ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь— 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 33

ОБ ИНВЕСТИЦИОННОЙ ПРИВЛЕКАТЕЛЬНОСТИ РОССИЙСКОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Канд. экон. наук **В.А. ПОДХАЛЮЗИНА, М.А. ДРЕЙЦЕН**
МАДИ (ГТУ) (8.926. 522-31-12)

Анализируется современное состояние автомобильного рынка и автомобильной промышленности в России, а также определяется инвестиционная привлекательность национального автопрома.

Ключевые слова: *рынок, производство, автопром, БРИК.*

Podhalyuzina V.A., Dreytsen M.A.

INVESTMENT ATTRACTIVENESS OF THE RUSSIA AUTOMOTIVE INDUSTRY

The article the current state of the automotive market and the automotive industry in Russia is analyzed.

Keywords: *market, manufacture, autoprom, BRIK.*

В настоящее время считается, что развитость экономики страны характеризует именно уровень развития автомобильной промышленности. И, как результат, каждая страна стремится создать мощную автомобилестроительную индустрию. Доказательство тому – табл. 1, в которой приведены данные об объемах (в тыс. шт.) производства автомобилей в 15 странах за период 1980...2011 гг. Из нее следует: почти все крупные экономики мира имеют развитый автомобильный сегмент. Причем их по развитию этого сегмента за последние десятилетия можно разделить на тех, кто к 1980 г. имели развитое автомобильное производство, сохранили его в 2011 г. и сохраняют его до сих пор (Великобритания, Германия, США, Франция, Япония); тех, кто резко нарастил его в десятки раз (Китай, Индия, Южная Корея); тех, кто хотя и не сделал резкого скачка, но уверенно наращивал объемы выпуска АТС (Бразилия, Мексика, Иран и др.). Россия в данном перечне занимает особое положение: в 1986 г. она входила в пятерку лидеров, а к 2011 г. увеличила производство автомобильной техники лишь в 1,05 раза. При этом производство АТС национальных марок продолжает сокращаться, а тот 5 %-й рост, который отмечен в таблице, связан со сборочным ("отверточным") производством зарубежных моделей. Но что характерно: за 2001...2012 гг. российский автопром расширился втрое. И все это за счет импорта.

Как видно из той же таблицы, безусловным мировым фаворитом по темпам роста (в 83 раза) за период 1980...2011 гг., несомненно, стал Китай, второе место заняла Южная Корея (38 раз), а третье – Индия (35 раз).

Интересны и данные табл. 2, где приведена структура автомобильных рынков стран БРИК.

Как видим, в Бразилии преобладают продажи автомобилей иностранных марок, но – произведенных в этой стране (81 %), далее следуют Индия (70 %), Китай (46 %). В России же их пока 28 %. Однако именно Россия лидирует по объему импорта – 36 %, а например, в Индии данный показатель не превышает 1 %.

Развитие автомобилестроения, как известно, характеризует и такой показатель, как уровень локализации своего производства иностранными фирмами. Этот уровень, как известно, имеет пять стадий развития: фирмы выступают в роли экспортеров, причем в незначительных объемах, а производство располагается в Западной Европе, Северной Америке и Японии; перенос производства в минимальных объемах под жестким контролем штаб-квартиры иностранной фирмы; перенос некоторых основных функций, штаб-квартира продолжает оказывать существенное влияние на стратегию развития локализованных операций; перевод всех ключевых операций, независимость от центральной штаб-квартиры; полностью независимое производство с ответственностью за продукты и функции, выводимые на мировые рынки.

Уровень локализации в странах БРИК показан в табл. 3.

Из нее следует, что ни одна из стран БРИК не достигла максимального уровня локализации производ-

Таблица 1

Место	Страна	Год					Темпы роста, раз
		1980	1990	2000	2010	2011	
1	Китай	222	509	2069	18 264	18 418	82,9
2	США	8009	9782	12 800	7761	8653	1,1
3	Япония	11 042	13 487	10 140	9625	8398	0,8
4	Германия	3978	4976	5526	5906	6311	1,6
5	Южная Корея	123	1322	3144	4272	4657	37,9
6	Индия	114	362	801	3536	3936	34,5
7	Бразилия	1165	914	1681	3382	3406	2,9
8	Мексика	490	820	1935	2345	2680	5,5
9	Испания	1181	2053	3032	2388	2354	2,0
10	Франция	3378	3769	3348	2228	2295	0,7
11	Канада	1369	1947	2962	2071	2134	1,6
12	Россия	1884	1074	1202	1403	1988	1,05
13	Иран	161	45	141	1599	1648	10,2
14	Великобритания	1312	1565	1813	1393	1464	1,1
15	Таиланд	73	305	325	1644	1458	20,0

ства. Однако Китай и здесь опережает всех. В частности, в производстве автокомпонентов, основном производстве и продажах. В Бразилии же довольно высокий уровень локализации основного производства. Что касается России, то она явно отстает. Потому что, во-первых, у нас нет жестких требований к уровню локализации со стороны государства и, во-вторых, иностранные фирмы вышли на российский рынок сравнительно недавно. Что, безусловно, не способствует развитию отрасли. Особенно неприятно отсутствие НИОКР. Поэтому другие страны БРИК настойчиво их добиваются, причем в самых различных формах – в виде офшорных единиц, инжиниринговых ядер, локальных хабов НИОКР, центров компетенций. Свидетельство тому – табл. 4.

Таблица 2

Продукция	Объемы продаж, %			
	Бразилия	Россия	Индия	Китай
Общий объем продаж	100			
Национальных производителей	<1	36	30	51
Иностранных производителей	81	28	70	46
Импорт	19	36	<1	3

Таблица 3

Тип локализации	Нулевая	Низкая	Средняя	Высокая
НИОКР	Россия	Индия	Китай	Бразилия
Аутсоринг автокомпонентов	Россия	–	Индия, Бразилия	Китай
Основное производство	–	Россия	Индия	Китай, Бразилия
Продажи	–	–	Россия, Индия	Китай, Бразилия

Таблица 4

Исследовательский центр	Бразилия	Китай	Индия	Россия
Офшорные единицы	–	10	30	–
Инжиниринговые ядра	30	55	55	–
Локальные хабы	50	25	10	–
Центры компетенции	20	10	5	–

Эта таблица подтверждает, что по наличию развитых типов исследовательских центров все другие страны БРИК опережает Бразилия, а в России какие-либо исследовательские центры вообще отсутствуют.

Приведенные выше данные позволяют построить матрицу (табл. 5) инвестиционной привлекательности стран по отдельным функциям в цепочке производства автомобилей. Первое место в ней занимает Бразилия: на ее территории локализованы исследовательские работы многих зарубежных фирм. Причины – высокий спрос на специфические модели АТС, высококвалифицированная рабочая сила, незначительный риск утраты интеллектуальной собственности и низкая текучесть кадров. Поэтому вероятность того, что иностранные автоконцерны будут здесь постоянно увеличивать долю своего присутствия, в том числе путем увеличения объемов инвести-

Таблица 5

Функция	Бразилия	Китай	Индия	Россия
Исследования	Высокая степень привлекательности из-за наличия накопленного опыта и спроса на определенные модели	Привлекательны при наличии интереса у персонала	Привлекательны при наличии специалистов	Непривлекательны из-за отсутствия спроса на специфические для страны модели АТС
Производство автокомпонентов	Привлекательно из-за наличия торговых барьеров для местного рынка, но непривлекательно для мирового рынка из-за валютного курса	Очень привлекательно из-за наличия импортных барьеров, значительного числа фирм-поставщиков и минимальных факторных издержек	Привлекательно из-за низких факторых издержек	Непривлекательно из-за минимального числа поставщиков, низкого качества и валютных рисков
Производство автомобилей	Привлекательно для местного рынка: квалифицированная рабочая сила и низкие факторные издержки	Очень привлекательно для местного рынка: значительные объемы рынка	Очень привлекательно: растущий рынок рабочей силы	Привлекательно: хеджирование внешних рисков
Продажи	Привлекательны: перспективы экспорта на соседние рынки	Очень привлекательны: быстрорастущий рынок	Привлекательны: очень быстрый рост	Немного привлекательны: восстановление авторынка после кризиса

ций, очень велика. В России же зарубежные фирмы инвестировать в расширение производства, создание исследовательских центров и развитие сети фирм-поставщиков автокомпонентов не торопятся. И тому есть причины. Во-первых, спрос на российском авторынке ориентирован на модели развитых стран, а не на адаптированные; во-вторых, у российских инженеров нет серьезного опыта работы с зарубежными исследовательскими центрами, в-третьих, объемы производства зарубежных моделей у нас незначительные (например, в США и Южной Корее объем производства одной модели составляет 120 тыс. ед. в год, в Китае и Бразилии – 60 тыс., тогда как в России – 27 тыс.). Поэтому организовать производство автокомпонентов или исследовательские центры зарубежных автопроизводителей экономически нецелесообразно.

Литература

1. Федеральная служба государственной статистики. http: // www.gks.ru/wps/wcm/ connect/ rosstat_main/rosstat/ru/statistics.
2. OICA statistics. http: //www.oica.net/category/ production-statistics/.
3. BCG analysis. http://www.bcg.ru/.

УДК 629.113

АНКЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОСПРИНИМАЕМОГО ПОТРЕБИТЕЛЕМ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ,** канд. техн. наук
Д.И. ПАНЮКОВ, С.И. КЛЕЙМЕНОВ
Поволжский ГУ сервиса, АНО "Институт качества",
ООО "Бизнес-Консалт" (8482 63-71-40)

Представлены результаты разработки и реализации комплексов анкетных исследований воспринимаемого потребителем качества автомобилей в период их эксплуатации.

Ключевые слова: *качество, надежность, удовлетворенность потребителей.*

Kozlovskiy V.N., Panyukov D.I., Kleimenov S.I.

BIOGREPHICAL RESEARCH OF PERCEIVED BY CUSTOMER OF QUALITY OF GAS

The results of the development and implementation of complex questionnaires Trials perceived quality vehicles during the operation are presented.

Keywords: *quality, reliability, customer satisfaction, car.*

Автомобильная промышленность во многих направлениях своей деятельности – бесспорный лидер внедрения инновационных технологий и инструментов управления. Во многом благодаря ей в практику предприятий других отраслей вошли инструменты управления качеством продукции и услуг, и в частности – аналитические инструменты мониторинга и прогнозирования этого качества. Дело в том, что крупные автомобилестроители постоянно занимаются формированием и развитием систем корпоративных требований, имеющих ключевое влияние на производителей автокомпонентов и автосервиса, задают высокий уровень стандартов в области управления качеством и генерируют инструменты, представляющие собой новые направления в области повышения эффективности управления процессами. Например, одним из наиболее важных направлений развития инструментов управления качеством в настоящее время является, по мнению авторов, аналитический мониторинг и прогнозирование. Потому что именно здесь благодаря информационным технологиям и межфункциональному подходу на экспертном уровне формируются инструменты измерения воспринимаемого потребителями качества продукции и услуг, реализуемые на основе комплексов анкетных исследований, которые, в свою очередь, обеспечивают развитие методологии стратегического планирования предприятия в рамках процессов комплексной оценки качества.

Так говорят теория и практика стран с развитым автомобилестроением. Однако в России и то и другое находятся, по существу, в зачаточном состоянии. Поэтому приводимые ниже результаты исследования и разработки анкетных комплексов, реализующих функцию оценки удовлетворенности потребителей качеством автомобилей в эксплуатационный период их жизненного цикла, думается, будут нелишними.

Как известно, крупные зарубежные автомобилестроительные фирмы начали оценивать воспринимаемое потребителем качество их продукции еще с 1970-х гг., а российские – с 2000-х гг., когда поняли, что в условиях жесткой конкуренции как на "западном" рынке, так и на отечественном, иного пути к успеху, кроме повышения надежности автомобиля на всех этапах жизненного цикла, просто нет. А чтобы оценить эту надежность, нужно посмотреть на автомобиль глазами потребителей. И в этом, повторяем, убеждает опыт лидеров мирового автопрома. Они считают, что интеграция оценок удовлетворенности потребителей и надежности автомобилей позволяет сделать наиболее полные выводы о текущем уровне конкурентоспособности предприятия с точки зрения качества, а реализация аналитических инструментов измерения качества через широкий спектр информационных источников создает предпосылки для более обоснованного планирования качества продукции и услуг в оперативном и стратегическом периодах.

Весомым аргументом в поддержку комплекса анкетных исследований является и то, что за последние 20...30 лет производители добились значительных успехов в вопросах обеспечения безотказности автомобилей. Например, одна из фирм сообщала, что за период 2003...2011 гг. число жалоб на ее продукцию уменьшилось на 23,8 %, а число критических отказов – с 6 до 2,5 %. Более того, резко изменилась и суть жалоб: потребитель стал обращать более пристальное внимание на вопросы функциональности, комфорта, эмоциональные характеристики продукции, а также на такие мелочи, как перегоревшая лампочка и т.п. Об этом говорят данные той же фирмы: владельцы автомобилей обращались на предприятия сервиса лишь по 36 % жалоб. Это подтверждает тот факт, что традиционные источники информации, предприятия сервисной сети, ориентированные только на регистрацию отказов автомобильной техники, с задачей уже не справляются. И это в условиях, когда значимость и эффективность работы с потребителями на всех уровнях из-за ужесточения конкурентной борьбы резко возросла.

Особенно в неблагоприятном с этой точки зрения положении находятся автомобили российских марок: их качество пока еще уступает мировому уровню. Усугубляет это положение и то, что методологическая база анкетных комплексов для традиционных российских марок либо недоступна, либо развивается не так динамично, как на западе.

Чтобы преодолеть сложившееся отставание, российским предприятиям автомобильной промышленности необходимо как можно быстрее разрабатывать и реализовывать современные анкетные комплексы, соответствующие лучшему международному опыту. И тем самым – уходить от традиционного спектра работ по оценке воспринимаемости потребителем качества продукции, который, как известно, в лучшем случае ограничивается проведением одного исследования в год и балльной оценки общей удовлетворенности потребителей качеством продукции и услуг. Потому что при нынешнем чрезвычайно широком перечне аспектов измерения удовлетворенности потребителей очевидными недостатками такого информационного комплекса являются бедная качественная область в опросной базе, а также отдаленность балльной оценки от количественных показателей, которые используются в зарубежном аналитическом мониторинге качества автомобилей в эксплуатации. Дело в том, что второй из двух этих аспектов в значительной степени усложняет совместный анализ данных об отказах автомобилей и удовлетворенности потребителей. Если смотреть дальше, то отсутствие возможности сопоставления информации из разных источников делает невозможным процесс разработки стратегии развития предприятия в области качества, которая основана на потребительской удовлетворенности и в настоящее время стала для лидеров рынка фундаментом планирования конкурентоспособности. Так что говорить об эффективности процесса стратегического развития конкурентоспособности, да и о полноценной реализации одного из основополагающих принципов менеджмента качества (ориентация на потребителей в условиях, когда для многих российских предприятий статистика отказов продукции в период эксплуатации является единственной доминантой в вопросах планирования качества) нужно очень осторожно. Решение же проблемы, на наш взгляд, заключается в организации системы совместных исследований надежности и воспринимаемого потребителем качества автомобилей в рамках единых анкетных комплексов, на основе единой методологии и сходных по физическому смыслу показателей. При этом результаты работы по оценке удовлетворенности потребителей перестанут рассматриваться со стороны некоторых представителей высшего руководства предприятий как нечто, не связанное с конкурентоспособностью.

В доказательство последнего рассмотрим рис. 1, раскрывающий связь между балльной оценкой О удовлетворенности потребителей воспринимаемым качеством и числом *n* проблем, с которыми они столкнулись в течение первого года эксплуатации автомобиля.

Как видно из этого рисунка, с ростом проблем (дефектов) балльная оценка удовлетворенности существенно снижается. И если их число превышает единицу, можно говорить о переходе оценки из зоны лояльности (9...10 баллов) в зону безразличия (7...8 баллов); если проблем больше двух – оценка переходит в зону неудовлетворенности (0...6 баллов). Причем нужно отметить, что для изготовителя в некотором смысле безразлично, привела ли проблема потребителя на сервисное предприятие для устранения отказа или эта проблема связана, например, с неудобством эксплуатации автомобиля. Снижение оценки удовлетворенности в любом случае создает для предприятия угрозу потерять клиента в перспективе.

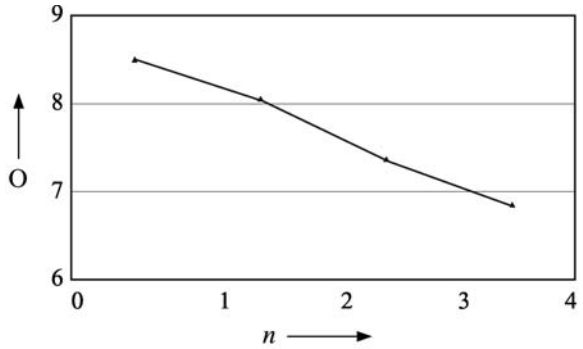


Рис. 1. Зависимость балльной оценки удовлетворенности потребления от числа проблем (дефектов), регистрируемых в процессе эксплуатации автомобиля

Рис. 2. Модель системы совместных исследований надежности и воспринимаемого потребителем качества автомобиля в эксплуатации

Совместные исследования в области надежности и удовлетворенности потребителя качеством автомобилей следует проводить по двум ключевым направлениям (рис. 2): путем модернизации используемой на предприятии системы количественных показателей надежности автомобилей в процессе их эксплуатации до состояния, при котором появляется возможность совместного ее использования с показателями удовлетворенности потребителей воспринимаемым качеством продукции; путем разработки и внедрения анкет, интегрирующих возможности глубокого количественно-качественного анализа вопросной базы, основанной на балльной оценке удовлетворенности потребителей, а также использования нового количественного показателя, способного обеспечить процесс исследования сходимости информации об удовлетворенности с данными, регистрируемыми при устранении отказов на предприятиях сервиса.

Каждое из этих направлений реализуется по-своему.

Так, относительно первого можно сказать, что по нему у многих российских предприятий есть определенный задел – действует система показателей качества автомобилей в эксплуатации, которая "привязывается" к усредненному гарантийному их парку. В этом плане переход показателей на новую платформу, обеспечивающую приведение уровня отказов автомобилей к месяцу производства или продажи, решает три задачи.

Во-первых, уменьшает погрешности при расчете показателей качества автомобилей в эксплуатации, поскольку исключает из рассмотрения (в контексте данной методологии расчета) количественного значения объема гарантийного парка как многофакторного показателя, в котором сложно учитываются объемы выпуска на рынок новых автомобилей и выход их за пределы гарантийной эксплуатации; позволяет не учитывать существующую у многих автопроизводителей систему гарантийных обязательств, при которой на элементы разных функциональных систем автомобиля действуют разные временные ограничения, поэтому их сложно оценить в рамках принятых форм расчета; дает возможность не обращать внимания на ту сложную структуру гарантийного парка, которая есть у многих предприятий и при которой для части клиентов устанавливаются повышенные гарантийные обязательства со стороны автопроизводителя, что также непросто учесть в расчетах.

Во-вторых, предлагаемые показатели хорошо корреспондируются с количественными критериями качества, используемыми мировыми лидерами автопрома, и маркетинговых услуг, что создает дополнительные предпосылки для повышения эффективности процесса бенчмаркинга.

В-третьих, природа новых показателей более понятна. В экспертных и потребительских группах ее рассматривают одинаково – как приведенный уровень зарегистрированных в сервисе отказов на автомобилях с заданной датой выпуска (продажи) в период эксплуатации.

И еще один аспект, на который следует обратить внимание, прежде чем перейти ко второму направлению работы. Это вопрос структурирования новых показателей качества. Для обеспечения гармоничной связи в системе исследований необходимо учесть, что кроме отказов, устраняемых в обычном порядке, существуют отказы, приводящие к обездвиживанию автомобильной техники. Именно эти отказы рассматриваются потребителями наиболее критично: наличие даже одного такого отказа в первый год эксплуатации автомобиля "обнуляет" показатель лояльности потребителя к марке.

Важным критерием оценки качества как для производителя, так и для потребителя продукции является также цена владением автомобиля: для автопроизводителя – это инструмент планирования бюджета для реализации гарантийных обязательств, а для потребителя – собственный бюджет на поддержание эксплуатационной эффективности транспортного средства. То есть в структуре показателей качества автомобилей в эксплуатации должны присутствовать как минимум три критерия – общий и критический уровни отказов, а также стоимостной эквивалент общего уровня отказов.

При рассмотрении второго направления работы начнем с показателя оценки удовлетворенности потребителя, обеспечивающего процесс исследования сходимости данных, которые поступают по линиям исследования надежности автомобиля и воспринимаемого потребителям его качества.

На наш взгляд, природа такого показателя должна соответствовать критерию общего уровня отказов, упомянутого выше. Естественное отличие предлагаемой оценки удовлетворенности в зависимости от показателя "уровень отказов" заключается в том, что в рамках анкетного комплекса его можно представить интегральным, т.е. охватывающим всю проблемную информацию, поступающую в качественном (текстовом) виде от потребителей (см. рис. 2). Этим достигается возможность расширения горизонта представления данных об удовлетворенности потребителя качеством продукции: в интегральной оценке можно выделить проблемные сегменты по общему уровню жалоб, общему уровню отказов, а также уровню

критических отказов. Для этого необходимо лишь соответствующим образом спроектировать вопросы анкеты.

Принципы формирования предметной области, а также организации процесса исследования на основе анкетных комплексов – измерителей воспринимаемого потребителем качества продукта иллюстрирует рис. 3. Но при реализации этих принципов необходимо отметить ограничения по составу респондентов. Например, в исследовании не могут участвовать так называемые экспертные группы потребителей – водители такси, работники предприятий автомобильного транспорта и специалисты сервиса. Более того, если членом семьи потенциального респондента является представитель экспертного сообщества, то его участие в исследовании также невозможно. Почему – понятно: эти люди, в силу своей прямой заинтересованности, не могут быть объективными.

Исследования основываются на базе данных потребителей, формирование которой, как показывает практика, – один из наиболее сложных вопросов. Все дело – в критерии результативности процесса анкетирования: он может быть равен единице только в том случае, если при интервьюировании от потребителя получены ответы на все вопросы анкеты. Но на практике даже в странах Западной Европы, где всякого рода опросы – дело обычное, из 1000 потенциальных респондентов только 150...200 соглашаются на "автомобильный" опрос, а в России лишь 100...150. При этом необходимо учитывать критерий распределения потребителей по регионам и объемам продаж. Тем не менее анкеты, содержащие до трех десятков вопросов, все-таки работают. И тем успешнее, чем грамотнее они отструктурированы. Например, очень важно, чтобы опрос шел по принципу "от общего к частному", т.е. от общей, балльной оценки удовлетворенности потребителя автомобилем в целом к удовлетворенности качеством работы определенных его систем. При этом на каждом шаге потребитель вправе получить весь объем информации в качественном выражении, причем дословно. Наконец, в анкете должен быть блок вопросов, вызывающих у потребителя эмоциональную окраску ответов (блок "нравится – не нравится").

При таком анкетировании, конечно, формируется "сырая", т.е. необработанная, база данных. Но она затем обычно оформляется в виде электронной таблицы, оперативный анализ которой позволяет сделать короткий отчет, углубленный анализ, который позволяет сделать полный отчет. Первый из них отражает общие тенденции в определении потребительской удовлетворенности, а второй содержит детальное рассмотрение практически каждой из вскрытых в ходе исследования проблем.

В качестве примера рассмотрим результаты исследования воспринимаемого потребителями качества трех моделей автомобилей, находившихся в эксплуатации один год. Первая и вторая из них (модели 1 и 2) – автомобили собственного производства фирмы, третья (модель 3) – продукт фирмы-конкурента. При этом для анализа удовлетворенности потребителей по функциональным областям автомобилей используем диаграмму

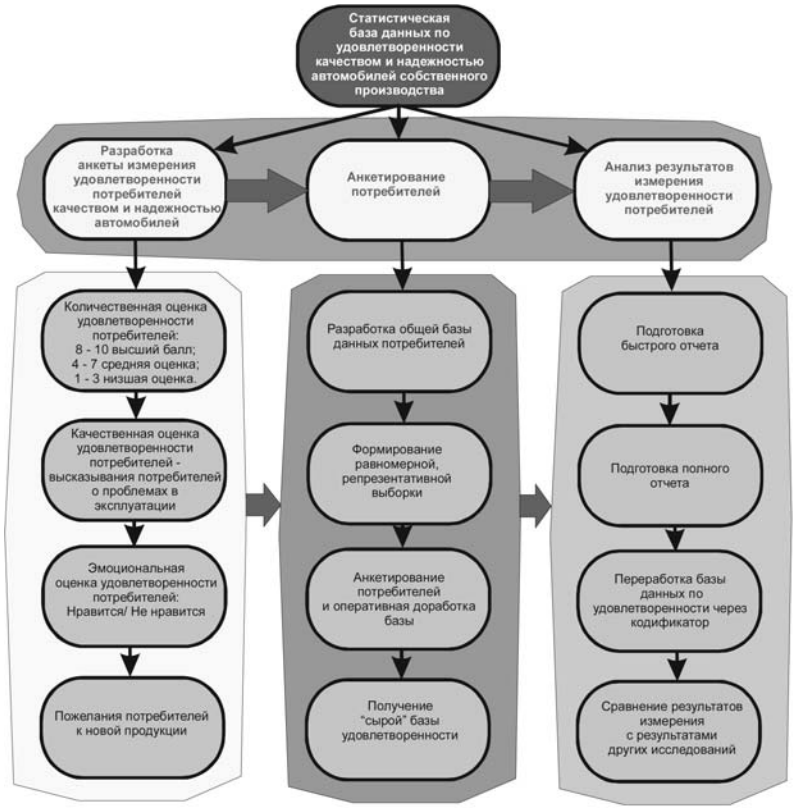


Рис. 3. Модель процесса исследования воспринимаемого потребителем качества автомобиля

балльной оценки, на которой уровни удовлетворенности сравниваются относительно модели 4 (рис. 4).

Кроме того, используем и рис. 5, на котором дается сравнение эмоциональных характеристик удовлетворенности потребителей качеством этих автомобилей. (Вообще говоря, такой анализ – отдельная формализованная технология. В корпорациях-лидерах отрасли ее реализуют аналитические группы специалистов, которые проводят анализ и интерпретацию голоса потребителя. При этом существуют инструменты, позволяющие кодифицировать качественную область анкет по системам автомобиля, что обеспечивает эффективный перевод мнения потребителя на язык инжиниринга.)

Если теперь возвратиться к системе совместных исследований качества (см. рис. 2), то можно отметить наличие общих областей в результатах работы по двум рассмотренным выше ключевым направлениям (надежности и воспринимаемому потребителем качеству автомобилей). Это сектора отказов.

Такой результат позволяет исследовать информацию, получаемую из разных источников на предмет сходимости данных, что, в свою очередь, обеспечивает формирование выводов о качестве продукции с высоким уровнем доверительности и учетом весомости влияния широкого спектра проблем на удовлетворенность потребителей.

По рассмотренным выше принципам измерения качества сегодня работают, как уже упоминалось, крупнейшие автомобильные корпорации мира. Они через инструменты бенчмаркинга, привлекая авторитетные экспертные маркетинговые институты, реализуют комплексы анкетных исследований для собственной продукции и продукции конкурентов. Например, одним из

Рис. 4. Диаграмма сравнения балльных оценок удовлетворенности потребителя по функциональным областям автомобилей:
1 – модель-конкурент; *2*, *3* – модели собственного производства

институтов оценки воспринимаемого качества автомобилей в США является Американский союз потребителей. Выпускаемый им журнал публикует результаты испытаний новых моделей автомобилей и итоги статистической обработки информации по воспринимаемому потребителем качеству, получаемой из ответов читателей на вопросы направляемых им анкет. Анализ сведений от 600...700 тыс. автовладельцев об отказах более 200 моделей разных категорий позволяет достаточно объективно судить об их надежности. В Европе наибольшим авторитетом среди производителей и потребителей пользуется рейтинг воспринимаемости потребителем качества автомобилей, определяемый немецким Объединением технадзора. Главным критерием, фиксирующим качество той или иной модели автомобиля, в этом случае служат статистические данные по итогам техосмотра, который обязан проходить в подразделениях Объединения технадзора каждый зарегистрированный в Германии автомобиль. Численность автопарка, которую ежегодно проверяет организация, практически исключает возможность ошибки.

Большим авторитетом при оценке воспринимаемого качества автомобилей на мировом рынке обладает и американская фирма "Пауэр", которая проводит исследования в Северной Америке, Европе и т.д. При этом опрашиваются владельцы новых (не старше трех месяцев) автомобилей. Их владельцы оценивают свои машины по дизайну и эргономике, удобству расположения приборов, а также качеству изготовления (числу дефектов).

Сегодня появляются и новые формы сотрудничества между автопроизводителями – клубы, создаваемые для формирования мультибрендовых анкетных комплексов с учетом специфических пожеланий участников. В рамках клуба проводится вся совокупность работ, начиная от формирования анкет и заканчивая предоставлением результатов, которые каждый из автопроизводителей интерпретирует, исходя из внутренних корпоративных стандартов.

В заключение необходимо отметить, что анкетные комплексы исследований в области оценки воспринимаемого потребителем качества автомобилей постоянно совершенствуются, исходя из развития компонентной базы, новых направлений автомобилестроения (электромобили и автомобили с комбинированными силовыми установками), сопутствующих сервисных технологий и т.д. Однако цель этого совершенствования одна и та же: аналитические методы измерения качества автомобилей, ориентированные на потребительскую оценку, должны в сочетании с традиционными методами получения данных из сервисной сети давать наиболее полное представление о текущем уровне конкурентоспособности продукции, а также возможность разработки и реализации процесса стратегического планирования ее качества.

Модель 3

ТОП "Нравится":	ТОП "Не нравится":
Общий комфорт (16%)	Шум (9 %)
Лёгкость в управлении (11%)	Комфорт сидений (6 %)
Внутренний интерьер (9%)	Дизайн экстерьера (4%)

Модель 1

ТОП "Нравится":	ТОП "Не нравится":
Общий комфорт (13%)	Шум (11 %)
Лёгкость в управлении (11%)	Качество (5 %)
Внутренний интерьер (9%)	Надёжность (3%)

Модель 2

ТОП "Нравится":	ТОП "Не нравится":
Ускорение и приёмистость (15%)	Шум (22 %)
Лёгкость в управлении (10 %)	Качество (9 %)
Дизайн экстерьера (9%)	Внутренний интерьер (6%)
	Шумность, вибрация, нечеткая работа КПП (4%)
	Комфорт сидений, в основном водительских (4%)

Рис. 5. Эмоциональная оценка воспринимаемого потребителем качества автомобилей

-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ В I КВАРТАЛЕ 2014 г.
(По информации ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Март 2014 г.	Март 2013 г.	Прирост, %	Январь–март 2014 г.	Январь–март 2013 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ"						
Смоленский ААЗ	–	1	–	1	18	–94,4
Группа "ГАЗ"						
ГАЗ	6 036	7 567	–20,2	11 422	15 224	–25,0
АЗ "Урал"	653	543	+20,3	1 648	1 208	+36,4
САЗ	140	121	+15,7	193	197	–2,0
Группа "КамАЗ"						
КамАЗ	3 647	4 075	–10,5	7 859	9 821	–20,0
НефАЗ (Самосвальные установки-надстройки)	896	1 049	–14,6	1 579	2 613	–39,6
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	50	240	–79,2	345	609	–43,3
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	174	–	–	474	228	+107,9
УАЗ	1 199	2 265	–47,1	2 435	5 592	–56,5
"Соллерс-Исузу"	251	24	+945,8	449	48	+835,4
"Форд Соллерс Елабуга"	431	1 238	–65,2	1 996	3 183	–37,3
"БАУ-Рус Мотор Корпорэйшн"	–	365	–	–	584	–
Брянский АЗ	17	12	+41,7	35	35	0
Группа компаний "Автотор"	294	–	–	784	20	+3820,0
"Вольво Восток"	97	303	–68,0	551	645	–14,6
МЗ "Тонар"	8	1	+700,0	9	3	+200,0
"ИВЕКО-АМТ"	48	63	–23,8	104	167	–37,7
ПСА "ВИС-авто"	159	350	–54,6	461	851	–45,8
"Скания-Питер"	57	93	–38,7	166	230	–27,8
"МАН Трак Энд Бас Продакшн Рус"	35	–	–	99	–	–
"Катерпиллар Тосно"	–	10	–	8	28	–71,4
"Комацу Мэнуфэкчуринг Рус" (Ярославская обл.)	1	3	–66,7	2	9	–77,8
НПК "Уралвагонзавод"	2	–	–	2	–	–
* Другие предприятия Санкт-Петербурга	12	2	+500,0	14	11	+27,3
"Кузбасс-авто" (Кемеровская обл.)	–	–	–	–	–	–
* "Бецема"	44	27	+63,0	129	171	–24,6
* Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	4	3	+33,3	13	6	+116,7
* ЗТО "Камея" (Нижегородская обл.)	153	334	–54,2	308	503	–38,8
* "Спектр авто" (Нижний Новгород)	145	76	+90,8	350	359	–2,5
* "ЧАЙКА-НН" (Нижегородская обл.)	26	76	–65,8	79	167	–52,7
* РИАТ	16	38	–57,9	151	64	+135,9
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "АвтоВАЗ"						
ВАЗ	43 970	39 535	+11,2	103 442	120 115	–13,9
ОАГ (Ижевский АЗ)	5 382	5 176	+4,0	12 873	12 127	+6,2
"Лада Спорт"	263	–	–	504	–	–
"ПСА Бронто"	–	20	–	–	47	–
"Супер-авто" (Самарская обл.)	36	478	–92,5	459	1 401	–67,2
"GM-АвтоВАЗ"	5 189	5 143	+0,9	13 240	14 105	–6,1
Группа компаний "Автотор"	20 228	18 884	+7,1	51 618	56 888	–9,3
"Автофрамос"	18 163	17 218	+5,5	49 801	48 022	+3,7

Предприятие-изготовитель	Март 2014 г.	Март 2013 г.	Прирост, %	Январь–март 2014 г.	Январь–март 2013 г.	Прирост, %
ИМС (Московская обл.)	1 595	2 266	– 29,6	5 000	6 808	–26,6
УАЗ	1 219	2 568	–52,5	2 537	6 742	–62,4
"Форд Соллерс Елабуга"	3 090	913	+238,4	6 770	1 243	+444,7
Предприятия Приморского края, в том числе:	5 402	5 128	+5,3	13 210	11 611	+13,8
"Соллерс-Дальний Восток"	–	43	–	–	2 153	–
"Соллерс-Буссан"	1 109	372	+198,1	2 866	454	+531,3
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	4 293	4 713	–8,9	10 344	9 004	+14,9
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	–	796	–	30	1 583	–98,1
ТагАЗ	–	123	–	–	494	–
"Тагаз Интернэшнл"	–	275	–	30	300	–90,0
"Эйч Ти авто"	–	398	–	–	789	–
АК "Дервейс"	3 980	4 366	–8,8	11 270	6 395	+76,2
ГУП "Чеченавто"	–	160	–	–	160	–
"Форд Мотор Компани"	5 493	7 349	–25,3	12 519	22 139	–43,5
Предприятия Санкт-Петербурга**	33 232	34 527	–3,8	96 851	100 323	–3,5
"Фольксваген Груп Рус", в том числе:	22 120	16 393	+34,9	56 726	43 103	+31,6
завод в Калуге	12 722	14 694	–13,4	32 860	40 260	–18,4
завод в Нижнем Новгороде	9 398	1 699	+453,1	23 866	2 843	+739,5
"ПСМА Рус" (Калуга)	3 714	4 945	–24,9	9 735	12 354	–21,2
АВТОБУСЫ						
Группа "КамАЗ":						
НефАЗ	49	54	–9,3	60	126	–52,4
"КамАЗ-Марко"	1	7	–85,7	11	22	–50,0
Группа "ГАЗ":						
ГАЗ	1 185	924	+28,2	1 692	2 290	–26,1
АЗ "Урал" (Вахтовые)	23	28	–18,9	78	60	+30,0
Компания "Русские автобусы":	706	1 113	–36,6	1 488	2 337	–36,3
ПАЗ	580	857	–32,3	1 258	1 932	–34,9
ЛиАЗ	94	171	–45,0	158	233	–32,2
ГолАЗ	–	25	–	–	62	–
КАвЗ	32	60	–46,7	72	110	–34,5
"Тулабус"	1	1	0	3	2	+50,0
УАЗ	278	861	–67,7	995	2 502	–60,2
"Форд Соллерс Елабуга"	7	12	–41,7	10	31	–67,7
"Спецтранс" (Татарстан)	–	2	–	2	2	0
Предприятия Волгоградскй обл., в том числе:	8	66	–87,9	18	98	–81,6
ВАП "Волжанин"	–	42	–	–	50	–
"Волгобас"	8	24	–66,7	18	48	–62,5
СТ "Нижегородец"	648	666	–2,7	1 622	1 825	–11,1
ПКФ "Луидор"	648	531	+22,0	1 445	1 215	+18,9
"Промтех" (Нижегородская обл.)	127	233	–45,5	381	639	–40,4
"Ирито"	175	310	–43,5	368	851	–56,8
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	10	17	–41,2	34	77	–55,8
"Транс Альфа Электро"	2	7	–71,4	10	18	–44,4
Прочие АТС						
ПП "Патриот" ДОСААФ	9	–	–	19	16	+18,8

Примечания:

* – на шасси других отечественных изготовителей;

** – "Дженерал Моторз авто", "Тойота Мотор", "Хендэ Мотор Мануфактуринг Рус", "Ниссан Мэнуфэкчуринг Рус").

УДК 621.434.01

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЕМ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ДВИГАТЕЛЯ

Д-р техн. наук **Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, И.А. ПЕТРУНЯ, Р.О. КАМЫШНИКОВ, Э.А. САВАСТЕНКО**
РУДН (915. 278-54-06)

Приводится методика оценки возможности повышения экономичности режимов холостого хода и малых нагрузок дизелей путем изменения рабочего объема (отключение части цилиндров или циклов) двигателя.

Ключевые слова: *экономичность режимов малых нагрузок, отключение цилиндров или циклов, изменение рабочего объема ДВС.*

Patrakhaltsev N.N., Petrunya I.A., Kamishnicov R.O., Savastenko E.A.

OPPORTUNITIES TO RISE AN ECONOMY OF VEHICLE BY VARIABLE DISPLACEMENT ENGINE

There presented a method of estimation of opportunities to rise an economy regimes of idling and low loads of automotive engine by variation of displacement (disconnection some cylinders or cycles).

Keywords: *automotive engine, regimes of low loads, disconnection of cylinders or cycles, variation of displacement of engine.*

То, что одним из наиболее логичных с инженерной точки зрения способов повышения экономичности автомобиля является изменение рабочего объема ДВС на режимах малых нагрузок и холостых ходов – известно давно. Как и то, что в простейшем случае это можно получить отключением части его цилиндров или циклов. При этом подключенные (активные) его цилиндры должны работать на режимах повышенной мощности и минимального удельного расхода топлива. Что и дает желаемый рост удельной и эксплуатационной топливной его экономичностей. Более того, этот рост можно рассчитать.

Действительно, при движении автомобиля, как правило, изменяются оба режимных параметра его двигателя – эффективное давление $p_в$ в цилиндре, от величины которого зависит значение крутящего момента M_e, и частота n вращения коленчатого вала.

Зависимость же того или иного показателя работы двигателя от этих двух независимых переменных – многопараметровая характеристика (МПХ), анализ которой позволяет оценить зоны наиболее экономичных режимов его работы, а значит, выбрать наиболее экономичный режим, на котором должны работать активные цилиндры.

Далее задача сводится к тому, чтобы связать режимы работы двигателя с режимами движения автомобиля, его скоростью $v_а$ и мощностью $N_а$, необходимой для его движения, а также и с такими параметрами автомобиля, как передаточное отношение ($u_{тр}$) его трансмиссии, радиус ($r_к$) качения колеса, КПД ($\eta_{тр}$) трансмиссии или, что то же самое, зависимость мощности ($N_{тр}$) потерь в трансмиссии от скорости $v_а$ и передаваемой мощности N_e, т.е. $N_{тр} = f(v_а, N_e)$. В частности, с помощью многопараметровой характеристики можно построить топливную характеристику установившегося движения автомобиля или определить оптимальную (по экономичности) закономерность изменения передаточного отношения его трансмиссии в зависимости от скорости. Поэтому останавливаться на ней подробно необходимости нет. Напомним лишь ее суть [1].

Допустим, что мы располагаем зависимостью мощности $N_а$, необходимой для движения автомобиля, от его скорости $v_а$ и что у этого автомобиля $u_{тр}$ = 4,239; $\eta_{тр}$ = 0,9; $r_к$ = 0,27 м. Тогда для ряда выбранных значений его скорости $v_а$ не представляет труда определить потребную мощность N_e его двигателя (формула № 1 в таблице) и частоту n вращения коленчатого вала (формула № 2). Для этого на МПХ двигателя (в координатах "$M_e - n$") достаточно найти точки пересечения ординаты частоты n вращения коленчатого вала с линиями постоянной мощности N_e или по данным значениям N_e и n вычислить крутящий момент M_e в конкретной точке.

Повторив несколько раз такую операцию, в итоге получим характеристику момента $M_а$ сопротивления потребителя энергии в двигателе, приведенной к его коленчатому валу, т.е. зависимость $M_а = f(N_e, n)$. В свою очередь пересечение этой характеристики с линиями постоянных удельных расходов g_e топлива позволяет построить зависимости удельного и часового расходов топлива от скорости движения автомобиля, т.е. зависимости $g_e = f(v_а)$ и $G_т^ч = f(v_а)$. Затем с учетом плотности $\rho_т$ топлива строится зависимость путевого расхода $Q_т^п$ топлива от скорости $v_а$ автомобиля – $Q_т^п = f(v_а)$.

При регулировании двигателя отключением цилиндров, а следовательно, изменением его рабочего объема, МПХ целесообразно перестроить в координаты "$L_{уд} - n$", т.е. удельной работы двигателя и частоты вращения его коленчатого вала, так как изменяя на режиме малой нагрузки величину рабочего объема двигателя, мы тем самым изменяем его удельную работу при сохранении той же полной работы $L_{полн}$. При этом полная работа для каждого конкретного режима, т.е. значения M_e, определяется по формуле № 3, удельная работа $L_{уд}$ – по формуле № 4, а ее значение при полном рабочем объеме полноразмерного двигателя – по формуле № 5.

Пусть рассматриваемый двигатель имеет шесть цилиндров, диаметр D каждого из которых составляет 0,685 дм, а ход S поршня = 0,63 дм. Тогда рабочий объем V_h одного цилиндра будет равен 0,232 дм^2, а рабочий объем iV_h двигателя – 1,392 дм^3.

Далее. На рис. 1 показано, что удельная $L_{уд}$ работа полноразмерного (все цилиндры – активные) двигателя при движении автомобиля со скоростью

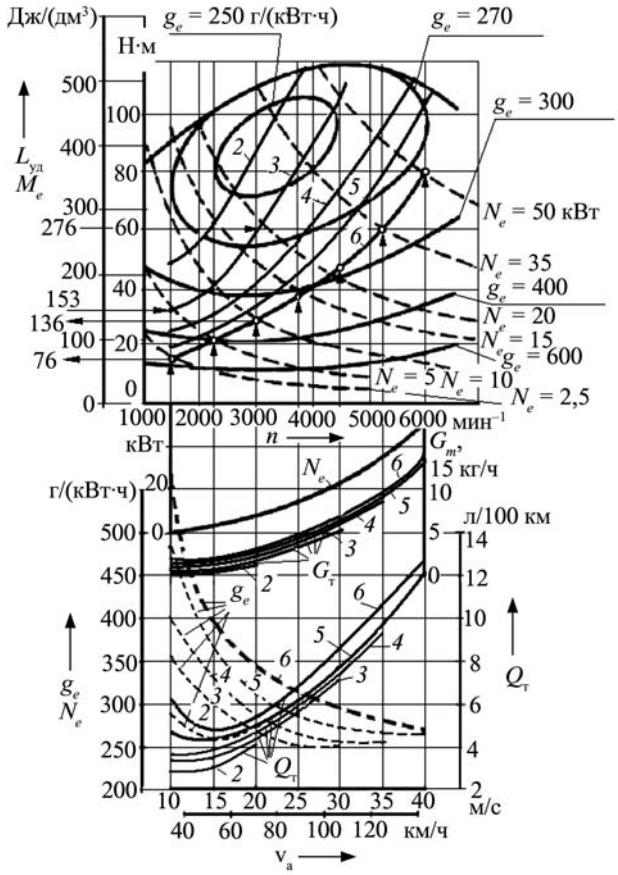


Рис. 1. Использование многопараметрической характеристики ДВС для построения топливной характеристики установившегося движения автомобиля при различном числе активных цилиндров и одной и той же развиваемой ДВС мощности:

2, 3, 4, 5, 6 – число активных цилиндров

v_a = 10 м/с равна 76 Дж/дм³. При этом удельный расход g_e топлива составляет ~550 г/(кВт·ч). При отключении трех цилиндров в работе двигателя на том же режиме на трех оставшихся активных цилиндрах ($z = 3$) его удельная работа возрастает до 153 Дж/дм³, а удельный эффективный расход топлива составит ~350 г/(кВт·ч). При этом путевой расход $G_т^п$ уменьшится с 6,1 до 3,4 л/100 км, т.е. на 44 %.

Аналогичный анализ свидетельствует, что при движении автомобиля со скоростью v_a = 20 м/с (72 км/ч) удельная $L_{уд}$ работа его полноразмерного двигателя равна 136 Дж/дм³, $G_т^п$ составляет ~5,9 л/100 км, а при отключении трех цилиндров (увеличении удельной работы двигателя до 276 Дж/дм³) путевой расход топлива снизится до ~4,5 л/100 км – на 24 %.

Выполнив аналогичные операции для других режимов, а также для случаев отключения от одного до четырех цилиндров, получим результаты, представленные на рис. 2. Они говорят о том, что выигрыш $\Delta Q_т$ в путевом расходе топлива получается тем больше, чем, во-первых, большее число цилиндров двигателя отключается, и, во-вторых, чем при меньшей скорости движения происходит это отключение.

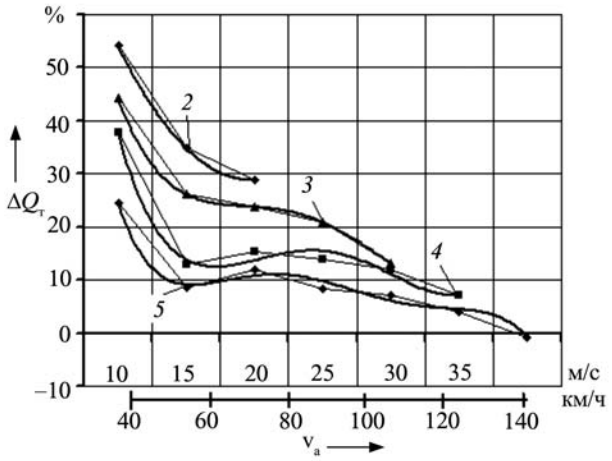


Рис. 2. Выигрыш в путевом расходе топлива при отключении цилиндров ДВС:

2, 3, 4, 5 – число активных цилиндров

Очевидно, что возможность отключения того или иного числа цилиндров ограничивается самой возможностью работы двигателя с его механическими потерями и заданной величиной малой нагрузки.

Казалось бы, производители ДВС, видя такие выгоды, должны как можно быстрее перейти к массовому выпуску двигателей с регулируемым рабочим объемом. Однако на практике этого нет: их выпускают лишь отдельные фирмы, да и то малыми сериями. И дело тут не в консерватизме производителей или сложности систем отключения цилиндров: при нынешнем развитии электроники создать соответствующие системы управления нетрудно. Причина в том, что теория расходится с практикой. Выполненные в соответствии с ней расчеты относятся к идеальным условиям достижения топливной экономичности, т.е. к мгновенному выключению–включению нескольких цилиндров и т.д. Возможности же метода отключения цилиндров или циклов всегда имеют те или иные ограничения (рис. 3) по условиям их реализации и каж-

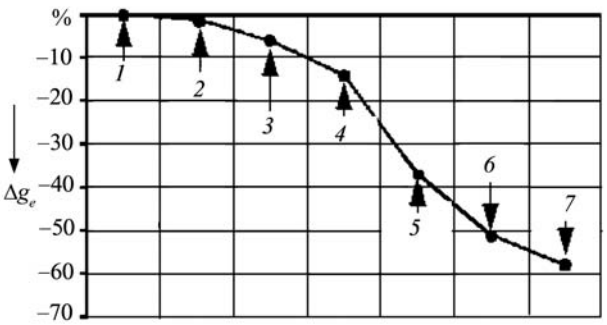


Рис. 3. Зависимость уменьшения выигрыша удельного расхода топлива из-за действия ограничительных факторов:

1 – идеальный вариант (ограничительные факторы не действуют); *2* – реализация гистерезиса; *3* – тепловая задержка; *4* – работа не на первой и второй передачах; *5* – ограничение допустимых вибраций; *6* – работы не на холостом ходу; *7* – повышение частоты вращения коленчатого вала

№ формулы	Формула	Примечание
1	$N_e = N_а / \eta_{тр}$	N_e – эффективная мощность двигателя; $N_а$ – мощность, необходимая для движения автомобиля; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии
2	$n = (v_а / r_к)(30 / \pi u_{тр})$	$v_а$ – скорость автомобиля; $r_к$ – радиус колеса; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии
3	$L_{полн} = 2 \pi M_e$	M_e – эффективный крутящий момент
4	$L_{уд} = 2 \pi M_e / zV_h$	z – число активных (работающих) цилиндров; V_h – рабочий объем одного цилиндра
5	$L_{уд} = 2 \pi M_e / (iV_h)$	i – число цилиндров полноразмерного двигателя
6	$K_{главн} = i / (\tau / 2)$	τ – тактность двигателя (4 или 2)
7	$F_{возб.} = 60 n K_{главн}$	$K_{главн}$ – главные возбуждения колебаний

дое из таких ограничений уменьшает теоретически возможный выигрыш в удельном и путевом расходах топлива. В итоге недополучение выигрыша может достигать 50 %. То есть при отключении трех цилиндров рассматриваемого шестицилиндрового двигателя выигрыш по удельному расходу составит не 44, а 22 %, а по путевому расходу – не 24, а всего лишь 12 %.

Есть и еще одно обстоятельство, заставляющее производителей ДВС очень осторожно относиться к отключению цилиндров. Это повышенный уровень колебаний двигателя автомобиля, следовательно, и в момент отключения цилиндров, и при работе с отключенными цилиндрами. Обусловлены они изменениями крутящего момента на коленчатом валу и текущего момента инерции, а также их периодичности. Ведь число $K_{главн}$ главных возбуждений колебаний определяется формулой № 6, а когда часть цилиндров отключается, значение $K_{главн}$ меняется. Следовательно, изменяется и частота $f_{возб}$ возбуждений (формула № 7). Ускорения же и замедления коленчатого вала, вызванные импульсами крутящего момента и момента инерции, увеличивают амплитуды колебаний в системе передачи крутящего момента на колеса автомобиля, влияет на колебания в шестеренчатых передачах (в пределах выборки зазоров в зацеплениях) и продольные колебания самого автомобиля. Последние, а это ускорения–замедления, вызывают колебания блока двигателя и трансмиссии, что существенно снижает уровень комфортности автомобиля. Удары же в зубчатых зацеплениях отрицательно сказываются на их надежности. Кроме того, они передаются на подшипники трансмиссии, что является существенным источником шумового излучения. Наконец, работа двигателя с отключенными цилиндрами сопровождается увеличением интервалов между вспышками и существенно изменяет показатели таких шумов. Особенно неприятным является случай, когда частота собственных колебаний двигателя совпадает с частотой собственных колебаний того или иного узла автомобиля. И в этом, по мнению многих, одна из причин пониженной востребованности двигателей с регулируемым рабочим объемом на рынке.

Но рассчитать допустимую частоту колебаний заранее – задача нереальная. Поэтому колебания приходится демпфировать в широкой полосе частот, изменять собственные частоты колебаний узлов и т.д. Другими словами, применять средства, которые либо меняют собственные частоты колебаний узлов, либо снижают амплитуды вибраций. К таким средствам, например, относится встроенный в маховик демпфер стартер-генератора и т.п. Но все они усложняют и удорожают конструкцию. Кроме того, каждый конкретный автомобиль с установленным на нее двигателем отлажен на допустимые уровни колебаний, шума и т.д. Поэтому, применяя метод отключения цилиндров, приходится повышать частоту вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу и режимах малых нагрузок до уровня, свойственного полноразмерному двигателю. Что не всегда выгодно с точки зрения той же топливной экономичности.

Литература

1. Шатров М.Г., Морозов К.А., Алексеев И.В. и др. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. завед. / под ред. М.Г. Шатрова. М.: Издательский центр "Академия", 2010. – С. 238–242.
2. Peters G.F. A Cylinder deactivation on 4 cylinder engines. A torsional vibration analysis. DCT 2007-11-February 15. 2007. P. 10–15, 39.

УДК 62-253/-254

КОЛЕБАНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С БОЕСТОЙКИМИ КОЛЕСАМИ ПРИ ЕЕ ДВИЖЕНИИ ПО ДОРОГАМ С НЕРОВНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Канд. техн. наук **В.В. МАЗУР, М.А. МАЗУР**
Братский ГУ (3953. 33-20-08)

Рассматриваются колебания колесных машин, оснащенных боестойкими шинами.

Ключевые слова: *боестойкие колеса с пневматическими шинами, плавность хода автомобиля, математическая модель колебательной системы.*

Mazur V.V., Mazur M.A.

OSCILLAIONS OF WHEELED MACHINE WITH BULLET-RESISTANT WHEELS AT ITS DRIVING ON ROADS WITH UNEVEN SURFACES

Oscillations of wheeled machine with bullet-resistant tyres are considered.

Keywords: *bullet-resistant wheels with pneumatic tires, smoothness of machine, mathematical model of oscillatory system.*

Боевые колесные машины, как правило, двигаются по плохим дорогам и в условиях бездорожья. Отсюда – интенсивные колебания их подрессоренных масс, что существенно ухудшает эргономические показатели, вызывает утомляемость и замедляет реакцию экипажа, следовательно, уменьшает шансы остаться в живых и выполнить боевую задачу. Кроме того, эти колебания при движении на высоких скоростях затрудняют возможность вести наблюдения и прицельную стрельбу. Причем колебания становятся особенно сильными при повреждении шин, т.е. при движении на ободьях колес. Поэтому на современных боевых колесных машинах применяют, как известно, не обычные, а боестойкие колеса с бескамерными пневматическими шинами, способные сохранять свои функции при сквозных повреждениях, полученных в том числе от пуль и осколков. Это колеса с внутренними упругими опорами [1 и др.], ограничивающими деформацию шины при потере избыточного давления воздуха в ней. Они, в отличие от других типов боестойких колесных движителей, обладают высокой энергоэффективностью, низким уровнем демаскирующих излучений в инфракрасном диапазоне. Например, автомобиль ГАЗ-39371 "Водник" на таких колесах в случае разгерметизации шины до полного ее разрушения при скорости движения 30 км/ч может пройти 7...11 км, а до разрушения внутренних упругих металлических опор на скорости 30...40 км/ч – более 150 км. Боестойкие же колеса с пневматическими шинами и внутренними упругими опорами, выполненными из эластичных полимеров (усиленная противоминная защита), без избыточного давления воздуха в них имеют технический ресурс, превышающий 50 км пробега при движении по бездорожью со скоростью до 20 км/ч.

Как видим, технический ресурс поврежденных боестойких колес достаточно большой. Но он гораздо ниже ресурса пневматических шин повышенной безопасности, устанавливаемых на гражданских автомобилях, которые способны обеспечить устойчивое управляемое движение со скоростью до 80 км/ч на расстояние более 200 км. И это – результат особенностей их конструкции: колеса приспособлены к сверхтяжелым условиям эксплуатации в боевой обстановке. Они, как правило, имеют невращающиеся внутренние упругие опоры с надежной посадкой и пневматические шины с высоким профилем (рис. 1).

Рис. 1. Боестойкие колеса с пневматическими шинами, устанавливаемые на БТР-80, БТР-80А, БТР-90 (а) и на американские колесные машины VFI (б)

В связи со сказанным выше, возникает вопрос: как поведет себя машина при потере избыточного давления воздуха в пневматических шинах одного или нескольких ее боестойких колес?

Чтобы ответить на него, т.е. теоретически оценить плавность хода – основное эксплуатационное свойство, определяющее эффективность колесной машины при ее движении по дорогам, поверхности которых вызывают интенсивные колебания, автор с учетом известных в теории автомобиля условий и ограничений [2] построил математическую модель (рис. 2) колебательной системы, эквивалентную реальной колесной машине. На этом рисунке приняты следующие обозначения: M – подрессоренная масса;

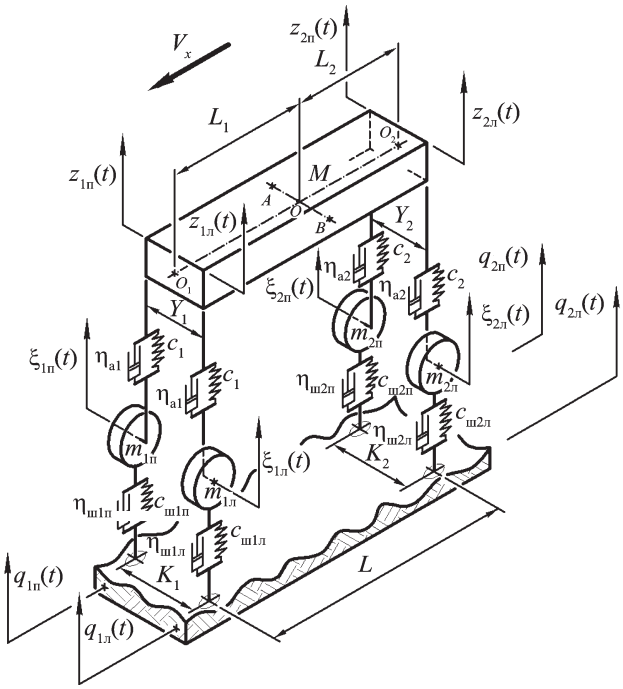


Рис. 2. Схема колебательной системы, эквивалентной колесной машине

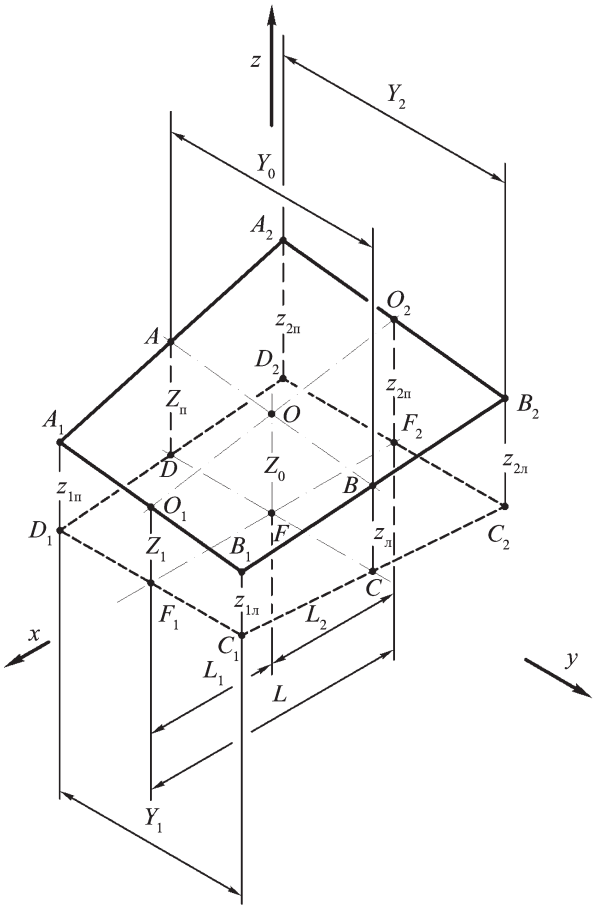


Рис. 3. Схема для определения соотношений координат подрессоренной массы колесной машины в пространстве

$m_{1п}, m_{1л}, m_{2п}, m_{2л}$ – неподрессоренные массы, сосредоточенные над правыми и левыми колесами передней и задней осей колесной машины; c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости упругих элементов передней и задней подвесок; η_{a1} и η_{a2} – коэффициенты неупругого сопротивления гидравлических амортизаторов передней и задней подвесок; $c_{ш1п}$, $c_{ш2п}$, $c_{ш1л}$, $c_{ш2л}$ – коэффициенты нормальной жесткости пневматических шин при номинальном избыточном давлении сжатого воздуха; $\eta_{ш1п}, \eta_{ш2п}, \eta_{ш1л}, \eta_{ш2л}$ – коэффициенты неупругого сопротивления пневматических шин при номинальном избыточном давлении сжатого воздуха; K_1 – колея передних колес; K_2 – колея задних колес; $У_1$ – расстояния между упругими элементами передней подвески; $У_2$ – расстояния между упругими элементами задней подвески; L – база колесной машины; L_1 – расстояние от центра масс колесной машины до оси ее передних колес; L_2 – расстояние от центра масс колесной машины до оси задних ее колес; $z_{1п}(t)$, $z_{1л}(t)$, $z_{2п}(t)$, $z_{2л}(t)$ – вертикальные перемещения подрессоренных масс; $\xi_{1п}(t)$, $\xi_{1л}(t)$, $\xi_{2п}(t)$, $\xi_{2л}(t)$ – вертикальные перемещения неподрессоренных масс; $q_{1п}(t)$, $q_{1л}(t)$, $q_{2п}(t)$, $q_{2л}(t)$ – ординаты микропрофиля дорожной поверхности; v_x – скорость движения колесной машины. Затем, используя данный рисунок, построим схему (рис. 3) для определения соотношений координат подрессоренных масс колесной машины в пространстве. (На ней пунктиром показано положение статического равновесия этих масс.)

Как известно, процессы вертикальных и угловых колебаний колесной машины в пространстве описываются системой дифференциальных уравнений второго порядка. Однако аналитическое решение такой системы для схемы, представленной на рис. 2, к сожалению, представляет большую проблему даже при современном уровне развития электронной вычислительной техники и программирования. Например, система компьютерной алгебры Mathcad, способная выполнять сложные символьные преобразования, из-за большого числа символов на дисплее монитора полученное решение не может отобразить.

Чтобы преодолеть эту трудность, автор разделил колебательную систему, эквивалентную колесной машине, на две (рис. 4) независимые колебательные системы, одна из которых эквивалентна передней, вторая – задней подвеске. В этом случае подрессоренные массы машины будут распределены между передней и задней подвесками в соответствии с формулами № 1 (см. таблицу).

В свою очередь, функции $q_{1л}$, $q_{2л}$ микропрофиля дорожной поверхности под колесами передней и задней осей машины в общем случае связаны между собой формулами № 2, а при симметричном же воздействии неровностей дорожной поверхности на левые и правые колеса машины – формулами № 3.

Дифференциальные уравнения, описывающие вертикальные колебания передней и задней подрессоренных масс в инерциальной системе отсчета, имеют, в соответствии с основным законом динамики,

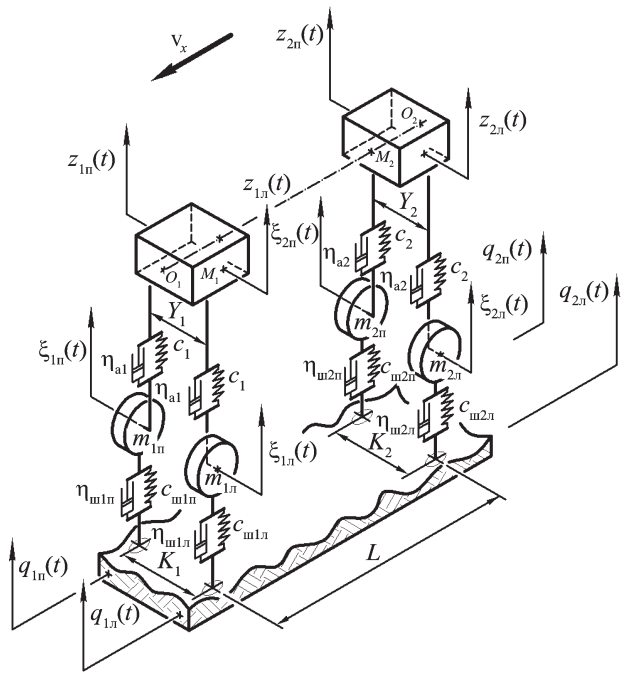


Рис. 4. Схема двух независимых колебательных систем, одна из которых эквивалентна передней, а вторая – задней подвеске

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M = M_1 + M_2; \quad M_1 = \frac{M L_2}{L}; \quad M_2 = \frac{M L_1}{L}$	M_1 – подрессоренная масса, приходящаяся на переднюю подвеску; M_2 – подрессоренная масса, приходящаяся на заднюю подвеску
2	$q_{2л}(t) = q_{1л}\left(t - \frac{L}{V_x}\right); \quad q_{2п} = q_{1п}\left(t - \frac{L}{V_x}\right)$	$q_{1л}, q_{2л}$ – функции микропрофиля под левым передним и задним колесами; $q_{1п}$, $q_{2п}$ – то же под правыми колесами
3	$q_1(t) = q_{1п}(t) = q_{1л}(t); \quad q_2(t) = q_{2л}(t) = q_{2п}(t);$ $q_2(t) = q_1\left(t - \frac{L}{V_x}\right)$	–
4	$M_1 \ddot{z}_1 = -\eta_{a1}(\dot{z}_{1п} - \dot{\xi}_{1п}) - \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1л}) - c_1(z_{1п} - \xi_{1п}) - c_1(z_{1л} - \xi_{1л});$ $M_2 \ddot{z}_2 = \eta_{a2}(\dot{z}_{2п} - \dot{\xi}_{2п}) - \eta_{a2}(\dot{z}_{2л} - \dot{\xi}_{2л}) - c_2(z_{2п} - \xi_{2п}) - c_2(z_{2л} - \xi_{2л})$	$z_1 = z_1(t)$; $z_2 = z_2(t)$ – вертикальные перемещения передней и задней подрессоренных масс колесной машины
5	$z_1 = \frac{z_{1п} + z_{1л}}{2}; \quad z_2 = \frac{z_{2п} + z_{2л}}{2}$	–
6	$J_1 \ddot{\alpha}_1 = \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1л})\frac{Y_1}{2} - \eta_{a1}(\dot{z}_{1п} - \dot{\xi}_{1п})\frac{Y_1}{2} +$ $+ c_1(z_{1л} - \xi_{1л})\frac{Y_1}{2} - c_1(z_{1п} - \xi_{1п})\frac{Y_1}{2};$ $J_2 \ddot{\alpha}_2 = \eta_{a2}(\dot{z}_{2л} - \dot{\xi}_{2л})\frac{Y_2}{2} - \eta_{a2}(\dot{z}_{2п} - \dot{\xi}_{2п})\frac{Y_2}{2} +$ $+ c_2(z_{2л} - \xi_{2л})\frac{Y_1}{2} - c_2(z_{2п} - \xi_{2п})\frac{Y_2}{2}$	J_1, J_2 – моменты инерции передней и задней подрессоренных масс колесной машины; α_1, α_2 – угловые их перемещения в поперечной плоскости
7	$J_1 = \frac{M_1 Y_1^2}{4}; \quad J_2 = \frac{M_2 Y_2^2}{2}$	–
8	$\mathrm{tg}\,\alpha_1 = \frac{z_{1п} - z_{1л}}{Y_1}; \quad \mathrm{tg}\,\alpha_2 = \frac{z_{2п} - z_{2л}}{Y_2}$	–
9	$\mathrm{tg}\,\alpha_y = \frac{z_2 - z_1}{L}$	–
10	$\alpha_y = \frac{(z_{2п} + z_{2л}) - (z_{1п} + z_{1л})}{2L}$	–
11	$m_{1п}\ddot{\xi}_{1п} = -\eta_{ш1п}(\dot{\xi}_{1п} - \dot{q}_1) + \eta_{a1}(z_{1п} - \dot{\xi}_{1п}) - C_{ш1п}(\xi_{1п} - q_1) + C_1(z_{1п} - \xi_{1п});$ $m_{1л}\ddot{\xi}_{1л} = -\eta_{ш1л}(\dot{\xi}_{1л} - \dot{q}_1) + \eta_{a1}(z_{1л} - \dot{\xi}_{1л}) - C_{ш1л}(\xi_{1л} - q_1) + C_1(z_{1л} - \xi_{1л});$ $m_{2п}\ddot{\xi}_{2п} = -\eta_{ш2п}(\dot{\xi}_{2п} - \dot{q}_2) + \eta_{a2}(z_{2п} - \dot{\xi}_{2п}) - C_{ш2п}(\xi_{2п} - q_2) + C_2(z_{2п} - \xi_{2п});$ $m_{2л}\ddot{\xi}_{2л} = -\eta_{ш2л}(\dot{\xi}_{2л} - \dot{q}_2) + \eta_{a2}(z_{2л} - \dot{\xi}_{2л}) - C_{ш2л}(\xi_{2л} - q_2) + C_2(z_{2л} - \xi_{2л})$	–
12	$m_{1л}\ddot{\xi}_{1л} = \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1л}) - \eta_0(\dot{\xi}_{1л} - \dot{\psi}_{1л}) -$ $-\eta_б(\dot{\xi}_{1л} - \dot{\psi}_{1л}) - \eta_q(\dot{\psi}_{1л} - \dot{q}_{1л}) + C_1(z_{1л} - \xi_{1л}) -$ $-C_0(\xi_{1л} - \psi_{1л}) - C_б(\xi_{1л} - \psi_{1л}) - C_д(\psi_{1л} - q_{1л})$	–
13	$m_{1л}\ddot{\xi}_{1л} = -\eta_0(\dot{\xi}_{1л} - q_1) + \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \xi_{1л}) - C_0(\xi_{1л} - q_{1л}) + C_1(z_{1л} - \xi_{1л})$	–
14	$\begin{cases} \frac{M_1}{2}(\ddot{z}_{1п} + \ddot{z}_{1л}) + \eta_{a1}(\dot{z}_{1п} + \dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1п} - \dot{\xi}_{1л}) + c_1(z_{1п} + z_{1л} - \xi_{1п} - \xi_{1л}) = 0; \\ \frac{M_1}{2}(\ddot{z}_{1п} - \ddot{z}_{1л}) + \eta_{a1}(\dot{z}_{1п} - \dot{z}_{1л} + \dot{\xi}_{1п} - \dot{\xi}_{1л}) + c_1(z_{1п} - z_{1л} + \xi_{1п} - \xi_{1л}) = 0; \\ m_{1п}\ddot{\xi}_{1п} + \eta_{a1п}(\dot{\xi}_{1п} - \dot{q}_1) - \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1п}) + c_{ш1л}(\xi_{1п} - q_1) - c_1(z_{1п} - \xi_{1п}) = 0; \\ m_{1л}\ddot{\xi}_{1л} + \eta_{a1л}(\dot{\xi}_{1л} - \dot{q}_1) - \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1п}) + c_{ш1л}(\xi_{1л} - q_1) - c_1(z_{1л} - \xi_{1л}) = 0 \end{cases}$	–
15	$m_{1л}\ddot{\xi}_{1л} + \frac{(\eta_0 + \eta_б)\eta_q}{\eta_0 + \eta_б + \eta_q}(\dot{\xi}_{1л} - q_1) + \frac{(c_0 + c_б)c_q}{c_0 + c_б + c_q}(\xi_{1л} - q_1) - \eta_{a1}(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1л}) -$ $- c_1(z_{1л} - \xi_{1л}) = 0$	–
16	$m_{1л}\ddot{\xi}_{1л} + \eta_0(\ddot{\xi}_{1л} - q_1) + c_0(\xi_{1л} - q_1) - \eta_a(\dot{z}_{1л} - \dot{\xi}_{1л}) - c_1(z_{1л} - \xi_{1л}) = 0$	–

вид формул № 4. Входящие в них вертикальные перемещения передней (z_1) и задней (z_2) подрессоренных масс можно определить с помощью схем, изображенных на рис. 5. Это формулы № 5.

В соответствии с основным законом динамики для вращательного движения и схемами, приведенными на рис. 4 и 5, угловые колебания передней и задней подрессоренных масс в поперечных плоскостях описываются дифференциальными уравнениями (формулы № 6). Входящие в них моменты инерции передней (J_1) и задней (J_2) подрессоренных масс относительно продольной оси колесной машины подсчитываются по формулам № 7, а поперечные угловые перемещения передней (α_1) и задней (α_2) подрессоренных масс – по формулам № 8. Причем для малых углов $\mathrm{tg}\,\alpha_1 \approx \alpha_1$ и $\mathrm{tg}\,\alpha_2 \approx \alpha_2$.

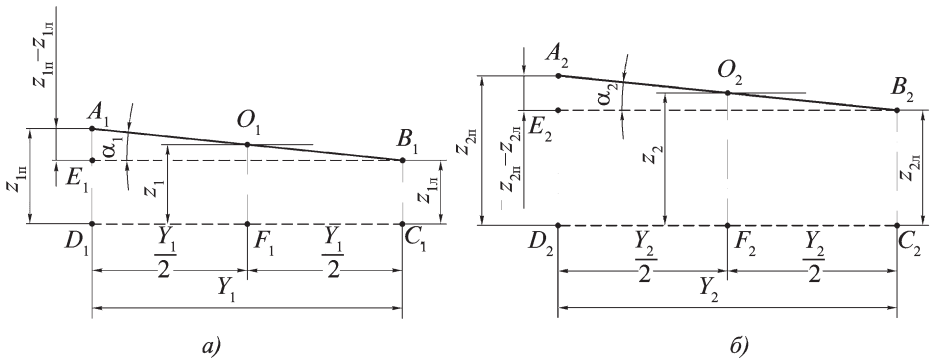


Рис. 5. Схема для определения соотношения координат передней (а) и задней (б) подрессоренных масс колесной машины

С помощью схем, изображенных на рис. 3 и 6, определяют угловые перемещения α_y подрессоренных масс машины в продольной плоскости, оказывающие наибольшее влияние на ее боевую эффективность [3], как в случае α_1 и α_2 – через тангенс угла α_y (формула № 9). Но если угол α_y небольшой, т.е. $\mathrm{tg}\,\alpha_y \approx \alpha_y$, то используется формула № 10.

Наибольшее число схем колебательных систем в общем случае определяется техническим состоянием пневматических шин колесной машины, т.е. их числом при номинальном избыточном давлении воздуха, без избыточного давления или полностью разрушенных, а также относительным расположением пневматических шин в различных технических состояниях на машине. Однако на практике наиболее вероятна потеря избыточного давления воздуха только в одной шине. Поэтому рассмотрим вариант, при котором, передняя левая пневматическая шина потеряла избыточное давление воздуха (рис. 7, *а*) или полностью разрушена, из-за чего боестойкое колесо катится на упругой опоре этой шины. (На этом рисунке дополнительно к использованным ранее приняты следующие обозначения: c_0 – коэффициент нормальной жесткости упругой опоры; $c_б$ – коэффициент нормальной жесткости боковин пневматической шины; c_q – коэффициент нормальной жесткости протектора пневматической шины; η_0 – коэффициент неупругого сопротивления упругой опоры; $\eta_б$ – коэффициент неупругого сопротивления протектора пневматической шины; $\psi_{1л}$ – вертикальное перемещение контактной поверхности упругой опоры.)

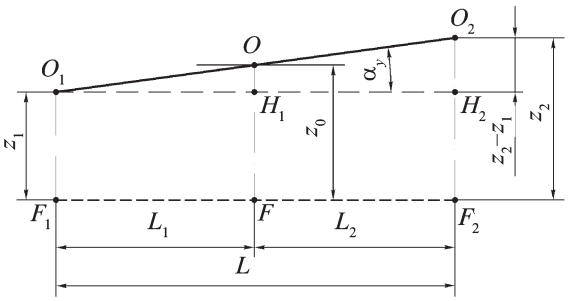


Рис. 6. Схема для определения соотношения координат подрессоренной массы колесной машины в продольной плоскости

В соответствии с рис. 4 и 7 и принятым условием симметричности воздействия неровностей дорожной поверхности на левые и правые колеса машины дифференциальные уравнения колебаний ее неподрессоренных масс при номинальном избыточном давлении во всех шинах имеют вид формул № 11, без избыточного давления воздуха в шине левого переднего колеса – формулы № 12 и при полностью разрушенной шине этого колеса – формулы № 13.

После алгебраических преобразований система дифференциальных уравнений второго порядка, описывающая колебания передней части колесной маши-

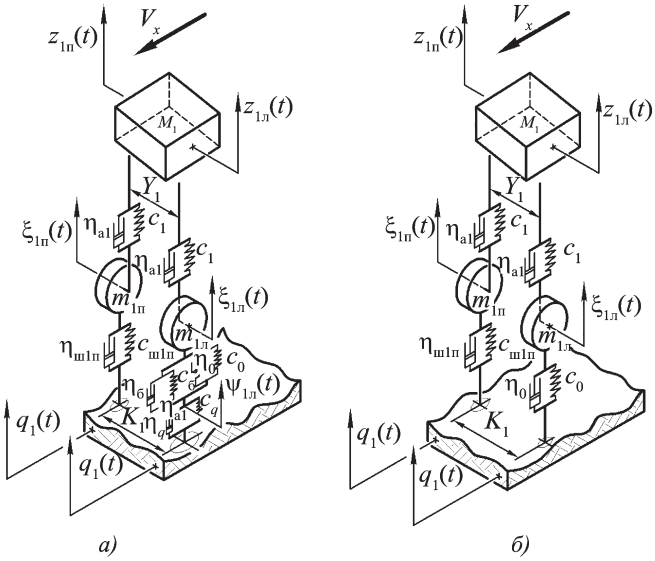


Рис. 7. Схемы колебательных систем, эквивалентных подвеске колесной машины, при отсутствии избыточного давления воздуха в шине (а) и при полном разрушении шины (б)

а) б)

Рис. 8. Экспериментальная упругая опора из эластичного полиуретана (а) и она же в сборе с дисковым колесом, имеющим разъемный обод (б)

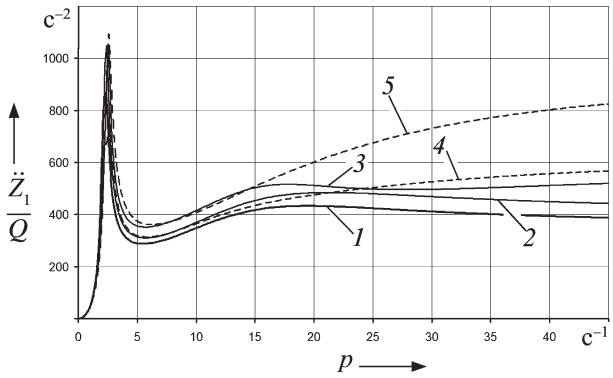
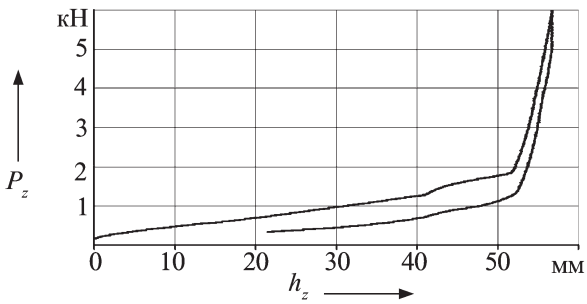
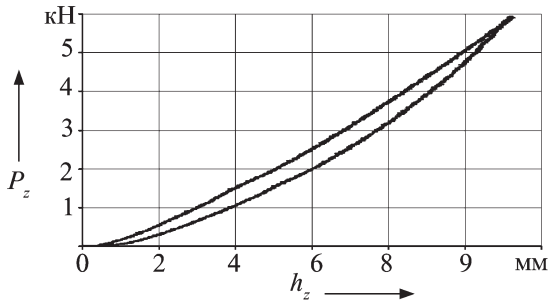


Рис. 10. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений передней подрессоренной массы легкового автомобиля:

1 – колеса с избыточным давлением воздуха в шинах; *2* – левое переднее колесо без избыточного давления в шине; *3* – оба передних колеса без избыточного давления в шинах; *4* – шина переднего левого колеса полностью разрушена; *5* – колесная машина перемещается на упругих опорах передних колес (их шины полностью разрушены)



а)



б)

Рис. 9. Характеристика нормальной жесткости экспериментальных боевых колес в сборе с пневматической шиной "Матадор-NP-12 175/R13" без избыточного давления в шине (а) и с упругой опорой из эластичного полиуретана (б)

ны с боестойкими колесами при движении по дорогам с неровными поверхностями при номинальном избыточном давлении воздуха в шинах, приобретает вид формул № 14, для левой шины без избыточного давления воздуха – формулы № 15 и для полностью разрушенной левой шины – формулы № 16.

Для определения параметров, влияющих на плавность хода автомобиля, и проверки работоспособности рассмотренной математической модели был создан (пат. № 2440250, РФ) экспериментальный образец (рис. 8) боестойкого колеса с пневматической шиной и внутренней упругой опорой из эластичного полиуретана, предназначенный для легкового автомобиля ВАЗ-2115. Упругие и демпфирующие свойства этого образца были оценены в соответствии с ОСТ 37.001.25282 "Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода" по характеристикам нормальной жесткости, построенным в режиме квазистатического непрерывного нагружения колеса на плоском твердом основании испытательного стенда [4]. Полученные в ходе исследования результаты (рис. 9) и рассчитанные на ЭВМ амплитудно-частотные характеристики (рис. 10) вертикальных ускорений передней подрессоренной массы легкового автомобиля ВАЗ-2115, оснащенного боестойкими колесами, свидетельствуют о том, что плавность хода автомобиля заметно ухудшается из-за увеличения упругого и неупругого сопротивления колесного движителя при потере избыточного давления воздуха в одной или нескольких шинах боестойких колес, тогда как с этими же колесами, но оснащенными новыми упругими опорами из полимерных конструкционных материалов, сохраняется достаточно высокий уровень этой плавности.

Литература

1. Чистов М.П., Абрамов В.Н., Аипов Т.А. Некоторые результаты испытаний отечественных боестойких колес // Проблемы шин и резинокордных композитов. 2005. № 3.
2. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Чобиток В. Ходовая часть танков. Подвеска // Техника и вооружение. 2005. № 7.
4. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов. Братск: БрГТУ, 2004. – 322 с.

УДК 629.11.012.5

РАСЧЕТ φ – *S*-ДИАГРАММ НА ОСНОВЕ ОБОБЩЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ЗАРУБЕЖНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Д-р техн. наук **Е.В. БАЛАКИНА**
ВолгГТУ (8.902-311-78-47)

Изложена методика расчета φ – S-диаграмм, разработанная на основе обобщения результатов экспериментов, выполненных зарубежными исследователями.

Ключевые слова: *шины, пятно контакта, коэффициент сцепления, расчет φ – S-диаграммы.*

Balakina E.V.

CALCULATION φ – *S*-DIAGRAMS ON THE BASIS OF GENERALIZATION OF RESULTS FOREIGN EXPERIMENTS

The new design procedure φ – S-the diagrams, developed on the basis of generalization of results of existing foreign experiments is stated.

Keywords: *tyres, zone of contact, coefficient of coupling, calculation φ – S of the diagram.*

При необходимости расчетной оценки устойчивости движения и тормозной динамики АТС, а также нагрузок с его стороны на дорожные одежды требуются φ – *S*-диаграммы, т.е. аналитические зависимости коэффициента φ продольного сцепления от коэффициента *S* продольного скольжения колеса. Получить такую зависимость можно путем аппроксимирования аналогичной экспериментальной зависимости. Но построение последней для каждого конкретного случая – дело трудоемкое. Поэтому автор попыталась облегчить его, используя зарубежные экспериментальные φ – *S*-диаграммы. В частности диаграммы, обнародованные в 2001 г. французскими и немецкими исследователями на международном коллоквиуме в Италии [1], в 2003 г. – польскими исследователями в Варшаве [2] и в 2010 г. – финским исследователем в университете г. Тампере [3].

Автор обработала эти диаграммы и рассчитала по ним средние значения коэффициента $K_{ип}$ использования трения покоя в пятне контакта, т.е. отношение доли трения покоя в пятне контакта, используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности, к общему трению покоя в этом пятне при том же *S*. То есть применила формулу № 1 (см. таблицу).

Полученные с ее помощью зависимости $K_{ип} = f(S)$, соответствующие рис. 1, 2 и 3, приведены на рис. 3, 4 и 5.

Как видим, эти зависимости имеют практически одинаковый вид независимо от типа и состояния дорожного покрытия. Поэтому все точки кривых на рис. 4, 5 и 6 можно аппроксимировать общей зависимостью, представленной на рис. 7. Это полином, имеющий вид формулы № 2. Как показала ее проверка на адекватность, с погрешностью не более 10 % (для $S > 0{,}1$) справедлива для нешипованных шин всех видов, типов и состояний дорожных покрытий.

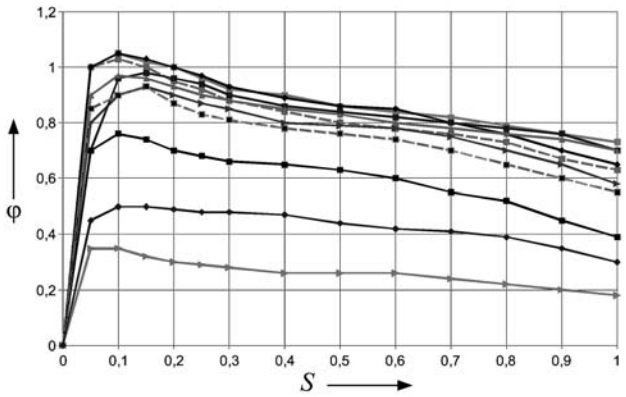


Рис. 1. Экспериментальные φ – S-диаграммы, полученные в 2001 г. французскими и немецкими исследователями и представленные на международном коллоквиуме в Италии

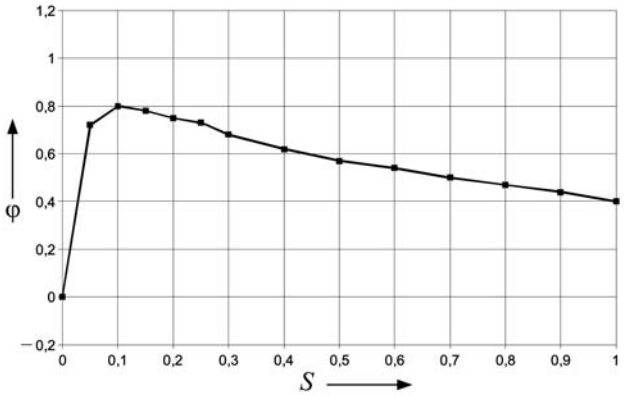


Рис. 2. Экспериментальная φ – S-диаграмма, полученная в 2003 г. польскими исследователями в Варшаве

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_{ип} = \frac{\varphi_п}{\varphi_{\Sigma п}} = \frac{\varphi(S) - f_{ск}S}{f_п(1-S)}$	$\varphi_п$ – доля трения в петле контакта, используемая для реализации продольной реакции опорной поверхности; $\varphi_{\Sigma п}$ – общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном скольжении *S*; $\varphi(S)$ – значение коэффициента сцепления при заданном скольжении *S*; $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения, т.е. значение φ при S = 100 %; $(f_{ск}S)$ – общая доля трения скольжения в пятне контакта при заданном скольжении *S*; $f_п$ – коэффициент трения покоя; $f_п(1-S)$ – общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном скольжении *S*
2	$K_{ип} = a + bS + cS^2 + dS^3 + fS^5 + gS^6 + hS^7 + iS^8 + jS^9$	*a, b, c, d, e, f, h, i, j* – постоянные коэффициенты ($a = 0{,}001814$; $b = 26{,}74763$; $c = -324{,}541748$; $d = 2137{,}92885$; $e = -8375{,}670586$; $f = 20260{,}588666$; $g = -30442{,}879724$; $h = 26711{,}479368$; $i = -13822{,}359721$, $j = 2929{,}705537$)
3	$\varphi(S) = f_{ск}S + K_{ип}f_п(1-S)$	–

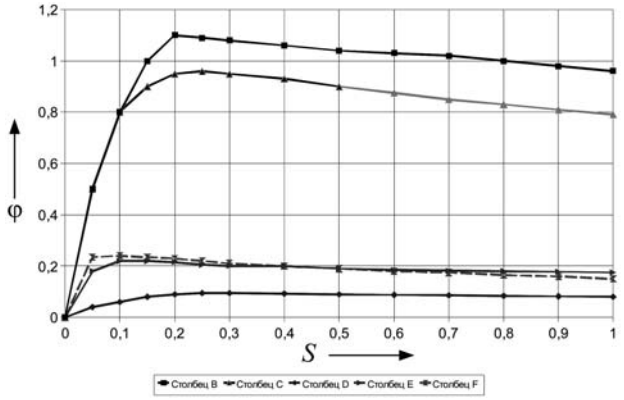


Рис. 3. Экспериментальные φ – S-диаграммы, полученные в 2010 г. финским исследователем в университете г. Тампере

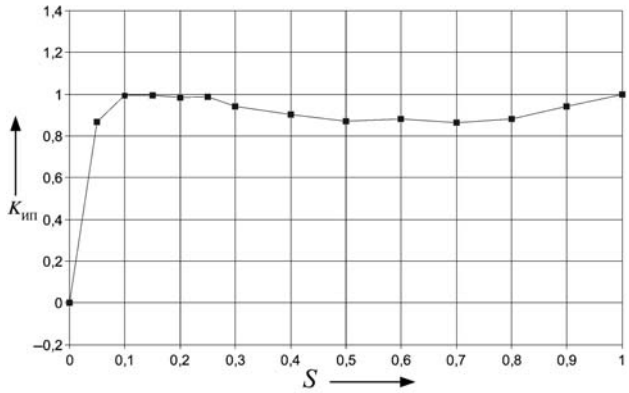


Рис. 5. Зависимость $K_{ип} = f(S)$, рассчитанная с использованием кривой рис. 2

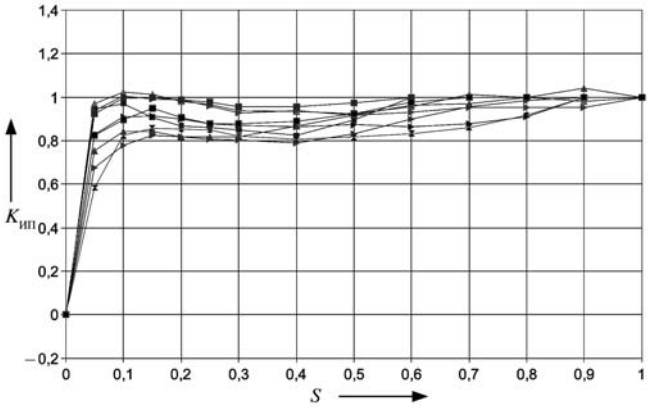


Рис. 4. Зависимости $K_{ип} = f(S)$, рассчитанные с использованием кривых рис. 1

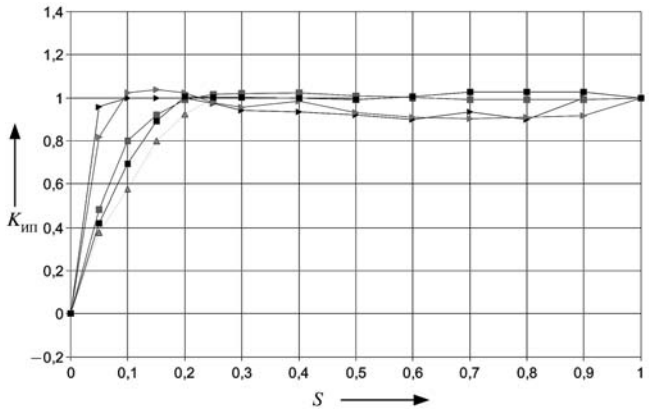


Рис. 6. Зависимости $K_{ип} = f(S)$, рассчитанные с использованием кривых рис. 3

Решая обратную задачу, можно получить расчетные φ–S-диаграммы (формула № 3). При этом коэффициенты трения покоя $f_п$ и скольжения $f_{ск}$ следует задавать исходя из типа и состояния дорожного покрытия, т.е. ориентируясь на диапазоны известных данных.

Рассчитывать φ–S-диаграммы по рассмотренной выше методике, очевидно, можно и целесообразно при отсутствии боковой силы, действующей на АТС, а также при небольших (не более 15...20 % от силы тяжести транспортного средства) боковых силах. Пригодна она и для шипованных шин, кроме одного случая – при движении АТС по льду или обледенелым покрытиям. Поскольку эксперименты, выполненные в МАДИ (ГТУ) [4] показали: φ–S-диаграммы для таких шин на льду имеют вид, принципиально отличающийся от типичного: у них экстремум смещен в сторону $S \approx 0{,}5$.

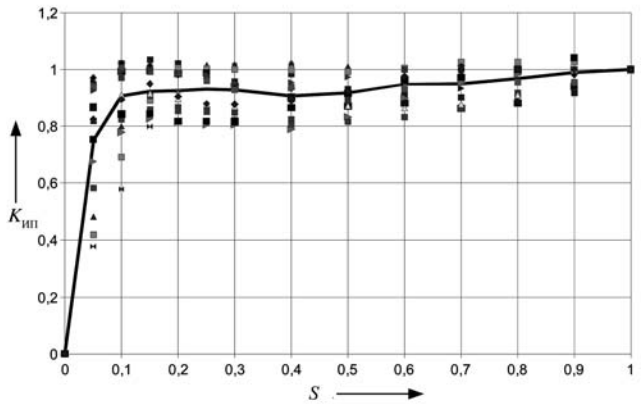


Рис. 7. Обобщенная аппроксимированная зависимость $K_{ип} = f(S)$, справедливая для разных шин, видов и состояний дорожных покрытий

Литература

1. Delanne Y., Schaefer G., Lechner D., Schmitt V., Beurier G. Vehicle Dynamics and tyre road friction performance models. The report of the 2nd International Colloqvium on vehicle tyre road interaction "Friction potential and safety: prediction of handling behavior". Florence. February 23. 2001. 11 p.
2. Wieslaw Grzesikiewicz, Janusz Pokorski, Bogumil Szwabik. Modelowanie i badania eksperymentalne przyczepnosci hamovanego kola // Przeglad Mechaniczny. 2003. № 10. Warszawa. P. 73–77.
3. Sami Koskinen. Sensor Data Fusion Based Estimation of Tyre-Road Friction to Enhance Collision Avoidance / A dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology of the Faculty Automation, Mechanical and Materials Engineering, the Tampere University of Technology. 12 March 2010. 209 p.
4. Кристальный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. Проблемы эффективности действия антиблокировочных систем автомобилей, оснащенных шипованными шинами // Журнал автомобильных инженеров. 2012. № 2 (73). С. 32–37.

УДК 629.113.066

МОДЕРНИЗАЦИЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ЗАЖИГАНИЯ ДВС

Д-р техн. наук **Е.Д. СВИЯЖЕНИНОВ**
Санкт-Петербургский ИПМаш РАН
(8.905. 227-64-65)

Предлагается способ модернизации распределителя зажигания, резко снижающий частоту вращения его ротора.

Ключевые слова: *роторный распределитель зажигания ДВС, токораздаточная пластина ротора, контакты свечей зажигания статора.*

Svijazheninov E.D.

MODERNIZATION OF IGNITION DISTRIBUTOR OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Method of modernization of ignition distributor, which sharply is shortened of rotational speed of its rotor is considered.

Keywords: *rotary ignition distributor of internal combustion engine, current-distribution plate of rotor, plug contacts of the stator.*

Классический распределитель зажигания, который подает высокое напряжение на свечи цилиндров, состоит из крышки с внутренней круглой поверхностью, где равномерно по окружности располагаются контакты с выводами на свечи зажигания, и ротор, расположенный по оси симметрии крышки и снабженный токораздаточной пластиной, выполненной в виде луча, исходящего из его центра к периферии. Высокое напряжение от катушки зажигания подается на токораздаточную пластину в центре ротора через центральный угольный контакт крышки распределителя. Второй конец токораздаточной пластины (ее конец) взаимодействует с боковыми контактами крышки распределителя. Таким образом, за время одного оборота ротора высокое напряжение последовательно поступает на свечи всех n цилиндров в порядке их работы, что для четырехтактного ДВС соответствует двум оборотам коленчатого вала.

Типичный пример классического распределителя – распределитель 38.3706 [1], применяемый на классических автомобилях ВАЗ в "домикроэлектронную эру". Его основной недостаток – привязанность частоты вращения его ротора к частоте вращения коленчатого вала ДВС в соотношении 1:2. То есть для двигателей ВАЗ она равна 2800 мин$^{-1}$ и более. Но при столь высокой частоте время замкнутого состояния токораздаточной пластины ротора с каждым боковым контактом распределителя составляет всего лишь 21 мкс и менее, что не обеспечивает высокой надежности процесса воспламенения бензовоздушной смеси в рабочих цилиндрах двигателя. Кроме того, высокие частоты вращения ротора вызывают повышенные его вибрации, нагрев, износы подшипника, что уменьшает точность работы распределителя. Наконец, однолучевая токораздаточная пластина "бегунка" изначально конструктивно несамоуравновешена, единственный луч, последовательно обслуживающий свечи зажигания, нагреваясь, дает "уход" электрических характеристик системы, а в случае выхода из строя "бегунка" функционирование системы зажигания полностью прекращается.

Все перечисленное привело к тому, что фирмы–производители ДВС начали отказываться от роторных распределителей в пользу электронных систем зажигания, не имеющих вращающихся частей вовсе. Однако электронные распределители – устройства сложные и дорогостоящие: в их состав входит бортовой компьютер с зашитой программой, содержащей многоразмерную таблицу углов опережения зажигания [2]. Кроме того, его надежность зачастую тоже, как говорится, "не на высоте". Например, классический распределитель не боится внешнего теплового и радиационного воздействия (для микроэлектронных компонентов они опасны), он не требует электронных прошивок, зачастую дающих сбои, обладает хорошей ремонтопригодностью: его можно собрать "на коленке", при любых непредвиденных обстоятельствах. Так что отказываться от него преждевременно. Его нужно дорабатывать так, чтобы устранить названный выше основной его недостаток, т.е. снизить частоту вращения его ротора. И это легко сделать, применив следующую модернизацию распределителя (пат. № 2362242, РФ).

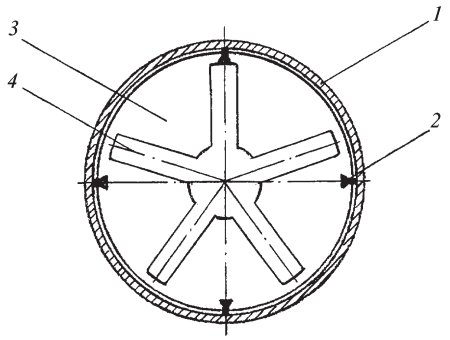


Рис. 1. Малооборотный распределитель зажигания четырехцилиндрового ДВС:

1 – ротор; *2* – токораздаточная пластина-звездочка; *3* – крышка; *4* – контакты с выводами на свечи зажигания

Она, если коротко, заключается в том, что высокое напряжение подается последовательно на свечи всех цилиндров в порядке их работы не за время полного оборота ротора распределителя, а только за время небольшого его поворота. Для этого достаточно одновыводную токораздаточную пластину заменить пластиной, выполненной в виде правильной $(n+1)$- или $(n-1)$-лучевой звезды. В итоге получается малооборотный распределитель зажигания, в состав которого входят (рис. 1) крышка *3*, равномерно расположенные на ее внутренней поверхности по окружности n контактов *4* с выводами на свечи зажигания, ротор *1* с токораздаточной пластиной-звездочкой *2*.

Высокое напряжение, как и в классическом распределителе, через центральный угольный контакт крышки подается в центр токораздаточной пластины. При вращении ротора лучи этой пластины последовательно взаимодействуют с боковыми контактами на крышке либо в направлении, совпадающем с направлением вращения ротора – вариант $(n+1)$ – прямое, или попутное, искрообразование; или в противоположном направлении – вариант $(n-1)$ – обратное, или встречное, искрообразование. Данные варианты иллюстрируют соответственно рис. 2, *а* и *б*. Первый – для четырехцилиндрового, второй – для шестицилиндрового ДВС, а принцип работы этих вариантов на боковых контактах крышки распределителя – рис. 3, *а* и *б*.

Пусть в начальный момент времени один из $(n+1)$ (см. рис. 3, *а*) или $(n-1)$ (см. рис. 3, *б*) лучей пятилучевой токораздаточной пластины совпадает с одним из n боковых контактов крышки распределителя. Тогда углы между лучами этой пластины и соответствующими кон-

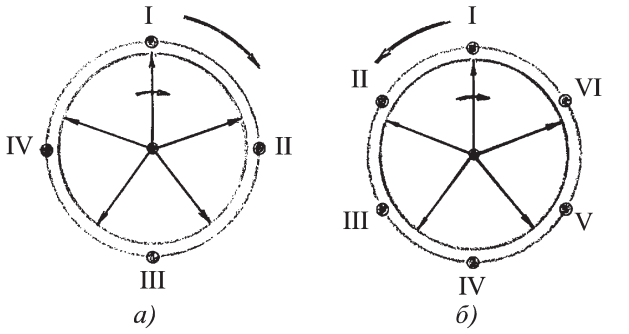


Рис. 2. Схема прямого (а) и обратного (б) искрообразования соответственно для четырех- и шестицилиндрового ДВС при пятилучевом роторе распределителя

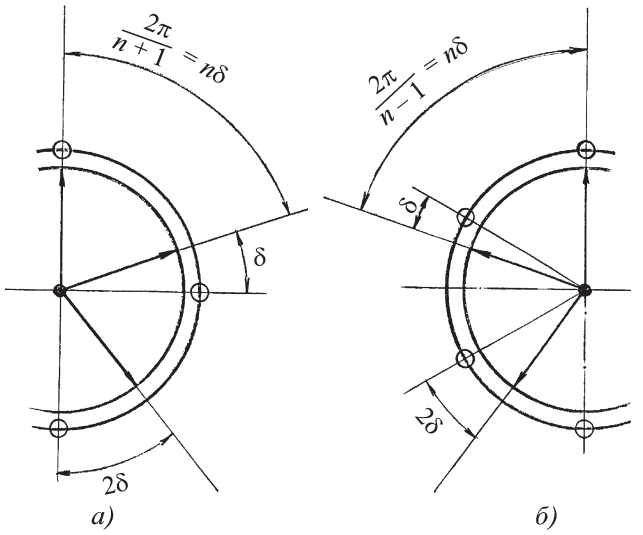


Рис. 3. Схема прямого (а) и обратного (б) искрообразования на боковых контактах крышки распределителя

тактами крышки распределителя составляют $(i-1)\delta$, $i = 2, 3, 4, \ldots$, т.е. образуют натуральную последовательность. Высокое напряжение по этому лучу из центра пластины передается на свечу зажигания соответствующего цилиндра, а при повороте ротора на угол $\delta = \frac{2\pi}{n(n+1)}$ (при прямом искрообразовании) или на угол $\delta = \frac{2\pi}{(n-1)n}$ (при обратном искрообразовании) напряжение подается на ближайший по направлению ротора или против его вращения контакт крышки. При повороте ротора на угол $n\delta = \frac{2\pi}{(n+1)}$ или на $n\delta = \frac{2\pi}{(n-1)}$ напряжение последовательно поступит на все ее боковые контакты. Следовательно, требуемая частота вращения $(n+1)$-лучевого или $(n-1)$-лучевого ротора будет соответственно в $(n+1)$ или в $(n-1)$ раз меньше частоты вращения однолучевого ротора. Таким образом, многолучевой ротор выполняет функцию мультипликатора, т.е. умножителя частоты искрообразования в $(n+1)$ или в $(n-1)$ раз, и его частота вращения должна быть во столько же раз снижена. Причина очевидна: пластина-звезда обладает осевой симметрией $(n+1)$- или $(n-1)$-го порядка, т.е. при повороте ротора на угол $n\delta = \frac{2\pi}{(n+1)}$ или $n\delta = \frac{2\pi}{(n-1)}$ фигура совмещается сама с собой. Однолучевой же распределитель обладает лишь осевой симметрией первого порядка: его соответствующая фигура совмещается сама с собой только при повороте ротора на угол 2π.

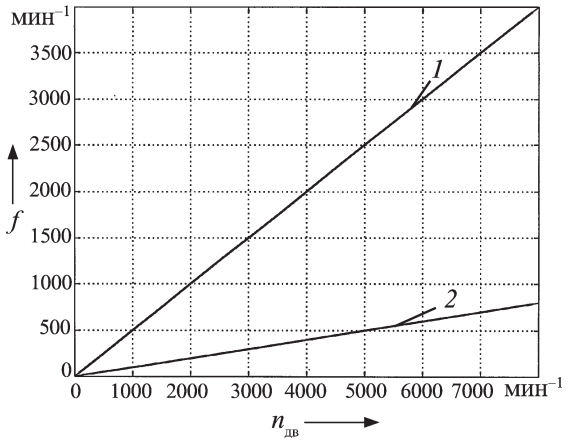


Рис. 4. Зависимость частоты вращения ротора распределителя зажигания от частоты вращения коленчатого вала ДВС:
1 – ротор однолучевой; *2* – ротор пятилучевой

Теперь посмотрим, как это скажется на двигателе ВАЗ. Он – четырехцилиндровый $(n = 4)$. При попутном искрообразовании, т.е. при $(n+1) = 5$, частота вращения ротора распределителя зажигания должна быть равной 560 мин$^{-1}$, а при встречном, т.е при $(n-1) = 3$, – 933 мин$^{-1}$. Соответственно длительность искры будет составлять 105 и 63 мкс.

Если взять шестицилиндровый ДВС, то для него $(n+1) = 7$, а $(n-1) = 5$. В этом случае требуемая частота вращения ротора распределителя уменьшится соответственно в 7 и 5 раз, а продолжительность искры во столько же раз возрастет.

Как видим, любой вариант исполнения ротора распределителя зажигания выгоднее распределителя с однолучевым ротором (рис. 4). Но наилучший эффект дает все-таки вариант $(n+1)$.

Литература

1. Автомобили ВАЗ-2107. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту / К.Б. Пятков, А.П. Игнатов, С.Н. Косарев и др. М.: Изд-во "За рулем", 2001.
2. Ютт В.Е. Электрооборудование автомобилей. М., 2006.

УДК 05.22.10

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ СМАЗКИ ДВС

Е.А. ДУБОВИК, В.И. БЕСПАЛОВ, А.В. БЕСПАЛОВА
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Рассматривается алгоритм гидравлического расчета системы смазки автомобильного ДВС.

Ключевые слова: *гидравлика, потери, число Рейнольдса, диафрагма.*

Dubovik E.A., Bespalov V.I., Bespalova A.V.

HYDRAULIC CALCULATION OF THE LUBRICATION SYSTEM OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE VEHICLE

Algorithm of hydraulic calculation of the lubrication system of DVS is devoted.

Keywords: *hydraulic, pressure, loss, Reynolds number, aperture, internal combustion engine.*

Гидравлический расчет системы смазки ДВС сводится к определению давления потерь $\Delta p_{пот}$ в масляном радиаторе, если он предусмотрен конструкцией автомобиля, гидравлических потерь в системе смазки, а также динамического напора H гидравлического насоса. Рассмотрим его алгоритм.

Все начинается с расчета скорости ν движения масла в коллекторах масляного радиатора. Она определяется по формуле № 1 (табл. 1). Затем по формуле № 2 вычисляют расход $Q_{тр}$ масла через каждую из трубок радиатора, и по формуле № 3 – скорость $\nu_{тр}$ течения масла в трубке.

Следующий шаг – расчет числа Re (Рейнольдса) по формуле № 4, потерь $\Delta p_л$ давления по длине трубки, или линейных потерь, (формула № 5) и гидравлических потерь $\Delta p_м$ давления на местных сопротивлениях (формула № 6). При этом надо иметь в виду, что значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от конфигурации этих сопротивлений и режима потока, подходящего к сопротивлению, т.е. коэффициента λ гидравлического трения, который зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости каналов. Отсюда – формула № 7.

Входящие в эту формулу коэффициенты $\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ местных сопротивлений рассчитываются по формуле

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$V_к = \dfrac{4Q}{\pi d_0^2}$	Q – объемный расход минерального масла через радиатор; d_0 – диаметр коллектора масляного радиатора
2	$Q_{тр} = 0{,}25\,Q$	–
3	$V_{тр} = \dfrac{4Q_{тр}}{\pi\, d_{тр}^2}$	$d_{тр}$ – диаметр трубки масляного радиатора
4	$\mathrm{Re} = \dfrac{V_{тр}\, d_{тр}}{\nu}$	ν – кинематическая вязкость моторного масла
5	$\Delta p_л = \dfrac{32\,\rho_м\, l_{тр}\, V_{тр}}{d_{тр}^2}$	$\rho_м$ – плотность масла (850...900 м^3)
6	$\Delta p_м = \dfrac{\xi\,\rho\, V_к^2}{2}$	ξ – коэффициент местного сопротивления
7	$\Delta p_м = \Delta p_{м_{вх}} + \Delta p_{м_{вых}} = \xi_{вх}\dfrac{\rho V^2}{2} + \xi_{вых}\dfrac{\rho V^2}{2}$	$\Delta p_{м_{вх}}$ – местные потери на входе; $\Delta p_{м_{вых}}$ – местные потери на выходе; $\xi_{вх}$ – коэффициент местного сопротивления на входе; $\xi_{вых}$ – коэффициент местного сопротивления на выходе
8	$\xi = \dfrac{A}{\mathrm{Re}} + \xi_{кв}$	A – числовой параметр коэффициента местного сопротивления; $\xi_{кв}$ – коэффициент местного сопротивления в квадратичной области
9	$\Delta p_{пот} = \Delta p_л + \Delta p_м$	–
10	$z + \dfrac{p_1}{\nu} + \alpha\dfrac{d\nu_1^2}{2g} = z + \dfrac{p_2}{\nu} + \alpha\dfrac{d\nu_2^2}{2g} + \Sigma H_i$	z – потенциальная энергия положения; p_1, p_2 – давление на входе и выходе участка соответственно; α – коэффициент Кориолиса; $d\nu_1 / 2g$ – кинетическая энергия потока на входе участка; $d\nu_2^2 / 2g$ – кинетическая энергия на выходе участка; ν_1, ν_2 – скорость потока на выходе и входе участка; H_i – суммарный напор i-го участка
11	$z + \dfrac{p}{\nu} + \alpha\dfrac{d\nu^2}{2g} = H$	H – полный напор, т.е. полный запас удельной механической энергии жидкости в данном сечении потока, равный сумме трех удельных энергий потока – потенциальной энергии положения z, давления (p / ν) и удельной кинетической энергии $(d\nu^2 / 2g)$

Окончание табл. 1

№ формулы	Формула	Примечания
12	$\Delta H = \Delta H_л + \Delta H_м$	ΔH – суммарные потери напора по длине; $\Delta H_л$ – линейные потери; $\Delta H_м$ – местные потери
13	$H_{ст} = z + \frac{P}{\nu}$	–
14	$H_д = H_d - H_s + \frac{\nu_d^2}{2g} - \frac{\nu^2}{2g}$	H_d – гидростатическое давление на выходе из насоса, отнесенное к оси его вала; H_s – гидростатическое давление на выходе, также отнесенное к оси его вала; ν_d – гидростатическая скорость на выходе из насоса
15	$H_{N_i} = H_{N-1} - H_{(N-1)-1}$	N – номер гидравлического участка
16	$P = \exp^{(-\lambda t)}$	P – безотказность работы гидравлического насоса; λ – интенсивность его отказов; t – его наработка (ресурс); exp = 2,71

Таблица 2

Устройство	Параметр	
	A	$\xi_{кв}$
Пробочный кран	150	0,4
Вентиль:		
обыкновенный	3000	6,0
"косва"	900	2,5
угловой	400	0,8
Шаровой клапан	5000	45,0
Угольник с углом, град.:		
90	400	1,4
135	600	0,4
Колено с углом 90°	130	0,2
Выход из трубы в гидробак	30	1,0
Выход из гидробака в трубу	30	0,5
Тройник	150	0,3
Задвижка:		
полностью открытая	75	0,15
открытая на 0,75	350	0,2
открытая на 0,50	1300	2,0
открытая на 0,25	3000	20,0
Диафрагма, закрывающая часть отверстия, равную		
0,64	70	1
0,40	120	7
0,16	500	70
0,05	3200	800

Альтшуля (формула № 8), а значения входящих в нее параметров A и $\xi_{кв}$ для местных сопротивлений берутся из табл. 2 [2].

Общие же потери $\Delta p_{пот}$ давления при движении масла в радиаторе определяются суммой линейных и гидравлических потерь, т.е. по формуле № 9. Она и дает решение первой из задач гидравлического расчета системы смазки ДВС.

Далее. Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу участка любого трубопровода, уравнение Бернулли имеет вид формулы № 10. Сумму трех ее первых членов можно представить в виде формулы № 11. В связи с этим уравнение Бернулли можно записать в виде формулы № 12.

Известно, что статический напор $H_{ст}$ в потоке отличается от динамического $H_д$ (полного) напора на величину $d\,\nu^2/2g$, т.е. может быть подсчитан по формуле № 13. Динамический же напор $H_д$ маслонасоса дает формула № 14, а полный динамический напор H_{N_i} в конце любого участка – формула № 15.

В заключение – о безотказности (потоке отказов P) работы гидравлического насоса и любого элемента масляной системы ДВС. Она, как известно, определяется законом нормального распределения и, как видно из формулы № 16, зависит от двух составляющих – интенсивности λ потока отказов и наработки t.

Литература

1. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика: учебн. пособ. для вузов. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Брюханов О.Н., Коробко В.И., Мелик-Аркелян А.Т. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. М.: ИНФРА-М, 2010. – 254 с.

УДК 621.436.011: 665.7.038

КОМПОЗИЦИОННЫЕ МОТОРНЫЕ ТОПЛИВА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СПИРТОВ

Д-р техн. наук **Б.И. БАЗАРОВ,** канд. техн. наук
С.А. КАЛАУОВ, Р.Н. АХМАТЖАНОВ
ТАДИ (+998 71. 233 08 27), ТашГТУ

Рассматриваются композиционные топлива с добавкой спиртов и эфиров, предназначенные для ДВС с искровым зажиганием.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, бензин, композиционное топливо, спирт, эфир, метанол, бутанол, метилацетат.*

Bazarov B.I., Kalauov S.A., Ahmatzhanov R.N.

COMPOSITE MOTOR FUELS WITH USE OF ALCOHOLS

Composite fuel treated with the additive of alcohols and esters intended for a spark ignition internal combustion engine are considered.

Keywords: *internal combustion engine with spark ignition, gasoline, composite fuel, alcohol, ether, methanol, butanol, methylacetate.*

Использование композиционных топлив, состоящих из базового бензина и добавок к нему спиртов и эфиров, в свое время было связано со стремлением улучшить антидетонационные свойства автобензинов. В настоящее же время основные исследования в этой области направлены на решение проблем экологии, а также на повышение максимального замещения бензинов топливами с улучшенными энергетическими и эксплуатационными показателями АТС.

Такая "смена вех" потребовала создания новых технологий и методов испытаний композиционных моторных топлив на соответствие их физико-химических показателей требованиям новой нормативной документации. Хотя, в общем-то, принципы оценки работы автомобильных ДВС на композиционных топливах остались теми же, что и на бензинах. В частности, эти исследования содержат те же четыре этапа: лабораторные исследования физико-химических показателей топлива; стендовые испытания для определения энергетических, экологических и других показателей энергетических установок; полигонные испытания с целью получения тягово-скоростных и топливно-экологических показателей транспортного средства, а также подтверждения результатов, полученных в ходе стендовых испытаний; эксплуатационные испытания, позволяющие установить особенности использования топлива в условиях эксплуатации, оценки его влияния на надежность техники, возможные изменения периодичности и объемов работ по техническому обслуживанию ДВС. Однако результаты этих этапов, естественно, оказываются другими. О них и пойдет речь ниже.

Лабораторные исследования. В качестве объектов исследования авторы взяли две марки бензина (АИ-80 и АИ-91), в которые добавляли по 1, 3, 5, 7, 10, 15, 20, 25 и 30 % метанола, 5, 10, 15, 20, 25 и 30 % бутанола и по 5, 10 и 15 % метилацетата при их различных соотношениях. Такая массовость экспериментов позволяет утверждать, что их результаты достоверны.

Кроме того, к полному объему лабораторных исследований по определению физико-химических свойств композиционных топлив были допущены только те из них, которые выдержали требования по стабильности полученной топливной смеси, ее коррозионной активности, образованию остатков и окислительных образований на рабочих поверхностях инжекторов и других элементов системы питания ДВС.

Сравнительные показатели моторных топлив, отвечающих указанным требованиям и допущенных к следующему этапу – стендовым испытаниям, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатель	Бензин АИ-91	Бензин АИ-91 + 5 % метанола	Бензин АИ-91 + 5 % метанола и бутанола, %		
			10	20	30
Детонационная стойкость, октановое число по моторному способу, не менее	Норма 82	83,2	84,5	85,3	85,7
Массовая концентрация свинца, г на 1 дм^3 бензина, не более	Норма 0,013	0,0016	0,0018	0,0019	0,002
Температура начала перегонки бензина, К (°С),					
летнее	Норма 308 (53)	–	–	–	–
зимнее	Не нормируется	320 (47)	321 (48)	322 (49)	322 (49)
10 % бензина перегоняется при температуре, К (°с), не выше:					
летнее	Норма 348 (75)	–	–	–	–
зимнее	Норма 328 (55)	327 (54)	326 (53)	321 (51)	319 (49)

Окончание табл. 1

Показатель	Бензин АИ-91	Бензин АИ-91 + 5 % метанола	Бензин АИ-91 + 5 % метанола и бутанола, %		
			10	20	30
50 % бензина перегоняется при температуре, К (°С), не выше:					
летнее	Норма 493 (120)	–	–	–	–
зимнее	Норма 378 (105)	377 (104)	375 (102)	373 (100)	373 (98)
90 % бензина перегоняется при температуре, К (°С), не выше:					
летнее	Норма 463 (190)	–	–	–	–
зимнее	Норма 433 (160)	424 (141)	421 (148)	423 (150)	428 (155)
Конец кипения бензина, К (°С), не выше:					
летнее	Норма 488 (215)	–	–	–	–
зимнее	Норма 468 (195)	450 (177)	448 (175)	451 (178)	454 (181)
Остаток в колбе, %	Норма 1,5	1,2	1,3	1,4	1,4
Остаток и потери, %	Норма 4,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Давление насыщенных паров, кПа (мм рт. ст.), не более					
летнее	Норма 66,7 (500)	49,1 (386)	52,0 (390)	53,0 (397)	54,0 (405)
зимнее	Норма 93,3 (700)	–	–	–	–
Концентрация фактических смол, мг на 100 см^3, не более	5,0	2,0	2,5	3,0	3,0
Индукционный период, мин, не более	600	1138	1050	1040	1050
Массовая доля серы, %, не более	0,100	0,018	0,016	0,014	0,012

Как видим, большинство свойств смесей практически не отличается от свойств бензина. Например, кривые разгона (рис. 1) базового бензина и композиционного топлива практически совпадают. Это говорит о том, что и ДВС должны работать на них так же, как работают на бензине. Что и подтвердили стендовые испытания.

К ним, как уже упоминалось, допускались те композиционные топлива, которые имели требуемые антидетонационную стойкость, стабильную смесь со-

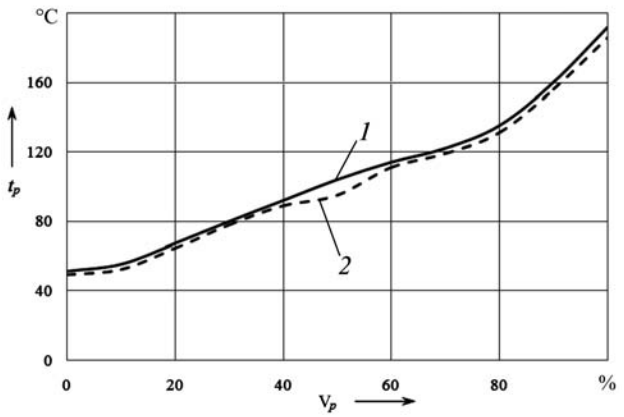


Рис. 1. Кривые разгона бензина и композиционного топлива
1 – бензин А-91; *2* – его смесь с 5 % метанола и 20 % бутанола

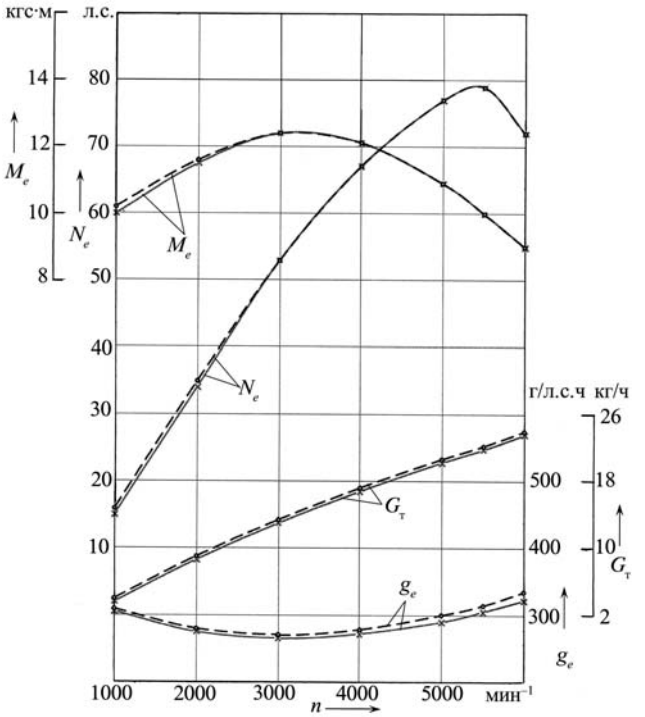


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя A15VF, работающего на бензине АИ-91 (сплошные линии) и композиционном топливе (штриховые линии)

Таблица 2

№	Автомобиль	Время разгона до 100 км/ч, с, на		Максимальная скорость, км/ч, на		Расход топлива при 90 км/ч, л/100 км, на	
		бензине	композиционном топливе	бензине	композиционном топливе	бензине	композиционном топливе
1	"Матиз 4А11"	29,17	28,57	114,33	113,27	5,92	5,96
2	"Нексия 1,5 SOHC"	19,75	20,25	149,40	147,30	6,34	6,39

ставляющих компонентов, не образующие окислительные налеты (отложения) на рабочих поверхностях инжекторов и других элементов системы питания.

Так, на рис. 2 приведены внешние скоростные характеристики двигателя A15VF автомобиля "Нексия", работающего на базовом бензине АИ-91 и на композиционном топливе, состоящем из бензина АИ-91 с содержанием 5 % метанола и 20 % бутанола. Их отличия, как видно из этого рисунка, минимальны. Причем по крутящему моменту $M_к$ и эффективной мощности $N_е$ ДВС они наблюдаются только при сравнительно низких частотах вращения коленчатого вала, а по удельным ($g_е$) и часовым ($G_т$) расходам топлива – во всем рабочем диапазоне этих частот.

О том же говорят и результаты (табл. 2) испытаний на дорогах Южного (Пскентского) полигона, основанные на разработанные для этих целей программы и методики.

Наконец, практически то же самое дали и эксплуатационные испытания, проводившиеся на различных автомобилях при использовании топлив, содержащих 3...5 % метанола. При этом было установлено, что резинотехнические детали системы питания выходят из строя несколько быстрее, чем при работе двигателя на бензине: быстрее засоряются различными продуктами, смываемыми с поверхностей фильтров, трубопроводов и топливного бака, затрудняется пуск холодного двигателя, увеличивается расход топлива.

Таким образом, можно сделать вывод, что спирты, используемые как добавки к бензинам, существенно улучшают эксплуатационные показатели получаемых таким образом композиционных топлив. Причем оптимальным вариантом является то из топлив, в состав которого входит 5 % метанола и 20 % бутанола: при таком соотношении мощность и топливная экономичность ДВС практически идентичны этим показателями ДВС, работающего на бензине.

УДК 656.1

ТРИБОАНАЛИЗ КАК СПОСОБ ОЦЕНКИ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Ю.С. УВАРОВА
БГТУ имени В.Г. Шухова (4722. 23-05-28)

На примере элементов масляного насоса ДВС рассматривается технология трибоанализа сопряжений деталей технических систем.

Ключевые слова: *триботехника, трибоанализ, система смазки, масляный насос, долговечность, работоспособность.*

Uvarova Yu.S.

TRIBOANALIZ AS METHOD OF ESTIMATION MAINTAINABILITY OF ELEMENTS TECHNICAL ARRANGEMENTS

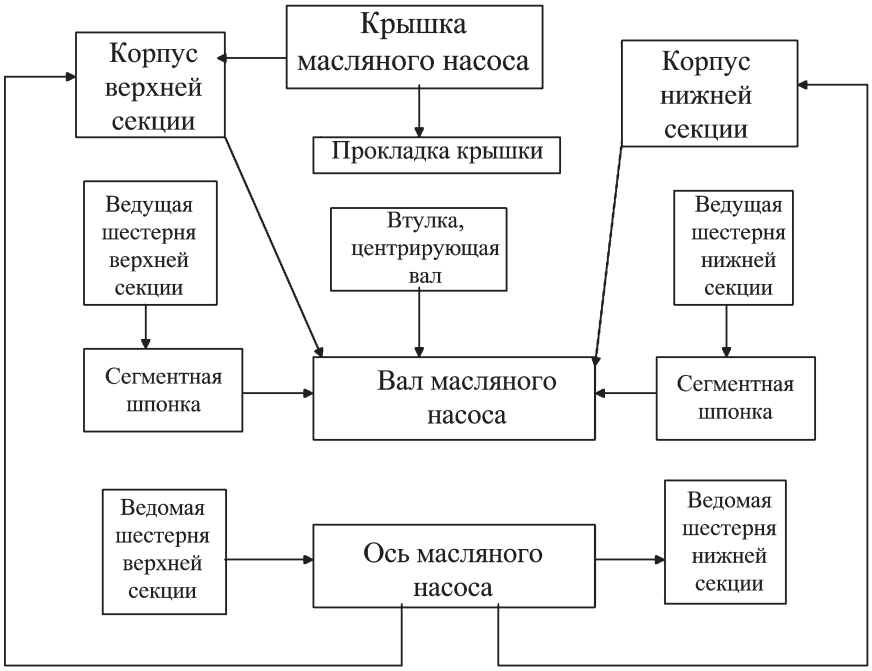
On example of elements of the oil pump of DVS technology triboanaliz of interfaces of components of technical arrangements is considered.

Keywords: *tribotekhnik, triboanaliz, greasing system, oil pump, durability, working capacity.*

Опыт показывает, что анализ любой технической системы с позиции триботехники позволяет на стадии ее конструирования выявить практически все факторы, определяющие процесс изменения состояния элементов, разработать комплекс мероприятий по обеспечению надежности деталей и сопряжений, подобрать материалы, обеспечивающие заданный ресурс, обосновать методы их изготовления и режимы обработки, а также периодичность проведения управляющих воздействий на систему в эксплуатации. В том числе дает возможность решать такую задачу, как оценка работоспособности системы, агрегатов и деталей изделия на основе обычной для трибоанализа группировки факторов, определяющих надежность сопряжений. То есть показателей, характеризующих исходное состояние системы и изменение элементов системы в процессе ее работы, а также показателей, определяющих условия работы и режим взаимодействия ее деталей [1].

Что это именно так, попытаемся доказать на примере системы смазки ДВС.

Такая система, как известно, включает восемь типовых элементов – шестеренчатый масляный насос; поддон картера; полнопоточный и центробежный фильтры; воздушно-масляный радиатор; масляные каналы в блоке и головках цилиндров, передней крышке, картере маховика и наружные маслопроводы; маслозаливная горловина; клапаны, обеспечивающие нормальную работу системы, и контрольные приборы. Но с точки зрения эксплуатационной надежности, они разные. Так, фильтры довольно быстро вырабатывают свой ресурс, поэтому изготовитель предусматривает их периодическую замену; поддон картера выходит из строя только при наезде на дорожное препятствие; масляные каналы вообще безотказны. Поэтому говорить об их ремонтопригодности смысла нет [3]. И только один элемент системы смазки, масляный насос, такого внимания заслуживает: при его выходе из строя отказывает вся система, а сле-



довательно, и двигатель. Поэтому на нем и остановимся.

Структурная схема взаимодействия элементов масляного насоса ДВС приведена на рисунке. Ее анализ показывает, что его элементы конструкции неравнонадежны, причем целостность их соединений обеспечивают шпонки, а функциональность – зубчатое соединение. Поэтому на них необходимо обращать самое пристальное внимание. В том числе и с точки зрения ремонтопригодности.

Таковы исходные соображения. Теперь проведем трибоанализ с точки зрения целостности соединения "вал – шпонка – шестерня".

Начнем с блока I, т.е. показателей, характеризующих исходные данные (берутся из ТУ на изготовление деталей рассматриваемого соединения) по этому соединению. К ним относятся характеристики материалов, модули их упругости, геометрические параметры (диаметр, длина и т.д.) деталей, их посадки (натяги) при сборке, твердость сопрягаемых поверхностей, размеры шероховатости и т.п. [1].

Следующий этап трибоанализа – блок II. Он предусматривает оценку влияния изменения исходных параметров каждого элемента рассматриваемого соединения на работу остальных его элементов. В нашем случае каждый элемент соединения влияет на работу других его элементов. Но особенно сильно – пара "шпонка–паз": при появлении зазора в ней масляный насос очень быстро выходит из строя.

Наконец, третий (заключительный) этап трибоанализа – блок III. В его ходе устанавливаются зависимости показателей надежности и функционирования всей системы от изменения технического состояния и режимов работы отдельных элементов. Используя эти показатели, можно решить четыре важнейшие задачи – определить предельное состояние элементов и спрогнозировать изменение технического состояния соединения (его ресурс), а также разработать систему диагностирования технического состояния как самого соединения, так и системы в целом, а на этой основе – комплекс мероприятий по обеспечению ее работоспособности. При этом очень важно то, что трибоанализ позволяет выявить признаки предельного состояния элементов, приводящие к отказу, а также место их проявления (материал, рабочие поверхности элемента, его сочленения с другими элементами и т.д.). Например, к числу процессов, предшествующих появлению отказов в местах соединения деталей, можно отнести механическое, молекулярно-механическое, коррозионно-механическое изнашивания материалов, усталостные повреждения (микротрещины, наклеп, прижоги и т.п.), срез [1].

Более того, руководствуясь принципами трибоанализа, легко установить дефекты, возникшие из-за неправильного выбора материалов элементов соединения "вал – шпонка – шестерня", твердости их поверхностей и класса шероховатости, а также ошибок в расчетах, нарушения требований их изготовления и несоблюдения правил эксплуатации и ремонта. Скажем, замена шпонки без контроля посадочных поверхностей вала и шестерни снижает качество работы, делает соединение недолговечным, так как не обеспечивается жесткость соединения в нем или, наоборот, создаются напряжения деформации [2].

Но все перечисленное – это, так сказать, попутно решаемые задачи. Главная же состоит в том, что трибоанализ позволил установить наиболее слабое место рассматриваемого соединения ("вал – шпонка – шестерня"), а затем оценить ремонтопригодность этого соединения.

В нашем случае, как сказано выше, наиболее слабым местом этого соединения оказались пары "шпонка–паз". Но эти пары – и наименее пригодные для ремонта: чтобы к ним подобраться, нужно приподнять двигатель, снять поддон картера и масляный насос, полностью разобрать насос и само соединение "вал – шпонка – шестерня", а после ремонта выполнить все операции в обратном порядке. Что и долго и дорого.

Рассмотренный пример доказывает, что разработчики технических устройств ни в коем случае не должны пренебрегать требованиями по триботехнике: это сделает создаваемые ими устройства не только надежными в эксплуатации, но и хорошо приспособленными к ремонту. Доказательство тому такой факт: некоторые изготовители ДВС уже начали применять в масляных насосах шестерни, выполненные заодно с валом, т.е. отказались от соединения "вал – шпонка – шестерня".

Литература

1. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем: учебник для студ. высш. учеб. заведений. М.: Издательский центр "Академия", 2009. – 208 с.
2. Севрюгина Н.С., Божанов А.А. Ресурсная модернизация самоходных машин // Известия Орловского государственного технического университета. Сер.: Строительство и транспорт. 2006. № 1–2. С. 77–80.
3. Севрюгина Н.С. Модернизация строительных и дорожных машин как фактор реализации целевых установок // Строительные и дорожные машины. 2007. № 7. С. 28–29.

УДК 629.113

ИЗМЕНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА ТОРМОЗНЫХ СИЛ ИЗ-ЗА СМЕЩЕНИЯ ТОЧКИ КРЕПЛЕНИЯ ЕГО ПРИВОДА

Д.Н. СМИРНОВ, кандидаты техн. наук **А.Г. КИРИЛЛОВ и Р.В. НУЖДИН**
Владимирский ГУ (910. 773-95-60)

Рассматриваются механический привод регуляторов тормозных сил переднеприводных автомобилей ВАЗ, регуляторные характеристики с разным положением фиксации привода.

Ключевые слова: *рабочая тормозная система, контуры тормозной системы, регулятор тормозных сил, привод регулятора.*

Smirnov D.N., Kirillov A.G., Nuzdin R.V.

CHANGE OF TECHNICAL PARAMETRES OF REQULATOR OF BRAKE FORCES BECOUSE OF DISPLACEMENT OF SPOT ITS FASTENING

The mechanical drive of regulators of brake forces of front-wheel cars VAZ and regulatory characteristics with the different provision of fixing of the drive are considered.

Keywords: *working brake system, contours of brake system, regulator of brake forces, regulator drive.*

Проведенные авторами исследования работы регулятора тормозных сил переднеприводных автомобилей ВАЗ в условиях эксплуатации позволили установить, что на работоспособность регулятора сильно влияет изменение геометрических параметров элементов его конструкции, обусловленное механическим и коррозионно-механическим изнашиванием. И чем больше износ, тем больше вероятность отказа устройства. Но не менее существенно работоспособность зависит и от состояния его привода, в конструкции которого имеются четыре сопрягаемых элемента, дефекты или износ которых приводит к некорректной работе системы. Это неправильное взаимоположение (рис. 1) торсиона *6* и рычага *12*; износ штифтов *2* двуплечего кронштейна *3* рычага привода; неправильная установка крепления *4* привода; износ головки штока дифференциального поршня.

Перечисленные дефекты во всех четырех сопряжениях формируются, как правило, параллельно, но проявляться могут как независимо друг от друга, так и одновременно. Причем наиболее распространенный из них – неправильная регулировка привода. Поэтому он и рассматривается ниже.

Данный дефект представляет собой сдвиг двуплечего кронштейна *3* рычага привода регулятора влево или вправо относительно регулятора. Дело в том, что этот кронштейн в месте его крепления имеет овальное отверстие, длина большой оси которого составляет 20 мм. Это означает, что при ослаблении затяжки болта, которым регулятор крепится к кузову автомобиля, регулятор и получит тот сдвиг, о котором сказано выше. Главная причина такого ослабления – вибрации, возникающие в процессе эксплуатации автомобиля. Но не исключено, как сейчас говорят, и влияние "человеческого фактора".

Регулировка привода регулятора сводится к выставлению зазора Δ между нижней частью рычага *12* привода регулятора и пружиной *1* рычага (завод-изготовитель рекомендует 2,0...2,1 мм при снаряженной массе автомобиля).

Чтобы убедиться в том, к каким последствиям ведет отклонение этого зазора, рассмотрим рабочие характеристики регулятора при трех регулировках его привода (заводская, регулятор сдвинут влево, регулятор сдвинут вправо). Для чистоты исследования возьмем новые регулятор с приводом, т.е. заведомо не имеющие износа элементов конструкции.

Рабочие характеристики (рис. 2) регулятора для двух состояний автомобиля, при его снаряженной и полной массе, были сняты на стенде для определения статической характеристики регулятора тормозных сил (пат. № 110348 РФ).

Как видно из этого рисунка, при рекомендуемой регулировке привода (линии *1*, *2*) регулятор начинает ограничивать давление $p_{1,2}$ тормозной жидкости на выходах регулятора (в тормозах задних колес автомобиля) при давлении $p_{0x\ ср}$= 3,1 МПа (31 кгс/см^2), что находится довольно близко к заводским характеристикам (линии *вг* и *нг*). При дальнейшем увеличении давления p_0 на входе (повышении усилия на тормозной педали) давление $p_{1,2}$ на выходе за счет дросселирования жидкости внутри регулятора продолжает плавно нарастать. В результате при давлении p_0 тормозной жидкости на входах регулятора, равном 10 МПа (100 кгс/см^2), давление p_1 на выходе *10* составляет 4,7 МПа (47 кгс/см^2), а на выходе *8* – 5 МПа (50 кгс/см^2), что тоже вписывается в коридор (0,4 МПа, или 4 кгс/см^2), установленный заводом-изготовителем (линии *вг* и *нг*). При этом зазор Δ*p* между выходными

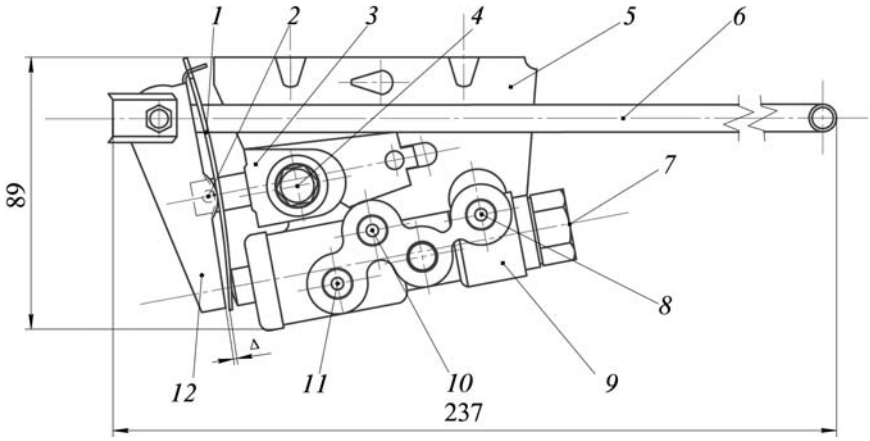


Рис. 1. Регулятор тормозных сил с приводом:
1 – пружина рычага; *2* – штифты; *3* – двуплечий кронштейн рычага привода; *4* – крепление привода; *5* – кронштейн крепления регулятора к кузову автомобиля; *6* – торсион привода; *7*, *11* – входное отверстие; *8*, *10* – выходное отверстие; *9* – корпус регулятора; *12* – рычаг привода регулятора; *89*, *237* – размеры для справок

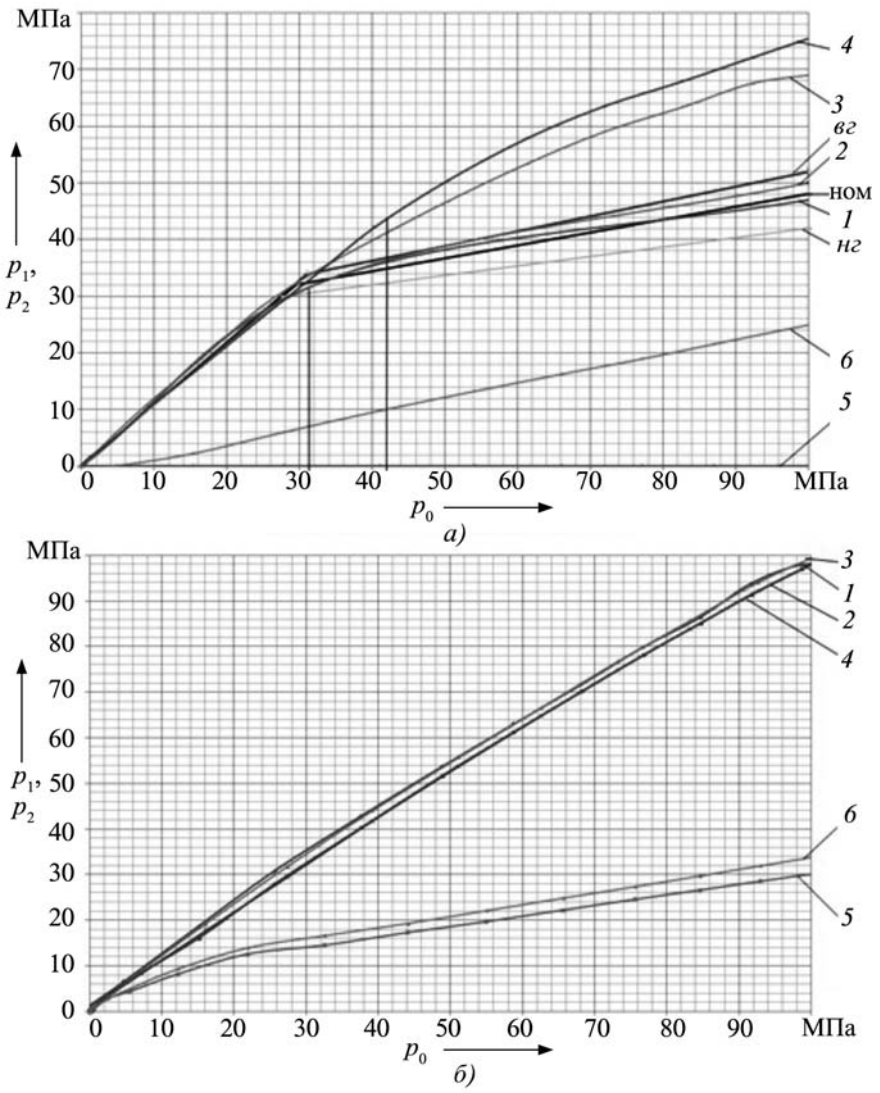


Рис. 2. Рабочие характеристики регулятора тормозных сил при разной фиксации привода – снаряженной (а) и полной (б) массе автомобиля:

1, *2* – фактические границы изменения давления при правильной (рекомендуемой) фиксации привода; *3*, *4* и *5*, *6* – фактические границы изменения давления при фиксации привода в крайних левом и правом положениях соответственно; *1*, *3*, *6* и *2*, *4*, *5* – изменения давления тормозной жидкости в тормозных механизмах задних левого и правого колес автомобиля соответственно; *вг*, *нг* – верхняя и нижняя границы допустимых значений рабочих характеристик; *ном* – номинальное значение рабочей характеристики; $p_{0x\text{ср}}$, $p_{0x\text{лев}}$ – давление тормозной жидкости, при котором происходит срабатывание регулятора при правильной фиксации привода и фиксации в крайнем левом положении соответственно

величинами давления тормозной жидкости p_1 и p_2 составляет 0,3 МПа (3 кгс/см^2), что соответствует допустимым пределам заводской характеристики.

Таким образом, есть все основания утверждать, что подвергшийся исследованию регулятор исправен, а его привод отрегулирован правильно.

При установке привода в крайнем левом положении (линии *3*, *4*) картина резко меняется. На кривых не просматривается точка полного срабатывания регулятора, зафиксирован лишь момент начала его срабатывания при $p_{0\,x\,\text{лев}}$ = 4,2 МПа (42 кгс/см^2). Этот факт можно объяснить тем, что зафиксированный в крайнем левом положении привод воздействует на шток поршня с усилием $P_{\text{п}}$, которое больше результирующего усилия $P_{\text{р}}$ на головку поршня при максимальном ($p_0^{\max}$) значении давления p_0 на входе в регулятор. Как показали измерения, $p_0^{\max}$ >> 10 МПа, или 100 кгс/см^2.

В конечном итоге при давлении p_0 тормозной жидкости на входах *7* и *11*, равном 10 МПа (100 кгс/см^2), на выходе *10* создастся давление p_1 = 6,9 МПа (69 кгс/см^2), а на выходе *8* – p_2 = 7,6 МПа (76 кгс/см^2). Разница же Δp между этими выходными давлениями тормозной жидкости составляет 0,7 МПа (7 кгс/см^2), что более чем вдвое больше допустимых значений.

Эксплуатировать автомобиль при таких условиях опасно. Во-первых, при экстренном торможении, т.е. резком и сильном нажатии на тормозную педаль, первыми заблокируются колеса не передней, а задней оси, причем при любых значениях коэффициента φ сцепления; во-вторых, неравномерность тормозного усилия на колесах задней оси, вызванная такой большой разностью давлений, может привести к потере устойчивости автомобиля вне зависимости от состояния покрытия.

Установка привода в крайнем правом положении регулятора увеличивает зазор Δ между нижней частью рычага *12* привода регулятора и пружиной *1* рычага до 6,0...6,1 мм, в результате при снаряженной массе автомобиля механический привод регулятора становится практически бесполезным, поскольку он оказывается не в состоянии создать усилие $P_{\text{п}}$ на головке штока поршня. Как видно из рис. 2, *а* (линии *5*, *6*), точка срабатывания регулятора для выхода *8* вообще отсутствует, а для выхода *10* она находится в нуле. Поэтому клапан пробки регулятора закрыт, роста давления p_2 тормозной жидкости на выходе *8* не наблюдается, т.е. p_L = 0. На выходе же *10* при входном давлении (отверстия *8* и *10*) и p_0 = 10 МПа (100 кгс/см^2) давление p_1 тормозной жидкости будет ограничено величиной 2,5 МПа (25 кгс/см^2). Значит, разница Δp между выходными величинами давления p_1 и p_2 оказывается равной 2,5 МПа (25 кгс/см^2) – в 7 раз превышает допустимую. Это значит, что эксплуатация автомобиля при крайнем правом положении регулятора так же опасна, как и установка в крайнем левом его положении.

На рис. 2, *б* представлены рабочие характеристики регулятора тех же трех его положений, но при имитации полной загрузки автомобиля. Как видно из рисунка, при рекомендуемом положении привода (линии *1*, *2*) характеристики давлений тормозной жидкости на выходах регулятора имеют практически линейный вид. Разница Δp между выходными величинами давления p_1 и p_2 тормозной жидкости не превышает 0,4 МПа (4 кгс/см^2), что, хотя и на пределе, соответствует нормам завода-изготовителя. Ограничения же давления на выходах *8* и *10* в данном случае нет, так как при имитации полной загрузки автомобиля механический привод воздействует на шток поршня с усилием, которое выше результирующего усилия на головку штока дифференциального поршня при максимальном значении p_0^{max}.

При установке привода в крайнем левом положении рабочие характеристики регулятора имеют тот же вид (линии *3*, *4*), что и рабочие характеристики при рекомендуемой регулировке привода, т.е. ограничение давления тормозной жидкости на выходах тоже отсутствует. В результате при выходном давлении p_0 тормозной жидкости, равном 10 МПа (100 кгс/см^2), на выходах регулятора будет p_1 = 10 МПа (100 кгс/см^2), p_2 = = 9,8 МПа (98 кгс/см^2), а разница Δp между ними составит 0,2 МПа (2 кгс/см^2), что вдвое меньше допустимой.

При установке привода в крайнем правом положении (линии *5*, *6*) рабочие характеристики имеют вид характеристик, полученных при имитации снаряженного состояния автомобиля и рекомендуемой регулировке привода (линии *1*, *2* на рис. 2, *а*). Но ограничение давления тормозной жидкости здесь начинается очень рано (точка срабатывания может лежать в интервале p_{0x} = 0...0,4 МПа (0...4 кгс/см^2)). Это приведет к значительному сокращению ресурса колодок и шин передних колес, так как передние тормозные механизмы при возрастающей тормозной силе будут постоянно перегружены.

Чтобы собрать статистические данные, связанные с изменением регулировки привода регуляторов тормозных сил, авторы исследовали 55 переднеприводных автомобилей ВАЗ, находящихся в эксплуатации на дорогах II, III, IV и V категорий. Эти автомобили, естественно, имели разные пробеги (от 3 до 7 тыс. км), но были оснащены одним и тем же регулятором тормозных сил (ВАЗ 2108-351205211).

Эти исследования показали: сдвиг регулятора относительно точки его заводской установки для полностью загруженного автомобиля нежелателен, а для снаряженного – просто опасен. В связи с этим возникает вопрос: а как меняется положение регулятора в процессе эксплуатации автомобиля? В итоге была построена (рис. 3) зависимость изменения ΔS положения крепления привода регулятора от пробега автомобиля.

Как видно из рисунка, в интервале 1 наработки, который соответствует пробегу $L = 29{,}4 \pm 0{,}22$ тыс. км (29,1 % исследованных автомобилей), причиной отказов регуляторов явилось нарушение технологии их

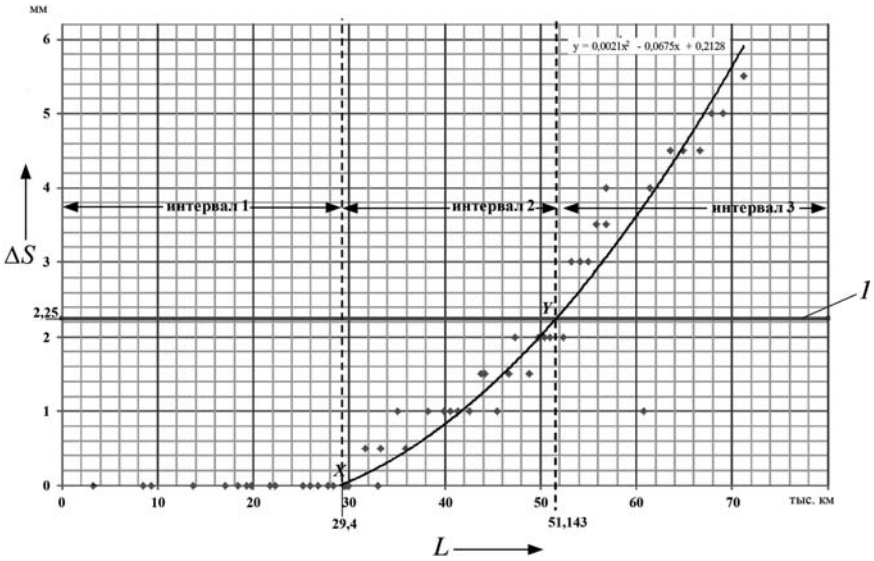


Рис. 3. Зависимость сдвига крепления механического привода от наработки автомобиля:
X – точка начала сдвига; *Y* – точка критической величины сдвига; *1* – линия, характеризующая максимально допустимую величину смещения крепления привода регулятора

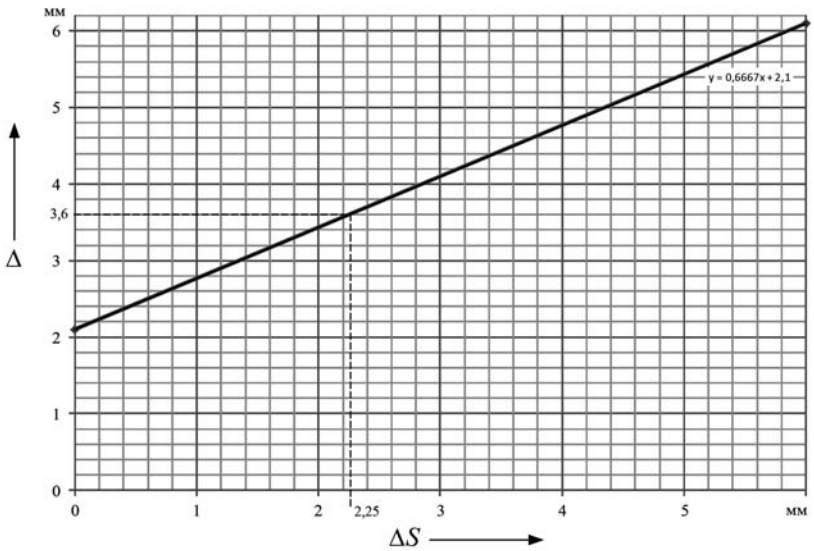


Рис. 4. Зависимость зазора между нижней частью рычага и пружиной привода от изменения положения крепления привода регулятора

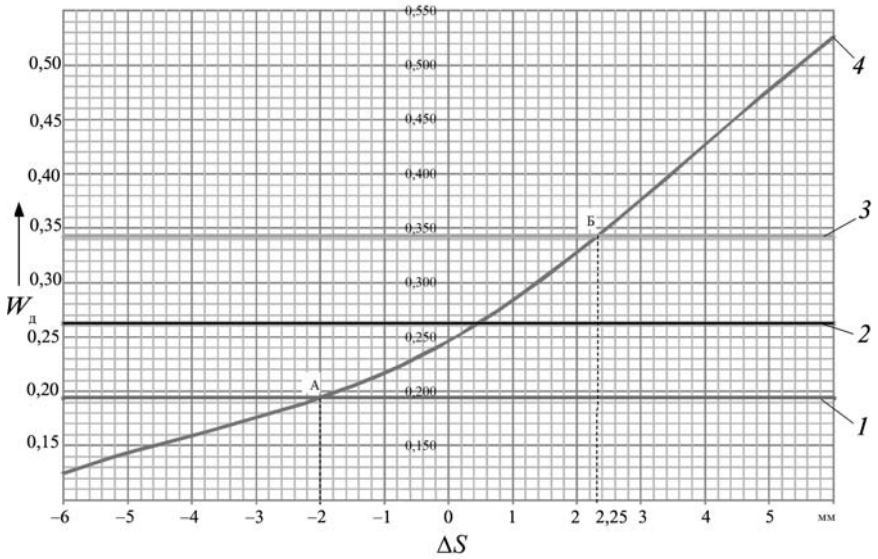


Рис. 5. Зависимость динамического коэффициента преобразования регулятора от изменения положения крепления его привода:

1, 2, 3 – нижняя граница, номинальное значение и верхняя граница динамического коэффициента преобразования регулятора соответственно; *4* – изменение динамического коэффициента преобразования от крайней левой фиксации привода к крайней правой; А, Б – максимально допустимые значения сдвига привода регулятора в левую и правую сторону соответственно

изготовления и сборки. Об этом говорит тот факт, что изменение ΔS положения крепления привода здесь отсутствует ($\Delta S = 0$).

На интервале 2, соответствующем пробегу L от 29,4 ± 0,22 до 51,143 ± 0,22 тыс. км (41,8 % выборки), это изменение уже есть. Например, при пробеге L = 51,143 ± 0,22 тыс. км ΔS = 2,25 мм (регулятор всегда смещается вправо) зазор Δ между нижней частью рычага *12* (см. рис. 1) привода регулятора и пружиной *1* рычага возрастает до 3,5...3,6 мм. При таком зазоре клапан пробки регулятора, отвечающий за ограничение давления тормозной жидкости в приводе к заднему правому рабочему цилиндру и имеющий ход 1,5 мм при снаряженной массе автомобиля, будет закрыт. В результате на колесах задней оси возникает разность тормозных сил, а значит, высока вероятность потери устойчивости автомобиля при торможении.

В интервале 3, который соответствует дальнейшей (сверх 51,143 ± 0,22 тыс. км пробега) эксплуатации автомобиля, вероятность отказа регулятора возрастает: так как возрастает ΔS, а значит, наконец, может наступить такая ситуация, при которой усилие $P_п$ со стороны привода станет равным нулю.

Это хорошо видно из рис. 4 и 5, на первом из которых приведена зависимость зазора Δ между нижней частью и пружиной *1* рычага *12* от изменения ΔS положения крепления привода регулятора, а на втором – зависимость динамического коэффициента $W_д$ преобразования регулятора от того же ΔS. Что же касается величины максимально допустимого изменения положения ΔS крепления привода регулятора в правую сторону, то она имеет одно и тоже значение – ΔS = 2,25 мм.

Таковы закономерности. Но в ходе исследований на 5,5 % автомобилей изменение положения ΔS крепления привода регулятора не соответствовало этому естественному эксплуатационному изменению. Например, на одном автомобиле (пробег 27,775 тыс. км) крепление сместилось на 6 мм в сторону крайнего левого положения; на другом автомобиле (пробег 58,318 тыс. км) – на те же 6 мм, но в сторону крайнего правого положения; на третьем автомобиле (пробег 60,762 тыс. км) – на 1 мм в сторону крайнего правого положения. Но в целом картина оказалась такой, какой она представлена на рис. 3–5. В связи с этим авторы считают, что в регламенты технического обслуживания привода регулятора тормозных сил необходимо включить следующие операции.

1. После пробега 30 тыс. км проверять изменение ΔS положения крепления привода, т.е. замерять зазор Δ между нижней частью и пружиной рычага регулятора, и восстанавливать, при необходимости, этот зазор до 2,0...2,1 мм.

2. После пробега 45 тыс. км заменять (см. рис. 1) болт М8×50 крепления *4* привода и кронштейн *5* крепления регулятора к кузову, после чего устанавливать необходимый зазор Δ между нижней частью и пружиной *1* рычага регулятора.

3. При каждых последующих ТО с периодичностью 15 тыс. км проводить работы по обслуживанию механического привода регулятора в соответствии с п. 1, а с периодичностью 45 тыс. км – работы, соответствующие п. 2.

Литература

1. ВАЗ-2110*i*, ВАЗ-2111*i*, ВАЗ-2112*i*. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. М.: Издательский Дом Третий Рим, 2008. – 192 с.

УДК 621.891

ПЛАЗМЕННЫЕ КОМБИНИРОВАННЫЕ ПОКРЫТИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ – ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА АВТОТРАКТОРНЫХ ДВС

Канд. техн. наук **В.П. ПАНКОВ** и **А.И. ШАТАЛОВ**,
д-р техн. наук **В.Е. ЖИДКОВ**
Технологический институт сервиса (филиал) Донского ГТУ
г. Ставрополь (652. 39-69-96)

Приводятся результаты сравнения серийных и плазменных покрытий поршневых колец автотракторных ДВС с целью определения оптимальных толщин этих покрытий, их структурно-фазового состава и минимизации себестоимости процессов их нанесения.

Ключевые слова: *плазменные покрытия, поршневое кольцо, микротвердость, упрочнение, износ, подслой, технология.*

PANKOV V.P., SHATALOV A.I., ZHIDKOV V.E.

PLASMA COMBINED COVERINGS OF PISTON RINGS – INSTRUMENT OF RISE RESOURCE OF AUTOTRACTOR EQUIPMENT

Results of comprarison of serial and plasma coverings of piston rings of autotractor machinery for the purpose of definition of optimum thickness of coverings on, its structural phase structure and minimization of cost of processes of their drawing are analyzed.

Keywords: *plasma coverings, piston ring, microhardness, hardening, wear, underlayer, technology.*

Надежность и экономичность автотранспортных ДВС, как известно, во многом определяется работоспособностью их поршневых колец, т.е. способностью стабильно выполнять три возложенные на них задачи – обеспечивать газовое уплотнение камеры сгорания, отвод теплоты от нагретого горячими газами поршня в более холодную стенку цилиндра и смазывание сопрягаемых поверхностей пары "кольцо – зеркало цилиндра". Все перечисленные функции выполняет комплект, состоящий из трех колец – верхнего компрессионного, среднего компрессионно-маслосъемного и нижнего маслосъемного.

Эти кольца испытывают очень большие механические и тепловые нагрузки, поэтому их ресурс, как правило, меньше ресурса других деталей ЦПГ, в связи с чем в период между капитальными ремонтами ДВС выполняется текущий ремонт двигателя с обязательной заменой поршневых колец.

Кроме того, на верхние компрессионные и маслосъемные кольца наносят износостойкое покрытие. Это могут быть покрытия из карбида вольфрама, плакированного никелем, гальванического хрома, сочетание хромирования с азотированием или с нитроцементацией, азотирование в тлеющем разряде и др. В последнее время исследуется применение различных плазменных покрытий – молибденовых, железохромовых, железоникелевых, железовольфраммолибденовых, самофлюсующихся сплавов типа "никель – хром – бор" в смеси с ферромолибденом и оловом, хромникелиевых сплавов типа Х20Н80 и т.д. [1].

Основным способом нанесения покрытий было и остается электролитическое хромирование, при котором на поверхность поршневого кольца наносится слой твердого хрома толщиной 0,1...0,2 мм. Технология нанесения таких покрытий довольно проста и хорошо освоена. Электролитические хромовые покрытия в основном удовлетворяют требованиям действующих производств. Твердость указанных покрытий находится на уровне 900...1000 HV, адгезионная прочность – до 70 МПа, сравнительно низкий коэффициент трения, удовлетворительная прирабатываемость и масловпитываемость, высокая теплопроводность.

Однако у этой технологии есть один существенный недостаток – ограниченность допустимой толщины хромированного слоя. Дело в том, что увеличение толщины гальванического покрытия сверх 180 мкм уменьшает малоцикловую усталостную прочность поршневых колец. Кроме того, электролитический хром резко снижает свою твердость при высоких температурах, т.е. неудовлетворительно работает на трение и изнашивание. Более того, при 573 К (300 °С) он в условиях неудовлетворительной смазки вообще неработоспособен – в нем возникают прижоги, задиры и скалывания.

Перечисленные недостатки хромированных покрытий поршневых колец заставляют искать новые материалы покрытий и способы их нанесения на поршневые кольца. И возможностей здесь, как сказано выше, довольно много. В частности, очень перспективна с этой точки зрения технология нанесения плазменных износостойких, теплостойких металлических и металлокерамических покрытий. Важно лишь правильно выбрать материал покрытия и режимы его нанесения на поршневые кольца.

Чтобы сделать и обосновать такой выбор, авторы провели целый цикл экспериментальных исследований, в ходе которых проверялись многие варианты комбинированных покрытий, а также различные методы и способы их нанесения; оценивалось влияние подслоя на адгезионные свойства покрытия, возможность использования элементов серийных технологий и их роль и применимость при формировании комбинированных покрытий, влияние методов нанесения покрытий и их пористость, возможность сочетания использования пористой и плотной керамик; рассматривались материалы, которые можно использовать в качестве основы покрытия и возможность повышения ее прочности и износостойкости за счет внедрения упрочняющих элементов, а также влияние технологической обработки поршневых колец с покрытием на их параметры и эксплуатационные свойства и т.д. В качестве объектов исследования были взяты компрессионные и маслосъемные поршневые кольца серийного автотранспортного ДВС мод. Д-240. Исследованию подвергались два типа колец из серого чугуна твердостью 96...112 НВ и высокопрочного чугуна твердостью 100...112 НВ, микроструктуры которых соответствовали шкалам Г1, Г2 (рис. 1, *а*), а по перлиту – шкалам П1, П2 ... (рис. 1, *б*).

Упрочняющий слой наносился на кольца с помощью установки воздушно-плазменного напыления мод. УПН-40, состоящей из источника питания

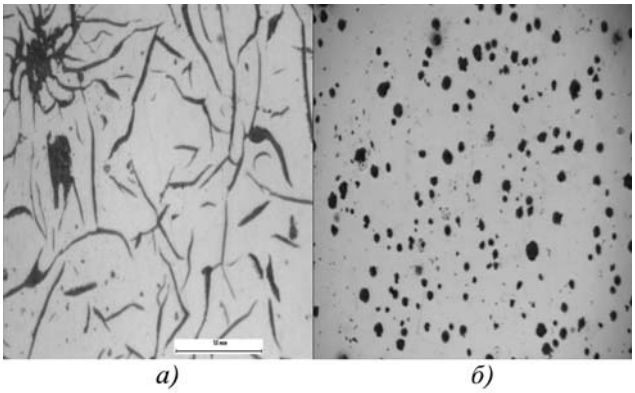


Рис. 1. Микроструктура поршневых колец – змеевидный (а), шаровидный (б) чугун

АПР-404, плазмотрона ПН-В1 и дозатора подачи Д-40(М), в камере, снабженной вращателем с системой центросмещения и устройством перемещения плазмотрона.

Перед напылением покрытия кольца подвергались абразивно-струйной обработке частицами карбида кремния размером 1,5 мм. Затем на них с помощью аргонового плазмотрона наносился кобальтовый подслой толщиной 30...40 мкм, а уже на него – сам упрочняющий слой, состоящий из порошка диоксида циркония (гранулы размером 10...40 мкм) и порошки нихрома, карбида хрома и вольфрама (гранулы размером 40...100 мкм). Напыление покрытий выполнялось воздушным плазмотроном при I = 190...200 А, U = 200 В. Толщина упрочняющего слоя изменялась в пределах 120...350 мкм.

Прочность сцепления износостойкого покрытия с основным металлом кольца оценивали согласно ГОСТ 621–87, линейный износ образцов определяли на оптиметре по разности измерений до и после испытаний, интенсивность изнашивания – как отношение линейного износа к пройденному пути образцами за время испытаний. Адгезию смазочного материала к поверхности кольца оценивали по давлению растекания капли масла по образцу, маслоудерживающую способность покрытий – работой адгезии смазки, выраженной через сумму давления растекания и удвоенной поверхностной энергии масла.

Разработкой способов нанесения плазменных износостойких, теплостойких металлических и металлокерамических покрытий, соответствующих условиям работы поршневых колец рассматриваемого ДВС, и оценкой влияния процентного содержания элементов керметной композиции на качество покрытий занимались совместно со специалистами ООО "Ассоциация Полиплазма" (г. Санкт-Петербург) и Ставропольского завода поршневых колец (ООО СТАПРИ). В ходе этих работ на кольца наносили плазменные комбинированные покрытия толщиной 150...250 мкм, выполненные из следующих материалов (пат. № 2425906 и 2455385 РФ): гальванического хрома по серийной технологии; Н55Т45 (без подслоя); 40 % ZrO_2–V_2–O_3 60 % Х20Н80; подслой Co–Cr–Al–V + слой 40 % $ZrO_2V_2O_3$ – 40 % CrC – 20 % WC; Н85Ю15 (без подслоя); подслой Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2O_3 30 % Н55Т45 – 20 % CrC – 20 % WC; подслой Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2–O_3 – 30 % Н85Ю15 – 20 % CrC – 20 % WC; подслой Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2–O_3 – 30 % Н55Т45 – 30 % – Н85Ю15 – 5 % CrC – 5 % WC; подслой Co–Cr–Al–V + слой 40 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Х20Н80 – 20 % CrC – 10 % WC. Причем процентное содержание элементов керметной композиции плазменных комбинированных покрытий, как видно из этого перечня, варьировалось в довольно широких пределах, и цель такого варьирования очевидна: оптимизация параметров покрытий по толщине, структурно-фазовому составу и механическим свойствам.

Исследование технологических параметров комбинированных покрытий проводили при выполнении технологических операций доведения геометрических размеров колец с нанесенными покрытиями до их соответствия ГОСТ и ТУ. Причем с использованием серийного оборудования. При этом хорошими технологическими параметрами покрытий считались параметры, которые после выполнения всех технологических операций (нанесение покрытий, демонтаж колец с устройства, их съем с приспособления, доводка) соответствовали техническим требованиям.

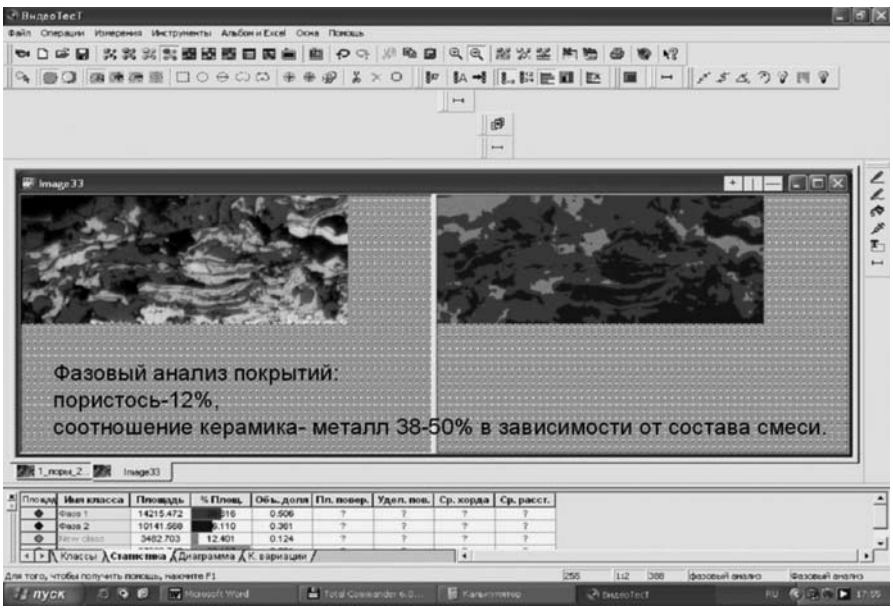
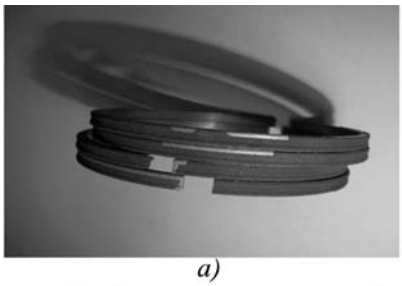


Рис. 2. Характеристики фазового состава металлокерамических покрытий

Фазовый анализ, нанесенных таким образом металлокерамических покрытий показал следующее (рис. 2): пористость слоя – 12 %, соотношение "керамика–металл" – в зависимости от состава смеси (38...50 %).

Установлено также, что покрытия с высокой (25...30 %) концентрацией карбидов хрома и вольфрама имеют значительные сколы по поверхности кольца (рис. 3), что говорит о неэф-



а)

б)

Рис. 3. Сколы комбинированного покрытия:
а – подслой Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Н85Ю15 – 20 % CrC – 20 % WC; *б* – подслой Co–Cr–Al–V + слой 40 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Х20Н80 + 20 % CrC + 10 % WC

фективности их применения в таком количестве для упрочнения керамики на основе циркония, стабилизированного иттрием. Лучшие же технологические параметры характерны для покрытий, выполненных из материалов Н55Т45 без подслоя и Н85Ю15 без подслоя, а также комбинированных покрытий двух типов – 40 % ZrO_2–V_2O_3 60 % Х20Н80 и подслой Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2–O_3 – 30 % Н55Т45 – 30 % Н85Ю15 – 5 % CrC – 5 % WC. Именно они при использовании серийного оборудования успешно прошли технологические операции доведения геометрических размеров колец до соответствия ГОСТ и ТУ.

Полученные в ходе исследований значения физико-механических свойств покрытий приведены в табл. 1 и 2. В первой из них даются средние значения их толщин, микротвердости и коэффициента трения, а во второй – характеристики состояния, микротвердости и коэффициента трения до и после исследования на машине трения.

Исследования показали, что самым оптимальным вариантом покрытия для поршневых колец является покрытие следующего состава: подслой – Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Н55Т45 – 30 % Н85Ю15 – 5 % CrC – 5 % WC, а из вариантов нанесения покрытий – плазменное напыление. Это хорошо видно на рис. 4, 5 и 6, на первом из которых показана зависимость адгезионной прочности покрытий двух типов – гальванический хром и наилучшая из исследованных смесей; на втором – зависимость износостойкости стали 45, покрытия из этой же смеси и гальванического хрома, на третьем – адгезии масла к стали 45 и двум типам комбинированных покрытий.

Эффективность различных вариантов покрытий проводилась не только в лабораторных условиях, но и на реальном двигателе Д-240. И результаты этой проверки оказались не менее впечатляющими.

Так, среднее давление в цилиндрах с опытными кольцами уже в начале обкатки составило 0,88 МПа, а в контрольных цилиндрах с серийными кольцами – 0,87 МПа, т.е. было на 1,2 % ниже. Среднее же падение крутящего момента двигателя при отключении цилиндра с опытными кольцами была равна 47,5 Н·м, а при отключении цилиндра с серийными кольцами – 90 Н·м, т.е. в первом случае момент уменьшился на 13,5 %, а во втором – на 25,7 %.

То же самое и с износом покрытий: у плазменных металлокерамических покрытий его величина не превышала 0,81 мкм/км, а у покрытий типа "гальванический хром" – 1,1 мкм/км, т.е. на 26 % больше. При этом с увеличением скорости скольжения колец (частоты вращения коленчатого вала) это разница увеличивалась. Что, впрочем, вполне объяснимо: сила трения поршневого кольца в опытах с сухими (обезжиренными) кольцами и гильзой для серийного кольца с гальваническим покрытием составила 12...17 Н, а для кольца с металлическим покрытием – 8...9 Н, на 33...48 % меньше. И эта закономерность сохранялась в опытах с кольцами, смазанными моторным маслом, и гильзой: сила трения составила для серийного кольца с гальваническим покрытием 10...12 Н, а для кольца с металлокерамическим покрытием – 5...6 Н (разница – 50 %).

Теперь о противозадирных свойствах покрытий. Их, как известно, оценивают экспериментально, при трении скольжения с постоянной скоростью и плавно или ступенчато увеличивающейся нагрузкой, а в качестве критерия задиростойкости принимают предельное зна-

Таблица 1

Материал покрытия	Параметры покрытия		
	толщина, мкм	микротвердость, МПа	коэффициент трения
Гальванический хром	130...150	6000	0,101
Н55Т45	135...163	3280	0,054
40 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Х20Н80 + 20 % CrC + 10 % WC	270...300	2100	0,019
40 % ZrO_2–V_2O_3 – 60 % Х20Н80	160...170	2000	0,018
Н85Ю15	410...420	2800	0,022
30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Н85Ю15 – 20 % CrC – 20 % WC	240...260	3400	0,047
30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % NiTi – 30 % NiAl – 5 % CrC – 5 % WC	165...200	3945...6520	0,069

Таблица 2

Материал покрытия	Состояние	Микротвердость HV 1000, МПа	Коэффициент пластичности
Чугун высокопрочный	Исходное	3,0...3,5	0,880...0,890
	После трения	6,0...8,1	0,820...0,870
Хромовое гальваническое покрытие	Исходное	6,0...8,0	0,700...0,705
	После трения	9,0...11,3	0,670...0,680
Н55Т45	Исходное	3,3...3,5	0,85...0,89
	После трения	5,1...9,6	0,81...0,83
40 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Х20Н80 – 20 % CrC – 10 % WC	Исходное	2,0...2,1	0,92...1,09
	После трения	4,6...8,9	0,87...0,88
40 % ZrO_2–V_2O_3 – 60Х20Н80	Исходное	2,0...2,1	0,92...1,07
	После трения	3,5...4,9	0,81...0,93
Н85Ю15	Исходное	2,8...2,9	0,82...0,87
	После трения	4,9...6,7	0,76...0,79
30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Н55Т45 – 20 % CrC – 20 % WC	Исходное	3,35...3,40	0,884...0,920
	После трения	5,6...11,2	0,84...0,86
30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % NiTi – 30 % NiAl – 5 % CrC – 5 % WC	Исходное	4,78...6,00	0,73...,77
	После трения	6,2...8,4	0,71...0,72

чение нагрузки, при которой обычный износ переходит в задир (момент начала задира сопровождается резким увеличением коэффициента трения, возрастанием уровня вибраций и шума).

Этому испытанию, естественно, были подвергнуты серийные компрессионные кольца с покрытием гальваническим хромом (вариант 1), а также с тремя вариантами комбинированного покрытия: 40 % ZrO_2–V_2–O_3 – 60 % Х20Н80 (вариант 2), Н85Ю15 без подслоя (вариант 3) и подслой Co–Cr–Al–V + слой 30 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Н55Т45 – 30 % Н85Ю15 – 5 % CrC – 5 % WC (вариант 4).

Его результаты: у варианта 1 нагрузка задира составила 100...150 Н, у варианта 2 – 350...400, у варианта 4 – 350...400 и у варианта 3 – 400...450 Н.

Как видим, задиростойкость покрытий с однородной никельалюминиевой структурой в 3...4 раза выше, чем у серийных покрытий. Но в целом все значения задиростойкости комбинированных покрытий, нанесенных воздушно-плазменным методом, довольно близки между собой. Причина – тоже не секрет: она – в более высокой (12...14 %) пористости предлагаемых покрытий.

Таким образом, можно считать доказанным, что рассмотренные выше комбинированные покрытия поршневых колец снижают потери двигателя на трение в паре "поршневое кольцо – гильза цилиндра", следовательно, увеличивают ресурс этих колец. Что же касается конкретных "тонкостей" предлагаемого решения проблемы ресурса поршневых колец, то из согласованного выше становится очевидным следующее.

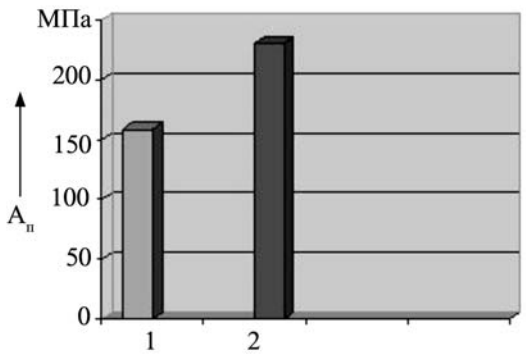


Рис. 4. Адгезионная прочность покрытий:
1 – сталь 45; *2* – комбинированное покрытие

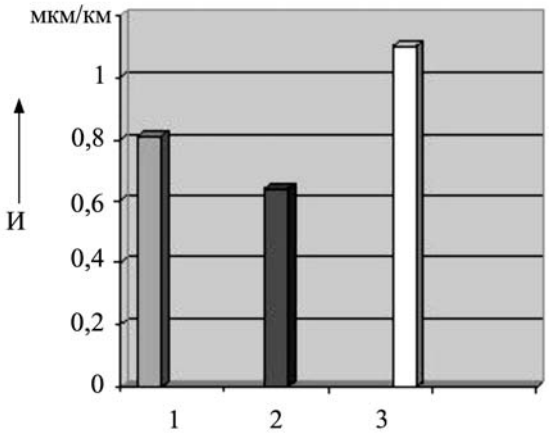


Рис. 5. Интенсивность изнашивания покрытий:
1 – сталь 45; *2* – комбинированное покрытие; *3* – покрытие типа "гальванический хром"

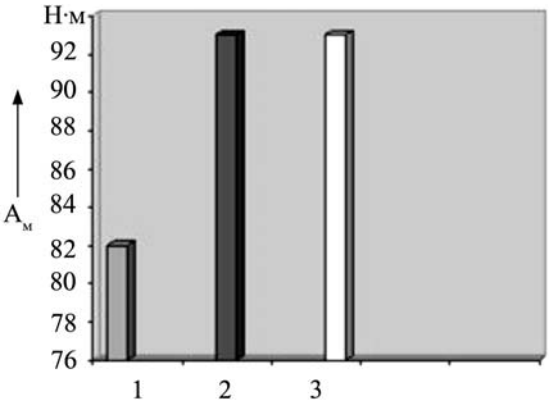


Рис. 6. Зависимость адгезии масла от состава покрытия:
1 – сталь 45; *2* – 30 % $ZrO_2V_2O_3$ – 30 % Н55Т45 – 30 % Н85Ю15 – 5 % CrC – 5 %WC; *3* – 40 % ZrO_2–V_2O_3 – 30 % Х20Н80 – 20 % CrC – 10 % WC

Подслой, размещенный между основным материалом кольца и его напыленным слоем, всегда повышает адгезионные свойства покрытия.

Плазменные методы обеспечивают требуемые толщину, ее равномерность и пористость покрытий, что повышает их износостойкость, масловпитываемость.

Комбинирование различных методов нанесения покрытий неэффективно, поэтому во всех случаях целесообразно применять плазменные покрытия с подслоем, нанесенным по одной технологии.

Использование элементов серийных технологий неэффективно, и их роль при формировании комбинированных покрытий негативна.

И последнее. Плазменные защитные покрытия деталей цилиндропоршневой группы и элементов камеры сгорания позволяют уменьшить износ и увеличить их ресурс практически до выработки запаса усталостной прочности материала, улучшить технические характеристики двигателя (снизить расход топлива и масла, количество вредных выбросов, повысить мощность) и обеспечить экономичность технологического процесса.

Литература

1. Гончаров В.С., Гончаров М.В. Повышение долговечности деталей трансмиссии и двигателей внутреннего сгорания // Упрочняющие технологии и покрытия. 2007. № 6. С. 34–37.

УДК 629.113.05

АЛГОРИТМ РАБОТЫ КОМПЛЕКСА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЯ

В.В. МЕЛЕШИН
Северо-Кавказский федеральный университет
(928. 008-48-83)

Представлены результаты определения тягово-скоростных и топливно-экономических характеристик двигателя и механических характеристик трансмиссии АТС на режимах выбега и разгона, которые получены с использованием информационных параметров, определенных методом автоматической идентификации.

Ключевые слова: *диагностика, диагностическое оборудование, контроль технического состояния, двигатель внутреннего сгорания, трансмиссия, идентификация, оценивание, информационные параметры.*

Meleshin V.V.

ALGORITHM OF WORK OF THE COMPLEX OF DIAGNOSING OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE CAR

Results of definition of traction and high-speed and fuel and economic characteristics of the engine and mechanical characteristics of transmission of automatic telephone exchange on modes of run-down and dispersal which are received with use of the information parameters determined by a method of automatic identification are presented.

Keywords: *diagnostics, diagnostic equipment, control of a technical condition, internal combustion engine, transmission, identification, estimation, information parameters.*

Ранее (см. "АП". 2013. № 11. и "АП". 2014. № 2) автор представил читателям метод автоматической идентификации информационных параметров автомобиля и полученные с его помощью результаты при моделировании движения последнего в процессах выбега и разгона, т.е. при включенном (состояние "1") и выключенном (состояние "0") сцеплении. В качестве таких параметров были взяты относительный суммарный момент $\overline{M}^{\delta_1}_{с\,(к)}$ внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенный к ведущим колесам, и относительный суммарный его момент $a^{\delta_1}_{(к)}$ инерции, приведенный к тем же колесам, а также относительный тяговый момент $\overline{M}_т$ на этих колесах. Однако уже первые отзывы на публикации показывают: для завершения темы необходимо более подробно рассмотреть работу расчетного блока комплекса. Что автор и делает.

Расчетный блок на основе информационных параметров, идентифицированных и измеренных в процессах выбега и разгона автомобиля, рассчитывает тягово-скоростные и топливно-экономические характеристики двигателя и механические характеристики трансмиссии следующим образом.

Идентифицировав зависимости относительного суммарного момента $\overline{M}^{\delta}_{с\,(к)}$ внутренних сопротивлений, приведенного к ведущим колесам для состояния "1" [$\overline{M}^{1}_{с\,(к)}$] и "0" [$\overline{M}^{0}_{с\,(к)}$], он по формуле № 1 (табл. 1) находит зависимость $\overline{M}^{1-0}_{с\,(к)} = f(\omega_к)$ этого момента от угловой скорости вращения колес. Затем, идентифицировав зависимость относительного тягового момента $\overline{M}_т$ на ведущих колесах и относительного суммарного момента $\overline{M}^{0}_{с\,(к)}$, приведенного к этим колесам в состоянии "0", по формуле № 2 определяет зависимость $\overline{M}_{e\,(к)} = f(\omega_к)$. Наконец, идентифицировав зависимости относительного тягового момента $\overline{M}_т$ на ведущих колесах, и относительного суммарного момента $\overline{M}^{1}_{с\,(к)}$, приведенного к этим колесам в состоянии "1", по формуле № 3 рассчитывает зависимость $\overline{M}_{i\,(к)} = f(\omega_к)$ относительного индикаторного крутящего момента двигателя от угловой скорости вращения колес. Далее, по зависимостям $\overline{M}^{0}_{с\,(к)} = f(\omega_к)$ и $\overline{M}_{e\,(к)} = f(\omega_к)$ по формуле № 4 определяет характеристику эффективного КПД трансмис-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\overline{M}^{1-0}_{\text{с(к)}} = \overline{M}^{1}_{\text{с(к)}} - \overline{M}^{0}_{\text{с(к)}}$	$\overline{M}^{1}_{\text{с(к)}}$ и $\overline{M}^{0}_{\text{с(к)}}$ – относительный суммарный момент внутренних сил сопротивления, приведенный к ведущим колесам, в автомобиле в состояниях "1" и "0" соответственно
2	$\overline{M}_{e\,\text{(к)}} = \overline{M}_{\text{т}} + \overline{M}^{0}_{\text{с(к)}}$	$\overline{M}_{\text{т}}$ – относительный тяговый момент на ведущих колесах
3	$\overline{M}_{i\,\text{(к)}} = \overline{M}_{\text{т}} + \overline{M}^{1}_{\text{с(к)}}$	–
4	$\eta_{\text{тр}} = 1 - \dfrac{\overline{M}^{0}_{\text{с(к)}}}{\overline{M}_{e\,\text{(к)}}}$	–
5	$\eta_{\text{м}} = 1 - \dfrac{\overline{M}^{1-0}_{\text{с(к)}}}{\overline{M}_{i\,\text{(к)}}}$	–
6	$\eta_i = \dfrac{36\ M_N\ \omega_{\text{к}}\ \overline{M}_{i\,\text{(к)}}\ t_{\text{д}}}{H_u\ Q\ \rho_{\text{т}}}$	M_N – крутящий момент двигателя, соответствующий его номинальной мощности; $\omega_{\text{к}}$ – угловая скорость вращения ведущего колеса; $t_{\text{д}}$ – время работы двигателя; H_u – теплота сгорания топлива; Q – расход топлива; $\rho_{\text{т}}$ – его плотность
7	$\eta_e = \eta_{\text{м}}\ \eta_i$	–
8	$J_{\text{м}} = \dfrac{M_N \left(\dfrac{1}{a^{1}_{\text{(к)}}} - \dfrac{1}{a^{0}_{\text{(к)}}} \right)}{(U^{i}_{k}\ U^{\text{в}}_{\text{р}}\ U_0)^2\ \eta^{i}_{\text{тр}}}$	U^{i}_{k} – передаточное число коробки передач на i-й передаче; $U^{\text{в}}_{\text{р}}$ – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче; U_0 – передаточное число главной передачи; $a^{1}_{\text{(к)}}$ и $a^{0}_{\text{(к)}}$ – относительные суммарные моменты инерции автомобиля, приведенные к ведущим колесам, в состояниях "1" и "0" соответственно
9	$M_e = \dfrac{\overline{M}_{e\,\text{(к)}}\ M_N}{U^{i}_{k}\ U^{\text{в}}_{\text{р}}\ U_0}$	–
10	$M_i = \dfrac{\overline{M}_{i\,\text{(к)}}\ M_N}{U^{i}_{k}\ U^{\text{в}}_{\text{р}}\ U_0}$	–
11	$M_{\text{д}} = \dfrac{\overline{M}^{1-0}_{\text{с(к)}}\ M_N}{U^{i}_{k}\ U^{\text{в}}_{\text{р}}\ U_0}$	–
12	$N_e = M_e\ \omega_e$	–
13	$g_e = \dfrac{Q\ \rho_{\text{т}}}{t_{\text{д}}\ N_e}$	–
14	$G_{\text{т}} = \dfrac{g_e\ N_e}{3{,}6 \cdot 10^3}$	–
15	$M_{\text{тр}} = \overline{M}^{0}_{\text{с(к)}}\ M_N$	–
16	$M_{\text{т}} = \dfrac{\overline{M}_{\text{т}}\ M_N}{10^3}$	–
17	$\eta^{\text{а}}_{e} = \eta_e\ \eta_{\text{тр}}\ \eta_{\text{гр}}$	$\eta_{\text{гр}}$ – эффективный КПД грузоподъемности автомобиля
18	$\eta_{\text{гр}} = \dfrac{m^{\text{а}}_{\text{сн}}}{m^{\text{а}}_{\text{пол}}}$	$m^{\text{а}}_{\text{сн}}$ – снаряженная масса автомобиля; $m^{\text{а}}_{\text{пол}}$ – его полная масса

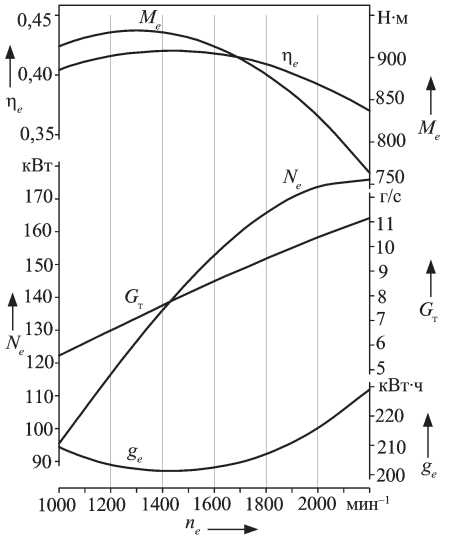


Рис. 1. Основные характеристики двигателя автомобиля КамАЗ-43253

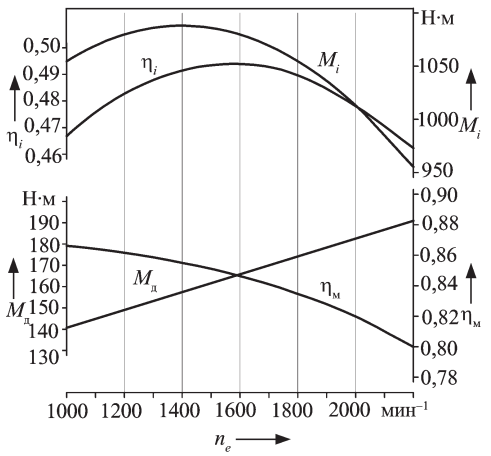


Рис. 2. Дополнительные характеристики двигателя автомобиля КамАЗ-43253

сии, т.е. зависимость $\eta_{тр} = f(\omega_к)$, а по зависимостям $\overline{M}^{1-0}_{с\,(к)} = f(\omega_к)$ и $\overline{M}_{i\,(к)} = f(\omega_к)$ – характеристику механического КПД двигателя, т.е. $\eta_м = f(\omega_к)$ (формула № 5).

Для выполнения следующего этапа работы нужно измерить расход Q топлива и время $t_д$ работы двигателя в процессе разгона автомобиля. Эти данные дают соответственно датчик-расходомер и секундомер. Затем, зная зависимость $\overline{M}_{i\,(к)} = f(\omega_к)$, определяется (формула № 6) характеристика $\eta_i = f(\omega_к)$ [1] индикаторного КПД двигателя, а зная зависимости $\eta_м = f(\omega_к)$ и $\eta_i = f(\omega_к)$, – характеристика $\eta_e = f(\omega_к)$ эффективного КПД двигателя (формула № 7).

Полученные таким образом характеристики двигателя переводятся из относительного в нормальный вид и приводятся к его коленчатому валу. Тогда момент $J_м$ инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя дает формула № 8, а эффективный крутящий его момент M_e – формула № 9, индикаторный крутящий момент M_i – формула № 10, момент $M_д$ внутренних сил сопротивлений – формула № 11, эффективную мощность N_e – формула № 12, удельный эффективный расход g_e – формула № 13, а часовой расход $G_т$ – формула № 14.

Характеристики трансмиссии тоже переводятся из относительного в нормальный вид. Тогда момент $M_{тр}$ внутренних сил сопротивлений в трансмиссии определяется по формуле № 15.

Теперь, зная характеристики двигателя и трансмиссии, можно ввести понятие "эксплуатационные характеристики автомобиля", под которым понимаются зависимости тягового момента $M_т$ на ведущем колесе и эффективного КПД η_e автомобиля от его эксплуатационной скорости $v_а$. Для определения этих зависимостей полученные характеристики автомобиля переводятся в нормальный вид. Тогда тяговый момент на ведущем колесе запишется в виде формулы № 16, а эффективный КПД автомобиля – формулы № 17. Входящий в последнюю эффективный КПД $\eta_{гр}$ грузоподъемности автомобиля дает формула № 18.

Полученные таким образом основные характеристики двигателя, т.е. $M_e = f(n_e)$, $N_e = f(n_e)$, $g_e = f(n_e)$, $G_т = f(n_e)$ и $\eta_e = f(n_e)$, показаны на рис. 1, дополнительные, т.е. $M_i = f(n_e)$, $M_д = f(n_e)$, $\eta_i = f(n_e)$ и $\eta_м = f(n_e)$, – на рис. 2, характеристики трансмиссии, т.е. $M_{тр} = f(\omega_к)$ и $\eta_{тр} = f(\omega_к)$, – на рис. 3, а эксплуатационные характеристики автомобиля, т.е. $M_т = f(v_а)$ и $\eta^а_e = f(v_а)$, – на рис. 4.

Для определения границ применимости рассматриваемого комплекса было определено, в каком диапазоне значений изменяется относительный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля, приведенный к его ведущим колесам, у отечественных автомобилей различных классов. Для этого использовалась табл. 2, в которой сведены данные по моментам инерции двигателя и ведущих колес отечественных автомобилей различных классов [2, 3] и значения крутящего момента двигателя, соответствующие его номинальной мощности, т.е. результаты расчета относительного момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля, приведенного к его ведущим колесам.

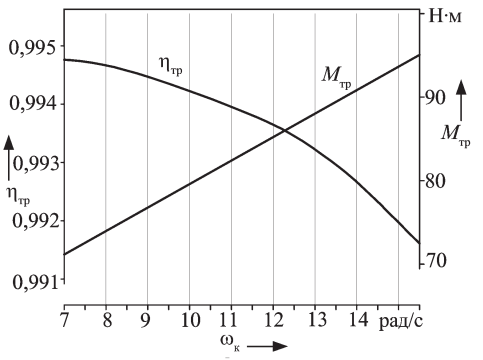


Рис. 3. Характеристики трансмиссии автомобиля КамАЗ-43253

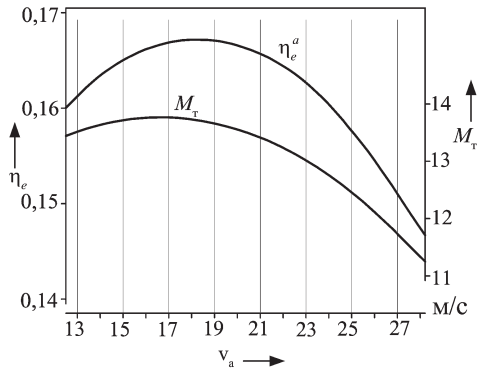


Рис. 4. Эксплуатационные характеристики автомобиля КамАЗ-43253

Как видим, значения относительного момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенного к их ведущим колесам всех 15 автомобилей, находятся в пределах 0,12...1,45. Стоит отметить, что у легковых автомобилей с колесной формулой 2×4 эти значения сдвинуты в правую часть диапазона и составляют 1,27...1,45, у легковых автомобилей с колесной формулой 4×2 – несколько сдвинуты в левую часть и составляют 1,07...1,19, у легковых автомобилей с колесными формулами 4×4 – располагаются еще левее и составляют 0,65...0,80; у грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 они находятся в пределах 0,23...0,37, а у грузовых автомобилей с колесными формулами 6×4 и 6×6 – в пределах 0,12...0,29. То есть весь диапазон значений относительного момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, приведенного к ведущим колесам автомобиля, можно условно разделить на три интервала: грузовые автомобили с колесными формулами 4×2, 6×4 и 6×6: 0,1...0,5; легковые автомобили с колесной формулой 4×4: 0,6...0,9; легковые автомобили с колесными формулами 4×2 и 2×4: 1,0...1,5. Например, для автомобиля КамАЗ-43253 значения рассчитанных коэффициентов K_1 и K_2 усиления идентификатора позволят идентифицировать значения относительного момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс приведенного к его ведущим колесам, находящиеся в интервале 0,1...0,5. Но рассматриваемый комплекс для идентификации приведенного к ведущим колесам относительного момента инерции вращающихся и посту-

Таблица 2

Марка автомобиля	N_e, кВт	$m^a_{сн}$, кг	$J_м$, кг·м^2	M_N, Н·м	$J_{\Sigma к}$, кг·м^2	$a^1_{(к)}$, с$^{-2}$
АЗЛК-2141	56,3	1055	0,16	99,6	2,17	1,1855
ВАЗ-2107	54,8	1030	0,13	93,4	1,80	1,0712
ВАЗ-2110	59,0	1020	0,12	100,6	1,69	1,2654
ВАЗ-21214	59,5	1210	0,13	109,3	6,76	0,7971
ВАЗ-2170	72,0	1088	0,12	122,8	1,93	1,4487
ГАЗ-31029	73,5	1400	0,32	156,0	2,90	1,1611
ГАЗ-3307	88,5	3200	0,52	264,1	50,36	0,3426
ЗИЛ-131	110,0	6135	1,01	328,3	153,29	0,1594
ЗИЛ-431410	110,0	4175	1,01	328,3	60,38	0,2757
КамАЗ-43523	176,0	6200	2,11	763,9	76,92	0,3662
КамАЗ-53215	176,0	8500	2,11	763,9	158,12	0,2867
КрАЗ-260	220,0	11 750	4,40	1000,4	346,24	0,1179
МАЗ-5551	132,0	7580	4,46	600,2	90,75	0,2267
УАЗ-31512	66,0	1590	0,37	157,6	14,65	0,6472
УРАЛ-4320-01	154,0	8025	1,77	565,6	228,40	0,1698

пательно движущихся масс автомобилей пригоден не только для интервалов 0,1...0,5, но и для интервалов 0,6...0,9 и 1,0...1,5. Для этого необходимо лишь подобрать коэффициенты K_1 и K_2 усиления идентификатора так, чтобы характеристики переходного процесса идентификации были удовлетворительными на всем протяжении каждого из интервалов диапазона изменения относительного момента инерции вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля, приведенного к его ведущим колесам.

Таким образом, рассматриваемый диагностический комплекс, состоящий из блока идентификации и расчетного блока, есть устройство, которое может определять тягово-скоростные и топливно-экономические характеристики двигателя, механические характеристики трансмиссии и эксплуатационные характеристики автомобиля путем измерения всего лишь двух его параметров – угловой скорости $\omega_к$ вращения ведущего колеса и расхода $Q_т$ топлива. Учитывая это обстоятельство, можно утверждать, что его целесообразно применять на линии инструментального контроля и получаемые при этом характеристики использовать в качестве диагностических параметров, т.е. для контроля технического состояния ДВС и трансмиссии автомобиля. Причем для этого подойдет любой серийный инерционный стенд с беговыми барабанами, а демонтажа ДВС или агрегатов трансмиссии с автомобиля не потребуется.

Литература

1. Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977.
2. Вахламов В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства: учебник для студ. вузов. М.: Академия, 2007.
3. Проскурин А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи. Учебное пособие. Ростов н/Дону: Феникс, 2006.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Подхалюзина В.А., Дрейцен М.А. – Об инвестиционной привлекательности Российской автомобильной промышленности 1
Козловский В.Н., Панюков Д.И., Клейменов С.И. – Анкетные исследования воспринимаемого потребителем качества автомобилей 3
АСМ-факты 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Патрахальцев Н.Н., Петруня И.А., Камышников Р.О., Савастенко Э.А. – Оценка возможностей повышения экономичности автомобиля регулированием рабочего объема двигателя 10
Мазур В.В., Мазур М.А. – Колебания колесной машины с боестойкими колесами при ее движении по дорогам с неровными поверхностями 13
Балакина Е.В. – Расчет φ – *S*-диаграмм на основе обобщения результатов зарубежных экспериментов 18
Свияженинов Е.Д. – Модернизация распределителя зажигания ДВС 20
Дубовик Е.А., Беспалов В.И., Беспалова А.В. – Гидравлический расчет систем смазки ДВС 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Базаров Б.И., Калауов С.А., Ахматжанов Р.Н. – Композиционные моторные топлива с использованием спиртов 24
Уварова Ю.С. – Трибоанализ как способ оценки ремонтопригодности элементов технических устройств 26
Смирнов Д.Н., Кириллов А.Г., Нуждин Р.В. – Изменение технических параметров регулятора тормозных сил из-за смещения точки крепления его привода 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Панков В.П., Шаталов А.И., Жидков В.Е. – Плазменные комбинированные покрытия поршневых колец – инструмент повышения ресурса автотракторных ДВС 32
Мелешин В.В. – Алгоритм работы комплекса диагностирования технического состояния автомобиля 36

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

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

Технический редактор *Жиркина С.А.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 01.04.2014. Подписано в печать 28.05.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

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

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель. Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка – обязательна.