ISSN 0005-2337

Автомобильная промышленность

№ 8 • 2008

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

MVK

www.MVK.ru (495) 995-05-95

НОЯБРЬ 24–27 Международные промышленные выставки 2008

www.mashex.ru

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

МАШКОМП

РЕТЕКМАШ

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ И СКЛАДСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ПОДШИПНИКИ (ИНБЕТЕК)

РОССИЯ, МОСКВА, КВЦ «СОКОЛЬНИКИ», ПАВ. 4, 4.1

ДИРЕКЦИЯ ВЫСТАВОК:
(495) 982-50-69
E-mail: mashex@mvk.ru, info@mvk.ru

Организаторы:

ЗАО «Международная Выставочная Компания»

При содействии:

Mizunov Media Group

РЕГИОНАЛЬНЫЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ЗАО «МВК»: МВК СЕВЕРО-ЗАПАД: +7 (812) 332-15-24, МВК УРАЛ: +7 (343) 371-24-76, МВК ВОЛГА: +7 (843) 291-75-89, МВК СИБИРЬ: +7 (383) 201-13-68, МВК ЮГ: +7 (863) 234-52-45

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 8 • август • 2008

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.65.015

ТЕХНОЛОГИЯ СТРАТЕГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ДИВЕРСИФИЦИРОВАННОЙ АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ФИРМЫ

Канд. эконом. наук М.А. ШУШКИН

Нижегородский РАСУ

В условиях инновационной экономики, глобализации рынков и интенсификации конкуренции использование передовых технологий менеджмента для отечественных автомобилестроителей стало обязательным условием обеспечения их конкурентоспособности. Однако в научной и специальной литературе проблемам анализа и технологий разработки стратегий крупных фирм автомобилестроения внимания уделяется явно недостаточно. Отсюда и много ошибочных практических решений, принимаемых руководством фирм. Особенно фирм диверсифицированных, т. е. таких, деятельность которых выходит за рамки основного бизнеса, производства товаров и услуг, имеющих максимальные доли в чистом объеме продаж.

Такова реальность, хотя в практике отечественной автомобильной промышленности диверсификация и вертикальная интеграция всегда были распространены.

Возникает вопрос: в чем же дело?

Отвечают на него многие теоретики и практики управления по-разному. Но сходятся в одном: перспективность данной стратегии в условиях усиления конкуренции и глобализации рынков сомнительна. Они все больше склоняются к тому, что все решения, связанные с управлением диверсифицированным портфелем, необходимо принимать только на основе стратегического анализа. Хотя, к сожалению, и не предлагают методов такого анализа. Дело в том, что в этом случае нужны технология проведения анализа, его алгоритм. В связи с чем рассматриваемый ниже вариант, думается, должен быть интересен читателям.

Данная технология представляет собой совокупность последовательных действий, направленных на разработку новых инициатив, которые связаны с изменением бизнес-портфеля фирмы, улучшением координации подразделений или перераспределением ресурсов между ними.

И это понятно: стратегический анализ — основа для таких базовых документов, как стратегия диверсификации, конкурентная стратегия, организационные структуры фирмы и ее подразделений.

Автор предлагает хорошо обоснованный с его точки зрения вариант такой технологии, которая предусматривает шесть этапов (рис. 1).

Как видно из рисунка, первый из них — анализ текущей стратегии фирм, т. е. исследование ее миссии и

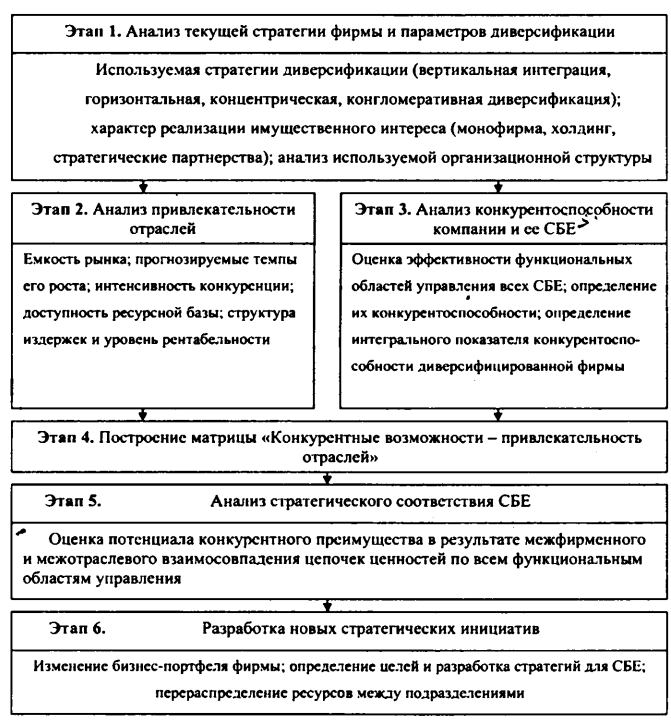


Рис. 1. Технология стратегического анализа диверсифицированной фирмы

©ISSN 0005-2337. Издательство "Машиностроение", "Автомобильная промышленность", 2008 г.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

основных целей, параметров диверсификации, а также характера и цели последних приобретений, разделений и слияний.

На этом этапе возможно формирование гипотез и рекомендаций по улучшению либо пересмотру стратегии, но принимать какие-либо управленческие решения не следует: каждая гипотеза должна быть проверена, для чего требуется дополнительная информация.

Второй этап — анализ привлекательности отраслей, работающих в регионе. Его нужно выполнять в "связке" с анализом конкурентоспособности фирмы и каждого ее подразделения в отдельности. Что позволяет на последующих этапах определять перспективность стратегических бизнес-единиц (СБЕ) и формировать для них соответствующие стратегии.

В ходе анализа привлекательности, как показывает опыт, целесообразно использовать следующие параметры: объем рынка и прогнозируемые темпы его роста; интенсивность конкуренции; возможности и угрозы в отраслях, особенности сезонных и циклических факторов; доступность ресурсной базы; межотраслевое стратегическое соответствие, структура издержек и прибыльность в отрасли; степень неопределенности и рисков, а также другие факторы макросреды, предопределяющие привлекательность отрасли (социальные, политические, юридические и экологические).

Но следует иметь в виду, что интеграция перечисленных показателей в абсолютных значениях невозможна в принципе. Следовательно, для оценки привлекательности отраслей и конкурентоспособности подразделений фирм нужно применять методики, основанные на ранжировании факторов, экспертные опросы. И наиболее простой вариант такого ранжирования, причем здесь, как говорится, возможны варианты: оценки в баллах, в относительных единицах и т. д. Но автор считает, что наиболее приемлемый вариант — это 100 %, т. е. единица.

Рис. 2. Алгоритм расчета интегрального показателя конкурентоспособности диверсифицированной фирмы

Исходя из такого элементарного соображения, можно сделать вывод: отрасли, которые по результатам экспертного опроса получают от нуля до 0,49 балла, малопривлекательны для данной фирмы, получившие 0,5 балла — входят в разряд среднего уровня привлекательности, а 1 балл — высокого уровня привлекательности.

Третий этап — оценка конкурентоспособности фирмы и ее подразделений. Для этой цели лучше всего подходит, по мнению автора, методика оценки конкурентоспособности диверсифицированной фирмы, основанная на концепции бенчмаркинга: она позволяет выявлять сильные и слабые стороны подразделений и самой фирмы практически по всем функциональным областям управления. Ее основа — конкурентоспособность подразделения. Согласно ей, определяются, исходя из оценки эффективности функциональных областей управления, подразделения (производственная система, маркетинг, финансовый менеджмент, инновационная деятельность и управление персоналом) по отношению к конкурентам. Интеграция же всех областей менеджмента в единое целое достигается посредством расчета интегрального показателя ($КСП_{СБЕ}$) конкурентоспособности подразделения. (Алгоритм такого расчета приведен на рис. 2.)

Что касается расчета интегрированного показателя конкурентоспособности фирмы, то он предусматривает следующие действия.

1. Вводятся экономические и финансовые параметры, характеризующие ее деятельность. Это фондоотдача; рентабельность товаров (работ, услуг), продаж; производительность труда; загрузка производственных мощностей; эффективность рекламы и средств стимулирования сбыта; показатели автономии предприятия, его платежеспособности, ликвидности; оборачиваемость оборотных средств; средняя заработная плата; среднесписочная численность работников; затраты на инновации; экономия от внедрения рационализаторских предложений. И все. Практика бизнеса свидетельствует: именно эти параметры наиболее полно характеризуют функциональные области менеджмента фирмы. К тому же данные параметры — общепринятые, формулы для их расчета представлены во многих учебниках экономического профиля. Например, по формуле № 1 (см. таблицу) рассчитываются средние ($X_{ор}$) значения выбранных параметров в регионе по отрасли, а по формуле № 2 — относительные ($X_{отн}$) значения этих параметров для своей фирмы и фирм-конкурентов.

Формулы № 3 предназначены для расчета параметров эффективности функциональных областей управления. В расчете участвуют "весовые" коэффициенты K, характеризующие степень влияния тех или иных параметров на эффективность функциональных областей управления в организации. Значения этих коэффициентов определяются, как и всех других, приводимых ниже, с помощью экспертного опроса.

На основании полученных данных строится (рис. 3) профиль конкурентоспособности, который характеризует, относительно конкурентов, сильные и слабые стороны в организации фирмы и позволяет определить направления в формировании конкурентных преимуществ.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

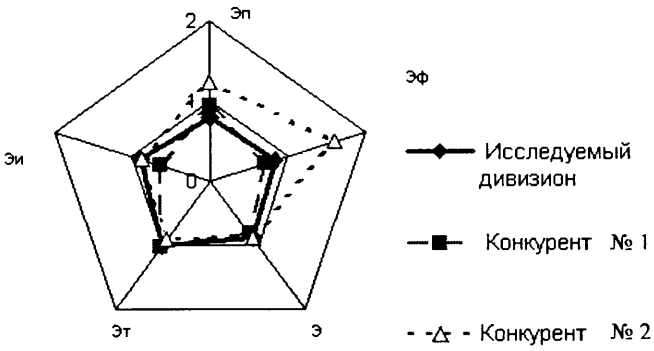


Рис. 3. Пример профиля конкурентоспособности

По формуле № 4 находят параметры конкурентоспособности стратегических бизнес-единиц ($КСП_{СБЕ}$).

Интегральный показатель конкурентоспособности стратегической бизнес-единицы (дивизиона, как иногда говорят) характеризует уровень ее конкурентоспособности. И если он больше, чем у конкурентов, можно констатировать, фирма в данной сфере деятельности — лидер; если ниже, чем хотя бы у одного или двух рассматриваемых конкурентов, но больше единицы, то СБЕ занимает прочные позиции на рынке, и система управления им функционирует удовлетворительно; если он меньше единицы, то уровень конкурентоспособности СБЕ неудовлетворительный, и необходимы срочные мероприятия по повышению эффективности наиболее важных в конкретном случае функциональных областей управления.

По формуле № 5 рассчитывается интегральный показатель конкурентоспособности для всей фирмы ($КСП_ф$). Он, очевидно, представляет собой сумму показателей конкурентоспособности стратегических бизнес-единиц с "весовыми" коэффициентами, отражающими значимость конкурентоспособности той или иной СБЕ в общей конкурентной стратегии фирмы. И если значение $КСП_ф$ больше единицы — ее конкурентный статус высок; если меньше единицы — уровень ее конкурентоспособности неудовлетворительный, если равен единице, то — средний по отрасли в данном регионе.

На четвертом этапе привлекательности отрасли и интегральных показателей конкурентоспособности стратегических бизнес-единиц строится двухмерная матрица "привлекательность отрасли — конкурентоспособность подразделения". Для этого используются координаты, вертикальная ось которых — "привлекательность отрасли", а горизонтальная — "конкурентоспособность подразделений". И если в данных координатах из точки, соответствующей привлекательности отрасли, равной 0,5, проводится горизонтальная линия, а из точки, соответствующей конкурентоспособности подразделений, равной единице, — вертикальная, то получаются четыре сектора матрицы (рис. 4) — очень информационное поле, если на него нанести "весомость" каждого подразделения фирмы в виде овалов разных размеров, учитывающих рейтинги конкурентоспособности и привлекательности отрасли, и доли СБЕ в общей сумме общекорпоративных доходов.

Данный рисунок нагляден даже для тех, кто не "в ладах" с математикой. Он показывает, что СБЕ, которые попадают в поле матрицы с высокими конкурентоспособностью и привлекательностью отрасли, обладают высшим инвестиционным приоритетом, т. е. для них наиболее актуальной стратегией является рост и географическое расширение. (Кстати, они в большинстве случаев работают на высококонкурентных и быстрорастущих рынках, что требует мобилизации всех ресурсов и инвестиций для поддержания желательного уровня конкурентоспособности.) Те же подразделе-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$X_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{n} X_i}{n}$	X_i — значение выбранного параметра; n — число выбранных стратегических бизнес-единиц фирмы (объем выборки)
2	$X_{отн} = \frac{X_о}{X_{ср}}$	$X_о$ — параметр исследуемого предприятия
3	$Э_п = к_1Ф + к_2Р_м + к_3П$; $Э_м = к_4Р_п + к_5К_м + к_6К_р$; $Э_ф = к_7К_а + к_8К_п + к_9К_л + к_{10}К_о$; $Э_{тр} = к_{11}З_п + к_{12}П + к_{13}Ч_р$; $Э_и = к_{14}З_и + к_{15}Э_р$	$Э_п$, $Э_м$, $Э_ф$, $Э_{тр}$, $Э_и$ — соответственно эффективность производства, маркетинга, финансов, трудовых ресурсов (персонала), инноваций; $к_{1-15}$ — "весовые" коэффициенты соответствующих показателей; $Ф$, $Р_т$, $П$, $Р_п$, $К_м$, $К_р$, $К_а$, $К_п$, $К_л$, $К_о$, $З_п$, $Ч_р$, $З_и$, $Э_р$ — соответственно относительные показатели фондоотдачи, рентабельности продукции (работ, услуг), производительности труда, рентабельности продаж, загрузки производственных мощностей, эффективности рекламы и других средств стимулирования сбыта, автономии предприятия, платежеспособности предприятия, ликвидности предприятия, оборачиваемости оборотных средств, средней заработной платы, уровня среднесписочной численности работников, затрат на инновации, экономии от внедрения рационализаторских предложений
4	$КСП_{СБЕ_i} = к_{16}Э_{п_i} + к_{17}Э_{ф_i} + к_{18}Э_{м_i} + к_{19}Э_{тр_i} + к_{20}Э_{и_i}$	$к_{16-20}$ — "весовые" коэффициенты
5	$КСП_ф = \sum_{i=1}^{n} КСП_{СБЕ_i}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

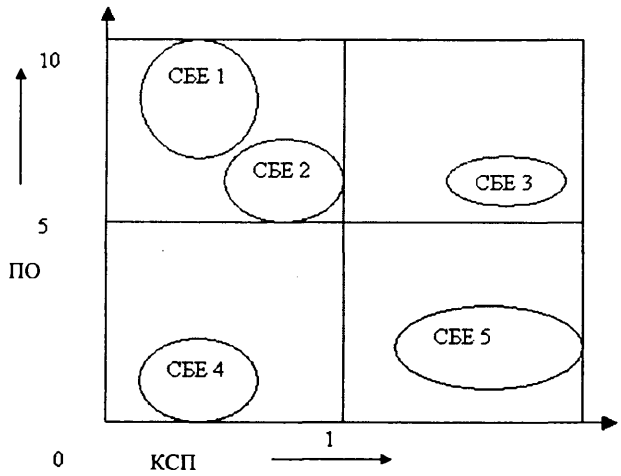


Рис. 4. Матрица "Привлекательность отрасли — конкурентоспособность подразделений"

ния, которые попадают в поле матрицы с высокой привлекательностью отрасли и низкой конкурентоспособностью, требуют дополнительного анализа — для выявления приоритетности инвестиций. В этом случае необходимо проанализировать результаты комплексной оценки конкурентоспособности СБЕ и определить причины, по которым возникли отклонения от желательного уровня конкурентного статуса. То есть выявить слабые стороны в функциональных областях управления и определить перечень управленческих решений, действий и необходимость инвестиций для преодоления отставания от конкурентов.

Причем в некоторых случаях, возможно выявление условий, не преодолимых для фирмы, своего рода барьеры повышения конкурентоспособности. Тогда нужно принимать решение или о продаже СБЕ стратегическому инвестору, или об уходе на другие рынки, или о стратегическом партнерстве с одним из конкурентов, что позволит СБЕ получить недостающие конкурентные преимущества.

Подразделения же, попавшие в поле матрицы с низкими привлекательностью отрасли и конкурентоспособностью, обычно нерентабельны и неперспективны. Их следует выводить из портфеля фирмы (продажа, банкротство) или переориентировать на выпуск другой продукции, рассчитанной на новые рынки. Исключения составляют лишь те СБЕ, которые, несмотря на свою нерентабельность, обеспечивают достижение эффекта синергии для всей фирмы, и функции, реализуемые в них, по тем или иным причинам не могут быть отданы на аутсорсинг. (Такая ситуация часто встречается в вертикально интегрированных фирмах со сложной технологической цепочкой.)

Наконец, подразделения, находящиеся в поле матрицы с высокой конкурентоспособностью, но низкой привлекательностью отрасли в долгосрочной перспективе, приносят достаточно высокие прибыли на текущий момент, которые могут служить источником инвестиций для других СБЕ. Однако, по мнению многих практиков, здесь целесообразно использовать стратегию ограниченного роста или сохранения конкурентных позиций, что с наименьшей степенью риска обеспечивает фирме небольшие, но стабильные прибыли. Прежде всего — в долгосрочной перспективе.

Таким образом, данная матрица позволяет выявить степень приоритетности распределения инвестиций между СБЕ, определить те из них, которые следует вывести из структуры фирмы, а также необходимость (или наоборот) приобретений и стратегических партнерств в различных отраслях, где диверсифицированная фирма работает или собирается работать.

На пятом этапе определяется стратегическое соответствие СБЕ, т. е. исследуется потенциал конкурентного их преимущества в результате межфирменного и межотраслевого взаимосовпадения цепочек ценностей. Преимуществ, которые могут проявляться в снижении издержек при совместных для СБЕ закупках, в результате чего диверсифицированная фирма может оказывать давление на поставщиков; реализовывать продукцию под единым брендом; использовать логистические схемы и производственные базы; проектировать новые товары и совершенствовать технологии. Во всех этих случаях снижаются издержки — благодаря совместному использованию исследовательской и технологической баз.

Но главное, если по всем параметрам синергии не достигается, то СБЕ, вообще говоря, тоже может функционировать. Причем эффективно. Но лишь при одном условии: отдельно — не в рамках диверсифицированной фирмы. То есть дополнительного экономического эффекта от подобной диверсификации для акционеров нет. Наоборот, менеджмент должен "распылять" управленческий и финансовый потенциал на различные виды деятельности, не связанные между собой. Причем здесь иногда, неизбежен эффект, обратный синергетическому.

Как видим, рассмотренная выше методика анализа стратегического соответствия СБЕ базируется на экспертных опросах. Конечно, это не абсолютно точная математика. Но она позволяет выявить синергию каждой СБЕ фирмы в функциональных областях управления (производство, финансы, маркетинг, инновации, управление персоналом). И, например, оценивать степень стратегического соответствия СБЕ по десятибалльной шкале. При этом 1, 2 и 3 балла характеризуют низкую степень стратегического соответствия данной СБЕ в реализации миссии диверсифицированной фирмы, 4, 5, 6 и 7 баллов — среднюю; 8, 9 и 10 баллов — высокую. И делать на основании данных закономерностей соответствующие практические выводы. Например, целесообразно оставлять в портфеле СБЕ фирмы только в случае, если они обладают высоким уровнем конкурентоспособности и работают в перспективной отрасли, помогая таким образом ей обеспечивать высокий уровень доходности и диверсифицировать риски. Средний статус стратегического соответствия говорит о целесообразности присутствия СБЕ в структуре фирмы, но — при оптимальных уровнях ее рентабельности и конкурентоспособности. И т. д.

Однако при этом следует учитывать, что подразделения с высоким уровнем стратегического соответствия даже при их низкой рентабельности являются важными для фирмы, и выводить их из структуры нецелесообразно, поскольку они — весомый элемент в цепочке

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ценностей, обеспечивающих важнейшие стратегические ресурсы, и во многом предопределяют конкурентоспособность самой диверсифицированной фирмы.

Шестой этап — заключительный и посвящен он разработке новых стратегических инициатив. И прежде всего — управленческих решений, связанных с изменением бизнес-портфеля диверсифицированной фирмы (отделение или создание новых подразделений), улучшением координации стратегических бизнес-единиц (выстраивание синергетических связей в цепочки создания ценностей), перераспределением ресурсов между подразделениями. Все эти инициативы — база для формирования конкурентных и функциональных стратегий бизнес-единиц.

Стратегии, разработанные на основе рассмотренных выше предложений, позволяют фирмам получать конкурентные преимущества в условиях интеграции отечественного бизнеса в мировую экономику, высоких темпов развития рынка, интенсификации инноваций и повышения мировых требований к продукции.

И это, по мнению автора, особенно важно при все более "радужных" перспективах вступления России в ВТО.

УДК 619.113/.115

Социально-экономические аспекты автомобилизации в России

Д-р техн. наук Е.С. КУЗНЕЦОВ

МГТУ "МАМИ"

Социально-экономические аспекты автомобилизации — возможность для населения с разным уровнем доходов, во-первых, приобретать автомототранспортные средства: во-вторых, использовать их для своих нужд с разной интенсивностью и регулярностью и, в-третьих, пользоваться платными услугами общественного транспорта. При этом первые два аспекта, очевидно, определяют спрос на АМТС и сервисные услуги, т. е. функционирование первичного и вторичного автомобильных рынков, а третий — спрос на платные услуги и развитие общественного транспорта, а также выбор населением (клиентом) вида транспорта (автомобильный, автобусный, городской электрический, железнодорожный, водный и др.).

И еще несколько предварительных замечаний.

В практике статистических ведомств при анализе доходов и расходов населения и его распределения по статьям (направлениям) пользуются понятием "домашнее хозяйство" (ДХ), под которым понимается группа лиц, проживающих в одном помещении или его части, совместно обеспечивающих себя пищей и всем необходимым для жизни, т. е. полностью или частично объединяющих и расходующих свои средства. В России насчитывается ~53 млн ДХ, 74 % из которых располагаются в городах, а 26 % — в сельской местности. И Федеральная служба государственной статистики (Росстат) регулярно проводит выборочное обследование их бюджетов. При этом домашние хозяйства, в зависимости от среднедушевых располагаемых ресурсов, распределяются (табл. 1), в соответствии с международной практикой, на 10 групп (децилей) — от минимального (I дециль) до максимального (X дециль). Такое обследование всегда проводится на основе классификатора индивидуальных потребностей ДХ по целям. При этом для специалистов автомобильной промышленности, транспорта и сервиса очень важно то, что данный классификатор и используемая при обследовании документация (опросный лист, дневник ДХ) предусматривают сбор информации по направлению "Транспорт", включающий такие статьи расходов и услуг как "Покупка транспортных средств" с разбивкой по их видам; "Эксплуатация личных автомобилей" (расходы на ГСМ, ТО и ремонт, принадлежности, гаражи и автостоянки, технические осмотры и др.); "Платные услуги при пользовании членами ДХ (ЧДХ) общественным транспортом". Потому что классификатор позволяет выявлять по нескольким "разрезам" состав, тенденции и пропорции статей этих расходов, а также определять ряд натуральных показателей, характеризующих состояние и работу автомобильного транспорта (парк и его пополнение, интенсивность эксплуатации АТС, потребность в ГСМ, услугах сервисной системы и т. д.), сопоставлять расходы ДХ на автомобильный и остальные виды транспорта.

Схема этого анализа показана на рис. 1, а некоторые его результаты предлагаются вниманию читателей. В частности, в табл. 2 приведены данные по распределению расходов по группам ДХ на транспорт, в табл. 3 — на приобретение и эксплуатацию автомобилей, а в табл. 4 — по наличию и интенсивности ис-

Таблица 1

Показатели	Группы обследуемых домашних хозяйств									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Располагаемые ресурсы на члена домашнего хозяйства, % по отношению к:										
средним по всем домашним хозяйствам	20	40	48	58	69	83	122	129	160	285
домашнему хозяйству I группы	100	149	186	223	263	318	469	494	615	11 раз
Потребительские расходы на члена домашнего хозяйства, % по отношению к:										
средним по всем домашним хозяйствам	27	40	50	60	71	86	108	134	164	259
домашним хозяйствам I группы	100	149	184	222	262	319	398	494	605	954
Отношение потребительских расходов к прожиточному минимуму, %	51	59	73	89	105	127	159	197	241	381

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

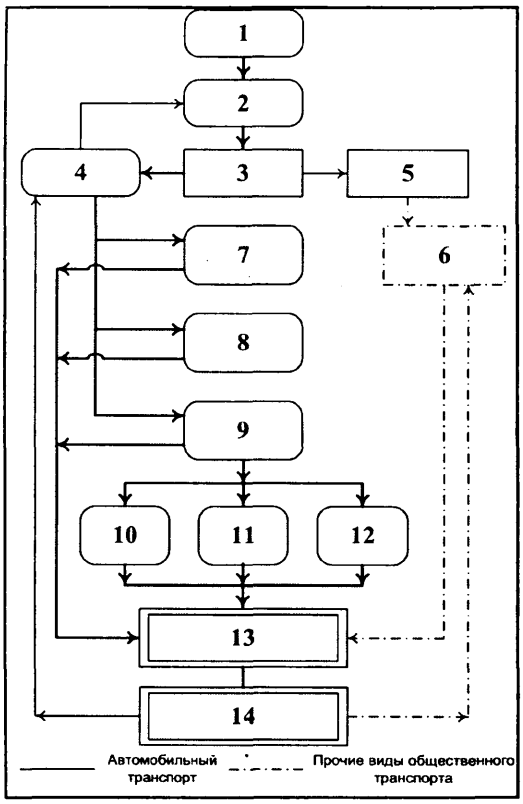


Рис. 1. Схема анализа транспортных расходов домашних хозяйств на автомобильный (сплошные линии) и прочие виды общественного транспорта (штрихпунктирные линии):

1 — располагаемые ресурсы; *2* — потребительские расходы; *3* — расходы на транспорт; *4* — расходы на автомобильный транспорт, включая общественный и личный; *5* — расходы на другие виды общественного транспорта; *6* — расходы на другие виды общественного транспорта по статьям; *7* — расходы на общественный автомобильный транспорт; *8* — расходы по приобретению АМТС; *9* — расходы на эксплуатацию собственных АМТС; *10* — расходы на ТО и ремонт собственных АМТС; *11* — расходы на ГСМ для собственных АМТС; *12* — прочие расходы на эксплуатацию собственных АМТС; *13* — натуральные показатели состояния и развития автомобильного транспорта; *14* — оценки, прогноз, предложения по развитию

пользования автомобилей ДХ разных групп. Их анализ дает довольно любопытную информацию.

Так, из табл. 2 следует, что удельный вес расходов на транспорт в общих потребительских расходах населения по мере роста доходов ДХ возрастает: у ДХ I группы он составляет 3,9 %, а у X группы — 22,7 %. Средний уровень расходов по всем обследованным ДХ равен 10,6 %. При этом темпы роста расходов на транспорт значительно выше темпов роста самих доходов и потребительских расходов. Например, при росте потребительских расходов у ДХ X группы по отношению к первой в 9,5 раз среднедушевые расходы на транспорт возросли в 55 раз. Если же учесть, что располагаемые ресурсы и потребительские расходы ДХ год от года увеличиваются (с 2001 по 2004 г. они выросли в два, а прожиточный минимум — в 1,6 раза), то следует ожидать дальнейшего абсолютного и относительного роста транспортных расходов ДХ.

Причем их величина и темпы роста для конкретных регионов или населенных пунктов определяются возможным переходом ДХ в группу с более высоким доходом (к примеру, при переходе ДХ из V в VI группу прирост расходов на транспорт оценивается 36 %, а расходов на личный транспорт — 67 %) и изменением распределения ДХ по группам.

Очевидна и вторая закономерность: расходы на автомобильный транспорт (приобретение и эксплуатация личных автомобилей, услуги общественного автомобильного транспорта) практически по всем группам ДХ значительно превышают расходы на все остальные виды транспорта. Причем их доля варьируется в зависимости от группы ДХ: в I группе она составляет 54 %, а в X группе — 93 %. Эти пропорции свидетельствуют о важности для нашей страны развития и поддержки не только общественного, но и личного автомобильного транспорта. Причем особенно в сельской местности, где общественный транспорт, дорожное хозяйство и сервисная система развиты явно недостаточно.

Как и следовало ожидать, особенно большая дифференциация отмечается по расходам ДХ различных групп на приобретение и эксплуатацию автомобилей (см. табл. 3). Так, соотношения среднедушевых расходов домашних хозяйств X и I групп составляют: по общим расходам на личный транспорт более чем 300 : 1, расходам на ГСМ — 30 : 1, на ТО и ремонт — 120 : 1.

Что касается расходов на приобретение автомобилей, то для первых пяти (I—V) групп ДХ они (рис. 2) не превышают 1 % общих для всех десяти групп, а расходы на ТО и ремонт — 9 %. Это означает, что у данных пяти групп ДХ среднедушевые потребительские расходы меньше или близки к прожиточному минимуму. Поэтому

Таблица 2

Статья расходов	Доля расходов по группам домашних хозяйств в потребительских расходах, %										
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	все домашние хозяйства
Суммарные расходы домашнего хозяйства на транспорт	3,9	4,6	4,8	5,1	5,3	6,0	7,1	7,2	8,7	22,7	10,7
В том числе на:											
автомобили	0,6	0,9	1,2	1,6	1,8	2,3	3,2	3,3	5,0	19,5	7,1
мототехнику	0,1	0,3	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0	0,9	0,7
общественный автомобильный транспорт	1,4	1,6	1,6	1,5	1,5	1,4	1,8	1,4	1,2	0,8	1,3
прочие виды общественного транспорта	1,8	1,8	1,7	1,6	1,5	1,6	1,3	1,1	1,5	1,5	1,6
Личные и общественные АМТС	2,1	2,8	3,1	3,5	3,8	4,4	5,8	5,6	7,2	21,2	9,1
Их доля в общих расходах на транспорт	54	61	65	69	72	73	81	82	78	93	85
Отношение транспортных расходов на члена домашнего хозяйства к:											
средним по всем домашним хозяйствам	10	18	23	28	34	47	68	88	126	557	100
I группе домашних хозяйств	100	175	224	283	341	465	673	856	12 раз	55 раз	10 раз
к предыдущей группе домашних хозяйств	—	175	130	126	121	136	145	130	142	442	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 3

Статья расходов	Расходы по группам домашних хозяйств, %										Все домашние хозяйства
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	
Приобретение автомобиля	0	0	1	2	3	5	5	12	22	80	58
ГСМ	66	55	56	55	51	48	47	41	39	9	19
ТО и ремонт	12	16	16	17	19	21	22	22	19	6	11
Прочие эксплуатационные расходы	5	4	5	4	5	4	5	5	4	1	3
Приобретение и эксплуатация мототехники	17	25	22	22	22	22	21	20	16	4	9
Всего	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Таблица 4

Группа домашних хозяйств	Число автомобилей на 100 домашних хозяйств		Число автомобилей на 1000 жителей		Средний годовой пробег автомобиля	
	шт.	% к среднему	шт.	% к среднему	тыс. км	% к среднему
I	15	44	41	35	1,2	24
II	18	53	55	48	1,9	39
III	22	65	72	62	2,4	50
IV	25	74	85	73	3,0	61
V	29	85	100	86	3,2	66
VI	32	94	111	96	4,5	93
VII	43	126	146	125	5,5	112
VIII	43	126	148	127	5,9	117
IX	45	132	182	156	6,4	131
X	48	141	239	205	5,2	126

они, группы, фактически не имеют ресурсов для пополнения и обновления "парков" и крайне редко пользуются платными услугами предприятий сервисной системы, занимаясь самообслуживанием принадлежащих им автомобилей. Иными словами, в настоящее время они занимают минимальную нишу на первичном и вторичном автомобильном рынках, но являются важным резервом их развития.

Естественно, асимметрия в распределении расходов на приобретение и эксплуатацию личных автомобилей сказывается на их наличии у ДХ разных групп ("насыщенности") и интенсивности использования автомобилей (см. табл. 4). Например, у домашних хозяйств X группы этот показатель в 3—3,2 раза выше, чем у домашних хозяйств I группы. Хотя соотношение душевых потребительских расходов отличается в 9,5—10 раз.

Эта, на первый взгляд, противоречивая ситуация иллюстрирует статусную роль для членов ДХ самого факта владения автомобилем (при более детальном анализе — определенной модели, цены, комплектации и возраста). В результате ДХ с относительно низким уровнем доходов владеют автомобилями, приобретенными в основном в "лучшие для них времена", а в настоящее время не располагают достаточными средствами для пополнения и обновления парков. В итоге дефицит ресурсов они компенсируют менее интенсивным использованием принадлежащих им АТС: среднегодовой пробег автомобилей, принадлежащих домашним хозяйствам I группы, в 4—5 раз меньше, чем домашним хозяйствам IX и X групп.

Полученные данные позволяют также оценить изменения, которые могут произойти при росте доходов ДХ и их переходе в следующую группу. Например, для первых пяти групп переход на одну ступень повышает "насыщенность" АТС в среднем на 15—17 %, а VI—IX групп, имеющих более высокий исходный уровень, — только на 6—8 %.

Так говорит статистика. И ее информацию можно и нужно использовать. Скажем, располагая информацией по структуре и тенденциям изменения транспортных и потребительских расходов (см. табл. 1—3) и уровней автомобилизации (см. табл. 4), по конкретному региону (населенному пункту), легко определить абсолютные значения этих показателей, которые представляют собой базу для оценки предполагаемых расходов населения на приобретение АМТС (значит, и на перспективы развития производства и импорта, оптовой и розничной торговли), ГСМ, проведение ТО и ремонта (развития сервисной системы).

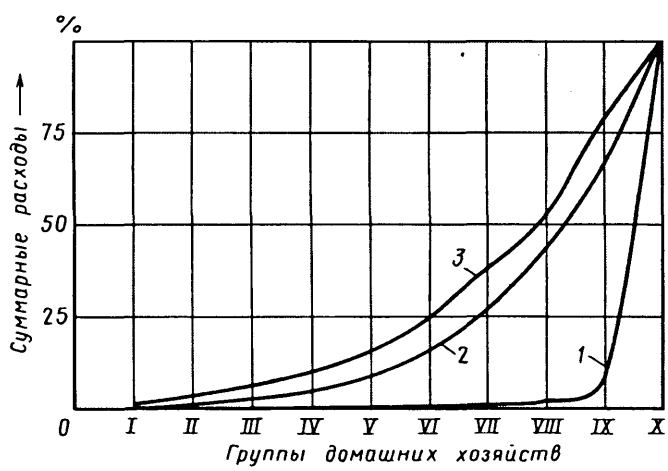


Рис. 2. Кумулятивное распределение расходов домашних хозяйств на:

1 — приобретение АМТС; *2* — ТО и ремонт АТС; *3* — ГСМ

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Подведем некоторые итоги.

1. Дифференциация показателей автомобилизации ДХ с разным уровнем доходов в России значительно выше, чем в ряде стран. Например, расхождения между группами ДХ с максимальным и минимальным доходом по наличию автомобилей у нас составляют 3,2—3,5, в США — 2,3 и Швеции — 1,9 раза. Причем эта дифференциация особенно велика по затратам на приобретение, техническое обслуживание, ремонт, ГСМ и интенсивности использования автомобилей.

2. Значительная (20—25 %) часть ДХ, у которых потребительские расходы ниже или близки к прожиточному минимуму, не располагает ресурсами для пополнения и обновления парка автомобилей и пользования платными услугами сервисной системы. Следовательно, чтобы обеспечить сбалансированное развитие процессов автомобилизации, имеющих не только экономическую, но и социальную составляющую, необходима активизация данных ДХ на первичном (приобретение АМТС) и вторичном (обслуживание, ремонт, заправка, хранение и пр. услуги) автомобильном рынках.

И пути здесь известны: повышение и выравнивание доходов и потребительских расходов ДХ; организация цивилизованной торговли (обеспечение покупателя информацией по "истории автомобиля", объективная оценка его состояния и цены и др.) более доступными для ДХ с умеренными доходами подержанными автомобилями; наличие на рынке автомобилей (производство, импорт), отвечающих возможностям ДХ с невысоким уровнем доходов и соответствующих более тяжелым, чем в Европе или российских мегаполисах, условиям эксплуатации (дорожные, климатические, условия хранения, качество топлив и др.) и приспособленных для хозяйственного использования в ДХ. То есть речь должна идти о "народном автомобиле".

3. В России сложились вполне определенные тенденции и пропорции транспортных расходов ДХ. Их знание позволяет оценивать потенциальную потребность конкретных регионов и населенных пунктов в пополнении парков, услугах сервисной системы и ГСМ, т. е. по статьям, которые играют главную роль в транспортных расходах ДХ. И — предпринимать меры по созданию соответствующих бизнес-структур.

Таким образом, проводимая Росстатом работа по регулярному обследованию ДХ важна: она дает исходную информацию, необходимую для планирования и прогнозирования развития сфер производства и эксплуатации автомобилей. Однако для более эффективного использования этой информации многочисленными потенциальными потребителями (федеральные, региональные и местные органы управления транспортом, промышленные, сервисные и автотранспортные предприятия, владельцы АТС) целесообразно предусмотреть ее регулярную публикацию (условное название "Аналитические материалы по приобретению, владению и использованию автомототранспортных средств домашними хозяйствами"), а также дополнять ее сведениями о принадлежащих ДХ автомобилям (модель, год выпуска и приобретения автомобиля ДХ, пробег за обследуемый период) и видах местных поездок. Это, безусловно, "упростит" жизнь всех тех, кто своей деятельностью способствует успешному решению задач автомобилизации страны — процессу, без которого невозможен прогресс.

АСМ-факты

На Минском заводе колесных тягачей (МЗКТ) принято решение об увеличении грузоподъемности самосвалов серии 65151 колесной формулы 8×4 до 30 т (+20%). Все работы планируется завершить в течение ближайших двух месяцев.

По словам генерального директора МЗКТ Г. Синеговского, данное решение принято главным образом под влиянием потребителей и в результате изучения реальных условий эксплуатации самосвалов. Тот факт, что самосвалы МЗКТ постоянно эксплуатируются "с перегрузом", известен давно. В управлении главного конструктора пояснили, что уже по содержанию обращений потребителей за консультациями по ремонту и регулировкам можно судить, в каких условиях эксплуатируется техника и какой массы грузы перевозятся обычно в кузове. Несмотря на то, что самосвалы МЗКТ имеют запас прочности от перегрузок, принято решение о доработке конструкции и доведении технически допустимой грузоподъемности с 25 до 30 т.

Модернизации подвергнутся в первую очередь выявленные в эксплуатации слабые места. В частности, увеличение грузоподъемности приведет к необходимости замены передних осей: если в существующем самосвале допустимая нагрузка на ось составляет 7,5 т, то в новой версии автомобиля будут применены оси с нагрузками до 9 т. Скорее всего, это будут импортные агрегаты. Нагрузку на задние мосты тоже планируется увеличить — до 16 т, вместо 13. Конструкция такого моста уже разработана. Еще один узел, который подлежит замене — гидроцилиндр подъема кузова. Другое слабое звено — крепление стремянок рессор — тоже будет усилено (изменена конструкция крепления моста с целью разгрузить стремянку от боковых нагрузок, особенно при поворотах груженого автомобиля). Такое решение уже опробовано и испытано в автомобилях МЗКТ колесной формулы 8×8.

●

Получила Одобрение типа транспортного средства новая мелкосерийная модификация автомобиля ВАЗ-1119 — "Лада Калина Спорт-1,4". В ближайшее время ВАЗ планирует изготовить их первую товарную партию. В отличие от базовой модели эти автомобили будут оснащаться рулевым механизмом с передаточным числом 3,1 (что обеспечивает повышенную информативность и точность управления), подвеской с улучшенными характеристиками, оригинальным интерьером, передними сиденьями с развитой боковой поддержкой, измененными светотехническими приборами, спойлером двери задка, оригинальными бамперами и щитками задних крыльев. В данную комплектацию войдут также климатическая система и другие опции, предусмотренные для всего семейства "Калина" в варианте "люкс". Выпуск автомобиля "Лада Калина Спорт-1.4" будет осуществляться в опытно-промышленном производстве ОАО "АвтоВАЗ".

В настоящее время продолжаются сертификационные испытания следующей мелкосерийной модели — "Лада Калина Спорт-1,6". Этот автомобиль будет комплектоваться спортивными элементами подвески и трансмиссии. В качестве силового агрегата будет использован 16-клапанный мотор объемом 1,6 л, аналогичный тому, что сегодня применяется на автомобилях семейства "Приора".

По информации пресс-службы ВАЗа

●

Группа "ГАЗ" выиграла два тендера на поставку 73 низкопольных автобусов в Санкт-Петербург и Омск на общую сумму 295 млн руб. В Санкт-Петербург компания поставит 13 низкопольных автобусов ЛиАЗ-5292, и 10 сочлененных низкопольных ЛиАЗ-6213 ГУП "Пассажиравтотранс" до конца сентября. В Омск будет поставлено 50 низкопольных автобусов ЛиАЗ-5293, которые выйдут на маршруты уже к Дню города.

ЛиАЗ-6213 — принципиально новый сочлененный автобус с низким уровнем пола (340 мм) по всей его площади, предназначенный для работы в крупных мегаполисах с интенсивным пассажиропотоком. Автобус выпускается в комплектации: двигатель МАН ("Евро-3"), мост и автоматическая коробка передач — "Цанрадфабрик". Двигатель расположен продольно в заднем свесе, с левой стороны. Общая пассажировместимоеть ЛиАЗ-6213 — 162 человек, в том числе 39 сидящих. Габаритные размеры — 17990/2500/2880 мм.

ЛиАЗ-5292 — городской автобус большого класса с низким уровнем пола и системой наклона кузова ("книлинг"), уменьшающей угол подъема инвалидной коляски, что позволяет перевозить людей с ограниченными возможностями. В салоне, наряду со специальной аппарелью, предусмотрены места для крепления инвалидных колясок. Двигатель — МАН ("Евро-3"), расположен продольно в заднем свесе. Ведущий мост и автоматическая коробка передач — "Цанрадфабрик". Общее число мест в модификации ЛиАЗ-52922 — 120, в том числе 22 — для сидения. Габаритные размеры автобуса — 11990/2500/2880 мм.

ЛиАЗ-5293 — городской автобус большого класса, имеющий низкий уровень пола в переднем свесе и в базе. Автобус комплектуется дизелем "Катерпиллер 3126" ("Евро-3") и автоматической коробкой передач "Фойт". Габаритные размеры автобуса — 11400/2500/3007(3347) мм, общая пассажировместимость — 100 человек, мест для сидения — 26.

Все три модели имеют ресурс 1 млн км.

По информации пресс-службы Группы «ГАЗ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.43

Улучшение экологических показателей дизеля на переходных режимах его работы

Д-р техн. наук В.А. МАРКОВ, Е.Е. ПОЛУХИН

МГТУ имени Н.Э. Баумана

Среди мероприятий, улучшающих экологические характеристики дизеля, важное место занимает регулирование угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ): выполняя эту процедуру по оптимизированным законам, можно обеспечить требуемый характер протекания процесса сгорания топлива на каждом эксплуатационном режиме дизеля и, тем самым, — заданные мощностные, экономические и экологические показатели.

Таков принцип, и он реализуется с помощью как экспериментального перебора вариантов, так и математических моделей. Но, к сожалению, только для установившихся режимов работы дизеля. Хотя практика эксплуатации транспортных дизелей показывает: большую часть времени они работают на режимах неустановившихся, что сопровождается значительными, по сравнению с установившимися режимами, изменениями их теплового состояния и давления наддува. Причем не в лучшую сторону. Например, давно уже известно, что именно на переходных режимах всегда наблюдается резкий рост токсичности отработавших газов. В первую очередь, выбросов продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода, углеводородов, сажи.

В МГТУ имени Н.Э. Баумана попытались оценить влияние закона регулирования УОВТ на показатели токсичности отработавших газов именно на переходных режимах его работы. Для чего была разработана математическая модель системы автоматического регулирования, т. е. система, включающая уравнения для собственно двигателя [$J_д d\omega_д/dt = M_д(\omega_д, h_р, p_к, \theta) - M_с(\omega_д, N)$] и основных его элементов — турбокомпрессора [$J_т d\omega_т/dt = M_т(\omega_т, h_р, p_т) - M_к(\omega_т, p_к)$], впускного [$Cdp_к/dt = G_к(\omega_т, p_к) - G_д(\omega_д, p_к)$] и выпускного [$Ddp_т/dt = G_г(\omega_д, p_т, p_к, \theta) - G_т(p_т, h_р, \theta)$] трубопроводов. Входящие в левые части этих уравнений крутящие моменты двигателя ($M_д$), турбины ($M_т$) и сопротивления потребителя ($M_с$) и компрессора ($M_к$), а также расходы воздуха через компрессор ($G_к$), двигатель ($G_д$) и расходы отработавших газов через двигатель ($G_г$) и турбину ($G_т$) определялись как функции основных параметров САР — частот вращения коленчатого вала ($\omega_д$) и турбокомпрессора ($\omega_т$), давления наддувочного воздуха после компрессора ($p_к$) и отработавших газов перед турбиной ($p_т$), положения ($h_р$) дозирующей рейки и угла θ опережения впрыскивания топлива. Причем при определении входящих в два последних уравнения величин $C = V_{вп}/(R_к T_к)$ и $D = V_{вып}/(R_т T_т)$, где $V_{вп}$ и $V_{вып}$ — объемы впускного и выпускного трубопроводов, $R_к$ и $R_т$ — газовые постоянные воздуха и отработавших газов, использовались функциональные зависимости для температур отработавших газов [$T_т = f(\omega_д, h_р, p_к, \theta)$] и наддувочного воздуха [$T_к = f(\omega_д, h_р)$], а при расчетных исследованиях — дополнительные функциональные зависимости концентраций в отработавших газах оксидов азота (C_{NOx}), монооксида углерода (C_{CO}), углеводородов (C_{CHx}) и дымности ($K_х$) от тех же параметров $\omega_д$, $h_р$, $p_к$, θ, т. е. зависимости $C_{NOx} = f(\omega_д, h_р, p_к, \theta)$, $C_{CO} = f(\omega_д, h_р, p_к, \theta)$, $C_{CHx} f(\omega_д, h_р, p_к, \theta)$ и $K_х = f(\omega_д, h_р, p_к, \theta)$.

Данная математическая модель дизеля с турбонаддувом и изменяемым УОВТ была, кроме того, дополнена уравнением автоматического регулятора частоты вращения с чувствительным элементом, измеряющим не только отклонение $\varphi = \Delta\omega_д/\omega_{до}$ частоты $\omega_д$ вращения коленчатого вала от заданного режима $\omega_{до}$, но и производную $d\varphi/dt$ от изменения этого отклонения и накопление ошибки в виде интеграла $\int\varphi dt$. В итоге был сформирован следующий пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон управления: $U_{упр} = k_п U_\varphi + k_и \int U_\varphi dt + k_д dU_\varphi/dt$ ($U_{упр}$ — выходной сигнал вычислительного устройства; $k_п$, $k_и$, $k_д$ — коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих закона управления).

В качестве исполнительных механизмов электронного управляющего устройства чаще всего используются, как известно, электромагнитный или электрогидравлический перемещающий дозирующий орган системы топливоподачи на величину $\eta = \Delta h_р/h_{ро}$. И тот, и другой можно описать одним и тем же уравнением $T_{им}(d\eta/dt) + \eta = k_{им} U_{упр}$. И если пренебречь задержками $\Delta t_з$ в датчике и вычислительном устройстве регулятора, то приходим к уравнению электронного управляющего устройства в виде $T_{им}(d\eta/dt) + \eta = k_1\varphi + k_2(d\varphi/dt) + k_3\int\varphi dt$, где $k_1 = k_{им}k_п k_\varphi$; $k_2 = k_{им}k_д k_\varphi$; $k_3 = k_{им}k_и k_\varphi$ — коэффициенты усиления соответствующих составляющих входного воздействия.

С помощью данной математической модели САР и были проведены расчеты переходного процесса разгона дизеля Д-245 (4 ЧН 11/12,5). При этом функциональные зависимости параметров дизеля, входящих в правые части представленных в начале статьи уравнений, в рабочей области были аппроксимированы полиномами второго и третьего порядков.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

В результате расчетов получены функциональные зависимости для основных параметров дизеля. В частности, для оценки нормируемых токсичных компонентов в отработавших газах эти зависимости представляют собой полиномы третьей степени как функции $\omega_д$, $h_р$, $p_к$ и θ.

Так, для концентрации оксидов азота это полином вида $C_{NOx}(\omega_д, h_р, p_к, \theta) = 145{,}99 + 2{,}0252\omega_д - 479{,}27h_р - 17{,}401\theta + 0{,}91727\omega_д h_р - 0{,}23402\omega_д\theta + 55{,}732h_р\theta - 0{,}00357\omega_д^2 + 27{,}089h_р^2 - 0{,}89627\theta^2 + 0{,}04314\omega_д h_р\theta + 0{,}00001\omega_д^3 + 1{,}9361h_р^3 + 56098{,}0p_к^3 - 0{,}00241\omega_д^2 h_р - 0{,}00049\omega_д^2\theta - 0{,}08711h_р^2\omega_д - 3{,}4315h_р^2\theta + 0{,}01772\omega_д\theta^2 - 1{,}3583h_р\theta^2$; для концентрации в отработавших газах монооксида углерода — $C_{CO}(\omega_д, h_р, p_к, \theta) = 754{,}22 - 1{,}2494\omega_д - 323{,}15h_р - 80{,}169\theta - 0{,}58896\omega_д h_р + 0{,}23674\omega_д\theta + 18{,}26h_р\theta + 0{,}00368\omega_д^2 + 80{,}901h_р^2 + 2{,}3464\theta^2 + 0{,}04505\omega_д h_р\theta + 0{,}00004\omega_д^3 - 5{,}4752h_р^3 - 81{,}85p_к^3 - 0{,}00219\omega_д^2 h_р - 0{,}00083\omega_д^2\theta + 0{,}07049h_р^2\omega_д - 1{,}9872h_р^2\theta - 0{,}00458\omega_д\theta^2 - 0{,}45793h_р\theta^2$; для концентрации в отработавших газах несгоревших углеводородов — $C_{CHx}(\omega_д, h_р, p_к, \theta) = 298{,}89 - 1{,}2258\omega_д - 151{,}94h_р - 38{,}138\theta - 0{,}00824\omega_д h_р + 0{,}18204\omega_д\theta + 10{,}795h_р\theta + 0{,}00218\omega_д^2 + 29{,}385h_р^2 + 1{,}5755\theta^2 + 0{,}01929\omega_д h_р\theta + 0{,}00001\omega_д^3 - 2{,}3341h_р^3 + 9195{,}7p_к^3 - 0{,}00139\omega_д^2 h_р - 0{,}00026\omega_д^2\theta + 0{,}01523h_р^2\omega_д - 0{,}64983h_р^2\theta - 0{,}00757\omega_д\theta^2 - 0{,}36229h_р\theta^2$; для дымности отработавших газов — $K_x(\omega_д, h_р, p_к, \theta) = 0{,}96716 + 0{,}02573\omega_д + 17{,}679h_р - 2{,}8516\theta - 0{,}10456\omega_д h_р + 0{,}01496\omega_д\theta - 0{,}26563h_р\theta + 0{,}00011\omega_д^2 - 0{,}56649h_р^2 + 0{,}11832\theta^2 + 0{,}00105\omega_д h_р\theta + 0{,}05272h_р^3 - 418{,}08p_к^3 + 0{,}00021\omega_д^2 h_р - 0{,}00175h_р^2\omega_д + 0{,}01106h_р^2\theta - 0{,}00059\omega_д\theta^2 - 0{,}00299h_р\theta^2$.

Для расчета переходного режима разгона дизеля, кроме того, была разработана программа, с помощью которой выполняется численное интегрирование системы дифференциальных уравнений первого порядка, записанных в форме Коши, методом Рунге-Кутта четвертого порядка с шагом $\Delta t = 0{,}001$ с. Она дала возможность рассчитать переходный процесс разгона дизеля Д-245 от исходного ($h_р$ = 1,50 мм при $\omega_д$ = 115 с$^{-1}$) до номинального ($h_р$ = 5,75 мм при $\omega_д$ = 240 с$^{-1}$) режима при постоянной настройке потребителя и различных законах регулирования УОВТ.

Расчеты проводили в три этапа.

На первом из них определяли параметры дизеля при его разгоне с мгновенным ступенчатым увеличением УОВТ от 10 до 16° п. к. в. до ВМТ в моменты времени t = 0, 2, 4 и 6 с (рис. 1).

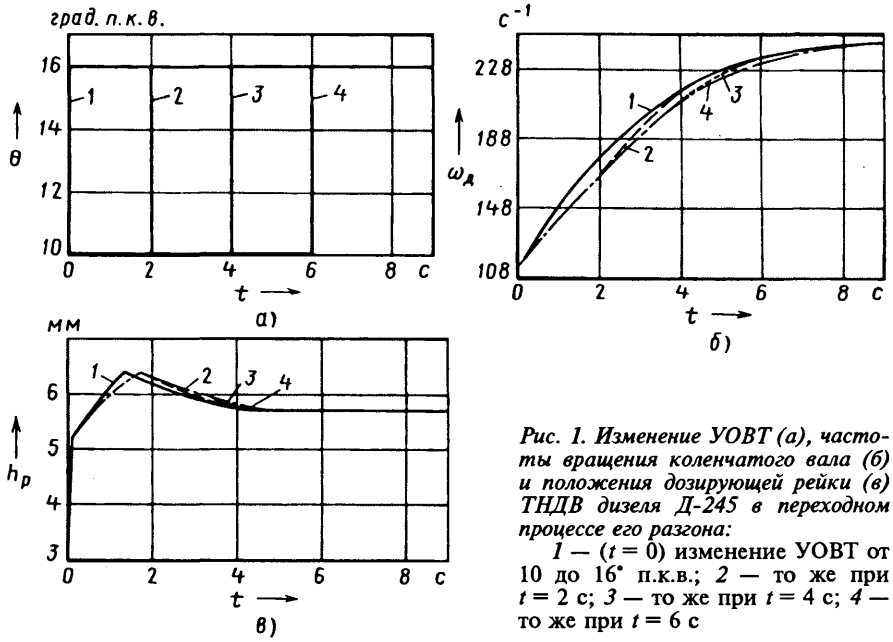


Рис. 1. Изменение УОВТ (а), частоты вращения коленчатого вала (б) и положения дозирующей рейки (в) ТНДВ дизеля Д-245 в переходном процессе его разгона:

1 — (t = 0) изменение УОВТ от 10 до 16° п.к.в.; 2 — то же при t = 2 с; 3 — то же при t = 4 с; 4 — то же при t = 6 с

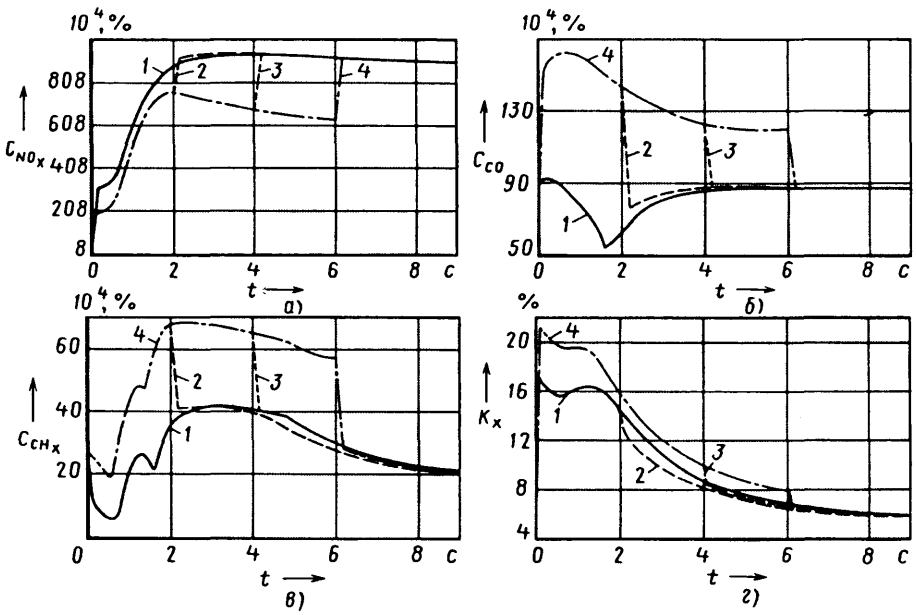


Рис. 2. Изменение содержания оксидов азота (а), монооксида углерода (б), несгоревших углеводородов (в) и дымности (г) отработавших газов дизеля Д-245 на первом этапе исследования параметров его разгона. Номера кривых те же, что и на рис. 1.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Как следует из рисунка, все четыре исследованных закона изменения УОВТ существенного влияния на динамические качества дизеля не оказывают. Во всех случаях время переходного процесса разгона дизеля составило $t_п$ = 8 с при допустимой (~1,5 %) нестабильности частоты вращения коленчатого вала. Что же касается показателей токсичности отработавших газов, то они зависят от УОВТ, причем довольно заметно (рис. 2): наименьшие значения C_{CO}, C_{NOx} и $K_к$ наблюдаются при разгоне дизеля с наибольшим (θ = 16° п. к. в. до ВМТ) УОВТ. Однако в данном случае повышается содержание оксидов азота в отработавших газах.

На втором этапе дизель разгоняли при ступенчатом (14, 12 и 10° п. к. в. до ВМТ) увеличении УОВТ в течение периодов времени Δt = 0÷6 с. Он также показал (рис. 3), что и на этих переходных режимах законы регулирования УОВТ существенного влияния на динамические качества дизеля не оказывают, а на показатели токсичности его отработавших газов влияют и довольно сильно (рис. 4). Причем наибольшую зависимость от закона регулирования УОВТ имеют концентрации монооксида углерода и несгоревших углеводородов.

Наконец, на третьем, заключительном, этапе дизель разгоняли так, что УОВТ линейно увеличивался от 10 до 16° п. к. в. в течение периодов времени Δt = 0, 2, 4 и 6 с. Он подтвердил справедливость предыдущих выводов. Поэтому авторы, в целях экономии места, рисунки не приводят.

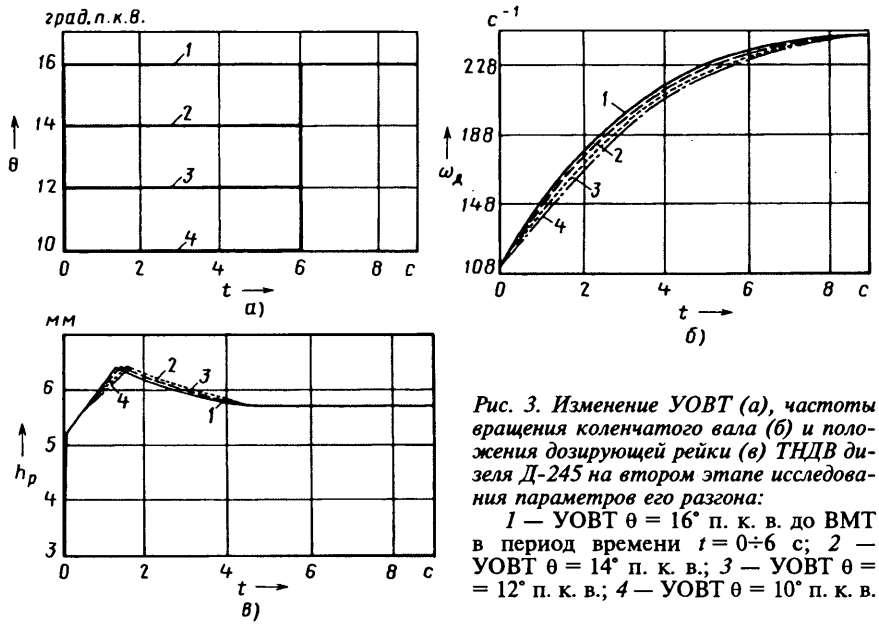


Рис. 3. Изменение УОВТ (а), частоты вращения коленчатого вала (б) и положения дозирующей рейки (в) ТНДВ дизеля Д-245 на втором этапе исследования параметров его разгона:

1 — УОВТ θ = 16° п. к. в. до ВМТ в период времени t = 0÷6 с; *2* — УОВТ θ = 14° п. к. в.; *3* — УОВТ θ = = 12° п. к. в.; *4* — УОВТ θ = 10° п. к. в.

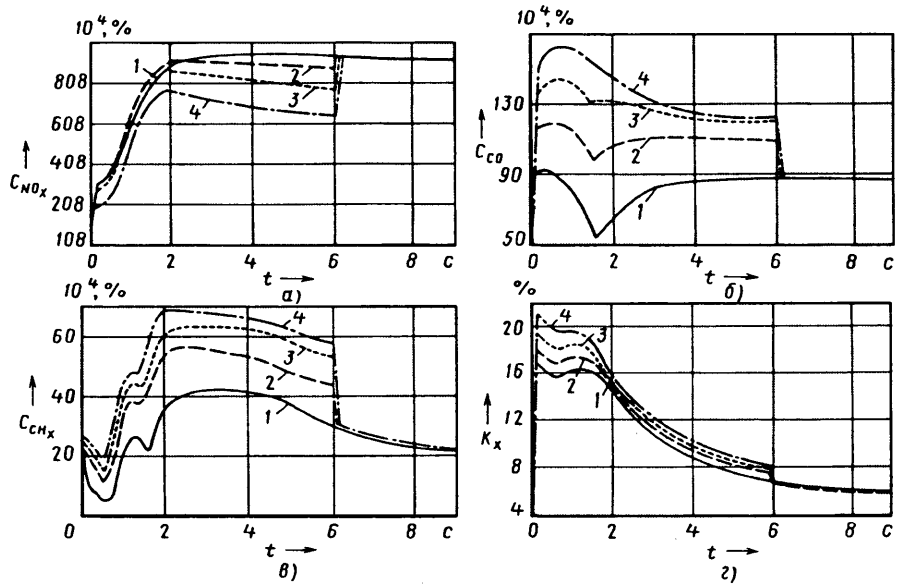


Рис. 4. Изменение содержания оксидов азота (а), монооксида углерода (б), несгоревших углеводородов (в) и дымности (г) отработавших газов дизеля Д-245 на втором этапе исследования параметров его разгона. Номера кривых те же, что и на рис. 3

Для интегральной оценки токсичности отработавших газов при работе дизеля на переходных режимах был использован обобщенный критерий J_o, представляющий собой произведение максимальных в течение переходного процесса концентраций четырех нормируемых токсичных компонентов — оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов и дымности, т. е. $J_o = C_{NOx\,max} C_{CO\,max} C_{CHx\,max} K_{x\,max}$.

Как свидетельствуют результаты расчетов по данной формуле, наименьшее значение J_o соответствует переходному режиму разгона с регулированием УОВТ — характеристике *1* на рис. 1, *а* (такой же закон изменения УОВТ соответствует характеристикам *1* на всех рисунках). Он равен $62 \cdot 10^{-6}$ %. Поэтому данный переходный режим признан оптимальным. Однако для более точного определения оптимального с точки зрения экологических показателей дизеля переходного процесса целесообразно использовать интегральный обобщенный критерий оптимальности J_o, определяемый по формуле $J_o = \int C_{NOx} \int C_{CO} \int C_{CHx} \int K_x$, где $\int C_{NOx}$, $\int C_{CO}$, C_{CHx}, $\int K_x$ — интегралы характеристик C_{NOx}, C_{CO}, C_{CHx}, K_x, т. е. площади под характеристиками концентраций токсичных компонентов отработавших газов.

Проведенный выше анализ различных характеристик регулирования УОВТ, разумеется, нельзя считать исчерпывающим, потому что возможны и другие законы регулирования УОВТ. Но полученные результаты расчетных исследований подтвердили возможность использования разработанной математической модели для исследования переходных процессов дизеля с УОВТ, изменяемым по различным законам. И это на сегодня, пожалуй, самое важное.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.43

Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО,
канд. техн. наук Н.М. ПОДРИГАЛО, В.Л. ФАЙСТ

Харьковский НАДУ,
Харьковский НТУСХ имени П. Василенко

Каждый автомобиль имеет, как известно, свои максимально возможную скорость движения и минимально возможное время разгона на этой скорости. Известно и то, что данные показатели зависят от многих факторов, но главный из них — мощность двигателя, которым оснащен автомобиль.

Такая качественная связь сохраняется на любом режиме движения, в том числе и при разгоне. Причем в последнем случае разработчиков АТС не в меньшей мере интересует и еще один показатель — его топливная экономичность, поскольку на этом режиме двигатель работает с очень большим расходом топлива.

Сказанное — качественная сторона проблемы. Чтобы оценить количественную ее сторону, авторы предлагают вниманию читателей математические зависимости, позволяющие рассчитывать, во-первых, мощность двигателя, необходимую для разгона автомобиля до максимальной скорости с максимально возможной интенсивностью, и, во-вторых, мгновенное и цикловое значения КПД автомобиля при разгоне на прямолинейном участке дороги, характеризующие его топливную экономичность.

Согласно классической теории автомобиля, необходимой для него мощностью двигателя считается та, которая позволяет при заданной величине суммарного коэффициента дорожного сопротивления двигаться на максимальной скорости v_{max}. Эта мощность, $N_{e_{max}}$, подсчитывается по формуле № 1 (см. таблицу).

Однако данная формула не совсем полна, а значит, и не точна. В ней не учтены буксование ведущих колес, затраты мощности на разгоны вращающихся масс трансмиссии, а также схема привода ведущих колес автомобиля (полно-, задне- или переднеприводный), динамика разгона автомобиля и его КПД. Хотя совершенно очевидно: чтобы обеспечить проектируемому автомобилю наилучшие динамические свойства и экономические показатели, нужно решить как минимум две задачи: определить затраты мощности двигателя на разгон автомобиля до максимально возможной скорости с максимально возможным ускорением, учитывая

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_{e_{max}} = \frac{1}{\eta_{тр}}(mg\psi_v v_{max} + C_x F v_{max}^3)$	$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; m — полная масса автомобиля; g — ускорение свободного падения; $\psi_v = f \pm i$ — суммарный коэффициент дорожного сопротивления при v_{max}; C_x — коэффициент сопротивления воздуха; F — мидель автомобиля
2	$N_{e_{экр}} = \frac{mgv(f \pm i) + mgvK_{сц}\varphi\frac{S_x}{1-S_x} + C_x F v^3 + mv\delta\frac{dv}{dt}}{\eta_{тр}(1-S_x)}$	f — коэффициент сопротивления качению колес; i — величина продольного уклона дороги; v — линейная скорость автомобиля; $K_{сц}$ — коэффициент использования сцепного веса автомобиля при разгоне; φ — коэффициент сцепления колес с дорогой; S_x — относительное буксование ведущих колес; δ — коэффициент учета вращающих масс двигателя и трансмиссии
3	$S_x = \frac{\omega r_д - v}{v} = 1 - \frac{v}{\omega r_д}$	ω — угловая скорость ведущих колес; $r_д$ — динамический радиус ведущих колес
4	$\delta = 1{,}03 + 0{,}5u_{кп}^2$	$u_{кп}$ — передаточное число коробки передач
5	$\frac{dv}{dt} = K_{сц}\varphi g - \frac{C_x F v^2}{m}$	—
6	$N_{e_{экр}} = \frac{mgv(f \pm i)}{\eta_{тр}(1-S_x)}\left[\varphi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)\right] - \frac{C_x F(\delta-1)v^3}{\eta_{тр}(1-S_x)}$	—
7	$N_{e_{полезн}} = mgv(\psi + K_{сц}\varphi)$	$\psi = f \pm i$ — суммарный коэффициент дорожного сопротивления
8	$N_{уд} = \frac{N_{e_{экр}}}{mg} = \frac{\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)\right]v - \frac{C_x F}{mg}(\delta-1)v^3}{\eta_{тр}(1-S_x)}$	—
9	$v_N = \sqrt{\frac{\psi + K_{сц}\varphi mg\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)}{3C_x F(\delta-1)}}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
10	$N_{уд_{max}} = \frac{0{,}385}{\eta_{тр}(1-S_x)}\sqrt{\frac{mg\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)\right]^3}{C_xF(\delta-1)}}$	—
11	$v_{пред} = \sqrt{\frac{K_{сц}\varphi mg}{C_xF}}$	—
12	$N_{уд_{max}} = \frac{\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)\right]v_{пред} - C_xF(\delta-1)v_{пред}^3}{\eta_{тр}(1-S_x)}$	—
13	$N_{уд_{max}} = \frac{1}{\eta_{тр}(1-S_x)}\sqrt{\frac{mg\varphi}{C_xF}}\left(\psi + \frac{\varphi}{1-S_x}\right)$	—
14	$N_{уд_{max}} = \frac{\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)\right]v_{max} - C_xF(\delta-1)v_{max}^3}{\eta_{тр}(1-S_x)}$	—
15	$\sqrt{\frac{\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right)}{3C_xF(\delta-1)}} < \sqrt{\frac{K_{сц}\varphi mg}{C_xF}}$	—
16	$K_{сц}\varphi\left(2\delta - \frac{S_x}{1-S_x} - 3\right) - \varphi > 0$	—
17	$\delta > 1{,}5 + 0{,}5\left(\frac{S_x}{1-S_x} + \frac{\psi}{K_{сц}\varphi}\right)$	—
18	$\eta_{мгн} = \frac{N_{e_{полезн}}}{N_{e_{экстр}}} = \frac{\eta_{тр}(1-S_x)(\psi + K_{сц}\varphi)}{\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right) - \frac{C_xF(\delta-1)}{mg}v^2}$	—
19	$K_{сц} = \frac{\frac{a}{L} - \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)v^2}{1 - \delta\varphi\frac{h}{L}}$	a — расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость до проекции передней оси на ту же плоскость; L — база автомобиля; h — высота его центра масс
20	$K_{сц} = \frac{\frac{b}{L} + \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)v^2}{1 + \delta\varphi\frac{h}{L}}$	b — расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость до проекции задней оси на ту же плоскость
21	$\eta_{мгн_{пп}} = \frac{\eta_{тр}(1-S_x)(\psi + \varphi)}{\psi + \varphi\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right) - \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)v^2}$	—
22	$\eta_{мгн_з} = \frac{\psi\left(1 - \delta\psi\frac{h}{L}\right) + \varphi\left[\frac{a}{L} - \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)v^2\right]}{\psi\left(1 - \delta\varphi\frac{h}{L}\right) + \varphi\frac{a}{L}\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right) - \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)\left[\delta\varphi\left(1 - \frac{h}{L}\right) + \left(1 - \frac{\varphi S_x}{1-S_x}\right)\right]v^2}$	—
23	$\eta_{мгн_п} = \frac{\psi\eta_{тр}(1-S_x)\left(1 + \delta\psi\frac{h}{L}\right) + \varphi\left[\frac{b}{L} + \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)v^2\right]}{\psi\left(1 - \delta\varphi\frac{h}{L}\right) + \varphi\frac{b}{L}\left(\delta + \frac{S_x}{1-S_x}\right) - \frac{C_xF}{mg}(\delta-1)\left[\delta\varphi\left(1 - \frac{h}{L}\right) + \left(1 - \frac{\varphi S_x}{1-S_x}\right)\right]v^2}$	—
24	$v_{пред_{пп}} = \sqrt{\frac{mg\varphi}{C_xF}}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
25	$v_{пред_з} = \sqrt{\dfrac{\frac{a}{L}mg\varphi}{C_xF\left[1-\varphi+\delta\varphi\left(1-\frac{h}{L}\right)\right]}}$	—
26	$v_{пред_п} = \sqrt{\dfrac{\frac{b}{L}mg\varphi}{C_xF\left[1+\varphi-\delta\varphi\left(1-\frac{h}{L}\right)\right]}}$	—
27	$\dfrac{dA_{полезн}}{dt} = mgv(\psi + K_{сц}\varphi)$	$A_{полезн}$ — полезная работа, выполненная автомобилем
28	$\dfrac{dW_{затр}}{dt} = \dfrac{mgv}{\eta_{тр}(1-S_x)}\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \dfrac{S_x}{1-S_x}\right)\right] - \dfrac{C_xF(\delta-1)}{\eta_{тр}}v^3$	$W_{затр}$ — энергия, затраченная двигателем
29	$\dfrac{dA_{полезн}}{dv}\cdot\dfrac{dv}{dt} = mgv(\psi + K_{сц}\varphi)$	—
30	$\dfrac{dW_{затр}}{dv}\cdot\dfrac{dv}{dt} = \dfrac{mgv}{\eta_{тр}(1-S_x)}\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \dfrac{S_x}{1-S_x}\right)\right] - \dfrac{C_xF(\delta-1)}{\eta_{тр}}v^3$	—
31	$\dfrac{dA_{полезн}}{dv} = \dfrac{mgv(\psi + K_{сц}\varphi)}{K_{сц}\varphi g - \dfrac{C_xF}{m}v^2}$	—
32	$\dfrac{dW_{затр}}{dv} = \dfrac{mgv\left[\psi + K_{сц}\varphi\left(\delta + \dfrac{S_x}{1-S_x}\right)\right] - \dfrac{C_xF(\delta-1)}{\eta_{тр}}v^3}{\eta_{тр}(1-S_x)\left(K_{сц}\varphi g - \dfrac{C_xF}{m}v^2\right)}$	—
33	$K_{сц_з} = \dfrac{\frac{a}{L}}{1-\delta\varphi\frac{h}{L}}$	—
34	$K_{сц_п} = \dfrac{\frac{b}{L}}{1+\delta\varphi\frac{h}{L}}$	—
35	$A_{полезн} = \dfrac{m^2g}{2C_xF}(\psi + K_{сц}\varphi)\ln\left\lvert\dfrac{1}{1-\dfrac{C_xFv_{max}^2}{K_{сц}\varphi mg}}\right\rvert$	—
36	$W_{затр} = \dfrac{m}{2\eta_{тр}(1-S_x)}\left[(\delta-1)v_{max}^2 + \dfrac{mg}{C_xF}\left(\delta + \dfrac{K_{сц}\varphi}{1-S_x}\right)\right]\ln\left\lvert\dfrac{1}{1-\dfrac{C_xFv_{max}^2}{K_{сц}\varphi mg}}\right\rvert$	—
37	$\eta_{цикл} = \dfrac{A_{полезн}}{W_{затр}} = \eta_{тр}(1-S_x)\dfrac{\psi + K_{сц}\varphi}{\psi + \dfrac{K_{сц}\varphi}{1-S_x} - \dfrac{(\delta-1)\dfrac{C_xFv_{max}^2}{mg}}{\ln\left\lvert 1-\dfrac{C_xFv_{max}^2}{K_{сц}\varphi mg}\right\rvert}}$	—
38	$\eta_{цикл} = \dfrac{\eta_{тр}(\psi + K_{сц}\varphi)(1-S_x)}{\varphi + \dfrac{K_{сц}\varphi}{1-S_x}}$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

влияние вращающихся масс трансмиссии и буксование ведущих колес, и значения мгновенного и циклового, т. е. за время разгона, его КПД.

Начнем с мощности двигателя, необходимой для разгона.

При разгоне автомобиля мощность двигателя, подведенная к колесам, расходуется на преодоление трех сил сопротивления — качению, воздуха и дорожного уклона. При этом, очевидно, чем больше мощность двигателя, тем интенсивнее разгон автомобиля. Тратится она и на буксование ведущих колес, и разгон вращающихся масс трансмиссии. То есть мощность двигателя определяет динамичность (приемистость) автомобиля.

Таким образом, мощность $N_{e_{затр}}$ двигателя, реализуемую при разгоне автомобиля, можно записать в виде формулы № 2. В свою очередь, ряд параметров, входящих в эту формулу, тоже можно подсчитать. В частности, значение относительного буксования S_x ведущих колес — по формуле № 3, коэффициент δ учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии — по формуле № 4, линейное ускорение $\frac{dv}{dt}$ автомобиля — по формуле № 5. Тогда из формул № 4 и 2 легко получить более удобную для расчетов формулу № 6.

Понятно, что затраты мощности в трансмиссии, на буксование колес и разгон вращающихся масс двигателя и трансмиссии — потери. Их не будет только в одном случае — при $\eta_{тр} = 1$; $S = 0$ и $\delta = 1$, и тогда формула № 6 преобразуется в формулу № 7, т. е. формулу для расчета полезной затрачиваемой мощности двигателя. В ней, как видим, нет показателя, учитывающего мощность, которая затрачивается на преодоление аэродинамического сопротивления. Это подтверждает вывод, сделанный П.П. Евсеевым: сопротивление воздуха не является силой полезного (производственного) сопротивления.

При проведении анализа целесообразно использовать не абсолютную, а удельную ($N_{уд}$) мощность двигателя. Причем представляющую собой не традиционное отношение мощности двигателя к полной массе автомобиля, а к силе его веса ($G_a = mg$). Тогда для ее расчета предназначена формула № 8.

Данная формула, как и любая другая — функция. Причем имеющая максимум. И значение скорости v_N, соответствующее этому максимуму, т. е. $N_{уд_{max}}$, полученному с помощью известных методов поиска экстремумов, рассчитывается по формуле № 9, а значение $N_{уд_{max}}$ — по формуле № 10.

С другой стороны, из формулы № 5 можно определить предельную скорость $v_{пред}$ движения автомобиля, для чего достаточно принять $\frac{dv}{dt} = 0$. Это формула № 11.

Очевидно, что v_N и $v_{пред}$ могут, в принципе, соотноситься друг с другом по любому из трех вариантов: $v_N < v_{пред}$, $v_N = v_{пред}$ и $v_N > v_{пред}$. Столь же очевидно, что первые два варианта с точки зрения физики ничего особенного не представляют: автомобиль будет работать в пределах своих потенциальных возможностей. Но если $v_N > v$, то при определении $N_{уд_{max}}$ в формуле № 8 следует подставлять $v = v_{пред}$. И тогда формула принимает вид формулы № 12, которая позволяет вычислить удельную мощность двигателя, необходимую для реализации потенциальных тягово-скоростных возможностей автомобиля.

В частности, эти возможности полноприводного автомобиля могут быть реализованы при $K_{сц} = 1$, для чего потребуется $N_{уд_{max}}$, соответствующая формуле № 13. А если максимальная скорость v_{max} движения ограничена техническим заданием на проектирование, то формуле № 14. Иначе говоря, при $v_{max} < v_N < v_{пред}$ удельную мощность двигателя следует рассчитывать по формуле № 14, при отсутствии ограничения по v_{max} — по формуле № 13, а при $v_N < v_{max} < v_{пред}$ — по формуле № 10.

Теперь определим условие, при котором $v_N < v_{пред}$. Для этого сначала вместо v_N и $v_{пред}$ используем правые части формул № 10 и 11 и получим формулу № 15, а затем из нее — искомое условие. Это формулы № 16 и 17. (При невыполнении условия формулы № 17 получим $v_N > v_{пред}$.)

Таким образом, формулы для расчета мощности двигателя из условий обеспечения требуемых динамических характеристик автомобиля есть.

Так, из формулы № 13 следует, что с ростом полной массы m автомобиля (при сохранении постоянного значения аэродинамической характеристики C_xF) потребная удельная мощность двигателя увеличивается. Например, зависимость $N_{уд_{max}} = f\left(\frac{C_xF}{mg}\right)$ для полноприводного автомобиля при $\varphi = 0{,}8$; $\psi = 0{,}015$; $S_x = 0{,}02$; $\eta_{тр} = 0{,}9$ приведена на рис. 1. Из него видно, что для реализации потенциальных динамических свойств этого автомобиля необходима удельная мощность, значительно превосходящая реально используемую.

Теперь о решении второй из перечисленных выше задач.

Мгновенный КПД представляет собой отношение полезной мощности к затраченной. Формулу № 18 для его определения можно найти из формул № 6 и 7. При этом для полноприводного автомобиля, как уже упо-

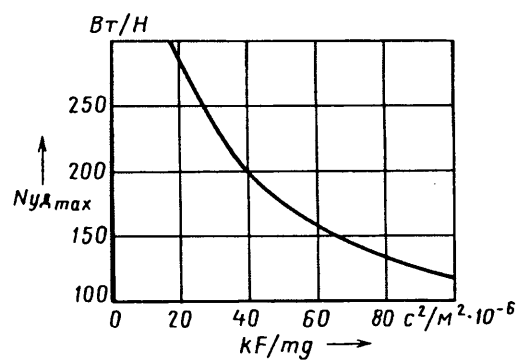


Рис. 1. Зависимость $N_{уд_{max}} = f(C_xF/mg)$ для полноприводного автомобиля при $\varphi = 0{,}8$; $\psi = 0{,}015$; $S_x = 0{,}02$ и $\eta_{тр} = 0{,}9$

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

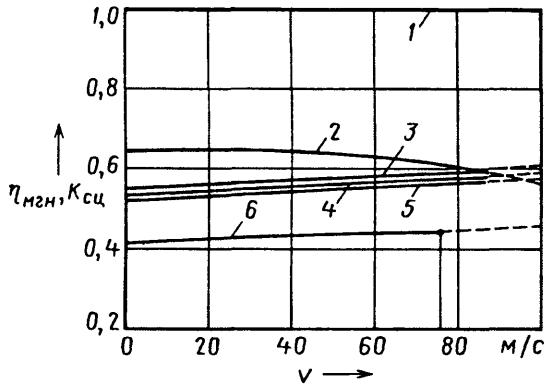


Рис. 2. Зависимость $\eta_{мгн}$ и $K_{сц}$ условного автомобиля от его скорости при разгоне и схемы его привода:

1 — значение $K_{сц}$, автомобиль полноприводный; *2* — $K_{сц}$, автомобиль заднеприводный; *3* — $\eta_{мгн}$, автомобиль переднеприводный; *4* — $\eta_{мгн}$, автомобиль заднеприводный; *5* — $\eta_{мгн}$, автомобиль полноприводный; *6* — $K_{сц}$, автомобиль переднеприводный

миналось, $K_{сц} = 1$, для заднеприводного $K_{сц}$ вычисляется по формуле № 19, а для переднеприводного — по формуле № 20. В результате значения мгновенного КПД для этих автомобилей дают соответственно формулы № 21, 22 и 23.

Для нахождения предельных скоростей движения подставим $K_{сц} = 1$ и соотношения № 19 и 20 в формулу № 11 и получим для полно-, задне- и переднеприводного автомобилей формулы № 24, 25 и 26.

Зависимости $\eta_{мгн} = \eta_{мгн}(v)$ и $K_{сц} = K_{сц}(v)$ для условного автомобиля при различных схемах привода ведущих колес приведены на рис. 2. Их анализ показывает: коэффициент $K_{сц}$ использования сцепного веса переднеприводного автомобиля ниже, чем заднеприводного; мгновенный КПД при всех рассмотренных схемах привода ведущих колес примерно одинаков и незначительно увеличивается с ростом скорости, а его значения находятся в диапазоне 0,544—0,610; предельное значение скорости $v_{пред}$ для полноприводного автомобиля составляет 112 м/с (403 км/ч), для заднеприводного — 86 м/с (310 км/ч) и для переднеприводного — 74 м/с (266 км/ч). Эти характеристики на рис. 2 изображены штриховыми линиями.

Цикловой КПД автомобиля представляет собой отношение полезной работы ($A_{полезн}$), выполненной двигателем, к энергии $W_{затр}$, затраченной им на преодоление всех перечисленных выше сопротивлений и скольжение ведущих колес. Следовательно, чтобы рассчитать $\eta_{цикл}$, нужно сначала вывести формулы для $A_{полезн}$ и $W_{затр}$. И такая возможность есть. Для этого формулы № 6 и 7 нужно записать в виде формул № 27 и 28, затем их левые части умножить и разделить на dv и получить формулы № 29 и 30, а из них, учитывая формулу № 5 — формулы № 31 и 32.

Влияние скорости v на величину коэффициента $K_{сц}$ использования сцепного веса незначительно (см. рис. 2). Поэтому формулы № 19 и 20 для автомобилей с одной ведущей осью можно записать в виде формул № 33 (для заднеприводного автомобиля) и 34 (для переднеприводного автомобиля). Интегрируя дифференциальные уравнения № 31 и 32, получим формулы № 35 и 36. Тогда формула для циклового КПД автомобиля при разгоне примет вид формулы № 37.

Расчеты, выполненные по данной формуле, показали, что скорость v_{max} практически не влияет на величину $\eta_{цикл}$. Поэтому формулу можно упростить, записав ее в виде формулы № 38. Таким образом, основной фактор, влияющий на цикловой КПД автомобиля при разгоне, — относительное буксование S_x. Для полноприводного автомобиля ($K_{сц} = 1$), заднеприводного ($K_{сц} = 0{,}615$) и переднеприводного ($K_{сц} = 0{,}420$) при $\psi = 0{,}015$; $\varphi = 0{,}8$ и $S_x = 0{,}2$ для любого значения максимальной скорости $\eta_{цикл} = 0{,}578$.

Рассмотренные выше математические зависимости дают возможность на стадии проектирования автомобиля выбирать для него двигатель такой мощности, которая обеспечит ему требуемые динамические характеристики. Причем для реализации потенциальных возможностей автомобиля на него необходимо устанавливать двигатели, удельная мощность которых значительно превышает реально используемые. Кроме того, зависимости учитывают не только сопротивление качению колес, движению на уклоне и аэродинамическое сопротивление, но и потери, связанные с буксованием ведущих колес, разгоном вращающихся масс трансмиссии. То есть эти зависимости полнее и точнее тех, которые предлагает классическая теория.

УДК 629.11.012.5

Перспективы создания боестойких шин для армейских АТС

Д-р техн. наук В.Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук М.П. ЧИСТОВ

21 НИИИ МО РФ

Анализ технического состояния российских армейских АТС показывает, что в большинстве своем они, несмотря на усилия автозаводов, требованиям войск по максимальной скорости движителя, показателям опорной проходимости, надежности и боеживучести пока, к сожалению, отвечают далеко не полностью. И виной тому чаще всего не соответствующие предъявляемым требованиям применяемые шины. Например, на дорогах с твердым покрытием они имеют высокое сопротивление качению и температуры разогрева, низкие ходимость и скрытность от технических средств разведки по ИК-излучению, а на деформируемых грунтах — плохие тягово-сцепные свойства, несоответствие нагрузочных, размерных и жесткостных параметров данным условиям. Очень опасно и то, что серийная шина, получив боевое повреждение (пробоину от пули или осколка), обеспечивает пробег автомобиля не более 2 км.

Причины такого положения известны. Это отсутствие в нормативных документах и, следовательно, в

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

технических заданиях на разработку ВАТ конкретных требований к таким показателям шин, как коэффициент сопротивления качению, радиальная жесткость и диапазон допустимых радиальных прогибов, удельная нагруженность, температура разогрева при движении АТС, интенсивность изнашивания, безопасность при проколах и боевых повреждениях; отставание от мирового уровня разработки и внедрения прогрессивных конструкций шин, технологий их изготовления, а также современных материалов, в том числе полимерных; физический и моральный износ оборудования и оснастки на заводах шинной промышленности; нестабильность качества сырья и получаемых из него материалов, используемых для производства шин. Один лишь пример, иллюстрирующий сказанное: наша ВАТ до сих пор оснащается давно изжившими себя, морально устаревшими диагональными шинами с текстильным кордом.

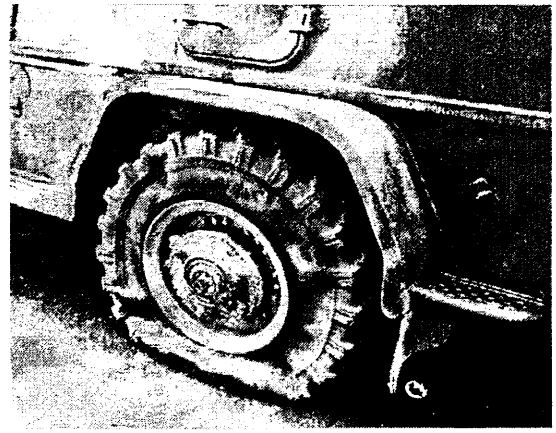
Сложившееся положение, безусловно, нужно исправить: от него во многом зависит безопасность страны. И прежде всего — предпринять меры по созданию боестойких шин. Потому что опыт боевых действий в Афганистане и Чеченской Республике доказал: с точки зрения уязвимости и поражаемости элементов конструкции, повреждение которых ведет к потере подвижности АТС, на долю шин приходится не менее 12 %. При этом от пуль и осколков пробоины получают не одна, а две—три шины, что не позволяет экипажу выйти из-под огневого воздействия противника.

Работы по созданию и исследованию опытных образцов таких шин хотя и с опозданием, но начаты. В частности, ими усиленно занимаются в 21 НИИИ МО РФ и НИИШПе. Например, специалисты 21 НИИИ работают над тремя темами — "Росток", "Водник" и "Равнина".

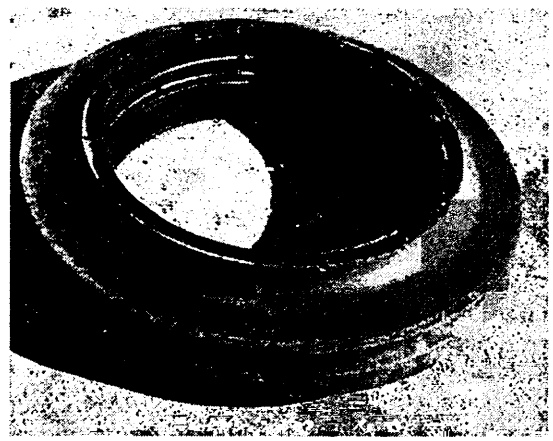
Цель первой из них — обеспечить изделиям ВАТ возможность проходить на шинах без избыточного давления 40 км со скоростью 40 км/ч или 200 км со скоростью 20 км/ч; цель второй — 50 км со скоростью 50 км/ч; третьей — проходить на шинах ''каркасного" типа при нулевом давлении в них не менее 100 км со скоростью 60 км/ч, а на внутренней опоре (при полностью разрушенной шине) передвигаться со скоростью 50—60 км/ч во всем диапазоне дорожно-климатических условий работы ВАТ.

Боле того, 21 НИИ совместно с НИИШПом разработали и исследовали опытные образцы боестойкой бескамерной радиальной шины КИ-113 (рис. 1, *а*), имеющей внутренний опорный упругий элемент 20,0—9,0 (рис. 1, *б*) и предназначенной для автомобилей семейства ГАЗ-3937. Но, к сожалению, результаты исследований этих образцов не в полной мере удовлетворяют требованиям к боестойким шинам.

Да, автомобиль, оснащенный шинами КИ-113, сохраняет подвижность без избыточного давления в них и даже полном их разрушении, т. е. при движении на внутренних опорах. Причем на всех типах дорог. Однако его максимальная скорость снижается в 2,8—3,7 раза (со 110 до 50—39 км/ч). При наличии давления в шинах и радиального зазора между опорой и шиной он ведет себя так, как и в случае серийных шин. При отсутствии избыточного давления он может передвигаться по размокшим суглинкам и сухим песчаным почвам и дорогам. Но при этом существенно, в 2,7 раза, возрастает сопротивление буксированию, в 1,3—1,5 раза — радиусы поворота и в 2 раза — тяговые показатели по сцеплению. С разрушенными же шинами в данных условиях, по сырому пахотному суглинку, заболоченной луговине, сухому сыпучему песку, снежной целине автомобиль передвигаться не в состоянии.



а)



б)

Рис. 1. Боестойкое колесо с шиной КИ-113 (а) и его упругая вставка (б)

Не все благополучно у шин КИ-113 и с ресурсом. Например, при отсутствии избыточного давления и опор они способны на скорости 30 км/ч проехать всего лишь 7—11 км. Правда, при движении на опорах, когда шины полностью разрушены, — более 150 км на скорости 30—40 км/ч.

Серийные отечественные шины, применяемые в том числе и на ВАТ, хотя и уступают шинам зарубежного производства по массе (на 10—15 %), сопротивлению качения (на 10—15 %), биению (в 1,5—2 раза) и ходимости (в 1,5—1,6 раза), но с точки зрения эксплуатации в сложных дорожных условиях находятся либо на одном уровне, либо (чаще) превосходят зарубежные аналоги. Так что КИ-113 как объект исследований — выбран правильно. Кроме того, объект сравнительно недорогой, что тоже немаловажно.

На шинах КИ-113 специалисты 21 НИИИ и НИИШПа, во-первых, инструментально оценили практическую целесообразность тенденции совершен-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ствования параметров шин, используемых в мировой практике. В частности, таких, как повышение максимальных скоростей движения АТС по всем типам дорог и местностей, опорной проходимости, безопасности движения и вообще эксплуатации, надежности (безотказности), сохраняемости, долговечности и ремонтопригодности, экологичности, снижение удельных нагрузок на опорную поверхность, уровень внешнего шума и т. д.

Во-вторых, разработали основные принципы совершенствования шин для ВАТ. Это соответствие нагрузочных, размерных, жесткостных показателей новых шин условиям эксплуатации ВАТ, снижение энергетических затрат на движение по твердым опорным поверхностям и деформируемым грунтам; повышение их тягово-сцепных показателей; улучшение проходимости, устойчивости и управляемости ВАТ в любых условиях эксплуатации; снижение температуры шин в процессе движения и улучшение топливной экономичности ВАТ и др.

В-третьих, определились с конкретными требованиями к боестойким шинам для ВАТ с различных точек зрения.

Так, по способу обеспечения радиальной нагрузки и скорости эта шина должна быть с избыточным внутренним давлением; по конструктивному построению — радиальной бескамерной; по конфигурации поперечного сечения — тороидной или низкопрофильной; по конструкции каркаса и брекера — металлокордной; с точки зрения работоспособности при повреждениях — с регулируемым внутренним давлением и внутренним ограничением деформации; по проходимости — с рисунком протектора, рассчитанным на повышенную проходимость и дающим соответствующий ей радиальный прогиб; по ободьям, на которые она монтируется: обод должен быть разъемным и герметичным, иметь резино-кордное кольцо или внутренний неподвижный ограничитель деформации, обеспечивающий надежную посадку шины и герметичность колеса.

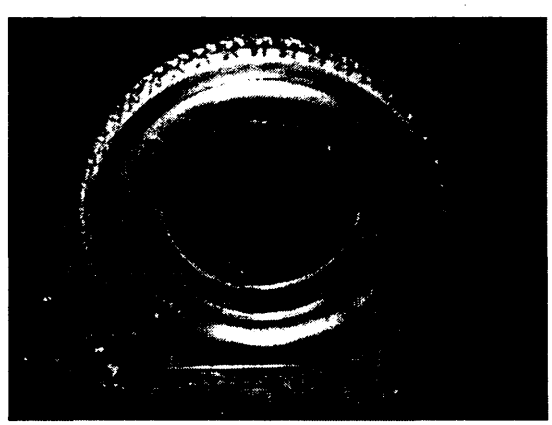
С концептуальной точки зрения наиболее перспективные, на наш взгляд, три из перечисленных требования: шина — металлокордная, обод — герметичный разъемный, внутренний ограничитель деформации — обязателен. Из чего следует, что боестойкое колесо может иметь, в принципе, три варианта исполнения: бескамерная радиальная шина с регулируемым внутренним давлением, разъемным герметичным ободом и внутренним ограничителем деформации; та же шина, частично заполненная упругим веществом, способным увеличивать свой объем при снижении внутреннего давления, герметичный разъемный обод; бескамерная радиальная шина "каркасного" типа, имеющая минимальные (3—4 % внешнего диаметра) радиальные прогибы при движении ВАТ по дорогам с твердым покрытием и максимальные (10—12 %) — при движении по деформируемым опорным поверхностям.

Не останавливаясь на двух первых решениях, поскольку они достаточно хорошо изучены и проверены практикой, рассмотрим третье, которое, с точки зрения авторов, наиболее перспективно в качестве основы создания не только боестойкой, но и вообще безопасной шины. И причина тому хорошо известна: такая шина, имея профиль, габаритные размеры и массу обычной серийной пневматической шины, может работать как при традиционном, так и пониженном внутреннем давлении, сохраняя свои характеристики на уровне оптимальных. Потому что в ней нет текстильных нитей каркаса, характерных для обычных шин: они заменены пружинящими проволоками, способными работать не только на растяжение, как нити, но и воспринимать часть радиальных нагрузок любого знака — как усилия растяжения, так и усилия сжатия и скручивания.

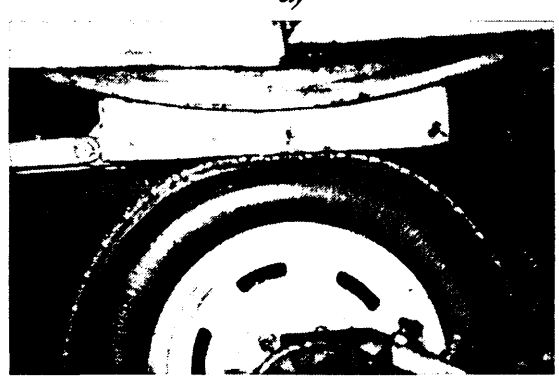
Данный вариант (рис. 2) армирования не только обоснован теоретически в 21 НИИИ, но и апробирован экспериментально в НИИШПе. Установлено: боковая и радиальная жесткости "каркасной" шины находятся на уровне хороших современных серийных шин аналогичного назначения, а коэффициент сопротивления качения на ~25 % ниже.

Выигрывает экспериментальная шина и в отношении боестойкости. Например, при стендовых исследованиях на ее боковинах и беговой дорожке были просверлены по два отверстия диаметром 12,5 мм каждое, которые имитировали повреждения пулями крупнокалиберного пулемета. Оказалось, что эти повреждения практически не влияют на скоростные и нагрузочные ее характеристики, а также ходимость.

Прошел испытания и второй вариант "каркасной" шины (рис. 3), выполненной из полиуретана на каркасе из металлической проволоки. Результаты тоже положительные. Так что есть все основания сказать,



а)



б)

Рис. 2. Общий вид (а) "каркасной" шины и ее деформации (б) при статическом нагружении

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

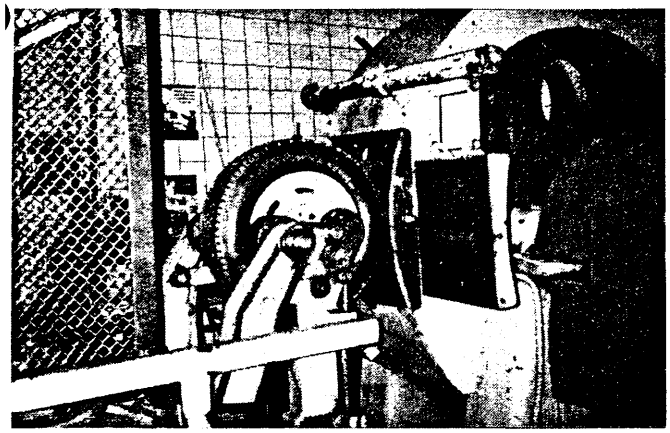


Рис. 3. Общий вид шины "каркасного" типа при стендовых испытаниях

что шины "каркасной" конструкции будут, вне всякого сомнения, со временем востребованы не только специальными ведомствами (МО, МЧС и др.), но и массовым потребителем. Причем последним шины с внутренними вставками, очевидно, не нужны: используемые ими АТС в боевых действиях не участвуют. А "каркасные" шины без вставок можно монтировать на неразъемные, т. е. дешевые, ободья.

Но "каркасная" шина (разработчики назвали ее "КТ") — дело, все-таки, будущего: для ее внедрения необходима серьезная перестройка шинного производства. И с этой точки зрения более интересна так называемая целиком металлокордная (ЦМК) шина. Тем более что в НИИШПе уже созданы и доведены более 20 ее типоразмеров, предназначенных для всех типов АТС, в том числе грузовых и легкогрузовых (коммерческих). И все они по таким показателям, как максимальная скорость, потери на качение, ремонтопригодность, ресурс, способность к утилизации, себестоимость и т. п., значительно превосходят все известные шины аналогичного назначения. Например, благодаря замене текстильного корда на металлокорд в производстве проще выдерживать их габаритные размеры и вообще конфигурацию; на 10—15 К снижается температура при движении АТС, а грузоподъемность, наоборот, повышается на ~10 %; ресурс такой шины вследствие возможности дорезания протектора и многократного его восстановления получается вдвое выше. Повышенная их износостойкость благоприятно сказывается и на экологию: в окружающую среду меньше попадает резиновой пыли. Да и свалки отслуживших свой срок шин получаются меньше.

Таким образом, из сказанного выше можно сделать несколько практических выводов, касающихся боестойкости шин, а значит, ВАТ в целом.

1. Необходимо возможно быстрее переоснастить ВАТ — перевести их с шин диагональной конструкции на бескамерные радиальные шины с металлокордным каркасом и брокерами, т. е. ЦМК-шины.

2. Постепенно осваивать производство разъемных ободьев колес, аналогичных выпускаемым для авиации, а также внутренних упругих ограничителей деформации (вставок) для бескамерных шин с металлокордным каркасом и брекером, позволяющим сохранять эффективность системы регулирования внутреннего давления в этих шинах. И, в критических ситуациях, возможность движения ВАТ при отсутствии избыточного давления в них.

3. Оснащать ЦМК-шины системами регулирования радиальных их прогибов, а протектор — развитыми грунтозацепами в плечевой части и насыщенным расчлененным рисунком — по центру беговой дорожки.

Это первоочередные задачи. В дальнейшем неизбежен переход на шины "каркасного" типа, изготовляемые не только из традиционных, но и более совершенных материалов. Причем с сохранением всех дополнительных элементов конструкции, которые перечислены выше.

УДК 656.13:004

Микропроцессорный блок управления и контроля движения автомобиля

Канд. техн. наук Н.В. КОРНЕЕВ

МГТУ "МАМИ"

Предложенная в свое время (см. "АП", 1989, № 5) М.С. Высоцким концепция автомобиля модульной конструкции становится уже реальностью. Например, фирма "Дженерал Моторс" на Парижском автосалоне 2002 г. показала новый концепт-кар "Хай-Вайр" (рис. 1), совершенно необычной модульной компоновки: все его узлы (двигатель, поворотный механизм, тормоза и пр.) упакованы в плоскую "доску" толщиной 28 см, по углам которой на амортизаторах крепятся четыре обычных колеса. Более простые модульные АТС, в том числе серийные, предлагают потребителям и другие производители.

Однако такая модульность, помимо очевидных положительных моментов, имеет и ряд отрицательных. Главный из них — необходимость оснащения такого АТС автоматизированной системой управления (контроля), т. е. системой, которая способна комплексно связывать важнейшие системы — тормоза, рулевое

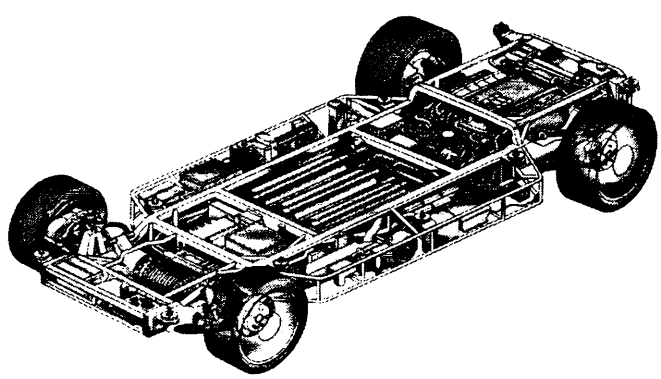


Рис. 1. Модульная база концепт-кара фирмы "Дженерал Моторс"

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

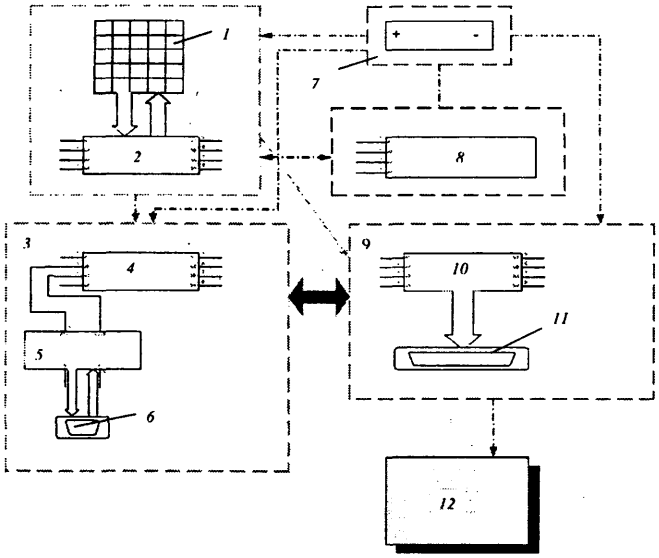


Рис. 2. Микропроцессорная система управления и контроля движения автомобиля:
1 — клавиатура; *2* — контроллер клавиатуры; *3* — исполнительный модуль; *4* — контроллер исполнительного модуля; *5* — ОЗУ исполнительного модуля; *6* — внешний порт RS232 отладки и модернизации системы; *7* — знакогенератор; *8* — LCD-экран панели управления; *9* — промежуточный модуль; *10* — контроллер промежуточного модуля; *11* — внешний порт; *12* — внешние модули

управление, "мозг" и др. Иначе говоря, неизбежное усложнение, а следовательно, повышение стоимости транспортного средства. В частности, "Дженерал Моторс" оснастила свой концепт-кар системой управления, разработанной европейской корпорацией СКФ.

Данная система управляет и контролирует модули автомобиля с помощью гибкой компьютерной сети, тоже состоящей из модулей и работающей на основе специальных компьютерных программ.

Отладка таких программ и комплексный контроль их взаимодействия с модулями механической системы автомобиля — одна из наиболее актуальных в настоящее время проблем. Для ее решения в конструкцию автомобиля приходится вводить бортовой компьютер, датчики контроля различных параметров, микропроцессорные блоки управления. Тем не менее фирмы-производители автомобильной техники внедряют в нее эти системы, потому что они решают главную проблему автомобилизации — повышают безопасность дорожного движения. Особенно если эта система — специализированная, т. е. предназначенная именно для управления и контроля движения АТС.

Типичная структура данной системы организована следующим образом (рис. 2).

К внешнему порту *11* промежуточного модуля *9* подсоединяется бортовой компьютер *12* автомобиля. Управляют системой с помощью клавиатуры *1*, расположенной на рулевом колесе. Нажатие клавиш отрабатывается в контроллере клавиатуры, после чего соответствующий сигнал передается непосредственно в исполнительный процессор, который, в свою очередь, формирует текстовые поля меню, отображаемые на LCD-экране *8* панели приборов автомобиля, имеющем встроенный знакогенератор *7*. Контроль нажатия клавиши и пересылка информации на LCD-экран организованы в исполнительном процессоре с помощью прерываний по времени.

Программа управления и контроля тоже вводится через клавиатуру и сохраняется в ОЗУ *5* исполнительного процессора. После ее запуска текст передается в этот процессор, и далее комплекс, в зависимости от выбранного режима, может либо перейти к ее исполнению, либо к ее отладке в пошаговом режиме. (В последнем случае на LCD-экране отображается системная информация о состоянии взаимодействия для каждой исполняемой команды.)

Обмен с внешними модулями осуществляется с помощью внешнего порта, расположенного на промежуточном модуле. Питание к внешнему модулю подается от бортового компьютера автомобиля через этот же порт.

Микропроцессорный блок управления и контроля, разработанные специалистами МГТУ "МАМИ" для автомобилей ВАЗ, базируется относительно внутренней системной шины, имеющей более простой, чем у существующих промышленных аналогов, интерфейс. Сделано это для облегчения работы с системой как на этапах ее разработки и отладки, так и на этапе эксплуатации.

Сама системная шина представляет собой (рис. 3) нецентрализованную 15-канальную асинхронную магистраль с рабочей частотой до 4 МГц, что позволяет модулям системы обмениваться данными независимо друг от друга. Контактные зоны магистрали выдержаны в стандарте ИСО, что, в свою очередь, облегчает ее монтаж.

В детализации системная шина имеет восемь линий данных (D0—D7), линии тактования (CLK), отклика "оппонента" (ACK), питания, а также четыре линии адреса (A0—A3), что позволяет объединять данной шиной как минимум 15 процессорных модулей, отвечающих за управление и контроль основных систем автомобиля.

Адрес на линиях A0—A3 — статический, что дает возможность использовать адресные линии так же как и сигнал "Бази" (блокировка обмена между другими компонентами системы во время передачи данных по шине).

Системная шина — модуль активный: чтобы избежать ошибок, связанных с "провалами" в магистрали, она на всех линиях постоянно поддерживает низкий уровень напряжения.

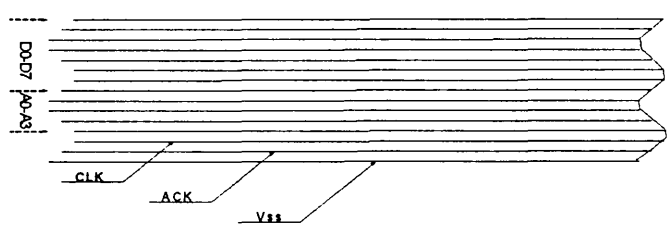


Рис. 3. Системная шина блока управления и контроля движения автомобиля

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

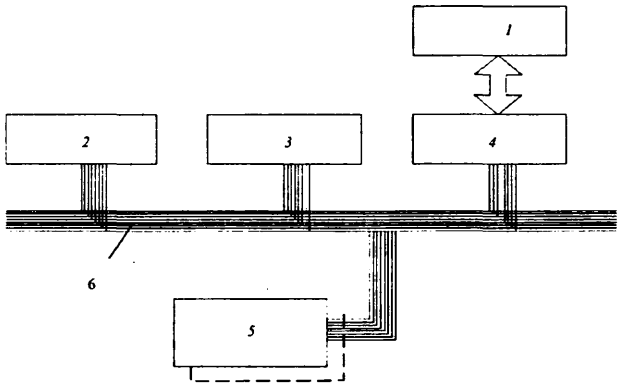


Рис. 4. Структура блока управления и контроля движения автомобиля:
1 — модуль внешний полей; *2* — основной модуль; *3* — управляющий модуль; *4* — управляемый модуль; *5* — дополнительные модули расширения; *6* — шина

Сама система управления и контроля движения автомобиля состоит (рис. 4) из трех (*2*, *3* и *4*) основных процессорных модулей, объединяемых системной шиной *6*, а также дополнительных модулей *5* расширения и внешних полей *1* элементов, присоединенных к одному из основных модулей.

Основной модуль *2* — консольный. К нему подводится пленочная 10-контактная клавиатура и LCD-экран со встроенным знакогенератором; он выполняет роль контроллера клавиатуры, обрабатывающего нажатие клавиши и формирующего ее SCAN-код, а также роль буфера дисплея, отображающего информацию, которая поступает с других процессорных модулей. То есть данный модуль представляет собой периферийный связующий адаптер для остальных модулей системы.

Модуль *3* — управляющий. Его функции — формирование "операционной системы" всего устройства в целом и меню пользователя. (В понятие "операционная система" входит код, способный прошивать и отлаживать микропроцессор управляемого модуля.)

Модуль *4* — управляемый. Он предназначен для отладки на нем программного кода, который заносится в отлаживаемый процессор посредством консольного и управляющего модулей.

Интерфейсу отлаживаемого модуля принадлежит также универсальный порт для присоединения к испытуемому процессору внешних "тестовых" полей (диодные ряды, сегментные индикаторы, шаговые двигатели и т. д.). Данный порт представляет собой вывод свободных 1/0 контактов испытуемого процессора, по которым передаются управляющие сигналы.

Система работает следующим образом.

Консольный модуль, обрабатывая нажатие клавиш на клавиатуре, подает сигнал на магистраль управляющему модулю. Шина *6* блокирует доступ других устройств к себе и устанавливает связь между управляющим и консольным процессорами. Далее управляющий процессор обрабатывает информацию с нажатой клавиши, вырабатывает код и в зависимости от результата устанавливает связь через системную шину с одним из модулей. При работе с меню управляющий процессор передает в консольный модуль новую видеостраницу, а при запуске отлаживаемой программы связь устанавливается между главным и испытуемым процессорами, после чего происходит передача кода в управляемый модуль и отладка.

Помимо автономной работы, комплекс имеет связь с персональным компьютером, которая обеспечивается той же системной шиной через стандарт RS 232, что позволяет, в случае необходимости, легко и быстро отлаживать и модернизировать готовую систему управления и контроля движения АТС.

УДК 62-82/86-52

Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения

Канд. техн. наук С.В. СОЛОДЕНКОВ,
д-р техн. наук А.С. ГОРОБЦОВ, К.И. ЛЮТИН

ВолгГТУ, РГУ туризма и сервиса

В настоящее время проблема обеспечения некоторых, причем довольно мощных, агрегатов и приборов колесных и гусеничных машин переменным напряжением становится все более актуальной. Однако для привода генератора, вырабатывающего такое напряжение, использовать обычный вал отбора мощности от основного двигателя, к сожалению, нельзя: при движении частота вращения его коленчатого вала меняется в довольно широком диапазоне, следовательно, будет меняться и частота напряжения, вырабатываемого генератором. Поэтому последний желательно присоединять к двигателю через так называемые системы постоянной частоты вращения (СПЧВ) своего выходного вала. Желательно, но невозможно: СПЧВ для наземных машин (к примеру, автомобилей), оснащенных ДВС, в настоящее время не выпускают. Хотя в авиации и на железнодорожном транспорте проблема давно и успешно решена: там есть вполне работоспособные СПЧВ. И даже не одного, а нескольких типов — пневматические, гидравлические, механические и двухпоточные гидромеханические, два из которых, гидравлические и двухпоточные гидромеханические, распространены довольно широко.

На рис. 1 представлена схема и описана работа гидромеханической СПЧВ, аналогичной авиационной, но предназначенной для наземных транспортных машин. Она состоит из гидромеханической передачи, которая связывает коленчатый вал ДВС с валом генератора и включает планетарный редуктор *3*, насос *6* и гидромотор *2*. Подача насоса регулируется гидравлическим контуром управления, который содержит управляющий золотник *8*, соединенный с центробеж-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

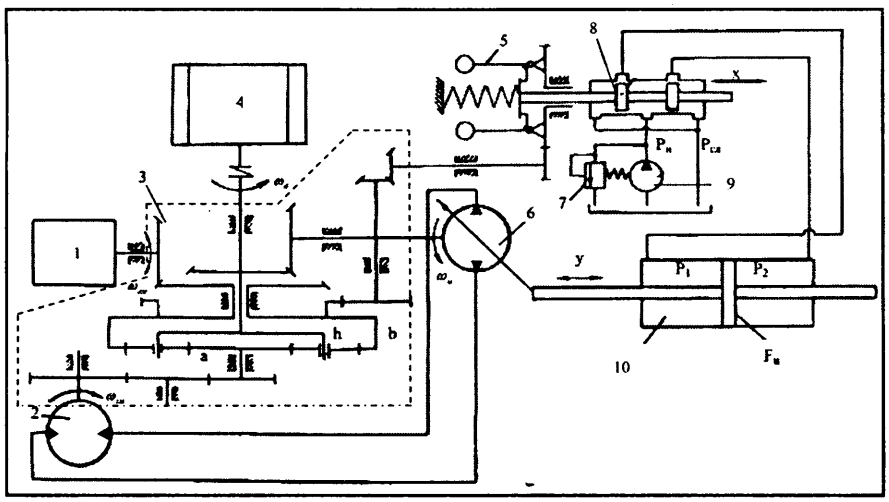


Рис. 1. Кинематическая схема СПЧВ для наземной транспортной машины:
1 — генератор переменного напряжения; *2* — гидромотор; *3* — планетарный редуктор; *4* — дизель; *5* — центробежный маятник; *6* — насос; *7* — предохранительный клапан; *8* — управляющий золотник; *9* — шестеренный насос центробежного регулятора; *10* — силовой гидроцилиндр управления

ным маятником *5*, и силовой гидроцилиндр *10* управления. При отклонении частоты $\omega_г$ вращения вала генератора *1* от заданной, в том числе из-за изменения частоты $\omega_д$ вращения двигателя коленчатого вала, данный контур изменяет подачу насоса и, следовательно, передаточное отношение всей гидромеханической передачи. В итоге заданная частота вращения вала генератора восстанавливается.

Так задумывалось. Однако испытания опытных образцов созданных СПЧВ показали: система, хорошо отработанная в авиации и на железнодорожном транспорте, на наземной машине оказывается неработоспособной. При разгоне двигателя (например, при переключении передачи) от 800 до 2500 мин$^{-1}$ за время, равное 1,2—2 с, в системе появляются незатухающие автоколебания, которые приводят к недопустимым изменениям частоты вращения вала генератора. Причем основной причиной возмущений является именно частота вращения коленчатого вала, поскольку экспериментально доказано, что изменения нагрузки генератора практически не отражаются на процессе регулирования.

Чтобы установить причины и возможность устранения данного недостатка, решили разработать и исследовать математическую модель созданной СПЧВ, т. е. оценить запас устойчивости системы и как влияют на него ее основные параметры и характеристики. При этом учитывались две, так сказать, "реперные" точки: при слабых возмущениях (например таких, которые имеют место в авиации, где разгон ТРД занимает 8—10 с) СПЧВ работает устойчиво, а при сильных, которые характерны для наземных машин, переходит в автоколебательный. То есть математическая модель должна помочь выявить все существенные нелинейности системы между этими точками и "уметь" оценить ее устойчивость.

Такая модель была разработана. Она представляет собой систему (см. таблицу) из восьми (№ 1—8) дифференциальных уравнений и полностью описывает динамическое состояние СПЧВ.

Так, уравнения № 1 и 2 — уравнения динамики объекта регулирования; № 3 — дифференциальное уравнение движения управляющего золотника; № 4, 5, 6 и 7 — уравнения неразрывности потока рабочей жидкости в контуре управления; № 8 — дифференциальное уравнение движения поршня гидроцилиндра управления.

Система учитывает существенные нелинейности системы — такие, как зона насыщения золотникового распределителя контура управления, изменение направления потока мощности между гидромашинами объекта регулирования и силу сухого трения в гидроцилиндре управления, и позволяет рассчитать закон изменения выходной величины $\omega_г$ при потребном (заданном) виде функции возмущения $\omega_д$.

Наиболее сложный динамический режим работы СПЧВ — режим разгона ДВС. На наземных транспортных средствах специального назначения в большинстве случаев ДВС — это дизель, чья разгонная характеристика достаточно точно описывается гармонической кривой. Поэтому при исследовании математической модели разработанной СПЧВ возмущение $\omega_д$ считалось именно гармоническим при $t \leqslant T/2$, задавалось в виде формулы № 9, а при $t > T/2$ — формулы № 10. (Здесь T — период гармонического возмущения.)

Очевидно, что по этим формулам можно, варьируя величинами $a_{\omega_д}$ и $\omega_{\omega_д}$, исследовать математическую модель СПЧВ при любой скорости возмущения. В частности, максимальные значения амплитуды $a_{\omega_д}$ гармонического возмущения и его частоты $\omega_{\omega_д}$ определяются предельной разгонной характеристикой дизеля. Причем разгон от минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу (ω_0^{min} = 83,8 рад./с = = 800 мин$^{-1}$) до максимально устойчивой ($\omega_д^{max}$ = = 261,8 рад./с = 2500 мин$^{-1}$) за время, равное 1,2 с, считается предельным для большинства современных дизелей и является максимально возможным возмущением СПЧВ со стороны приводного двигателя. И если кривую этого разгона, как принято выше, считать гармонической, то максимальная амплитуда ($a_{\omega_д}^{max}$) возмущения данного вида равна 89 рад./с, или 850 мин$^{-1}$, максимальная частота $\omega_{\omega_д}^{max}$ — 2,62 рад./с, или 25 мин$^{-1}$, а минимальный период T_{min} — 2,4 с.

Для решения системы уравнений разработана программа, которая позволяет интегрировать дифференциальные уравнения математической модели методом Рунге—Кутта на компьютере и выводить результаты решения в виде динамических параметров переходного процесса СПЧВ. Например, на рис. 2 показан переходный процесс в системе, рассчитанный на компьютере при воздействии на СПЧВ гармонического возму-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\omega_г \frac{q_{гм} i^h_{ав} i_{гма}}{2\pi i_{гв}} = \omega_д y \frac{q_н i_{нд}}{2\pi l} - \omega_д \frac{q_{гм} i^h_{ав} i_{гма}}{2\pi} - k_{ут} p_м - \frac{V}{2B_{см}} \dot{p}_м$	$\omega_г$ — выходная, регулируемая характеристика системы (частота вращения выходного вала, вала генератора); $\omega_д$ — входная величина системы, возмущение (частота вращения коленчатого вала ДВС, входного вала); x — перемещение управляющего золотника; y — перемещение штока управляющего гидроцилиндра; $p_м$ — перепад давления в магистралях силового гидропривода системы; $q_{гм}$ — рабочий объем гидромотора; $q_н$ — постоянная регулируемого насоса, зависящая от его геометрических параметров; $i^h_{ав}$ — передаточное отношение от солнечной шестерни к коронной при остановленном водиле; $i_{гв}$ — передаточное отношение промежуточной передачи от генератора к коронной шестерне; $i_{гма}$ — передаточное отношение промежуточной передачи от гидромотора к солнечной шестерне; $i_{нд}$ — передаточное отношение от регулируемого насоса к двигателю; $k_{ут}$ — коэффициент утечек в гидроприводе объекта регулирования; l — длина рычага механизма наклона люльки регулируемого насоса; $B_{см}$ — модуль упругости рабочей жидкости; V — внутренний объем трубопровода с подключенными к нему объемами полостей насоса и гидромотора
2	$a_{дг}\dot{\omega}_д + \frac{a_г \dot{\omega}_г}{i_{гв}} = \frac{q_{гм} i^h_{ав} i_{гма} (\eta_{ав}\eta_{гма}) \mathrm{Sign}(\omega^*_д - \omega_д) p_м}{2\pi} - \frac{N i_{гв} \eta^{-1}_{гв}}{\omega_г}$	—
3	$m_з \ddot{x} + v\dot{x} + cx + E_0 = 2m_г r_0 i^2_{шг} \frac{l_2^2}{l_1^2} \omega_г + 2m_г i^2_{шг} \frac{l_2^2}{l_1^2} \omega_г^2 x$	—
4	При $0 < x \leqslant b$ $xk_з\sqrt{\lvert p_n - p_1\rvert}\,\mathrm{Sign}(p_n - p_1) = F_ц \dot{y} + \left(\frac{V_{тр} + F_ц l_0}{B'_{см}} + \frac{F_ц}{B'_{см}} y\right)\dot{p}_1$	p_n — давление, ограничиваемое клапаном 7; p_1— давление в левой (см. рис. 1) полости гидроцилиндра; b — ширина окон в золотниковой втулке
5	При $0 < x \leqslant b$ $xk_з\sqrt{\lvert p_2 - p_{сл}\rvert}\,\mathrm{Sign}(p_2 - p_{сл}) = F_ц \dot{y} - \left(\frac{V_{тр} + F_ц l_0}{B'_{см}} + \frac{F_ц}{B'_{см}} y\right)\dot{p}_2$	p_2 — давление в правой полости гидроцилиндра; $p_{сл}$ — противодавление на сливе
6	При $-b \leqslant x < 0$ $xk_з\sqrt{\lvert p_1 - p_{сл}\rvert}\,\mathrm{Sign}(p_1 - p_{сл}) = F_ц \dot{y} + \left(\frac{V_{тр} + F_ц l_0}{B'_{см}} + \frac{F_ц}{B'_{см}} y\right)\dot{p}_1$	—
7	При $-b \leqslant x < 0$ $xk_з\sqrt{\lvert p_n - p_2\rvert}\,\mathrm{Sign}(p_n - p_2) = F_ц \dot{y} - \left(\frac{V_{тр} + F_ц l_0}{B'_{см}} + \frac{F_ц}{B'_{см}} y\right)\dot{p}_2$	—
8	$m_n \ddot{y} + k_{тр}\dot{y} + P_{тр}\mathrm{Sign}(\dot{y}) - F_ц p_1 + F_ц p_2 = 0$	—
9	$\omega_д = \omega_д^{min} + a_{\omega_д}\left[1 + \sin\left(\omega_{\omega_д} t + \frac{3\pi}{2}\right)\right]$	$\omega_{\omega_д}$ — частота гармонического возмущения; $a_{\omega_д}$ — амплитуда гармонического возмущения
10	$\omega_д = \omega_д^{min} + a_{\omega_д}$	—
11	$a^{max}_{\dot{\omega}_д} = a^{max}_{\omega_д} \omega^{max}_{\omega_д}$	—

Примечание. Названия и формулы для определения постоянных коэффициентов при переменных в уравнениях № 1—8 взяты из книги Н.И. Артоболевского и В.С. Лощакина "Динамика машинных агрегатов на предельных режимах движения" (М.: Наука, 1987), поэтому здесь не приводятся.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

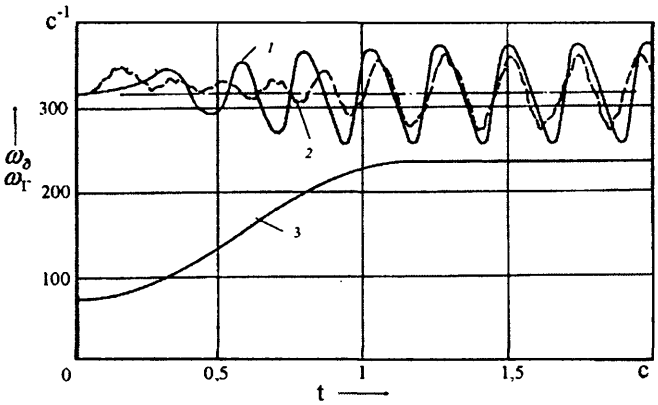


Рис. 2. Переходной процесс в математической модели СПЧВ при возмущении с максимальными параметрами:
1 — теоретическая кривая; *2* — экспериментальная; *3* — изменения $\omega_г$

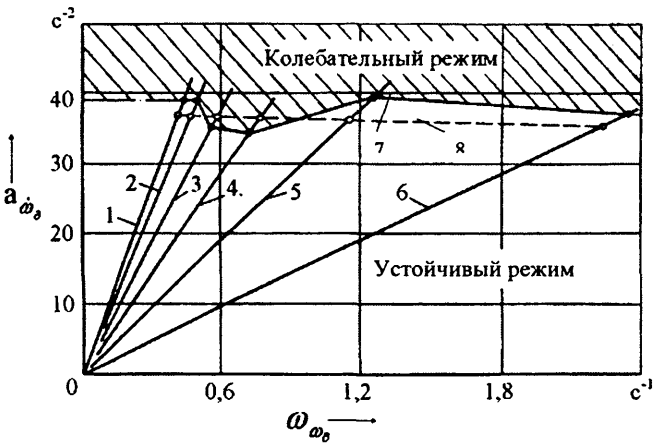


Рис. 3. Зависимость работы СПЧВ от скорости возмущения $a_{\dot{\omega}_д}$ при различных амплитудах гармонического возмущения $a_{\omega_д}$:
1 — $a_{\omega_д}$ = 89 рад./с (850 мин$^{-1}$); *2* — $a_{\omega_д}$ = 78,5 рад./с (749 мин$^{-1}$); *3* — $a_{\omega_д}$ = 62,8 рад./с (600 мин$^{-1}$); *4* — $a_{\omega_д}$ = 47,1 рад./с (450 мин$^{-1}$); *5* — $a_{\omega_д}$ = 31,4 рад./с (300 мин$^{-1}$); *6* — $a_{\omega_д}$ = 15,7 рад./с (150 мин$^{-1}$)

щения с максимальными параметрами $a_{\omega_д}^{max}$ = 89 рад./с (850 мин$^{-1}$) и $\omega_{\omega_д}^{max}$ = 2,62 рад./с (25 мин$^{-1}$). На этом же рисунке приведена кривая *3* изменения выходной величины $\omega_г$, полученная на экспериментальной установке при аналогичных условиях.

Как видно из рисунка, характер протекания теоретической (*1*) и экспериментальной (*2*) кривых практически один и тот же. Максимальная погрешность по периоду (Δ_T^{max}) установившихся колебаний составляет 9,6 %, а по амплитуде (Δ_A^{max}) — 17,3 %, что свидетельствует о достаточно хорошей сходимости теоретических и экспериментальных данных.

По результатам расчетного моделирования переходных процессов в системе была установлена скоростная граница гармонического возмущения, при превышении которой СПЧВ теряет устойчивость (кривая *7* на рис. 3). Ее сравнение с экспериментально установленной границей (кривая *8*) показывает, что максимальная погрешность $\Delta a_{\omega_д}$ в определении предельной амплитуды скорости гармонического возмущения теоретическим и экспериментальным методами составила 7,6 %.

Если судить по расчетным данным, СПЧВ начинает работать неустойчиво при предельной амплитуде скорости возмущения $a_{\dot{\omega}_д}^{пред}$ = 35,9 рад./с, или 342 мин$^{-1}$ (см. рис. 3).

Как сказано выше, параметры реального возмущения СПЧВ со стороны дизеля наземной транспортной машины, если считать его гармоническим, могут достигать максимальной амплитуды $a_{\omega_д}^{max}$ = 89 рад./с (850 мин$^{-1}$) при частоте $\omega_{\omega_д}^{max}$ = 2,62 рад./с (25 мин$^{-1}$). Этим максимальным параметрам гармонического возмущения соответствует значение амплитуды максимальной скорости возмущения, равное 233,18 рад./с или 2230 мин$^{-1}$ (подсчитывается по формуле № 11). То есть реальная максимальная скорость возмущения более чем в 6 раз превышает предельное ее значение ($a_{\dot{\omega}_д}^{пред}$ = 35,9 рад./с, или 342 мин$^{-1}$) — ту скорость, при которой система начинает работать неустойчиво. Иначе говоря, разработанная СПЧВ в условиях эксплуатации наземных транспортных машин достаточным запасом устойчивости действительно не обладает. Это лишний раз подтверждает: даже точная копия изделия, предназначенного для работы в одних условиях, как правило, не работает или плохо работает в других условиях.

Таким образом, опыт показал: чтобы разработанную СПЧВ внедрить в наземные транспортные средства, нужно создать способ повышения ее устойчивости.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.017

Теория автомобиля: от статики к динамике. Устойчивость колесной машины

Канд. техн. наук Е.И. БЛИНОВ

МГУПИ

Сформулируем устойчивость как способность колесной машины оставаться на выбранной траектории криволинейно-кругового движения (устойчивость против бокового скольжения или бокового опрокидывания при движении) либо как способность сохранять статическую устойчивость положения, здесь не рассматриваемую. В то же время существует и другое определение устойчивости, связанное с применением теоремы В.М. Ляпунова об устойчивости движения. Не приводя и без того известной формулировки этой теоремы, остановимся лишь на следующих трех ограничениях ее применения. Во-первых, возмущения налагаются только на начальные *кинематические* условия; во-вторых, временные рамки устойчивого состояния не ограничены; в-третьих, возмущения предполагаются малыми.

Представляется, что первое из перечисленных ограничений не позволяет в полной мере использовать теорему Ляпунова для сложных динамических систем, так как изменение начальных условий может привести к тому, что система будет находиться под действием других сил, в том числе и в начальный момент времени. В этом легко убедиться, рассмотрев изменение угловых скоростей $\dot{\alpha}_д$ масс ведущих и ведомых частей фрикционного сцепления автомобиля ВАЗ-1111 при разных ($\dot{\alpha}_д$ = 301 и 302 рад./с — рис. 1, *а* и *б* соответственно) начальных значениях угловой скорости коленчатого вала его двигателя. Как видим, несмотря на столь мизерное (1 рад./с) отличие, качественно система ведет себя явно асимметрично: в первом случае сцепление замыкается достаточно быстро, во втором — только на второй полуволне нарастания угловой скорости ведомых дисков. Очевидно, что в дальнейшем силовые и кинематические реакции системы, определяемые величинами независимых координат (или по Ляпунову — решениями), в обоих случаях также будут сильно отличаться.

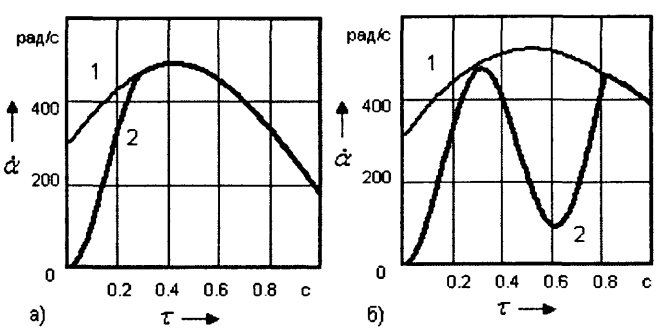


Рис. 1. Процессы изменения угловых скоростей ведущих (1) и ведомых (2) частей фрикционного сцепления при начальной угловой скорости вращения коленчатого вала 301 (а) и 302 рад./с (б)

В итоге, по Ляпунову, модель колесной машины, которой присущи представленные на рис. 1 процессы, следует признать неустойчивой. Однако дело здесь вовсе не в устойчивости, а в том, что сложно-структурированные многозвенные динамические системы, учитывающие внутренние связи, могут находиться в разных классах. Граница между ними весьма узкая: в рассматриваемом случае она проходит между значениями $\dot{\alpha}_д$, равными 301 и 302 рад./с, а в пределе — бесконечно мала (классовую теорию ДТУ разработал Е.А. Галевский). Но еще более важно то, что практика не подтверждает принадлежность колесных машин к числу неустойчивых объектов.

В целом неустойчивость динамической системы объясняется неблагоприятным сочетанием величин динамических параметров и характера изменения внешних сил, которое может привести к тому, что машина при движении сойдет с предписываемой ей траектории. Это возможно, если динамические реакции превысят некоторые предельные значения величины, формируемые параметрами системы "управляющие действия водителя—динамическая система ДТУ и подвески колесной машины—опорная поверхность", поиск граничных (разделяющих устойчивое и неустойчивое состояния) значений которых и является основной задачей устойчивости.

Так как все виды динамической боковой устойчивости связаны с криволинейным движением, модель колесной машины (см. "АП", 2008, № 6) может быть использована без каких-либо дополнений. Это позволяет достаточно подробно исследовать влияние изменения величин динамических параметров ДТУ и подвески на устойчивость движения машины на повороте.

Рассмотрим, в качестве примера, как это делается применительно к крутильной жесткости внутренних динамических связей ДТУ.

Расчеты показывают, что, во-первых, жесткость трансмиссии существенно влияет на устойчивость движения и, во-вторых, разные участки и ветви ДТУ влияют на исследуемый критерий неодинаково. Если говорить в целом, то увеличение жесткости повышает вероятность потери устойчивости по скольжению на повороте. Причем влияние изменения жесткостей участков ведущей ветви ДТУ незначительно, а из участков ведомой ветви наибольшее влияние оказывает тот из них, который имеет наименьшую крутильную жесткость и расположен ближе к ведущему колесу.

Кроме количественного изменения показателей процесса, изменение жесткости ДТУ может привести и к качественным сдвигам. Например, вычислительный эксперимент, проведенный в отношении МАЗ-5335, движущегося по спирали с почти постоянной скоростью $v_а$ = 40 км/ч и уменьшающимся с темпом 10 м/с радиусом R поворота (R_0 = 40 м), показал: при сниженной крутильной жесткости влияющего участка

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

(C_1 = 3600 Н · м/рад.) первой по условию, которое отражает формула № 1 (см. таблицу), начинает скользить задняя ось, при повышенной (C_2 = 36 000 Н · м/рад.) — передняя. Этот эффект объясняется тем, что большие значения жесткости участка способствуют увеличению момента $T_{уд}$ упругодемпфирующих сил, который на влияющем участке носит низкочастотный колебательный характер. Поэтому, когда $T_{уд}$ находится на полуволне уменьшения, снижается и величина касательной реакции, и, как показывают расчеты, уменьшается угол δ увода, что инициирует задержку темпа роста боковой реакции на ведущей оси. В результате первой начинает скользить неведущая (в данном случае передняя) ось. В заключение отметим, что критическая величина радиуса $R_{кр}$ поворота для скольжения задней оси равна 34,77 м, а передней — 33,70 м.

Логично предположить, что между двумя значениями крутильной жесткости влияющего участка, "разводящими" процесс скольжения на переднюю или заднюю ось, существует граница. И ее значение соответствует значению $C_{кр}$, при котором скользить начинают одновременно обе оси (для МАЗ-5355 при тех же параметрах движения $C_{кр} \approx 4000$ Н · м/рад.).

Таким образом, можно сделать вывод, что наряду с тривиальными параметрами влияния, такими, как скорость, радиус поворота и коэффициент сцепления, существуют и другие, в том числе крутильная жесткость влияющего участка ДТУ, изменением которой можно целенаправленно увеличивать устойчивость колесной машины.

Численный эксперимент с автомобилем МАЗ выполнен при $\varphi_y = 0{,}4$. Но если он будет больше, машина потеряет устойчивость по боковому опрокидыванию, *начало* которого описывает формула № 2, а с физической точки зрения это означает, что колеса ближнего к центру поворота борта машины теряют контакт с дорогой. И если взять те же условия и параметры, что и в эксперименте со скольжением, то граница, разделяющая скольжение и опрокидывание, соответствует $\varphi_{кр} = 0{,}84$. При этом критический радиус $R_{кр}$ оказывается равным 14,61 м.

Формула № 1 применима только к двухосной колесной машине. В многоосной же условие сохранения устойчивости по скольжению (как на повороте, так и курсовой) иное и состоит в том, что такая машина сохраняет курсовую устойчивость до тех пор, пока колеса как минимум двух осей не начнут скользить. Поэтому условие потери устойчивости по скольжению надо проверять в отношении каждой j-й оси к остальным i-м осям. Это условие заключается в том (формула № 3), что машина теряет устойчивость, если момент T_j действующих на нее всех внешних сил, включая инерционные, относительно j-й оси, превосходит сумму моментов предельных значений реакций $R_{yi\,пред}$. Если же неравенство № 3 не соблюдается как минимум для двух осей, то устойчивость будет сохранена. Но здесь следует иметь в виду, что при проверке данного условия для какой-то одной оси многоосной машины $j = i$, и тогда $b_{xj} = 0$.

В частном случае если для двухосной машины (n = 2) формула № 3 справедлива только для одной оси, то будет наблюдаться занос этой оси; если для обеих осей, то скользить вбок будет вся машина.

Модель дает возможность исследовать и курсовую устойчивость, т. е. способность машины сохранять прямолинейность траектории движения.

При невозмущенном в боковом направлении движении колесная машина описывается дифференциальным уравнением тяговой динамики. При боковой асимметрии различного вида, под которой понимается не столько воздействие внешних сил, сколько несимметричность внутренних или внешних связей (например, величин динамических параметров ветвей привода осей и бортов или радиусов колес) машина перехо-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_{yi} > R_{yi\,пред} = [(R_{ziл}\varphi_{iл})^2 - R^2_{xiл}]^{0,5} + [(R_{ziп}\varphi_{iп})^2 - R^2_{xiп}]^{0,5}$	P_{yi} — текущие значения боковых сил, которым противостоят текущие реакции R_{yi}; $R_{yi\,пред}$ — предельные значения R_{yi}; $i = 1,..., n$, n — число осей; R_z и R_x — вертикальная и касательная реакции; $\varphi = (\varphi_x^2 + \varphi_y^2)^{0,5}$ — коэффициент сцепления колеса с дорогой в направлении вращения колес, индексы "л" и "п" означают принадлежность к левому, правому бортам
2	$\sum^n R_{ziв} = 0$	—
3	$T_j > \sum_{i=1}^{n} b_{xji} R_{yi\,пред}$	b_{xji} — расстояние между i-й и j-й осями; для двухосной машины $b_{xji} = L$
4	$Э_д = 0{,}5K_\delta \dot{\delta}^2$	K_δ — коэффициент демпфирования шины в направлении угла увода
5	$\omega_c^2 (B_1\omega_c^6 - B_2\omega_c^4 + B_3\omega_c^2 - B_4) = 0$	$B_i = f(J, C)$; J и C — моменты инерции масс и жесткости крутильной динамической системы
6	$\omega_c^2 (B_1\omega_c^8 - B_2\omega_c^6 + B_3\omega_c^4 - B_4\omega_c^2 + B_5) = 0$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

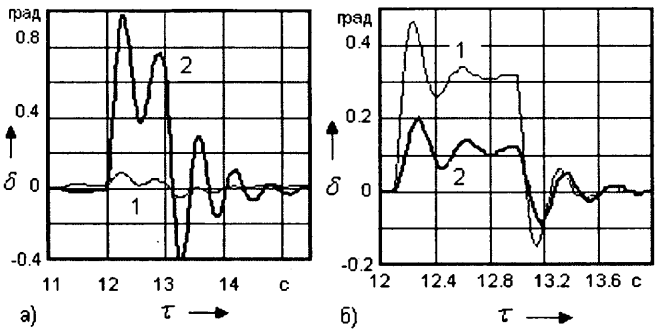


Рис. 2. Зависимость средних углов увода передних (1) и задних (1) колес автомобилей МАЗ-5335 (а) и ВАЗ-1111 (б) от времени при следующих условиях: P_y = 1800 и 700 Н, а b_{xc} = 1,0 и −0,5 м соответственно

дит на криволинейную траекторию, и тогда уже без учета динамической пространственной модели криволинейного движения не обойтись. (Разумеется, с поправкой на величины начальных значений двух параметров — радиуса поворота и углов поворота управляемых колес.)

Далее. Боковая асимметрия (при небольшой величине) и эластичность колеса — два необходимых и достаточных условия качения колеса с уводом. При циклической боковой деформации шины диссипативная часть $Э_д$ общей энергии (рассчитывается по формуле № 4) превращается в тепловую (нагрев шины). Ссылаясь на безвозвратную потерю энергии, некоторые авторы полагают, что курсовой угол γ необратимо изменяется, т. е. система неустойчива по курсовому углу. Другими словами, считается, что шина после деформации полностью не восстанавливается. На самом деле это не так. Энергия $Э_д$, как и любая затратная составляющая энергетически равновесной системы, восполняется за счет вносимой в систему энергии сгорающего топлива.

Сказанное подтверждается рис. 2, на котором приведено изменение формирующих угол γ средних углов $\delta_i = (\delta_{iв} + \delta_{iн})/2$ увода передних и задних колес автомобилей МАЗ-5335 и ВАЗ-1111 при приложении боковой сосредоточенной импульсной силы P_y на плече b_{xc} относительно центра масс в течение времени $\Delta\tau = 12 \div 13$ с; v_a = const. Причем для МАЗ-5335 расстояние b_{xc} имеет знак "+", т. е. сила приложена сзади центра масс, что сделано с целью получения общности картины, так как в данном случае увод передних колес меньше увода задних, и, следовательно, машина имеет излишнюю поворачиваемость.

Как видно из рисунка, в обоих случаях тенденция к восстановлению нулевого значения угла увода после снятия боковой нагрузки очевидна. То есть тезис о необратимости изменения курсового угла при качении колесной машины с уводом не подтверждается.

При превышении боковыми силовыми возмущениями некоторых значений увод перерастает в занос, разворот или опрокидывание, при которых курсовой угол неконтролируемо и необратимо возрастает, а курсовая устойчивость теряется. При этом условия потери устойчивости, отраженные формулами № 2 и 3, остаются в силе.

Другой проблемой, которую приходится решать при оценке устойчивости многозвенных динамических систем, является частотный анализ, т. е. отыскание частот ω_c, форм и амплитуд собственных колебаний таких систем.

Данная проблема напрямую относится к устойчивости, но в классической "одномассовой" версии теории автомобиля решить ее невозможно. Рассмотрим определение только частот и форм колебаний, поскольку их амплитуды вычисляются непосредственно при решении системы общих дифференциальных уравнений. Сделаем это для трех-, четырех- и пятимассовой систем ведущей ветви ДТУ с присоединенной к маховику маховой массой автомобилей ВАЗ-1111 с двухцилиндровым ДВС (n = 3), МАЗ-5335 с V-образным шестицилиндровым двигателем, приведенным к четырехмассовой системе (n = 4), и автомобиля 6×6 полной массой 7500 кг, оснащенного четырехцилиндровым рядным ДВС (n = 5). Величины n > 5 не берем, поскольку Е.С. Веселый установил (см. "АП", 1965, № 12), что уточнение частот низших форм колебаний при n > 5 весьма несущественное.

Для отыскания ω_c четырех- и пятимассовой систем выведены частотные уравнения (для n = 3 зависимость известна) — формулы № 5 и 6. В результате их ЭВМ-решения методом подбора найдены ω_c по передачам в коробках передач, что вместе с разработанным способом построения форм колебаний дает относительно простой графоаналитический метод их исследования.

Такое исследование выявило ряд интересных для практики обстоятельств. В частности, показало: первые собственные частоты колебаний колесных машин разных классов отличаются мало; для разных форм узлы колебаний могут накладываться или находиться в разных сечениях вала; в рамках одной формы узлы могут совпадать или не совпадать по времени; иногда наблюдается безузловая форма колебаний. Установлено также, что приведенные выше частотные уравнения могут быть применимы и к ДТУ в целом.

В заключение отметим, что интерес к проблеме устойчивости, понимаемой в самом широком смысле, в том числе и в отношении динамических многозвенных систем, всегда был значителен. Но сегодня эта проблема получает дополнительное содержание, связанное с энергосбережением. Дело в том, что вносимая в систему энергия при неблагоприятном сочетании динамических ее параметров может подпитывать колебательный процесс при минимуме полезной работы. Кроме того, классическая интерпретация устойчивости как способности оставаться на выбранной траектории также может быть дополнена исследованием влияния динамических параметров. Иначе говоря, свойство "устойчивость колесной машины при учете динамических взаимодействий системы" приобретает новые, весьма полезные оттенки.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.4.077

Износ разжимного кулака и тормозные характеристики автомобиля

Д-р техн. наук В.Г. ШИБАКОВ, Д.Л. ПАНКРАТОВ, А.И. ШВЕЁВ, Т.В. АСТАЩЕНКО

Камская ГИЭА

В процессе эксплуатации первоначальные размеры, форма, объем, масса и механические свойства сопряженных деталей машин изменяются. Причем доказано, что 85—90 % деталей выходят из строя в результате их изнашивания и только 10—15 % — из-за коррозии и по другим причинам. Поэтому специалисты основное внимание уделяют именно проблеме изнашивания. И авторы данной статьи с этой точки зрения не исключение. С той лишь разницей, что занялись не проблемой вообще, а применительно к конкретной детали — разжимному кулаку (сталь 45) тормозного механизма автомобиля. В ходе исследований установлено следующее.

Линейные и угловые замеры, выполненные по эвольвенте головки разжимного кулака (рис. 1), выявили, что износ наблюдается только по выпуклой ее стороне, причем он максимален при угле $\alpha = 90°$. Например, как видно из табл. 1, при данном угле радиус R по эвольвенте у новой детали составляет 37,5 мм, а после пробега 98 тыс. км — 34,25 мм, т. е. уменьшился на 3,25 мм. Тогда как, скажем, при $\alpha = 50°$ — вообще не изменился, а при $\alpha = 130°$ стал меньше всего лишь на 0,6 мм.

Металлографический анализ показал (рис. 2), что структура поверхностного слоя в зоне максимального износа представляет собой ферритоперлитное строение. При этом закаленной ТВЧ слой на изношенной детали отсутствует, что свидетельствует о его полном разрушении в процессе эксплуатации. В тех же зонах, где износ меньше, или его вообще нет, толщина упрочненного слоя составляет не менее 3,2 мм. Однако микротвердость на поверхности ниже, чем в глубине слоя (рис. 3).

В целом исследования доказали: износ кулака в ходе эксплуатации автомобиля незначителен, но тем не менее он есть, вследствие чего эффективность торможения снижается, что, в свою очередь, увеличивает риск ДТП.

Подтвердили они и то, что чем больше угол β поворота разжимного кулака, тем медленнее срабатывает тормозной механизм и тем длиннее тормозной путь автомобиля. Причем максимальное время срабатывания, а значит, и увеличенный тормозной путь соответствуют наибольшему углу β, который достигается при предельном износе тормозных накладок. Это хорошо видно из рис. 4: чтобы колодки соприкоснулись с барабаном, изношенный разжимной кулак должен повернуться на 9° больше, чем кулак неизношенный ($\Delta\beta = 90° - 81° = 9°$).

Чрезмерное увеличение износа разжимного кулака ведет и к другим нежелательным последствиям — сни-

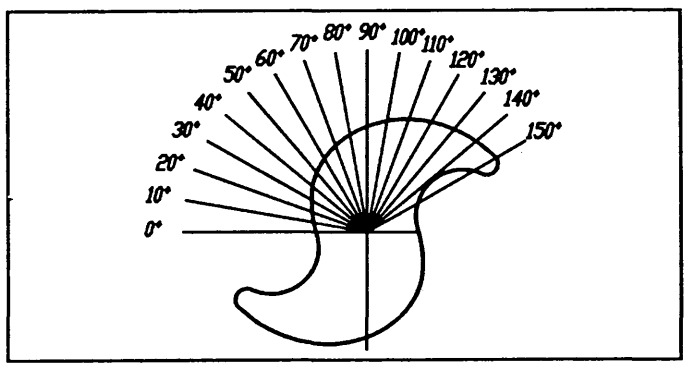


Рис. 1. Изнашивание поверхности кулака и точки измерения величин износов

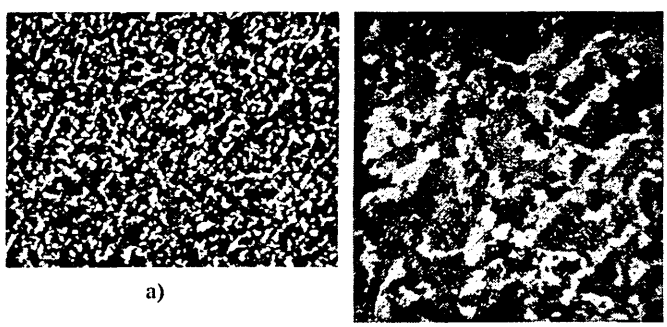


Рис. 2. Микроструктура поверхности кулака в зоне максимального его износа при увеличении в 100 (а) и 500 (б) раз

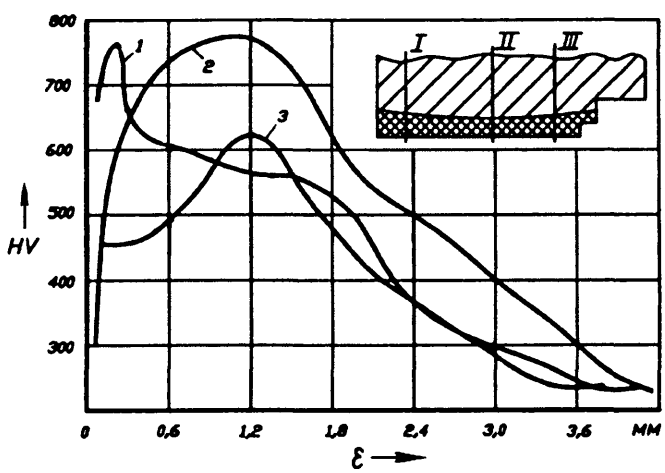


Рис. 3. Распределение микротвердости (HV) в разных зонах головки кулака по глубине закаленного слоя детали после пробега 98 тыс. км:

1 — зона I; *2* — зона II; *3* — зона III

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 1

α, град.	Радиус, мм, кулака при пробеге тыс. км				
	—	25	50	75	98
50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50
60	30,00	29,90	29,70	29,36	28,70
70	32,50	32,32	31,99	31,42	30,30
80	35,00	34,78	34,37	33,65	32,25
90	37,50	37,24	36,75	35,91	34,25
100	40,00	39,79	39,39	38,70	37,35
110	42,50	42,50	42,01	41,45	40,35
120	45,00	45,00	45,00	44,56	44,10
130	47,50	47,50	47,50	47,50	46,90

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$t_{ср} = \frac{S}{v}$	S — расстояние, которое проходит точка A разжимного кулака до соприкосновения с роликом; v — скорость вращения разжимного кулака — величина постоянная
2	$S = \frac{\pi R \beta}{180}$	R — радиус вращения кулака; β — угол его поворота
3	$v = \frac{S_0}{t_0}$	S_0 — расстояние, которое проходит точка соприкосновения кулака с тормозными колодками нового тормозного механизма; t_0 = = 0,05 с = const — время срабатывания тормозного механизма с новыми разжимным кулаком и тормозными колодками
4	$t_{100} = \frac{S_{100}}{v}$	t_{100} — время срабатывания кулака с пробегом около 100 тыс. км; S_{100} — расстояние, которое проходит изношенный, т. е. после пробега 100 тыс. км, кулак до соприкосновения с тормозными колодками
5	$t_{T_0} = \frac{v_к - v_0}{a_{уст_0}}$	—
6	$t_{T_{100}} = t_{T_0} + \Delta t_{100}$	—
7	$a_{уст_{100}} = \frac{v_к - v_0}{t_{T_{100}}}$	—
8	$L_0 = v_0 t_0 + \frac{a_{уст_0} t_{T_0}^2}{2}$	—
9	$L_{100} = v_0 t_{T_{100}} + \frac{a_{уст_0} t_{T_{100}}^2}{2}$	—

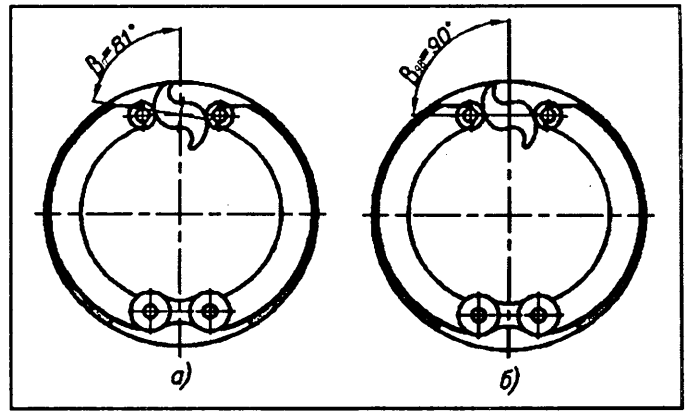


Рис. 4. Схема работы тормозного механизма с новым (а) и изношенным (б) разжимными кулаками

жению быстродействия и синхронности работы тормозного привода, эффективности и бортовой равномерности торможения, увеличению расхода рабочего тела (сжатого воздуха). Но главное же, конечно, что от величины угла поворота β разжимного кулака зависит время срабатывания тормозного механизма и разумеется, длина тормозного пути. При этом время $t_{ср}$ срабатывания разжимного кулака, т. е. тормозов, определяется по формуле № 1 в табл. 2. В свою очередь, величина S рассчитывается по формуле № 2, а v — по формуле № 3.

Воспользовавшись этими формулами и табл. 1, легко подсчитать, что для нового тормозного механизма, например, при α = 50°, значение S_0 = = 30,75 мм, v = 614,9 мм/с. С изношенным же разжимным кулаком S_{100} = 59,8 мм, а время срабатывания тормозного механизма дает, очевидно, формула № 4. В нашем случае t_{100} = 0,097 с. То есть из-за увеличения угла β на 44,4° время срабатывания тормозного механизма практически удвоилось — Δt_{100} = 0,047 с.

Эффективность рабочей тормозной системы оценивается, как известно, по длине тормозного пути и установившемуся замедлению. Авторы подсчитали, как изменяются эти параметры по мере износа разжимного кулака. В результате оказалось, что при торможении автомобиля с новым тормозным механизмом на скорости v_0 = 40 км/ч, как того требует методика оценки эффективности тормозной системы грузового автомобиля, установившееся замедление $a_{уст_0}$ равно 5,61 м/с^2, а время торможения t_{T_0} до полной остановки составляет 1,980 с (формула № 5). Тогда как время $t_{T_{100}}$ торможения автомобиля с изношенным разжимным кулаком (его дает формула № 6) равно 2,027 с, а установившееся замедление — 5,48 м/с^2 (формула № 7).

Что касается тормозного пути $L_т$ автомобиля, то с его определением проблем тоже нет.

Так, с новым тормозным механизмом его дает формула № 8, а с изношенным — формула № 9. Расчет по ним дал следующие цифры: L_0 = 11,0 м, L_{100} = 11,262 м. То есть тормозной путь автомобиля в результате износа разжимного кулака стал длиннее на 0,262 м. Причина, как сказано выше, — увеличение угла β поворота разжимного кулака до соприкосновения с разжимным роликом.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 665.753.34

Цетаноповышающие добавки для дизельного топлива

А.С. ЛЫТКИН, д-р техн. наук О.Ю. БЕГАК

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России,
ФГУП "ВНИИМ имени Д. И. Менделеева"

Пожарные автомобили — основное техническое средство государственной противопожарной службы. Именно они обеспечивают доставку сил и средств к месту пожара, его тушение, спасение людей и материальных ценностей. И так сложилось исторически, что все эти автомобили в МЧС России — дизельные. Почему — очевидно: дизель, как правило, мощнее бензиновых ДВС с искровым зажиганием, что крайне важно при форсированном движении к месту вызова и боевой работе. Ведь от величины эффективной мощности зависят максимальная скорость движения автомобиля, подача насоса, работа генераторов и т. д. Но от пожарного автомобиля потребуется еще и возможно более короткое время на его подготовку к движению, т. е. пуск и прогрев. А оно, как известно, зависит от цетанового числа дизельного топлива. Поэтому понятно, что повышение данного числа для специалистов МЧС представляет собой не столько теоретическую, сколько практическую задачу. И они работают над ее решением. В частности, исследуют возможности (эффективность) различных высокоцетановых добавок к отечественным дизельным топливам, летние марки которых имеют цетановые числа в пределах 47—51, зимние — 45—49 и арктические — 38—40. С тем, чтобы довести эти числа до уровня требований Всемирной топливной хартии, согласно которой цетановое число дизельных топлив первой категории должно составлять 48 ед., а топлив третьей категории — 55 ед. (Заметим, что в перспективе следует ожидать появления мощных дизелей, рассчитанных на использование топлив с еще большими, до 58—60 ед., цетановыми числами.)

Что касается авторов данной статьи, то они провели исследования трех конкретных марок дизельного топлива, выпускаемого Киришским НПЗ — ДЗ-0.2минус35, ДЛ-0.2-40 и ДЛ-0.2-62, а в качестве добавок к нему применяли изопропилнитрат (ИПН), изготовленный в соответствии с ТУ 6-14-944—73, а также трет-бутилгидропероксид (ГПТБ) и гидропероксид кумила (ГПК). Полученные при этом результаты приведены в таблице.

Дизельное топливо	Присадка	Концентрация добавки, мас. %	Цетановое число топлива
ДТЛ-0.2-62	—	—	48
ДТЛ-0.2-40	—	—	48
ДТЗ-0.2 минус 35	—	—	45
ДТЗ-0.2минус35	Изопропилнитрат	0,5	54
ДТЛ-0.2-62	То же	2	65
ДТЛ-0.2-40	—"—	2	59
ДТЗ-0.2минус35	Гидропероксид кумила	1	**60**
ДТЗ-0.2минус35	То же	0,5	56
ДТЛ-0.2-40	—"—	1	58
ДТЛ-0.2-62	—"—	1	57
ДТЗ-0.2минус35	Трет-бутилгидропероксид	0,5	56

Как видим, все добавки (присадки) оказались достаточно эффективными: цетановые числа как летних, так и зимних марок дизельного топлива возросли на 9—17 ед. При этом, как видно на примере зимнего дизельного топлива, добавки гидропероксидов оказались эффективнее добавок изопропилнитрата (возрастание цетанового числа на 11 ед. против 9). При одинаковой (1 %) концентрации добавленного гидропероксида кумила наибольший (на 15 ед.) рост цетанового числа имеет место у зимнего дизельного топлива, наименьший — у летнего марки ДТЛ-02-62 (на 9 ед.).

Таким образом, экспериментально доказано, что изопропилнитрат, трет-бутилгидропероксид и кумилгидропероксид в концентрации 0,5—2 % служат эффективными цетаноповышающими добавками к зимним и летним дизельным топливам отечественного производства. Причем для экспрессного повышения цетанового числа в дизельное топливо достаточно добавить 0,5 % любого из исследованных соединений: уже при таком количестве цетановое число исходного дизельного топлива возрастает на 8—9 ед.

УДК 629.114.4:004.89

Метод нейронечеткой идентификации технического состояния гидромеханических передач

Канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет

Для определения технического состояния механизмов автотранспортных средств целесообразно использовать новые информационные технологии и элементы искусственного интеллекта. Это — новый уровень автоматизации диагностирования. Что позволяет устранить многие недостатки и снять ряд ограничений, присущих традиционно используемым методам и способам диагностирования.

В Белорусско-Российском университете разработаны метод интеллектуального диагностирования и программное обеспечение, дающее возможность оценивать (диагностировать) техническое состояние любой из систем мобильной машины в реальном масштабе времени. Более того, они способны на основании анализа изменений параметров в переходных процессах сформулировать выводы о причинах появления этих изменений в виде, понятном персоналу, обслуживающему данную систему.

Для решения задачи одновременно использованы элементы двух интеллектуальных технологий — средства нечеткой логики и нейронных сетей. От первой взяты нелинейные принципы формирования выводов (с их помощью моделируются рассуждения экспертов в рассматриваемой проблемной области, — т. е. конкретного механизма АТС), а новая информационная технология ANFIS, основанная на адаптивных нейронечетких системах, позволила автоматизировать процесс проектирования систем диагностирования, использующих интеллектуальные технологии.

Разработанный метод назван *методом нейронечеткой идентификации*. Он предполагает создание нейронечеткой модели, которая способна интерпретировать регистрируемые численные значения контролируемых параметров, поступающих от микропроцессора или бортового компьютера, и анализировать причины появления переходных режимов работы механизмов АТС, оценивая соотношения между изменениями параметров векторов входа $\bar{X}$ и выхода $\bar{Y}$ некоторой системы. Модель имеет два варианта работы.

В *первом из них* создаваемая нейронечеткая сеть аппроксимирует выход моделируемого объекта при его исправном техническом состоянии. Иначе говоря, параметры сети настраиваются на выборках реальных переходных процессов в исправном механизме. Значения этих параметров считаются

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

базовыми, т. е. принимается утверждение: начальный установившийся до появления переходного процесса режим работы является нормальным и соответствует исправному техническому состоянию объекта. Практическая возможность реализации данного варианта в реальном масштабе времени обеспечивается обычными средствами регистрации параметров, применяемыми в автомобильной электронике.

Во *втором варианте* нейронечеткая сеть идентифицирует конкретные неисправности объекта при условии, что она была предварительно обучена распознавать тот или иной отказ либо неисправность. Для чего используются классические математические принципы обучения нейронных или нейронечетких сетей.

В данной статье рассматривается второй вариант, т. е. диагностирование путем нейронечеткой идентификации. Оно, согласно рассматриваемому методу, включает несколько этапов, каждый из которых представляет собой отдельную научно-техническую задачу, чье успешное решение зависит от требований заказчика, его готовности оснащать механизмы и объекты современными системами диагностирования, степени технической оснащенности предприятий, специализирующихся на изготовлении либо эксплуатации транспортных средств, а также экономических и других факторов.

Рассмотрим эти этапы на примере диагностирования гидромеханической передачи.

Первый из этапов — сбор информации по отказам и неисправностям ГМП. В его ходе на основе эксплуатационной статистики, заключений экспертов и других достоверных источников информации формируется **база знаний**, которая представляет собой совокупность обучающих выборок, характеризующих признаки и проявления неисправностей. В нашем случае — неисправностей ГМП (см. таблицу).

Сформированная таким образом база знаний (число ее продукционных правил для описания технического состояния отдельного механизма может составлять несколько десятков, а для целого АТС — сотен) используется при обучении нейронечетких сетей "умению" распознавать неисправности.

Второй этап — создание нейронечеткой модели. Она, как уже упоминалось, образуется на основе симбиоза нейронной сети и средств нечеткой логики. Ее входами служат (рис. 1) информационные переменные $\bar{X}$ (диагностические параметры), описанные функциями принадлежности $\bar{a}_{ij}$, $i = \overline{1, N}$, $j = \overline{1, M}$, где N — число информационных переменных, M — число лингвистических переменных по каждому параметру. В качестве выхода сети вектора $\bar{Y}_i$ могут выступать различные критерии, определяющие показатели эффективности, качества и безопасности функционирования механизмов ГМП (КПД, вибрации, пульсации давления, утечки и т. д.).

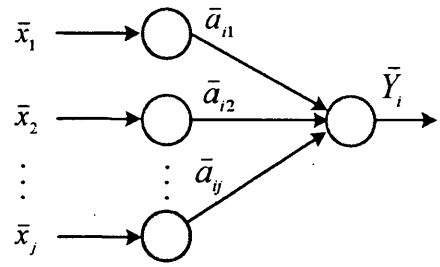


Рис. 1. Модель нейронечеткой сети

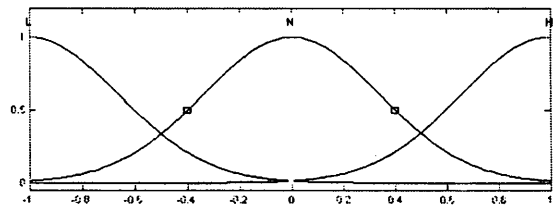


Рис. 2. Нечеткая переменная $\bar{a}_{ij}$, представленная гауссовыми функциями принадлежности для термов L (низкая), N (нормальная) и H (высокая)

Для преобразования четких сигналов в нечеткий вид диагностические параметры фазифицируются. Пример такого описания диагностического параметра $\bar{a}_{ij}$ тремя (L, N, H) термами лингвистической переменной приведен на рис. 2.

Элемент ГМП	Симптом неисправности (диагностический параметр)	Причина неисправности
Гидропривод	1. Резкое изменение (уменьшение) давления в главной магистрали при включении передачи	1.1. Недостаточный уровень масла в передаче 1.2. Изношены или повреждены уплотнения цилиндров фрикционных муфт, ведущего вала в ступице ГДТ или распределителей
	2. Отсутствие давления в главной магистрали	2.1. Неисправность насоса или его привода
	3. Давление в главной магистрали при нейтральном положении пульта управления (рычага переключения передач) на 0,2 МПа или более меньше требуемого при минимальной частоте вращения коленчатого вала ДВС	3.1. Недостаточный уровень масла в передаче 3.2. Заклинивание золотника или толкателя редукционного клапана 3.3. Засорение фильтра электрического маслосборника 3.4. Заклинивание шестерен насоса или скручивание ведущего вала 3.5. Скручивание соединительного вала привода насоса
Гидротрансформатор	4. Давление масла в гидротрансформаторе отсутствует или оно меньше нормы	4.1. См. пп. 3.1—3.5 (при уменьшении или исчезновении давления в главной магистрали) 4.2. Нарушено уплотнение (износ) ступицы насосного колеса 4.3. Заклинивание золотника регулятора давления (клапана) в ГДТ
	5. Резкое повышение температуры масла в гидротрансформаторе при движении АТС по горизонтальному участку	5.1. Повреждены детали ГДТ (наличие алюминиевой стружки в фильтрах или поддоне) 5.2. Повреждены детали в редукторной части коробки передач 5.3. Повышенный уровень масла в ГМП 5.4. Засорение фильтрующих элементов
Система управления переключением передач	6. Не включается ступень коробки передач	6.1. Неисправен пульт управления 6.2. Заклинивание золотника золотниковой коробки передач 6.3. Нарушение регулировки привода переключения передач 6.4. Повреждение фрикционной муфты

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Для нейронечеткого моделирования использовался пакет прикладных программ Fuzzy Logic Toolbox программного обеспечения MATLAB 7.0. Аппроксимирующая модель включает в себя программу с расширением ***.fis**, основанную на представлении входных параметров базы нечетких правил нечеткими переменными, и программы формирования тестирующих и обучающих данных ***.m** на основании реальных процессов функционирования ГМП. При использовании модели в режиме реального времени исходные данные об изменении параметров ГМП поступают, как сказано выше, от микропроцессора или бортового компьютера.

Структура адаптивной нейронечеткой сети ANFIS, аппроксимирующей выход диагностической системы, показана на рис. 3. Число ее входов, очевидно, равно числу используемых диагностических параметров.

Третий этап — обучение нейронечеткой модели. Для этого на ее вход подают совокупность пар обучающих выборок (численных данных), характеризующих сочетание диагностических параметров для разных технических состояний механизмов ГМП. Значение, получаемое на выходе сети, соответствующим образом интерпретируется.

Время обучения модели, приведенной на рис. 3, с использованием компьютера Athlon 1133 с операционной системой Windows XP Professional и установленной вычислительной системой MATLAB 7.0 составляет всего 10 с. Результат ее обучения — рис. 4, где кружками обозначена совокупность обучающих данных, а звездочками — результаты, генерируемые обученной нейронечеткой сетью. Как видим, результат обучения был достигнут в течение 10 эпох (итераций).

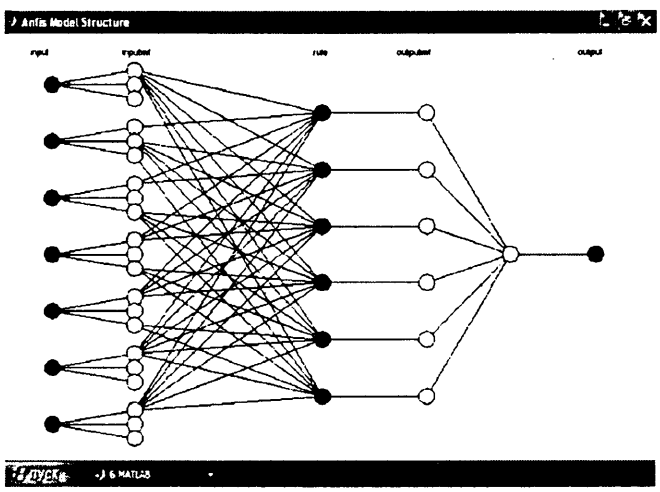


Рис. 3. Сгенерированная адаптивная нейронечеткая сеть ANFIS

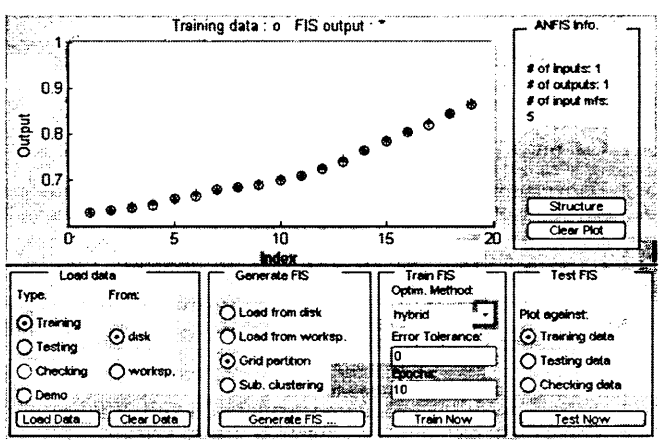


Рис. 4. Результаты обучения нейронечеткой сети ANFIS

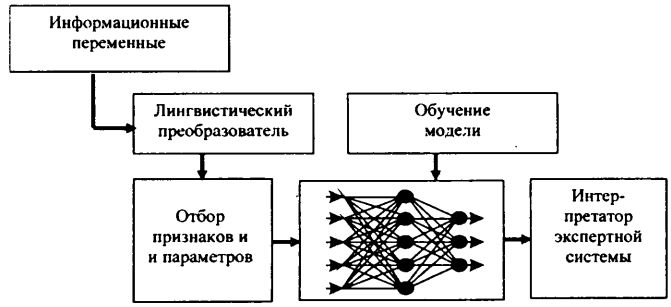


Рис. 5. Структурная схема интеллектуальной системы диагностирования

Рис. 6. Окно просмотра системы диагностирования ГМП

Четвертый этап — заключительный в процессе определения технического состояния элементов ГМП. Его содержание — нейронечеткая идентификация и вывод заключения, т. е. получение технического диагноза. При этом на вход сети подается информация о параметрах, характеризующих реальные процессы в ГМП. Причем для удобства пользователя числовая информация, получаемая на выходе сети, подвергается дополнительной интерпретации и выдается, к примеру, в вербальном виде (лингвистической форме).

Структура системы диагностирования, использующей при выводе технического диагноза рассмотренный метод нейронечеткой идентификации, приведена на рис. 5, а на рис. 6 — окно просмотра, в котором информация о техническом состоянии механизмов ГМП для одного из режимов ее функционирования выведена именно в вербальном виде. Кроме того, в окно просмотра выводится и графическая информация, причем для двух режимов — управления или диагностирования. Наконец, в специальные строки-окна выводятся и другие самые различные сообщения о видах и наименованиях диагностических и контролируемых параметров, их текущих значениях, предупреждения о возникновении нештатных ситуаций либо достижении параметрами их критических значений и т. д.

Достоинства рассмотренного метода очевидны. Это возможность получения и использования сколь угодно широкой, а значит, достоверной базы знаний; быстрота обработки информации; высокая точность получаемого технического диагноза; диагностирование технических систем в режиме реального времени; возможность нормативного диагностирования на специализированных постах, СТО, в условиях АТП и т. д.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.1.036

Аналитический метод расчета спицевого колеса современного легкового автомобиля

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН

МГТУ "МАМИ"

Как известно, на первых автомобилях применялись спицевые, в основном деревянные, колеса, унаследованные от конно-гужевых видов транспорта. Однако повышение грузоподъемности и скоростных свойств автомобиля заставило отказаться от деревянных колес и перейти на металлические со штампованным сплошным диском, обладающим хорошей приспособленностью к технологии крупносерийного производства. Но они, обладая повышенной прочностью и жесткостью, уступали, естественно, деревянным по массе. Поэтому для скоростных комфортабельных легковых автомобилей нашли альтернативу — колеса из легких, преимущественно алюминиевых, сплавов, технология изготовления которых позволяла существенно улучшить дизайн этой видовой детали, а также, что особенно важно, придать колесу объемную форму. В результате чего повысились прочность и жесткость и одновременно существенно снизилась его масса. Более того, если проанализировать современные конструкции легкосплавных колес, то становится очевидным: в настоящее время все более усиливается тенденция применения колес спицевых типов (рис. 1). И это вполне объяснимо: во-первых, такие колеса достаточно эффективны с точки зрения прочности и жесткости; во-вторых, полнее отвечают требованиям дизайна; в-третьих, предпочтительнее в связи с возрастающими (из-за увеличивающихся посадочных диаметров современных низкопрофильных шин) размерами колеса.

Таковы факты. Но они породили одну довольно серьезную с теоретической и практической точек зрения проблему. Ее суть, если коротко, — отсутствие научных основ расчета и проектирования автомобильных спицевых колес. Хотя, конечно, экспериментально-аналитические расчетные методы одного из главных элементов его конструкции, обода, есть. (Они основываются на относительно простой расчетной модели обода как оболочки вращения, которая находится под воздействием осесимметричной стационарной нагрузки, обусловленной давлением воздуха в шине.)

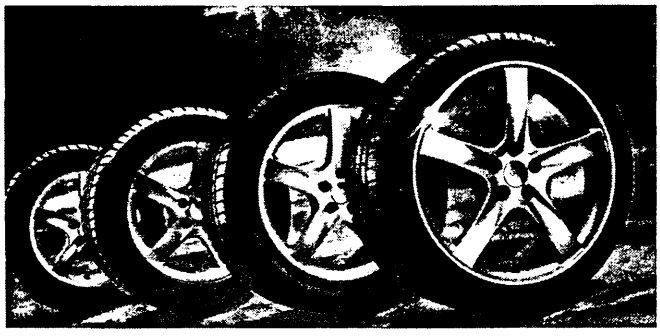


Рис. 1

Иначе обстоит дело с той частью колеса, которая служит связующим звеном между ободом и ступицей и выполняется в виде отдельных спиц. В отношении этой части колеса, реагирующей на воздействие внешних сил и практически нечувствительной к силам давления воздуха в шине, успехи по развитию аналитических методов расчета гораздо скромнее, поскольку и сам объект, и характер нагрузки отличаются повышенной сложностью. По этой причине основным методом расчета в настоящее время остается метод конечных элементов. Однако он обладает, к сожалению, одним существенным недостатком, который связан с непрозрачностью сложного расчетного аппарата: с помощью данного метода довольно трудно обеспечить процесс направленной оптимизации конструкции. Причем даже при большом числе итераций, каждая из которых отнюдь не гарантирует приближение к оптимуму. Отсюда вывод: нужен относительно простой аналитический метод расчета колес, выдающий конструктору очевидные параметры количественного влияния на напряженно-деформированное состояние этого объекта.

Данный вывод — не новость. Его еще в 1902 г. сделал Н.Е. Жуковский в своей работе "О прочности велосипедного колеса", где рассмотрел прочностные свойства колеса под воздействием радиальной силы, приложенной к ободу в точке его контакта с опорной поверхностью. Правда, Н.Е. Жуковский допустил ошибку: в расчетной модели спицы заменил сплошным диском, т. е. определял напряжения и деформации спиц без учета их предварительного натяжения, что коренным образом меняет реальное распределение нагрузки между верхними и нижними спицами. Спорной является также и интерпретация обода тонкостенным кривым брусом, поскольку обод представляет собой оболочку вращения с пневматической шиной под избыточным давлением воздуха. А это давление создает вокруг обода силовое поле — основной источник напряжений в его стенках.

Сказанное относительно напряженно-деформированного состояния (НДС) обода колеса хорошо известно из результатов многочисленных экспериментальных исследований зарубежных специалистов, а также работ отечественных ученых, которые подтвердили это положение и истолковали доминирующий характер напряжений от давления воздуха в шине по отношению к тем напряжением, которые образуются при воздействии на колесо внешних сил. Так что неучет сил от внутреннего давления воздуха — довольно грубое допущение, искажающее реальное распределение напряжений и деформаций в колесе, работающем в сборе с пневматической шиной.

Несмотря на указанные некорректные положения, работа Н.Е. Жуковского представляет, несомненно, большую ценность, прежде всего с научной точки зрения. Она — первое фундаментальное аналитическое исследование с применением аппарата дифференциального исчисления, позволившее впервые изучить статику напряженно-деформированного состояния колеса, оборудованного пневмошиной. И уже тот факт, что этой задачей заинтересовался ученый с мировым именем, подчеркивает важность и значимость исследуемой проблемы.

Касаясь развития аналитических методов исследования НДС конструкции колеса, нельзя не упомянуть и о работе "Расчет колес с небольшим числом спиц под действием сил, лежащих в их плоскости", опубликованной профессором Новочеркасского индустриального института А.П. Коробовым и посвященной анализу НДС колес со стальным ободом. В ней содержится вывод и результаты интегрирования дифференциального уравнения с помощью так называемых фундамен-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

тальных функций в виде бесконечных рядов. При этом общий интеграл дифференциального уравнения равновесия представляется суммой фундаментальных функций, каждая последующая из которых — производная от предыдущей, а в качестве постоянных принимаются перемещения и углы поворота начального сечения, а также силовые факторы, действующие на границе сопряжения спиц и обода колеса. Причем очень важно, что в итоге довольно сложных алгебраических преобразований автор получил обыкновенное дифференциальное уравнение шестого порядка. Его общий интериал представлен в виде полинома из шести членов, каждый из которых есть произведение произвольных постоянных и соответствующих перемещений в виде убывающих рядов.

Относительно применимости излагаемого А.П. Коробовым решения к колесу с пневматической шиной следует указать на качественно отличающуюся работу его обода, находящегося под воздействием сил давления воздуха в шине, от колес с металлическим ободом, в которых эти силы отсутствуют. Тем более что силы давления воздуха в шине являются доминирующим силовым фактором, определяющим НДС обода, о чем сказано выше.

Данное обстоятельство коренным образом меняет подход к формированию расчетной модели обода с пневмошиной и спиц колеса в том смысле, что для обода целесообразно использовать решения осесимметричной оболочки, на которую действует осесимметричное силовое поле вокруг колеса, способное противостоять внешнему силовому воздействию, так как в противном случае колесо, а точнее, его пневмошина, теряет несущую способность. Что же касается спицевой части колеса, то она, очевидно, как и сплошной диск, не реагирует на силы, обусловленные давлением воздуха в шине, и подвержена в основном воздействию радиальной силы и эпизодически возникающей на криволинейных участках осевой силы. При этом последняя представляет собой произведение радиальной силы на коэффициент бокового сцепления шины с опорной поверхностью, который всегда меньше единицы, а следовательно, и сама осевая сила меньше радиальной.

Таким образом, расчет обода и спицевой части колеса не что иное, как две качественно равные задачи, несмотря на то что каждая из частей составляет одно целое — колесо. Причем первая решается так же, как и в случае бесспицевого колеса. А вот при формировании расчетной модели спицевой части следует обратить внимание на аналогию между радиально расположенными спицами и фермой, у которой нижний пояс представляет собой обод, а верхний — стянут к центру колеса. То есть основу спицевой части составляет треугольник из двух соседних спиц и участка между ними, нагруженный силой, создаваемой давлением воздуха в шине. И поскольку этот участок имеет значительную жесткость, то его изгибом под действием прилагаемой нагрузки можно пренебречь.

Данное обстоятельство открывает возможность существенного упрощения расчетной модели, число неизвестных усилий может быть уменьшено в 3 раза, так как из трех неизвестных силовых факторов в сечении сопряжения спицы и обода (изгибающего момента, поперечной и продольной сил) в качестве учитываемой остается одна продольная сила, а спицы оказываются нагруженными, как в ферме, только силами растяжения—сжатия.

Сделанный вывод подтверждается тем, что спицы литых колес современных легковых автомобилей имеют постоянное сечение, и, как показывает опыт эксплуатации, такая конструкция вполне работоспособна.

Высказанные выше соображения дают основания утверждать, что спицевая конструкция литого автомобильного колеса может быть представлена расчетной схемой с числом неизвестных усилий, равным числу спиц. С учетом симметрии наиболее распространенная конструкция пятиспицевого колеса, схема которого показана на рис. 2, будет содержать всего лишь три неизвестных усилия. Для их определения помимо уравнения равновесия в виде проекции всех сил на вертикальное направление, с которым совпадает положение верхней спицы *1*, требуется составить только два уравнения, связывающие деформацию этой спицы с наклоненной ближайшей к ней спицей *2*, а также деформации верхней (*1*) и нижней наклоненной (*3*) спицы. И далее, используя закон Гука, уравнение деформации легко преобразовать в недостающие уравнения сил, замыкая систему трех уравнений, которые необходимы для определения трех неизвестных усилий в спицах пятиспицевого колеса. В итоге получаются следующие уравнения: $N_1 + 2N_2\cos72^\circ + 2N_3\cos36^\circ = G$; $N_2 = N_1\cos72^\circ$; $N_3 = N_1\cos36^\circ$. (В них N_1, N_2, N_3 — неизвестные усилия в спицах; G — сила тяжести, приходящаяся на колесо.)

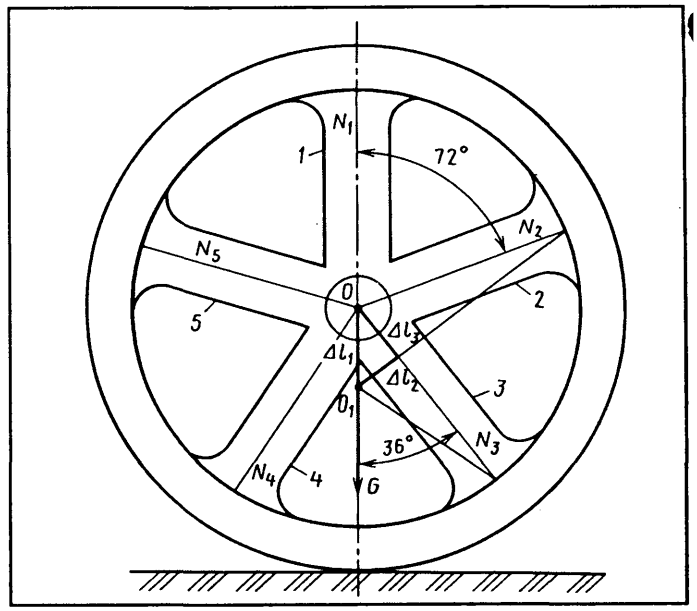


Рис. 2

Решение этой системы позволяет определить усилие в каждой спице в зависимости от нагрузки, действующей на колесо: $N_1 = 0{,}4G$; $N_2 = 0{,}12G$; $N_3 = 0{,}32G$.

При повороте колеса на 180° усилие в каждой из рассмотренных спиц поменяет знак, оставаясь таким же по величине. При этом как в первом, так и во втором случаях наибольшее ($0{,}4G$) усилие принимает на себя вертикально расположенная спица *1*, а наименьшее ($0{,}12G$) — спицы, имеющие наименьший угол наклона к горизонту. Следовательно, при качении пятиспицевого колеса нагрузка каждой спицы меняется от $+0{,}4G$ до $-0{,}4G$ в тот момент, когда спица оказывается в верхнем или нижнем положении.

Таким образом, можно констатировать правомерность использования расчетной модели, интерпретирующей спицевую часть автомобильного колеса в виде статически неопределимой фермы, раскосами которой служат спицы, стянутые с одного конца в узел вокруг центра колеса, а роль нижнего пояса фермы выполняет обод. С помощью этой модели можно существенно, в разы, понизить степень статической неопределимости системы и свести исключительно сложные математические выкладки к простым аналитическим зависимостям.

Практическая реализация рассмотренного метода расчета спицевой конструкции колеса, оборудованного пневматической шиной, позволяет относительно просто, буквально на рабочем месте расчетчика или конструктора, без больших затрат времени анализировать напряженно-деформированное состояние автомобильного колеса и осуществлять целенаправленный поиск варианта конструкции, оптимальной с точки зрения рационального расходования материала и обеспечения достаточной его прочности. Что, несомненно, будет способствовать практическому внедрению метода расчета, повышая эффективность проектирования, экономичность и безопасность спицевого колеса — одного из важнейших и ответственнейших узлов автомобиля.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.9.048.3

Некоторые особенности применения щеток из полимерно-абразивного ворса

Ф.В. ТРОШИН

ВАЗ

В отечественной промышленности продолжается рост числа операций, где используется сравнительно новый по времени его появления абразивный инструмент — щетки с полимерно-абразивным ворсом (ПАВ). Его предназначение — безразмерная неформообразующая обработка поверхности различных материалов: металлов, минералов и т. д. Сочетание гибкости полимерного волокна, твердости и "агрессивности" абразивных зерен, внедренных в его тело, сама щеточная конструкция позволили получить уникальный по своим эксплуатационным свойствам шлифовальный инструмент. Например, полностью устранить даже вероятность "засаливания" абразивной поверхности при большом объеме снимаемого материала, что означает: качество и производительность обработки практически не изменяются до момента полного изнашивания щетки.

Благодаря этой особенности щетки с ПАВ получили самое широкое распространение и в автомобилестроении. В частности, на операциях удаления заусенцев с деталей лезвийного инструмента: такая щетка своими абразивными зернами срезает заусенцы и не образует новых.

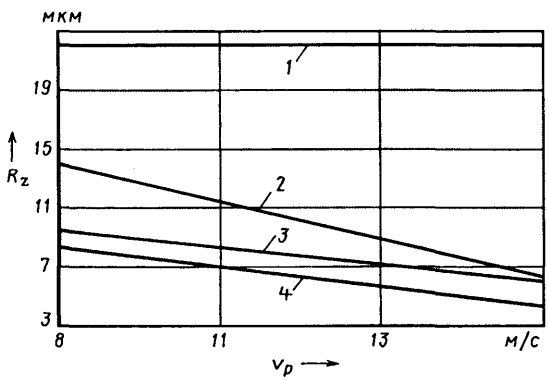


Рис. 1. Зависимость шероховатости обрабатываемой поверхности от скорости резания и величины прижима щетки с ПАВ:
1 — h = 0; 2 — h = 2 мм; 3 — h = 6 мм; 4 — h = 10 мм

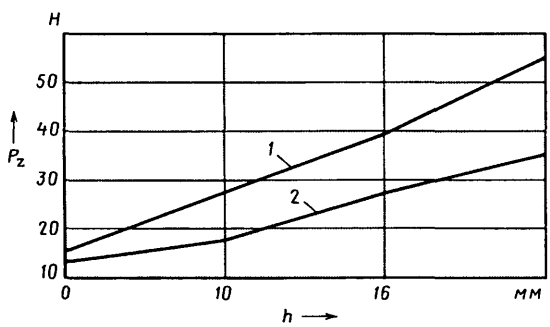


Рис. 2. Зависимость усилия, необходимого для прижатия инструмента к обрабатываемой поверхности, от материала ворса и прижима:
1 — ворс металлический; *2* — ворс полимерный

Однако вместе с неоспоримыми достоинствами у щеток с ПАВ есть и весьма существенный недостаток: при работе без СОЖ в зоне обработки образуется значительное количество пыли обрабатываемого материала, а также (из-за ворса) некоторое (правда, небольшое) количество вредных химических веществ — паров капролактама, аммиака, моно- и двуоксида углерода. Поэтому рабочие места приходится оснащать вытяжной вентиляцией.

Общие принципы использования этого вида инструмента довольно просты. Как показали исследования дисковых щеток с ПАВ, проведенные на ВАЗе, они сводятся к следующему.

1. Диапазон скорости резания должен находиться в интервале 8—22 м/с. Если эти скорости выше 22 м/с, то резание сопровождается оплавлением ворса, а если ниже 8 м/с — режущие свойства инструмента значительно ухудшаются.

2. Продольная подача выбирается, как обычно, исходя из требований к качеству обработки и геометрии обрабатываемой поверхности. Но следует иметь в виду, что высокое качество обработки получается на уровне, обеспечиваемом металлическими щетками даже при большей (иногда вдвое) подаче.

3. На обрабатываемых деталях встречаются криволинейные поверхности, удовлетворительная обработка которых возможна только при реверсивном вращении щетки с ПАВ.

4. Соотношение направлений вращения щетки и продольной подачи обрабатываемой поверхности (встречная или попутная) на качество обработки не влияет.

5. Прижим (натяг) *h* щетки к обрабатываемой поверхности должен составлять от 1 до 20 мм, причем конкретное его значение определяется фактическими условиями обработки — машинным временем, сложностью профиля обрабатываемой поверхности, свойствами обрабатываемого материала и требуемым качеством обработки. Правда, изготовители щеток с ПАВ категорически отрицают величину прижима больше 1 мм, а для повышения интенсификации процесса обработки рекомендуют использовать более жесткий ворс. Но их рекомендацию исследования и опыт не подтверждают. Применение более жесткого ворса ведет к появлению на сложнопрофильных участках поверхности зон, не охваченных обработкой. С увеличением же прижима и скорости v_p резания производительность обработки возрастает, а шероховатость R_z (рис. 1) — существенно уменьшается. Причем без образования участков поверхности, не охваченных обработкой.

Однако следует отметить, что увеличение прижима щетки к обрабатываемой поверхности ведет к необходимости повышения мощности привода главного движения, а максимальное усилие приходится на момент прохождения щеткой торца заготовки. Это хорошо видно из рис. 2, на котором приведена зависимость этих усилий от величины прижима к обрабатываемой поверхности с металлическим ворсом (материал У8; проволока диаметром 0,4 мм) и щетки с ПАВ (материал ПА6 14А F80, ворс диаметром 0,8 мм).

Результаты исследований были использованы при проектировании оборудования для подготовки поверхности лезвийного инструмента под нанесение износостойких покрытий, а также обработки деталей автомобиля (например, рейки рулевого управления). Они говорят о том, что щетки с ПАВ — довольно серьезный резерв повышения качества и эксплуатационных свойств автомобильной техники. Это означает, что область их применения будет расширяться.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 625.066/.068

О ПРОЕКТИРОВАНИИ ШЕРОХОВАТОСТИ ДОРОЖНЫХ ПОКРЫТИЙ И ДОЖДЕВОЙ КАНАЛИЗАЦИИ ПО УСЛОВИЯМ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Кандидаты техн. наук А.С. АЛЕКСАНДРОВ и Н.П. АЛЕКСАНДРОВА, Т.В. СЕМЕНОВА

СибАДИ

Безопасность движения — важнейшее потребительское свойство автомобильной дороги. Достаточно сказать, что ~25 % ДТП, происходящих на дорогах России, — результат неудовлетворительных дорожных условий. И треть из них происходит по причине скользкости покрытия, т. е. низкого коэффициента сцепления шины с покрытием. Причем как специалисты, так и практики (водители) прекрасно знают, что величина этого коэффициента зависит от очень большого числа факторов — скорости движения, наличия и толщины пленки воды, слоя снега или грязи на покрытии, параметров его шероховатости, типа шин и протектора их беговой дорожки, его состояния, давления воздуха в шине, нагрузки на колесо и т. д. То есть проблему обеспечения требуемого коэффициента сцепления шины с покрытием, по логике, нужно решать комплексно, при взаимодействии специалистов автомобильной промышленности и дорожно-строительной отрасли: здесь, как во многих других случаях, наиболее интересные и оригинальные результаты получаются на стыке специальностей — когда специалисты одной области используют наработки ученых смежной отрасли.

Однако в нашем случае такого взаимопонимания, к сожалению, нет: автомобилестроители чаще всего контактируют с теми, кто разрабатывает шины, а дорожники занимаются тем, что им привычнее и удобнее. Типичный тому пример — борьба с пленкой воды на дорожной поверхности — одной из наиболее частых причин снижения коэффициента сцепления шины с покрытием.

А.П. Васильев доказал экспериментально, что сцепление современной шины с мокрым покрытием при толщине водной пленки до 1 мм остается надежным до скорости движения 120 км/ч; при толщине 2 мм — до 80 км/ч; а если эта толщина больше, эффект динамического аквапланирования возникает на еще меньших скоростях.

Казалось бы, дорожные нормативные документы должны регламентировать правила проектирования покрытий из условия обеспечения требуемых сцепных качеств шин автомобилей с мокрыми покрытиями. Но такой регламентации вообще нет.

Из сказанного следует: нужна методика проектирования асфальтобетонных покрытий по условию обеспечения требуемого коэффициента сцепления шины с ними. То есть условию, которое математически можно записать в виде неравенства $\varphi_{сц} \geqslant \varphi_{пр}$, где $\varphi_{сц}$ и $\varphi_{пр}$ — соответственно значения коэффициента сцепления в данный период эксплуатации дороги и его предельно допустимая минимальная величина.

Как показывает анализ, регламентация должна касаться фактически двух параметров — шероховатости дорожного покрытия и организации стоков воды с нее. И здесь в научном плане особых проблем нет. Например, анализ результатов экспериментальных исследований, выполненных М.В. Немчиновым и авторами данной статьи, позволил получить эмпирическую формулу, связывающую коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$ со средней ($R_{ср}$) высотой выступов шероховатого мокрого покрытия и скоростью v движения АТС в диапазоне 40—120 км/ч (формула № 1 в табл. 1).

Толщину же ($h_{ст}$) слоя стока можно определить по формуле № 2, известной по многим публикациям. Правда, авторы дополнили ее коэффициентом κ — с тем, чтобы вычисленные по ней значения совпадали со значениями, полученными при измерении уклонов в % (в этом случае $\kappa = 10$), а при его измерении в ‰ $\kappa = 31{,}6228$.

Для расчета $h_{вд}$ глубины вдавливания зерна каменного материала шероховатого покрытия в шину М.В. Немчинов рекомендует использовать эмпирическую формулу № 3, однако она не учитывает нагрузку на колесо, число зерен, расположенных в пятне контакта шины, свойства резины дорожки протектора, давление воздуха в шине и т. д. Поэтому целесообразнее пользоваться формулой № 4, предложенной А.В. Смирновым и Л.А. Хвоинским.

Однако для этого необходимо знать численное значение модуля E_0 упругости пневматического колеса. Такую возможность дают эмпирические формулы (табл. 2) М.А. Петрова, позволяющие определять вертикальную деформацию шины в зависимости от нагрузки G на колесо и давления $p_в$ воздуха в шине.

Решив уравнение № 4 относительно модуля упругости пневматического колеса при подстановке вместо геометрических и силовых параметров зерна каменного материала силовые и геометрические характеристики шины, получим формулу № 5. В нее, как видим, входит D_0 — диаметр круга, равновеликого по площади пятну контакта шины с опорной поверхностью, для расчета которого предназначена формула № 6. Вычисленные по формуле № 5 значения модулей E_0 для шин, перечисленных в табл. 2, приведены в табл. 3.

Для подсчета вдавливания зерна в шину по формуле № 4 необходимо рассчитать нагрузку от зерна каменного материала шероховатой поверхности покрытия на шину. Решая задачу, смесь реального состава заменим идеализированной смесью, в которой все зерна имеют одинаковый размер, усредненный по составу реальной смеси. Тогда каждое зерно воспринимает одинаковую силовую нагрузку, определяемую отношением нагрузки от колеса к числу зерен, располагающихся под шиной в момент проезда автомобиля по рассматриваемому сечению.

Число $n_з$ зерен, расположенных в пределах пятна контакта шины и шероховатого покрытия, можно найти по формуле № 7. Тогда глубина $h_{вд}$ вдавливание зерна в шину определится по формуле № 8. Результаты расчета по ней для шины 240-508 ИК-6АМ, приведены, в качестве примера, на рис. 1.

Формулы № 1, 2 и 8 можно использовать для проектирования параметров шероховатости покрытий дорог общего пользования. Однако следует иметь в виду, что повышение шероховатости покрытия при прочих равных условиях увеличивает шумность АТС. Причем у легковых автомобилей при высоких скоростях движения основным генератором внешнего шума являются именно шины. Он — результат обтекания шин воздухом, сжатия и удаления воздуха в пределах пятна их контакта с покрытием, вибрации. Причем последние два фактора зависят главным образом от текстуры поверхности покрытия.

Так, многочисленными исследованиями установлено, что повышение шероховатости покрытий увеличивает звуковое давление от шин легковых автомобилей на 5—6 дБ, а минимум этого давления наблюдается при шероховатостях от 0,6 до 1,5 мм, максимум — при высоте шероховатости более 3 мм.

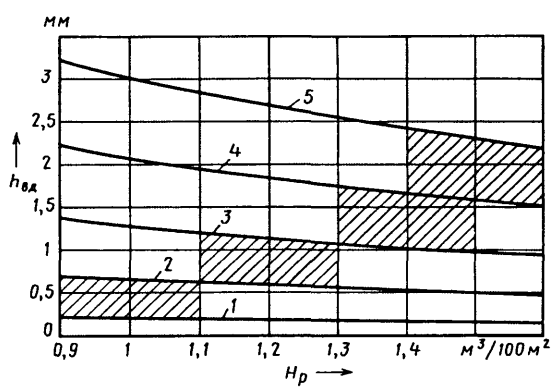


Рис. 1. Вдавливание зерен диаметром 5 мм (1), 10 (2), 15 (3), 20 (4) и 25 (5) мм в шину 240-508 ИК-6АМ при нагрузке на колесо, равной 23 кН

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\varphi_{сц} = (0{,}399\left(\frac{v}{v_{max}}\right)^2 - \frac{1{,}3591 v}{v_{max}} + 1{,}2226)e^{\frac{R_{ср} - h_{ст} - h_{вд}}{R_{гл(пред)}}\left(\frac{1{,}2473 v}{v_{max}} - 0{,}4861\left(\frac{v}{v_{max}}\right)^2 - 0{,}598\right)}$	v и v_{max} — фактическая и основная максимальная допускаемая ГИБДД по условиям безопасности скорость движения по дорогам общего пользования; $R_{гл(пред)} = 0{,}5$ мм — предельное значение ($R_{ср}$) средней высоты выступов (шероховатости) для гладких покрытий; $h_{ст}$ — толщина слоя стока; $h_{вд}$ — глубина вдавливания зерна каменного материала в резину боковой дорожки шины
2	$h_{ст} = \left(\frac{aLn}{30\kappa^{-1}\sqrt{i}}\right)^{0{,}588} = \left(\frac{aBR_{ср}^{0{,}2}}{30\kappa^{-1}(i_{пр}^2 + i_п^2)^{0{,}25} 23{,}9}\sqrt{1 + \left(\frac{i_{пр}}{i_п}\right)^2}\right)^{0{,}588}$	a — интенсивность дождя; L — длина участка стока воды; n — коэффициент гидравлической шероховатости; B — кратчайшее расстояние от точки определения глубины стока до оси продольной части дороги; $R_{ср}$ — средняя шероховатость (высота выступов) покрытия; κ — переводной коэффициент, введенный авторами; $I_{пр}$, $I_п$ и I — соответственно продольный, поперечный уклоны проезжей части и уклон стока в % или ‰
3	$h_{вд} = 1{,}267 R_{ср}^{0{,}38}$	—
4	$h_{вд} = \sqrt[3]{\frac{N_з^2(1-\mu^2)^2}{8 d_з E_0^2}}$	$N_з$ — нагрузка на зерно со стороны колеса; E_0 и μ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пневматического колеса; $d_з$ — диаметр зерна
5	$E_0 = 3N_к(1-\mu^2)\sqrt{\frac{1}{8h_z^3 D_0}}$	$N_к$ — нагрузка на колесо; h_z — вертикальная деформация шины; D_0 — диаметр круга, равновеликого площади пятна контакта шины с опорной поверхностью
6	$D_0 = 1{,}075\sqrt{\frac{N_к}{p_в}}$	$p_в$ — давление воздуха в шине
7	$n_з = \frac{0{,}25\pi D_0^2 \rho_н H_p}{x \rho_и V_щ}$	$\rho_н$ и $\rho_и$ — насыпная и истинная плотности щебня; H_p — норма расхода щебня без учета на обработку площади x; $V_щ$ — объем одной щебенки с усредненными по составу размерами
8	$h_{вд} = \sqrt[3]{\frac{9}{8}\left(\frac{N_к V_щ \rho_и x}{0{,}25\pi D_0^2 \rho_н H_p}\right)^2 \cdot \frac{(1-\mu^2)^2}{d_з E_0^2}}$	—
9	$h_{ст}^{кр} = R_{ср} - \frac{R_{гл(пред)}}{\frac{1{,}2473 v_{тр}}{v_{max}} - 0{,}4861\left(\frac{v_{тр}}{v_{max}}\right)^2 - 0{,}598} \times \mathrm{Ln}\left(\frac{\varphi_{пред}}{0{,}399\left(\frac{v_{тр}}{v_{max}}\right)^2 - \frac{1{,}3591 v_{тр}}{v_{max}} + 1{,}2226}\right) + h_{вд}$	$v_{тр}$ — требуемая скорость движения по дороге данной категории
10	$L_{пр} = \frac{30\sqrt{i}}{a\kappa n}(h_{ст}^{кр})\frac{1}{0{,}588}$	—
11	$S = 2\sqrt{L_{пр}^2 - B^2}$	B — расстояние от оси дороги до центра дождеприемного колодца (по перпендикуляру)
12	$S = \sqrt{L_{пр}^2 - B^2}$	—

Таблица 2

Размер и модель шины	Формула для определения деформации, мм	Интервал варьирования	
		G, кН (кгс)	$p_в$, МПа (кгс/см^2)
240—508 ИК-6АМ	$h_Z = 21{,}89 + 0{,}011 \cdot G - 2{,}96 p_в$	10—23 (1000—2300)	0,4—0,6 (4—6)
220—508 ИЯ-112	$h_Z = 13{,}87 + 0{,}0105 G - 3{;}15 p_в$	8—14 (800—1400)	0,3—0,4 (3—4)
320—508 ИЯВ-12А	$h_Z = 26{,}4 + 0{,}0116 G - 3{,}446 p_в$	15—27,3 (1500—2730)	0,42—0,56 (4,2—5,6)
180—508 МО-49	$h_Z = 33{,}53 + 0{,}0075 G - 5{,}158 p_в$	4,25—12,75 (425—1275)	0,25—0,46 (2,5—4,6)
14.00—20 ОИ-25	$h_Z = 47{,}63 + 0{,}0169 G - 14{,}635 p_в$	20—30 (2000—3000)	0,15—0,32 (1,5—3,2)
260—508 О-40Б	$h_Z = 35{,}66 + 0{,}0147 G - 5{,}173 p_в$	9,3—27,9 (930—2790)	0,5—0,65 (5,0—6,5)
260—508 И-252Б	$h_Z = 17{,}903 + 0{,}0109 G - 2{,}0447 p_в$	15,5—20,3 (1550—2030)	0,45—0,60 (4,5—6,0)
206—508 ИН-138	$h_Z = 25{,}154 + 0{,}01365 G - 3{,}175 p_в$	9,3—27,9 (930—2790)	0,5—0,65 (5,0—6,5)
260—508 ИН-142	$h_Z = 28{,}678 + 0{,}01397 G - 3{,}746 p_в$	9,3—27,9 (930—2790)	0,5—0,65 (5,0—6,5)
260—508Р О-43	$h_Z = 29{,}313 + 0{,}0139 G - 3{,}66 p_в$	9,3—27,9 (930—2790)	0,5—0,65 (5,0—6,5)

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таким образом, на городских улицах шероховатость покрытия дорог нужно увеличивать лишь до величины, при которой шина легкового автомобиля станет основным источником его внешнего шума.

И еще одно. При проектировании городских дорог следует также очень грамотно подходить к расчету расстояний между дождеприемными колодцами или водовпусками дождевой канализации.

Формула № 1 подтверждает, при прочих равных условиях безопасному для движения значению коэффициента сцепления соответствует толщина слоя стока, которая не больше критической $h_{ст}^{кр}$ (формула № 9). Но из формулы № 2 следует, что каждому значению толщины слоя стока соответствует определенное значение длины L участка стекания воды. И если в формулу № 2 подставить $h_{ст}^{кр}$, то из нее легко получить предельное ($L_{пр}$) значение длины участка стекания воды (формула № 10). Причем в случае любой из двух возможных расчетных схем (рис. 2).

Таблица 3

Размер и модель шины	Модуль упругости, МПа, при	
	G_{min}, $P_{в\ min}$	G_{max}, $P_{в\ max}$
240—508 ИК-6АМ	8,2	10,3
220—508 ИЯ-112	14,0	16,2
320—508 ИЯВ-12А.	6,2	6,5
180—508 МО-49	3,2	11,9
14.00—20 ОИ-25	2,2	4,3
260—508 О-40Б	6,5	6,4
260—508 И-252Б	9,0	10,2
206—508 ИН-138	7,9	7,2
260—508 ИН-142	6,1	6,05
260—508Р О-43	7,0	6,8

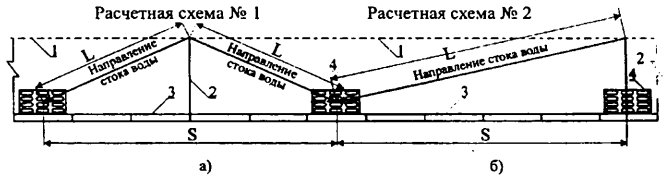


Рис. 2. Схемы для расчета расстояния между дождеприемными колодцами и водовпусками при расположении водораздела между (а) двумя дождеприемными колодцами и соосно (б) с одним из них:
1 — ось проезжей части; *2* — условная линия водораздела; *3* — бортовой (бордюрный) камень, *4* — водоприемная решетка; *L* — длина слоя стока; *S* — требуемое расстояние между колодцами

Как из него видно, при первой (*а*) расчетной схеме водораздел перпендикулярен оси проезжей части и расположен между колодцами на одинаковом расстоянии, при второй (*б*) водораздел тоже перпендикулярен оси проезжей части, но соосен с одним из колодцев.

Расстояние *S* между дождеприемными колодцами, очевидно, должно выражаться через длину *L* слоя стока. И для первой расчетной схемы оно определяется по формуле № 11, а для второй — по формуле № 12.

Рассмотренный выше метод проектирования параметров шероховатости покрытий дорог общего пользования и расчета расстояний между колодцами и водовпусками дождевой канализации городских дорог и улиц гарантирует движение автомобильного транспорта с требуемыми по условиям безопасности скоростями и обеспечивающим эти скорости коэффициентом сцепления шины с покрытием. Кроме того, когда повышение шероховатости и устройство дождевой канализации невозможно, предлагаемый метод можно использовать для расчета максимальной предельно допускаемой по условиям безопасности скорости движения, при которой будет достигаться требуемый коэффициент сцепления.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК 629.113/.115

Альянс "Рено—Ниссан"

Е.В. МЕЩЕРЯКОВА

МГТУ "МАМИ"

Международный альянс "Рено—Ниссан" занимает в настоящее время четвертую позицию на мировом автомобильном рынке. Более того, его руководители поставили перед собой цель по качеству, технологии и операционной прибыли войти в первую тройку автомобильных групп. И такая цель, если внимательно проанализировать используемые им средства, вполне реальна. В результате создания данного альянса у обеих фирм появилась возможность повысить производительность и эффективность. В том числе потому, что они стали использовать общие платформы и некоторые элементы конструкций автомобилей, обмениваться не только "ноу-хау", но и полезными практическими навыками и т. д.

Первые шаги уже сделаны. Например, специалисты считают, что "Ниссан" вышла из кризиса именно благодаря созданию альянса и значительному вкладу "Рено" в его работу, сочетающемуся с преданностью и решимостью, пунктуальностью, быстротой и тщательностью исполнения своих обязанностей работников японской фирмы.

Так, для вывода "Ниссан" из кризиса специалисты фирм-участниц этого альянса разработали специальный план на период с 2005 по 2007 гг., который содержал следующие позиции: достичь объема продаж 4,2 млн автомобилей в 2007 г., удержать рентабельность производства на высшем среди конструкций "общего профиля" уровне, обеспечить средний процент отдачи от инвестиций не ниже 20 %.

Но и для "Рено" создание альянса оказалось выгодным. И прежде всего — в психологическом плане: он — пример смелого проекта, который удался. Интересен он, по мнению автора, и для специалистов "Рено", занимающихся исследованием проблем автомобилестроения в эпоху набирающей темп глобализации мировой экономики.

И не только специалистов "Рено". Поэтому попытаемся рассмотреть данный альянс в деталях.

Начнем с того, что альянс "Рено—Ниссан" очень молодой: он создан в 1999 г. Но он — знамение времени: это первое в истории промышленно-коммерческое сближение подобного рода между французской и японской фирмами, каждая из которых внесла в него свою корпоративную культуру, имя и репутацию торговой марки. При этом важно даже не то, что участие "Ниссан" в капитале "Рено" доведено до 15 %, а "Рено" в капитале "Ниссан" — до 44,4 %. Гораздо важнее то, что в устав альянса заложены основы совместного успешного развития и доверительного сотрудничества, уважительный подход к индивидуальности каждой марки, равновесное взаимодействие обоих партнеров. То есть здесь нет даже намека на "поглощение", столь характерное для прошлых времен. В результате обе фирмы следуют одной и той же стратегии рентабельного развития, основанной на общих интересах.

Таков общий фон. Но для выработки единой стратегической линии и обеспечения согласованности и совместных усилий пришлось решить, как и в любом новом деле, много специфических задач. Например, создать (2002 г.) стратегический менеджмент,

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

рбщий совет директоров, который управляет краткосрочными и долгосрочными стратегическими планами альянса и координирует совместную деятельность на мировом уровне. Принятые им планы реализуют исполнительные комитеты каждой из фирм, которые, в свою очередь, подотчетны административным советам этих фирм и несут ответственность за повседневное управление.

Иллюстрацией всестороннего сотрудничества фирм альянса служит, в частности, обоюдная практика адаптации и сбыта продукции партнера под его торговой маркой (дабл-бэджинг), взаимообмен деталями и узлами автомобилей, "перекрестное" производство грузопассажирских АТС, совместные разработка и использование двигателей и коробок передач и т. п. В результате, как планирует менеджмент альянса, к 2010 г., к примеру, будет создано восемь общих семейств двигателей и семь семейств коробок передач.

Фирмы не только соединили ресурсы для исследовательской работы по передовым технологиям, но и обмениваются опытом в области технологии производства, объединяют закупки, создали общую базу поставщиков и унифицировали логистические операции. Все это сократило сроки поставок продукции обеих фирм и снизило затраты.

Так, 70 % общего объема закупок альянса выполняет RNPO — его совместное предприятие, которое отвечает за снабжение. С 2003 г. на всех заводах фирм применяется единая система оценки автомобилей; с 2002 г. функционирует фирма RNIS, обеспечивающая системную поддержку общих проектов, задача которой — представление рентабельных систем и оптимизация инфраструктур сервисного (IS) и технического (IT) отделов обеих фирм.

В составе альянса работает и лаборатория по изучению несчастных случаев, биомеханики и поведения человека (LAB), которая была организована в 1969 г. фирмой "Рено" и располагает уникальным по своему объему банком данных по ДТП. Благодаря ей конструкторы обеих фирм имеют возможность внедрять системы безопасности на ранних этапах разработки своих моделей, а альянс — разработать, в рамках международной программы "Безопасность для всех", системы безопасности, цель которых обеспечить одинаковый уровень защиты водителей и пассажиров на АТС всех классов.

Для повышения конкурентоспособности своей продукции альянс создал также четыре технических центра.

Первый из них, в Гиянкуре, занимается исследованиями и разработкой технологических процессов и продукции "Рено". В нем сосредоточены основные силы в области дизайна, производства, продаж и ремонтных работ. Центр, задуманный как средство профессиональной коммуникации, имеет матричную организацию проектов и подразделения, которые позволяют объединить проектирование автомобилей с разработкой производственных процессов. Его задачи — наращивание темпов внедрения инновационных технологий, ускорение интернационализации группы, сокращение сроков разработки новых моделей АТС, сокращение затрат на разработку продукции.

Второй из центров, в Обевуа, тестовый, задача которого — обеспечить соответствие продукции "Рено", а сейчас и "Ниссан" требованиям клиентов во всем мире. Поэтому его специалисты изучают особенности поведения автомобилей при любых условиях эксплуатации.

В техническом центре "Ларди" испытывается механика автомобиля, а в техцентре "Рюоч" разрабатываются его механические узлы.

Таким образом, "Рено", сегодня стоящая, по сути, во главе европейских конструкторов широкого профиля, — высокопроизводительная, прибыльная фирма. И, разумеется, с амбициями. Причем не без оснований. Она правильно выбрала корпоративный стратегический план, в основе которого заложены три приоритетные направления — высокая производительность, качество, эффективное международное развитие. Другими словами, направления, которые, как показала практика современного мирового автомобилестроения, являются наиболее характерными составляющими плодотворной деятельности международных автомобильных альянсов.

Однако грамотно выбранная стратегия — лишь 5 % успеха всей деятельности любой корпорации, а 95 % приходится на результаты четкого ее исполнения. И здесь у "Рено" тоже есть чему поучиться: руководство фирмы считает, что высокая производительность — главное условие, неразрывно связанное с ростом производства, повышением качества и конкурентоспособными затратами. И не только считает, но и делает все возможное для реализации данной идеи. Причем надо сказать, она очень умно использует мировой опыт. Например, приняв положение: никто из производителей не может преуспевать, во-первых, без конкурентоспособной затратной базы; во-вторых, чтобы выпускать продукцию непрерывно и в желаемом объеме, необходимо поддерживать на производстве особую дисциплину и умение быстро реагировать на возможные затруднения, т. е. работать слаженно, координируя свою деятельность; в-третьих, качество должно быть постоянным и находиться непрерывно в центре их внимания, при этом речь должна идти не только о качестве продукции, но и о качестве фирмы, т. е. ее руководства, производственных процессов и услуг; в-четвертых, гарантировать качественную продукцию может только одновременное наличие трех составляющих — соответствующие (современным) нормам основные производственные фонды, хорошо обученный производственный персонал и все комплектующие, необходимые для изготовления продукции; в-пятых, эффективное международное развитие стало неизбежным условием для любого автомобилестроителя, желающего не только удержаться в своей нише, но и захватить новые, поскольку традиционные автомобильные рынки вошли в стадию зрелости, их рост замедлился; в-шестых, коммерческий спрос на автомобиль и его производство должны полностью совпадать, иначе у фирмы могут возникнуть затруднения с продажами или хранением продукции, т. е. успех коммерческой деятельности, на которую должно ориентироваться производство, зависит от того, насколько подготовлена дилерская сеть, правильно проводятся рекламные акции и, конечно, насколько качественна выпускаемая продукция.

И надо сказать, "Рено" довольно успешно использует мировой опыт. Пример тому — приход на российский рынок: у нас она располагает одной из наиболее развитых и структурированных коммерческих сетей. В частности, имеет 60 официальных дилерских центров и 81 торговую точку в 41 российском городе. И, по всей видимости, поставленная ею цель распространить марку "Ренон во всех городах с населением более 300 тыс. человек будет достигнута. В том числе и за счет обновления модельного ряда и увеличения сроков гарантии на автомобили, выпускаемые ее филиалом "Автофрамос". Кроме достаточно разветвленной дилерской сети, "Автофрамос" имеет в своем распоряжении, как и другие филиалы, центральный склад запасных частей, где дилеры могут заказать любую деталь и получить ее за 24 ч.

И не только. Скажем, в Москве филиал организовал собственный учебный центр, который готовит персонал дилерской сети России, Беларуси и Украины; с октября 2001 г. в Москве и ближнем Подмосковье начала действовать служба "Ассистанс" технической помощи на дорогах.

Добившись создания развитой коммерческой сети, "Рено" приняла решение не только экспортировать автомобили в Россию, но и выпускать их на месте. При этом она учла одну особенность российского рынка, вызванную низким платежеспособным спросом, — большую востребованность автомобилей в малобюджетной ценовой категории, где до середины 1990-х годов лидером были российские производители автомобилей, с которыми не могли конкурировать производители зарубежные, так как дешевый, но отвечающий всем современным требованиям по качеству, безопасности, комфорту автомобиль создать крайне трудно.

Чтобы изменить сложившееся положение, специалисты дизайн-центра "Рено" разработали автомобиль X90, который впоследствии получил название "Логан", предназначенный именно для российского рынка. И его теперь собирают на заводе "Автофрамос" из деталей, которые производятся как местными поставщиками, так и на заводе "Дачия" (Румыния).

Обошлось это, разумеется, недешево. Для оснащения производства оборудованием и начала выпуска "Логана" было инвестировано 250 млн амер. долл. Это означает, что "Рено" сделала самые крупные за всю свою историю инвестиции в российский сектор автомобилестроения.

Для обеспечения выпуска высококачественной продукции и повышения производительности труда на заводе "Автофрамос" используются методы "Производственной системы "Рено" (SPR), которую фирма начала применять еще в 1998 г. и сейчас считаются одними из самых эффективных в мире.

Система "Рено" представляет собой свод методик и практических действий, цель которых — производство высококачественных АТС при минимальных затратах и соблюдении сроков, норм безопасности и эргономики. Причем следует подчеркнуть, что в основе SPR заложен принцип фирмы "Ниссан", на предприятиях которой организация рабочего места считается основополагающим условием производства конкурентоспособного автомобиля и сокращения затрат. Для чего организация труда на каждом рабочем месте полностью стандартизирована, организуются "школы мастерства", где персонал отрабатывает соответствующие операции, обеспечивающие наилучшее качество и эффективность работы; составляются карты стандартных операций (FOS) — документ, который гарантирует выполнение операций всегда одним и тем же способом, изготовление одинаковых деталей в течение всех циклов, наименьшую стоимость и кратчайшие сроки исполнения при соблюдении техники безопасности.

Такая стандартизация труда оптимизирует альянс, потому что позволяет привести промышленную систему альянса к уровню международных стандартов. Это особенно важно, поскольку на современном рынке клиент становится все более и более требовательным, а абсолютное качество — приоритет не только в отношении комплектующих, но и в отношении готовых изделий.

Таким образом, в основе деятельности альянса "Рено—Ниссан" заложены методы, способы производства, реализации и послепродажного обслуживания автомобилей, наилучшим образом отвечающие требованиям мировых стандартов по качеству и, в конечном итоге, гарантирующие конкурентоспособность выпускаемой альянсом продукции.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

"ПРИОРИТЕТ"

VDA QMC
Qualitäts Management Center
im Verband der Automobilindustrie

Компания VDA QMC
(Центр менеджмента качества Ассоциации автопроизводителей Германии), один из 5 глобальных надзорных офисов IATF, предоставила Группе компаний «Приоритет» лицензионное право на проведение в России и странах СНГ авторизованных IATF курсов по подготовке аудиторов 1-й, 2-й и 3-й стороны и проведению экзаменов на русском языке
(Лицензионное соглашение N 1 от 21.03.08).

График подготовки аудиторов 1-й и 2-й стороны по ISO/TS 16949:2002

15 – 18 июля 2008 г.
09 – 12 сентября 2008 г.
07 – 10 октября 2008 г.
25 – 28 ноября 2008 г.

Курс включает:
тренинг (3 дня) и экзамен (1 день).
Участникам, успешно сдавшим экзамен, выдается сертификат VDA QMC.
СПРАВКИ И СБОР ЗАЯВОК:
Леонтьева Ольга Александровна
тел. (831) 43 42 777 – многоканальный,
e-mail: training@centerprioritet.ru.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шушкин М.А. — Технология стратегического анализа диверсифицированной автомобилестроительной фирмы . . . 1

Кузнецов Е.С. — Социально-экономические аспекты автомобилизации в России . . . 5

АСМ-факты . . . 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Марков В.А., Полухин Е.Е. — Улучшение экологических показателей дизеля на переходных режимах его работы . . . 9

Подригало М.А., Подригало Н.М., Файст В.Л. — Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне . . . 12

Абрамов В.Н., Чистов М.П. — Перспективы создания боестойких шин для армейских АТС . . . 16

Корнеев Н.В. — Микропроцессорный блок управления и контроля движения автомобиля . . . 19

Солоденков С.В., Горобцов А.С., Лютин К.И. — Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения . . . 21

Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Устойчивость колесной машины . . . 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шибаков В.Г., Панкратов Д.Л., Швеёв А.И., Астащенко Т.В. — Износ разжимного кулака и тормозные характеристики автомобиля . . . 28

Лыткин А.С., Бегак О.Ю. — Цетаноповышающие добавки для дизельного топлива . . . 30

Рынкевич С.А. — Метод нейронечеткой идентификации технического состояния гидромеханических передач . . . 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Балабин И.В. — Аналитический метод расчета спицевого колеса современного легкового автомобиля . . . 33

Трошин Ф.В. — Некоторые особенности применения щеток из полимерно-абразивного ворса . . . 35

Александров А.С., Александрова Н.П., Семенова Т.В. — О проектировании шероховатости дорожных покрытий и дождевой канализации по условиям безопасности движения . . . 36

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Мещерякова Е.В. — Альянс "Рено—Ниссан" . . . 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е.В. Комиссарова
Сдано в набор 02.06.2008. Подписано в печать 17.07.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,43. Зак. 836.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

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

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

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ГОТОВИТСЯ К ПЕЧАТИ

ИЗДАТЕЛЬСТВО "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков

Под редакцией д-ра техн. наук, проф., заслуженного деятеля науки РФ Н.Д. Чайнова

Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение".

Учебник написан коллективом высококвалифицированных специалистов – преподавателей кафедры "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н.Э. Баумана – ведущей кафедры страны, отметившей в 2007 г. 100-летие с начала подготовки специалистов по двигателям внутреннего сгорания.

Изложены основы конструирования и современные методы прочностного анализа поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания, дан анализ конструкций современных отечественных и зарубежных двигателей, рассмотрены перспективы их развития. Наряду с традиционными методами расчетов на прочность базовых деталей двигателей представлены современные численные методы анализа теплового и напряженно-деформированного состояний элементов двигателей с применением современных информационных технологий.

Для лучшего усвоения материала учебник прекрасно иллюстрирован, в том числе цветными рисунками.

ОАО "Издательство "Машиностроение"
107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4.
Тел.: (495) 269-66-00, 269-52-98 – отдел реализации.
Факс: (495) 269-48-97. E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

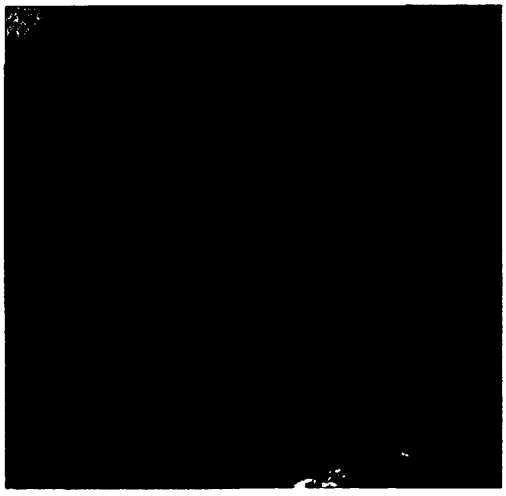
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА-ЯРМАРКА АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ, ТОВАРОВ И УСЛУГ ДЛЯ ЗИМНЕГО СЕЗОНА

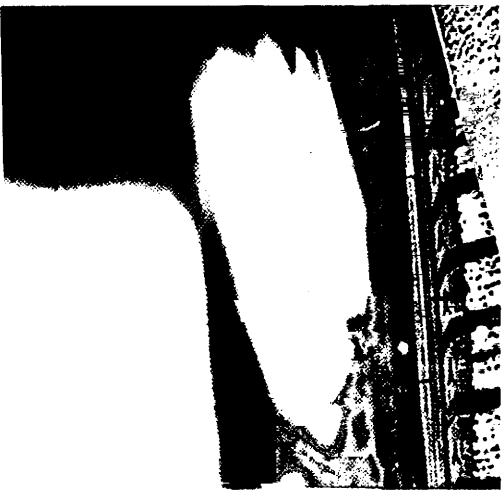
«АВТОЗИМА-2008»

АВТОЗИМА 2008

AUTOWINTER 2008



23–26 ноября 2008 Москва, ВВЦ, Павильон 57



Организатор – ОАО «АСМ-холдинг» при поддержке Правительства Москвы

Контакты:

Центр выставок

Тел.: (495) 625-51-79
621-00-15
628-94-64

Факс: (495) 626-06-19
626-07-60

E-mail:
venera@asm-holding.ru
dvd@asm-holding.ru

www.asm-holding.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru