ДВС, достаточно много. Выполнить их без разработки модели объекта управления, очевидно, невозможно: иначе параметры этой АСИ просто не настроить.

Понимая это, авторы не только разработали конкретные модели ДВС, но и методику их создания. Что она собой представляет, рассмотрим на двух примерах — получении математической модели дизеля без наддува и дизеля с независимым авто-

номным наддувом. В обоих случаях принималось, что дизель представляет собой двухходовой объект управления, у которого входными, или задающими, параметрами являются перемещение  $h$  рейки ТНВД и нагрузка  $M_c$ .

Известно, что безнаддувный дизель как управляемый по частоте  $n$  вращения коленчатого вала объект в окрестности установившегося (равновесного) состояния описывается линейным дифференциальным уравнением № 1 (см. таблицу).

Из данной формулы выводим формулу № 2 для вычисления  $h$ .

Участки изменения частот в заданных интервалах можно выразить из уравнения прямой (формула № 3). Тогда зависимость  $n(t)$  приобретает вид формулы № 4. Или, если для упрощения расчетов обозначить через  $k_1$  отношение  $\frac{n_{i+1}-n_i}{t_{i+1}-t_i}$ ,

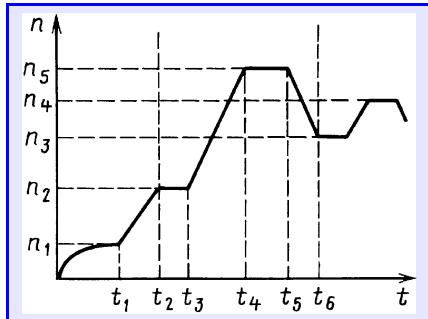


Рис. 1. Образ зависимости частоты вращения коленчатого вала от времени

а через  $k_2$  — выражение  $\frac{t_i(n_{i+1}-n_i)}{t_{i+1}-t_i} - n$ , то получается формула № 5. Тогда окончательная модель перемещения рейки ТНВД дизеля без наддува приобретает вид формулы № 6.

Модель дизеля с автономным независимым газотурбинным наддувом, как и в предыдущем случае, в окрестности установившегося (равновесного) состояния описывается тоже известным линейным дифференциальным уравнением (формула № 7).

Рассматривая дизель относительно перемещения  $h$  рейки ТНВД, примем, что  $M_c = \text{const}$ . Тогда, очевидно, вычитаемое  $T_M \frac{dM_c(t)}{dt}$ , входящее в данную формулу, равно нулю.

Если, далее, в формулу № 7 подставить значение  $n$  (формула № 5), то получаем формулу № 8, а выполнив преобразование Лапласа, — формулу № 9, или, как и в предыдущем случае, обозначив  $T_0 k_1$  через  $\alpha$ , выражение  $T_1 k_1 - T_0 k_2 + K_M M_c(t)$  — через  $\beta$ , получаем

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_D \frac{dn(t)}{dt} + K_D n(t) = h(t) - T_C M_c(t)$	$T_D, K_D, T_C$ — постоянные величины, зависящие от конструктивных особенностей двигателя
2	$h = T_D \frac{dn(t)}{dt} + K_D n(t) + T_C M_c(t)$	—
3	$\frac{n - n_i}{n_{i+1} - n_i} = \frac{t - t_i}{t_{i+1} - t_i}$	$n_i, n_{i+1}$ — требуемые начальное и конечное значения частоты вращения вала при переводе двигателя из состояния $i$ в состояние $i+1$ ; $t_i, t_{i+1}$ — соответствующие $n_i$ и $n_{i+1}$ моменты времени
4	$n(t) = \frac{(n_{i+1}-n_i)t}{t_{i+1}-t_i} - \frac{t_i(n_{i+1}-n_i)}{t_{i+1}-t_i} + n_i$	—
5	$n(t) = k_1 t - k_2$	—
6	$h(t) = T_D k_1 + K_D(k_1 t - k_2) + T_C M_c(t)$	—
7	$T_2^2 \frac{d^2 n(t)}{dt^2} + T_1 \frac{dn(t)}{dt} + T_0 n(t) = T_h \frac{dh(t)}{dt} + K_h h(t) - T_M \frac{dM_c(t)}{dt} - K_M M_c(t)$	$T_0, T_1, T_2, T_h, K_h, T_M, K_M$ — постоянные величины, зависящие от конструктивных особенностей двигателя
8	$T_h \frac{dh(t)}{dt} + K_h h(t) = T_1 k_1 + T_0(k_1 t - k_2) + K_M M_c(t)$	—
9	$T_h p h(p) + K_h h(p) = \frac{T_0 k_1}{p^2} + (T_1 k_1 - k_2 T_0 + K_M M_c(p))$	$p$ — оператор дифференцирования; $p = \frac{d}{dt}$
10	$h(p) = \frac{\alpha}{(T_h p + K_h)p^2} + \frac{\beta}{(T_h p + K_h)p}$	—
11	$h(p) = \frac{\alpha t}{K_h} + \left( \frac{\beta}{K_h} - \frac{\alpha T_h}{K_h^2} \right) + \left( \frac{\alpha T_h}{K_h^2} - \frac{\beta}{K_h} \right) e^{-\frac{K_h t}{T_h}}$	—
12	$T_M \frac{dM_c(t)}{dt} + K_M M_c(t) = K_h h(t) - T_1 k_1 - T_0(k_1 t - k_2)$	—
13	$M_c(p) = \frac{\beta_1}{p(T_M p + K_M)} - \frac{\alpha_1}{p^2(T_M p + K_M)}$	—
14	$0,0003 \frac{d^2 n(t)}{dt^2} + 0,01 \frac{dn(t)}{dt} + n(t) = -0,2 \frac{dM_c(t)}{dt} - 0,68 M_c(t) + 120 h(t)$	—

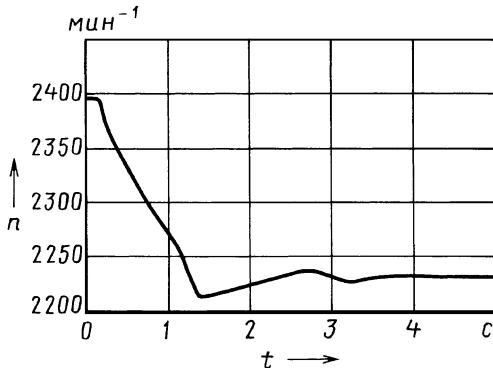


Рис. 2. Экспериментальная характеристика работы дизеля КамАЗ-740.60 при наборе нагрузки на коленчатый вал

окончательный вид математической модели перемещения рейки ТНВД — формулу № 10.

Применив метод неопределенных коэффициентов, разложив это уравнение на простые дроби и проведя обратное преобразование Лапласа, выводим формулу № 11.

Если рассматривать дизель относительно изменения нагрузки  $M_C(t)$  то получается, что  $h(t) = \text{const}$ . Тогда  $T_h \frac{dh(t)}{dt} = 0$ .

Если теперь формулу № 5 подставить в формулу № 7, то получим формулу № 12.

Для решения данного уравнения перейдем к изображениям Лапласа, примем начальные условия нулевыми и для удобства расчетов, как и в предыдущих случаях, обозначим  $T_0 k_1$  через  $\alpha_1$ , а выражение  $-T_1 k_1 + T_0 k_2 + K_h h(t)$  — через  $\beta_1$ . Тогда

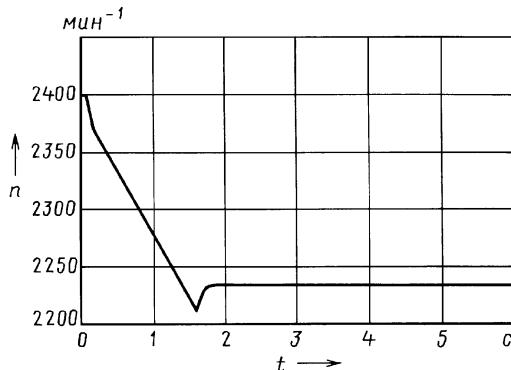


Рис. 4. Смоделированная переходная характеристика дизеля КамАЗ-740.60

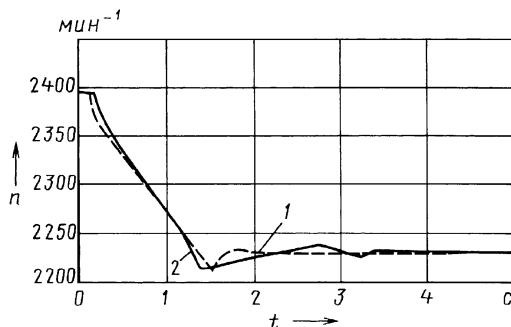


Рис. 5. Совмещенные переходные характеристики дизеля КамАЗ-740.60:

1 — полученная с помощью математической модели; 2 — полученная экспериментально

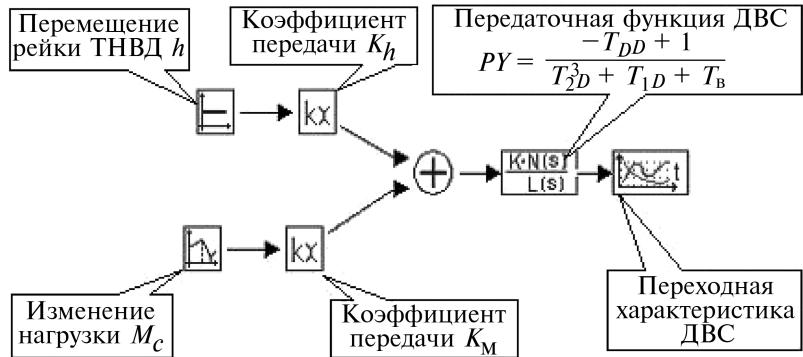


Рис. 3. Структурная схема настройки дизеля

окончательный вид уравнения для определения  $M_C(p)$  — формула № 13.

Воспользовавшись методом неопределенных коэффициентов, разложив это уравнение на простые дроби и проведя обратное преобразование Лапласа, получим формулу № 14.

Таким образом, мы имеем математические модели для дизелей без наддува (формула № 1) и с независимым автономным наддувом (формула № 7). Они, как упоминалось выше, содержат коэффициенты, зависящие от параметров конкретного дизеля. Чтобы определить их значения, например, для турбонаддувного дизеля КамАЗ-740.60, воспользуемся результатами его стендовых испытаний. И прежде всего — графиком переходного процесса при набросе нагрузки на коленчатый вал (рис. 2), поскольку это наиболее важный режим, так как показывает процесс перехода двигателя в установившееся состояние после наброса нагрузки.

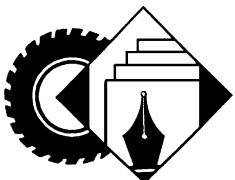
Из рисунка видно, что после прогрева двигателя и наброса нагрузки частота вращения коленчатого вала снижается, и спустя ~4 с дизель начинает работать в установившемся режиме. (При испытаниях максимальная нагрузка  $M_C$  принималась равной 244,12 Н·м, или 24,9 кгс·м.)

По этой переходной характеристике определяем коэффициенты и постоянные времени дифференциального уравнения дизеля. В результате формула № 7 приобретает вид формулы № 14, которая позволяет изобразить структурную схему системы управления (настройки) дизеля (рис. 3) и построить переходную характеристику его работы при набросе нагрузки (рис. 4).

Чтобы определить, насколько данная характеристика отличается от полученной экспериментально, рис. 2 наложим на рис. 4. Такое совмещение показало (рис. 5): максимальное рассогласование между ними не превышает 10 мин<sup>-1</sup>, а погрешность на интересующих нас участках установившейся работы дизеля не превышает 5 %. Это означает, что полученные с помощью моделирования результаты для управления режимами испытания двигателей в автоматизированных системах испытаний применять не только можно, но и нужно.

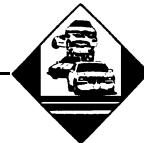
## Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. Учебник для вузов / И.Н. Лукашин, М.Г. Шатров, Т.Ю. Крачевская и др.: Под ред. И.Н. Лукашина и М.Г. Шатрова. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 2005. — 414 с.: ил.
2. Математическое обеспечение автоматизированных систем исследований и испытаний двигателей внутреннего сгорания / Р.Л. Биктимиров, И.Х. Садыков, А.Х. Хайруллин. — М.: Машиностроение, 1995. — 256 с.: ил.
3. Лоусон Ч., Хенсон Р., Численное решение задач методом наименьших квадратов. М.: Наука, 1986.
4. Макаров И.М., Менский Б.М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал). — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 504 с., ил.



# ИНФОРМАЦИЯ

## Коротко о разном



"Фольксваген" планирует в мае 2009 г. начать производство легких коммерческих автомобилей в России. К 2018 г. фирма рассчитывает удвоить свою долю на российском рынке (с нынешних 5 до 10 %). Чтобы ускорить этот процесс, на заводе в Калуге уже установлена линия отверточной сборки автомобилей семейств T5 и "Кэдди". (Производственные мощности калужского завода позволяют фирме наладить сборку практически полного модельного ряда. В 2008 г. здесь было произведено более 60 тыс. автомобилей "Фольксваген" и "Шкода". Число сотрудников, задействованных на SKD-сборке, на сегодняшний день составляет 400 человек.)

Помимо России сборочные производства предполагается создать в Китае и Индии. В данный момент проводится анализ рентабельности этих рынков. Компания еще предстоит принять решение об использовании уже существующих собственных мощностей или возможном сотрудничестве с региональными производителями коммерческих автомобилей. То есть фактически речь идет о переносе производства в регионы с более дешевой рабочей силой.

Подразделение "Фольксваген Коммерческие автомобили" предсказывает падение продаж, выручки и операционной прибыли в течение 2009 г. и ожидает общего падения на рынке примерно на 25 % по сравнению с

предыдущим годом. Однако фирма намерена преодолеть падение на общем рынке. Продав в 2008 г. 503 000 автомобилей, что на 2,9 % больше, чем в предыдущем году, здесь рассчитывают увеличить к 2018 г. объем продаж примерно до 750 000 единиц.

На выставке "Мир автомобиля—2009" в Санкт-Петербурге фирма "Пежо" представила новый купе-кабриолет "Пежо 308 CC". Автомобиль оснащен двигателем совместной с БМВ разработки рабочим объемом 1,6 л и мощностью 110 кВт (150 л.с.), с турбокомпрессором и непосредственным впрыскиванием топлива. Однако главная особенность данного автомобиля — система "Эйрвейв", встроенная в передние сиденья и служащая для подачи теплого воздуха в область шеи. Такое новшество делает путешествие в кабриолете безопасным для здоровья и комфортным даже в холодный сезон.



В 2007 г. фирмой "Вольво" было решено участвовать в Шведском чемпионате по кольцевым гонкам, используя двигатели, работающие на биоэтаноле (топливо E85), создав тем самым уникальный precedent в автоспорте.



Обычно, автопроизводители используют новые технические решения, перенося их с гоночных автомобилей на серийные модели. В данном же случае, наоборот, было решено использовать в новом гоночном автомобиле технические решения, разработанные для серийного автомобиля "Вольво C30 DRIVe" (1,6-литровый дизель, система "стоп/старт"; расход топлива — 3,9 л/100 км; выброс углекислого газа — 104 г/км). Разработка нового гоночного автомобиля продолжается.

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шушкин А.М. — Формирование стратегии автомобилестроительной фирмы в условиях экономического кризиса . . . . .	1
Данышина В.А. — Проблемы локализации производства автокомпонентов . . . . .	4
АСМ - факты . . . . .	6

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Петров В.Ю. — Легковой автотранспорт будущего: электромобили, водородные или традиционные автомобили? . . . . .	7
Марков В.А., Девягин С.Н., Коршунов Д.А., Дробышев О.В. — Оптимизация процесса впрыскивания смесевого биотоплива . . . . .	11
Антипов Ю.А., Барский И.А., Вальехо Мальдонадо П.Р. — Газовые двигатели с искровым зажиганием и газотурбинным наддувом . . . . .	15
Лукьянов Г.З., Осипов Д.Г. — Принципы выбора характеристик подвески военной автомобильной техники . . . . .	17
Ломака С.И., Рыхих Л.А., Красюк А.Н., Леонтьев Д.Н. — Современные электронно-пневматические рабочие тормозные системы и их особенности . . . . .	19
Рассоха В. И., Исаичев В. Т., Бондаренко Е. В. — Устройство контроля и регулирования скожения управляемых колес АТС в процессе движения . . . . .	21
Мартынов А.П., Мартынов С.А. — О потерне несущей способности (устойчивости) цилиндрических пружин ступенчатого изменения жесткости . . . . .	23

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Виноградов С.А., Корнилов И.А. — Методика оценки показателей надежности многоосных специальных колесных шасси на этапе эксплуатации . . . . .	25
Ходес И.В., Безверхов В.А., Киселев Е.В. — Влияние запаздывания реакции водителя на управляемость АТС . . . . .	27

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Дьяков И.Ф., Макушев Ф.С., Васильев В.В. — Новый способ повышения износостойкости и прочности деталей АТС . . . . .	30
Зюзин А.А., Казмин Б.Н. — Оценка отклонений формы и радиального бieniaния поверхностей вращения . . . . .	35
Зубков Е.В., Макушин А.А., Бахвалова В.С. — Моделирование режимов работы ДВС с целью получения их переходных характеристик . . . . .	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. Гирицкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А. В. Николаенко, Е. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

### Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор Т.В. Арбузова

Сдано в набор 03.03.2009. Подписано в печать 19.04.2009.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,40. Зак. 295.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"

142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

### ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Строгинский пер., 4

Телефон (499) 269-54-98. Факс (499) 269-48-97

E-mail: avtromash@mashin.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 научных степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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