ISSN 0005-2337

Автомобильная промышленность

№ 11 ○ 2008

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.prlib.ru

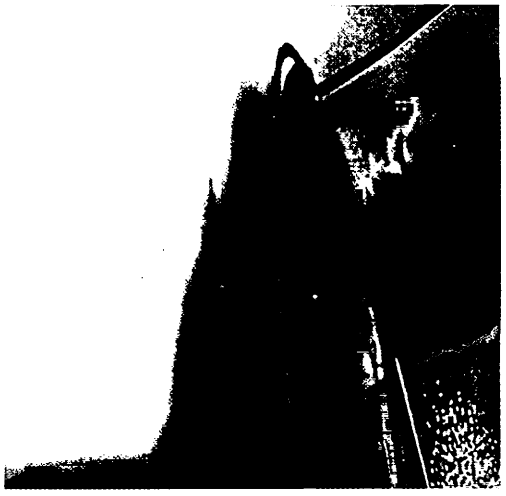
МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА-ЯРМАРКА АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ, ТОВАРОВ И УСЛУГ ДЛЯ ЗИМНЕГО СЕЗОНА

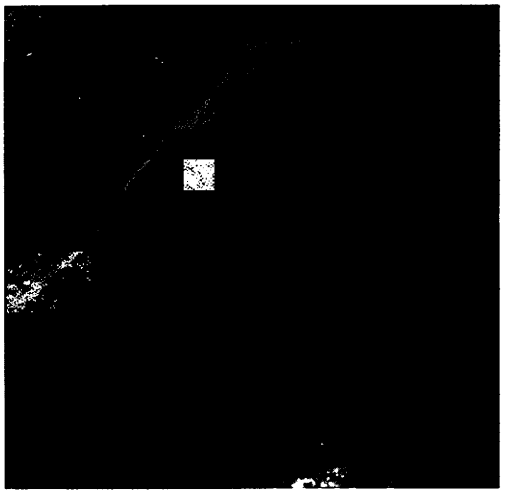
«АВТОЗИМА-2008»

АВТОЗИМА 2008

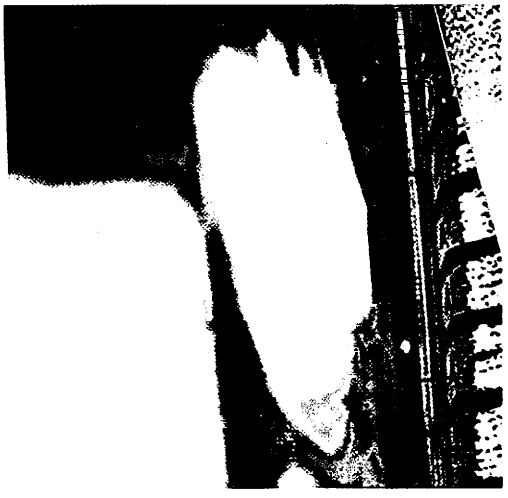
МЕЖДУНАРОДНАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ВЫСТАВКА INTERNATIONAL TRA

AUTOWINTER 2008

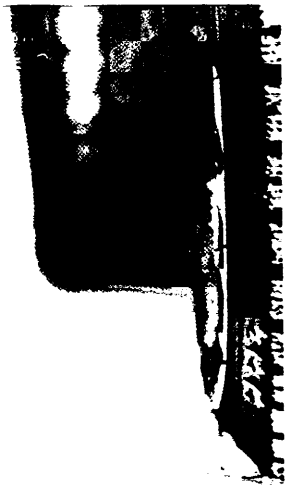




23-26 ноября 2008 Москва, ВВЦ, Павильон 57



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

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • ноябрь • 2008

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 06.012.5

Промышленные предприятия как объект технологических инноваций

Канд. экон. наук С.В. ГОРБУНОВ

ННГАСУ

В мировой экономике идет новый этап развития, в котором экономический рост хозяйствующих субъектов все больше и больше зависит от выделяемых ими средств на НИОКР и защиту созданной при этом интеллектуальной собственности. Более того, и в данной области начался процесс стабилизации — появились транснациональные центры знаний и технологий, которые вырабатывают принципиально новые решения, используемые в производстве. Другими словами, разработка и внедрение технологических инноваций стали одним из основных способов развития мировой экономики. Однако инновационная деятельность в нашей стране, к сожалению, пока развита явно недостаточно: новые технологии в хозяйственный оборот внедряются медленно и бессистемно.

Причин тому много. Но главная из них, по мнению автора, — недостаточное развитие, а порой и отсутствие методических основ управления стратегиями инновационного развития в условиях рынка. В частности — методологии оценки эффективности реализации инновационных проектов. В результате большинство отечественных промышленных предприятий, прежде всего машиностроительных, обладают огромными мощностями, которые давно уже не используются и никогда не будут востребованы в прежнем объеме. И только отдельные из них развиваются достаточно динамично и эффективно.

Между тем данная методология довольно проста и логична. Например, внедрению технологических инноваций должен предшествовать внутренний анализ предприятия по следующим четырем основным направлениям: состояние и загрузка основных фондов; структура общих издержек; структура прямых затрат; управленческая структура и кадровый состав. Рассмотрим их применительно к нашей действительности.

На российских машиностроительных предприятиях уровень физического износа универсального оборудования превышает 75 %. К этому добавляется его моральный износ и низкая эффективность. Что же касается загрузки, то на многих предприятиях существуют огромные незагруженные цеха, имеющие массу незадействованного оборудования. Что приводит к большим издержкам, которые ложатся на стоимость выпускаемых изделий, снижает их конкурентоспособность и, как следствие, объем сбыта и уровень капитализации предприятия. Выход один: избавиться от всего ненужного.

В структуре общепроизводственных затрат отечественных предприятий ~30 % сейчас составляют затраты на отопление производственных и других корпусов. Поэтому решение о концентрации производства и консервации незадействованных корпусов — действительно, достаточно эффективное решение.

Резкое падение объемов производства привело к тому, что при существующем объеме сбыта в структуре прямых затрат точно можно определить только затраты на материалы и комплектующие. Нормирование же трудовых затрат крайне затруднено из-за необходимости учета межоперационного простоя, запуска в ряде случаев всей технологической цепочки даже для малой партии изделий. А ведь удельный вес (доля) затрат меняется при изменении объемов производства. Так что в настоящее время фактически лишь затраты на сырье

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

и материалы отражают реальную картину прямых издержек.

И еще один важный критерий выбора технологических инноваций — изменение длительности технологического цикла: эффективные технологические решения позволяют в несколько раз сократить такой цикл.

Управленческая структура, кадровый состав, его квалификация. Здесь, думается, комментарии не нужны: хорошее состояние дел известно.

Далее. Управление инновационным развитием предприятия это система, состоящая из пяти подсистем — производственной, рыночной, финансовой, социальной и экологической. Причем первая из них для промышленных предприятий наиболее значима, а ее основа, как свидетельствует мировой опыт, — технология (или несколько технологий). Поэтому технологические инновации — важнейшее из условий (инструмент) увеличения коммерческой значимости предприятия.

Об этом знают практически все участники производственной (и не только) деятельности. Но — больше теоретически. И то не до конца. Например, не очень многие различают продуктовые и процессные инновации. Хотя они и связаны между собой, но по сути — разные.

Так, продуктовые инновации включают только разработку и внедрение новых или усовершенствованных продуктов. То есть главное здесь — разработка и внедрение той продукции, у которой функциональные характеристики, признаки, конструктивное исполнение, дополнительные услуги, состав применяемых материалов и компонентов значительно отличаются в лучшую, с точки зрения потребителя, сторону от ранее выпускавшейся продукции. Причем такие инновации, как правило, могут быть основаны на принципиально новых технологиях или развитии уже применяемых технологий. Кроме того, новая продукция может (что чаще всего наблюдается на практике) базироваться на уже существующих ее видах. Проще говоря, новая технология улучшает качественные характеристики серийных изделий, повышает экономическую эффективность их производства путем задействования новых решений. Например, более современных компонентов и материалов.

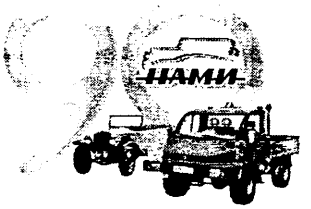
Процессные инновации — разработка и внедрение новых или значительно улучшенных производственных методов, предполагающих применение нового или усовершенствованного производственного оборудования, методов организации производственного процесса или их совокупности. Но они, в противоположность продуктовым инновациям, нацелены на повышение эффективности производства уже существующей на предприятии продукции. Кроме того, в процесс включаются: новые или усовершенствованные производственные методы, уже реализованные на других предприятиях и распространяемые через технологический обмен (беспатентные лицензии, ноу-хау, консультации и т. п.).

Таким образом, технологические инновации представляют собой совершенно иную комбинацию производственных факторов, включая создание нового товара и представление его на рынке, внедрение другого способа производства, освоение новых рынков или источников сырья, а также реструктуризацию промышленного производства. Иными словами, технологические инновации — не что иное, как внедрение результатов научных и технологических исследований в производственную деятельность, приносящее коммерческий доход. Но предприятия обладают различными технико-экономическими характеристиками, которые, в основном, определяют их поведение в экономической среде. Поэтому предприятие формирует концепцию в отношении внедрения технологических новшеств именно исходя из своих возможностей. То есть в зависимости от фактического состояния производственных фондов и перспектив выпуска конкурентоспособной продукции (учет внешних факторов) на предприятии возможны разные варианты инновационного развития. Таких вариантов, как показывает анализ, может быть три: модернизация или полная замена технологического оборудования; частичное замещение отдельных технологических процессов, внедрение в производственный цикл дополнительного оборудования. Их цель, в общем-то, одна и та же — повышение эффективности функционирования предприятия и повышение конкурентоспособности выпускаемой им продукции. Да и механизмы, обеспечивающие достижение этой цели, довольно близки: внедрение улучшений, влияющих на загрузку производственных мощностей в сторону ее увеличения до максимума, совершенствование (введение инноваций) ранее созданной технической системы с помощью проектов, касающихся изменения технологических параметров производства (скорости выработки единицы продукции, использования высокотехнологических материалов, последовательности операций и т. д.). То есть все то, что объединяется термином "реструктуризация предприятия". Законы же реструктуризации давно известны: она должна осуществляться на основе инновационного подхода, т. е. разработки комплекса мероприятий по формированию стратегических производственных целей, постоянного внедрения прогрессивных технологий и нового оборудования. И должна обеспечивать не только выживание предприятия в краткосрочной перспективе, но и его становление конкурентоспособным в перспективе долгосрочной. Чтобы этого добиться, необходимо четко определить перспективы подразделений, возможности сохранения и усиления их работоспособности. Те из них, которые такой перспективы не имеют, подлежат, как и лишние производственные мощности, безусловному сокращению.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 656

Создание современной компонентной базы — основы развития транспортной инфраструктуры страны



Д-р техн. наук А.А. ЭЙДИНОВ,
канд. техн. наук Т.Д. ДЗОЦЕНИДЗЕ, Д.А. ЗАГАРИН,
П.А. КАБАНИН

За последние десятилетия обстоятельства сложились так, что транспортная инфраструктура нашей страны развивалась экстенсивным путем и во многом — не за счет автомобильной составляющей. Сложившуюся ситуацию можно объяснить не только наследием прежнего периода, когда ощущалась нехватка автомобилей (в том числе грузовых) во многих сегментах рынка, но и недостатками технологической цепочки транспортной системы. Например, не выпускались такие востребованные рынком средства развития транспортной инфраструктуры, как различные модификации легких (грузоподъемностью 600, 800, 1000, 1200, 1500 и 1800 кг) коммерческих АТС; были пустыми ниши и в других сегментах рынка. Техники не хватало, по совокупности потребительских качеств производимая техника существенно отставала от требований времени и нужд потребителей. И хотя массовый выпуск "ГАЗелей" внес перелом в ситуацию, но остался, к сожалению, единичным явлением. Отечественные производители новые автомобили практически не создают. Пока что структура автопарка меняется за счет импорта. Однако потребности транспортной системы таковы, что рассчитывать на зарубежных производителей просто наивно. Особенно в условиях, когда покупательная способность частных лиц, как и транспортных организаций, по-прежнему ограничена. Выход один — создавать новые средства развития транспортной инфраструктуры.

Именно этим выводом руководствовались специалисты НАМИ, разрабатывая семейство малогабаритных АТС с широкими функциональными возможностями.

Но уже на первых шагах реализации проекта стало очевидным: решить такого масштаба задачу без развитой компонентной базы затруднительно, потому что качество имеющихся на рынке изделий часто не выдерживает критики. И положение вряд ли спасет рост выпуска автомобильной техники на сборочных предприятиях с иностранным участием. Дело в том, что он существенно опережает рост производства автомобильных компонентов необходимого качества для ее комплектации. Что ставит под сомнение возможность локализации производимых в России автомобилей зарубежными фирмами. Тем более что свыше 40 меморандумов на 80 проектов создания местного производства компонентов мирового уровня пока так и остаются меморандумами. Поэтому технологическое отставание отечественной автомобильной промышленности от промышленности передовых стран продолжает увеличиваться и уже в обозримой перспективе по ряду важнейших технологических направлений может стать необратимым, что сделает вполне реальной угрозу потери Россией способности разрабатывать и производить современную наукоемкую высокотехнологичную продукцию. И в первую очередь — автокомпоненты. То есть складывающая ситуация грозит внешней технологической зависимостью. Со всеми вытекающими отсюда последствиями. В том числе и для обороноспособности страны.

Таким образом, даже самый элементарный анализ показывает: решение ключевой проблемы повышения технического и технологического уровней, конкурентоспособности отечественной автомобильной техники заключается в создании производств, способных выпускать автомобильные компоненты мирового уровня.

Возникает вопрос: возможно ли это? Думается, да. Только следует воспользоваться результатами анализа деятельности 30 крупнейших мировых поставщиков аналогичных изделий. А они говорят о следующем.

1. Соотношение между первичным (поставка на производство) и вторичным (запасные части на продажу) должно составлять ~70:30. У нас же оно, в том числе и в связи с организацией "промсборки" из импортных компонентов, обратное — 25:75.

2. Еще с 1980-х годов за рубежом началась реструктуризация производства автомобильных компонентов (ведущие их производители превращаются в сборочное производство), и теперь их поставщики ранжируются в три уровня. Причем в сложившейся практике поставщик может объединять у себя два уровня, а в исключительных случаях — даже три.

От поставщиков первого уровня автомобилестроители получают готовые системы и модули (двигатели, КПП, сиденья, различные системы и т. д.) для финальной сборки. В мировой практике на их долю приходится почти 40 % добавленной стоимости готового автомобиля.

Поставщики второго уровня снабжают поставщиков первого уровня компонентами (например, поршневой группой для двигателя, рамами сидений и т. д.). Их доля в общей добавленной стоимости чуть более 20 %.

Поставщики третьего уровня производят простые детали и заготовки (литье, болты, различные материалы и т. д.) для поставщиков второго уровня. Их доля в добавленной стоимости автомобиля меньше всего — от 5 до 10 %.

Что же касается практики изготовления деталей сложности любого уровня непосредственно производителем автомобиля, которая на предприятиях российского автопрома распространена достаточно широко, то в мировой индустрии на ее долю в среднем приходится лишь ~30 % добавленной стоимости автомобиля (в России — 60 %).

Далее. Мировой рынок запасных частей состоит фактически из двух рынков — оригинальных и неоригинальных запасных частей. Первые имеют торговую марку автомобильной фирмы и должны продаваться исключительно через нее. Их изготовляют в строгом соответствии с предусмотренными характеристиками

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

материалов под жестким контролем качества. Вторые же выпускают фирмы-имитаторы без гарантии соответствия техническим требованиям автозавода. Поэтому могут иметь место нарушения стандартов безопасности, надежности и долговечности. Но они значительно дешевле.

Так говорит классическая теория. Между тем на практике все сложнее. В рамках этих двух крайностей существует довольно большой рынок запасных частей-аналогов, которые по качеству достаточно близки к "оригиналу", а по цене — гораздо ниже. И это — при "молчаливом согласии" производителей автомобилей уступить часть объемов торговли запасными частями, изготовленными независимыми специализированными заводами. Последние, в свою очередь, достаточно активно и довольно успешно развивают данное направление. Кроме того, перенос производства автомобильных компонентов в страны Юго-Восточной Азии помог намного уменьшить стоимость готового изделия.

Отличительными особенностями российского рынка автомобильных компонентов являются: старый автомобильный парк (более 50 % АТС — старше 10 лет); устаревший модельный ряд (доля вазовской "классики" в легковом автомобилестроении — более 28,4 %); некоторые автозаводы продолжают выпускать технику, разработанную в 1980-х годах; плохое качество работ; суровые климатические условия; высокая аварийность на дорогах; низкое качество комплектующих, запасных частей, ТО и ремонта. А как с этим обстоят дела на Западе?

В настоящее время "Форд" изготовляет ~70 % комплектующих на собственных заводах, "Тойота" — только 30 %. То есть, разброс 40 %. Причем каждая фирма считает, что именно ее стратегия позволяет не только сокращать временной промежуток от проекта до конвейера для новой модели автомобиля, но дает возможность одновременно разрабатывать несколько разных моделей автомобиля. Но все-таки специалисты "Тойоты", по-видимому, ближе к истине. Стоимость и гибкость производства для них были главными причинами перехода на внешние поставки штамповок и подсобранных узлов. Потому что у независимых поставщиков более низкая зарплата рабочих, чем это принято на автозаводах. Например, в Германии эта разница достигает 25 %, фактически же она еще больше из-за больших социальных отчислений автомобильными фирмами. Кроме того, у поставщиков эффективность производства выше за счет лучшей его организации вследствие меньших масштабов, а также за счет более полного, доходящего почти до 100 %, использования оборудования и возможности "перебрасывания" рабочей силы с одного участка на другой в зависимости от объема заказов. Наконец, в среднесрочной перспективе поставщики компонентов надеются на расширение своего производства в результате покупки существующего сейчас на автозаводах оборудования.

И надо сказать, что такое обстоятельство начали учитывать и у нас. Например, в стране, по данным Минпромторга, насчитывается 2 тыс. поставщиков сборочных производств. Из них 75 % — поставщики комплектующих изделий и лишь 25 % — сырья и материалов. Но число поставщиков первого уровня не превышает 300 предприятий, причем основная их масса (98 %) работает только с отечественными заводами. Остальные же поставляют продукцию на конвейеры как российских, так и западных сборочных производств (1,5 %), а также экспортируют. Большая же часть российских комплектующих, как уже упоминалось, имеет очень низкое качество. Их средний уровень дефектности превышает 1000 ppm, в то время как по стандарту ИСО 16949 он не должен превышать 70 ppm. В итоге традиционные российские автозаводы все больше приобретают импортные комплектующие различного уровня сложности (двигатели, коробки передач, усилители рулевого управления, светотехнику и т. д.). И, несмотря на работающие совместные предприятия, доля импортируемых компонентов велика. Причем для иностранных автосборочных предприятий, работающих в России, основным фактором, которым они руководствуются при выборе поставщика компонентов, является "цена—качество—возможность доставки вовремя". Кроме того, ограниченность их годовых планов (до 100 тыс. шт. в среднем) по выпуску автомобилей делает производство их компонентов нерентабильным (порог от 150 до 200 тыс. шт. в год).

Можно отметить также нежелание снижать цены на продукцию автосборочных производств и особенности стратегии выбора места будущего автомобильного производства. По мнению многих экспертов, именно благодаря лучшей транспортной ситуации фирма "Тойота" отдала предпочтение размещению своего сборочного производства модели "Тойота Камри" вблизи Санкт-Петербурга, пренебрегая достоинствами таких развитых автомобильных регионов, как Нижний Новгород и Самара. При относительно небольших объемах выпуска, что сразу предопределяет минимальную локализацию производства и его большую зависимость от поставок комплектующих, транспортные расходы становятся решающими. Но близость к морским портам выбранного региона дает существенные преимущества, тем более что значительная часть выпускаемых автомобилей будет, как предполагается, реализовываться в странах Балтии. Зарубежные экспортные и импортные поставки по морю дешевле других видов перевозок, а на относительно маленькие расстояния наиболее выгоден автомобильный транспорт.

Выше уже отмечалось, что новые средства развития транспортной инфраструктуры у нас в стране не появляются. Это справедливо и в отношении отечественных производителей легковых автомобилей (максимум — покупка лицензий на производство готового продукта, уже завершающего жизненный цикл на конвейере; вазовский "проект С" пока не доведен). Выжимание максимальной прибыли из выпускающейся устаревающей отечественной техники вместе с работой по улучшению соотношения "цена/качество" повлечет за собой унификацию с еще производимыми серийными импортными моделями, замену критических отечественных комплектующих (двигатели, коробки передач, приводные валы, сцепления, усилители рулевого управления, тормозные системы) импортными. Такое положение заставит нашу индустрию автомобильных

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

компонентов развиваться по следующему пути: максимальное производство и использование унифицированных и уже разработанных и испытанных компонентов, не требующих сложного инженерного сопровождения и адаптации. По такому пути уже развивается отечественное автобусостроение: импортные двигатели, коробки передач, мосты, управляемые оси, рулевое управление. НИОКР в данном случае сводятся лишь к адаптации зарубежных компонентов к отечественной конструкции. Сборочные производства изначально ориентируются на разработанные глобальные решения и использование мощностей по выпуску комплектующих на действующих предприятиях. Считается, что открытие нового производства приведет к увеличению себестоимости. Существующая же тенденция локализации показывает, что требуемых показателей пытаются добиться за счет использования универсальных (лампы, масла, шины) и "неинтеллектуальных" (штамповки кузовных панелей, коврики, стекла) компонентов.

В итоге может случиться так, что роль инжиниринга сведется к проектированию новой техники изначально на импортных агрегатах, и единственным и последним рубежом могут остаться лишь соображения, связанные с обороноспособностью страны и выполнением Вооруженными Силами РФ других многогранных задач. Но даже при таком развитии ситуации остается открытым вопрос производства "интеллектуальных" компонентов (микроэлектроника, блоки управления, нанотехнологии). Это доказывает необходимость на государственном уровне (с активным участием бизнеса) принятия экстренных мер по решению проблемы создания промышленности автомобильных компонентов мирового уровня. И к основным мероприятиям по изменению положения дел в данном секторе следует отнести: стимулирование НИОКР, поощрение создания новых производств современных изделий, а также стимулирование существующих производителей разрабатывать и производить новые средства развития транспортной инфраструктуры; всемерное содействие созданию кластеров, ориентированных на выпуск высокотехнологичных комплектующих; содействие приходу иностранных производителей автомобильных компонентов (с решением проблем рентабельности по объемам производства и предоставление преференций по экспорту продукции в третьи страны); развитие стратегического партнерства отечественных изготовителей автокомпонентов с ведущими зарубежными фирмами.

АСМ-факты

В рамках традиционных августовско-сентябрьских автомобильных выставок в московском выставочном центре "Крокус-экспо" ("Автосалон-2008", МИМС, "Интеравто") прошел ряд мероприятий для специалистов отрасли, организованных "Автосельходмаш-холдингом".

В конференции "Двигатели для российских автомобилей приняли участие представители ОАР, НАПАК, Ассоциации автомобильного бизнеса в России, дивизиона "Силовые агрегаты" Группы "ГАЗ", КамАЗа, ВАЗа, ШААЗа, ВНИИНП, НАМИ, а также совместных и зарубежных фирм: "Автрамат", АПС "Консалтинг", "Бельхофф", "Бош", "Виброакустик", "Лувата", "Оригинал", "ПАЛЛ Евразия", "Юнит Марк Про" и др.

Были заслушаны доклады о перспективах развития двигателестроительного бизнеса Группы "ГАЗ" и, в частности, новой продуктовой линейке двигателей, прогнозах и планах Группы по дизелизации легких коммерческих автомобилей, ее стратегии в области коробок передач; современных и перспективных двигателях КамАЗ; перспективных двигателях для автомобилей ВАЗ; глобальных рынках силовых агрегатов и движущих факторах технологического развития; условиях для создания производства автомобильных двигателей и компонентов к ним в России; деятельности зарубежных фирм на российском рынке автокомпонентов; информационные сообщения о влиянии традиционной системы опор силового агрегата на комфорт и управляемость АТС, а также потенциале применения гидравлических опор; усилении и восстановлении резьб с помощью резьбовых вставок "ХелиКоил"; применении системы контроля подлинности изделия "Оригинал" для идентификации продукции; автоматизации процесса маркировки ДВС; производстве автомобильных теплообменников по технологии "Купробрейз" и проекте освоения производства алюминиевых теплообменников по технологии "Ноколок" в ОАО "ШААЗ"; снижении потерь на трение в цилиндропоршневой группе на примере поршней разработки ОАО "Автрамат"; технологиях фильтрации и сепарации компании "ПАЛЛ Евразия" для автомобильной техники; новых решениях по разработке и проверке блоков управления двигателем фирмы "Бош"; состоянии и перспективах мирового рынка этанола; производстве автомобильных бензинов и дизельного топлива в России; программном обеспечении фирмы АВЛ для моделирования силовых агрегатов; экологических требованиях и тенденциях развития мирового двигателестроения; некоторых результатах исследований влияния рециркуляции отработавших газов на характеристики дизеля; системах наддува для дизельных грузовых автомобилей, удовлетворяющих перспективным требованиям по токсичности выбросов; направлениях разработок ДВС на альтернативных топливах.

В работе "Конгресса технологов" участвовали представители НИИТавтопрома, ассоциации "Станкоинструмент", ВНИИинструмент, НАМИ, НИПТИЭМ, ИНЭКА, КамАЗа, ГАЗа, ВАЗа, фирм "ДИАС-Турбо", "Бёлер-Уддехольм Россия", "Бельхофф", "Русэлпром-Оснастка", "Русэлпром-Электропривод", "Мадимо", НПЦ "Диарим-АБ", "Нанопром" и др.

В рамках пленарного заседания "Тенденции развития технологий производства автомобильной техники и автокомпонентов" были сделаны доклады, посвященные перспективам развития отечественного станкостроения и новейшему оборудованию, предлагаемому автомобильной промышленности предприятиями-членами ассоциации "Станкоинструмент"; технологиям производства малогабаритных транспортных средств для сельского хозяйства; разработке и освоению гаммы отечественных универсальных технологических роботов для массовых автоматизированных производств машиностроительной продукции; методологии построения и развития системы обеспечения технологической оснасткой и инструментом предприятий "Российского электротехнического концерна"; инструментальному обеспечению механообрабатывающего оборудования. На сессии "Современные информационно-технологические и конструкторские решения, оборудование и инструменты" сделаны сообщения о применении технологии "ФОРСАН" в автомобильной промышленности; соединении листового металла методами самопроникающих заклепок "Ривсет" и точечной деформации "Ривклинч". На сессии "Сертификация, технологии ремонта и технического обслуживания автотранспорта" — о новых технологиях турбонаддува и перспективах внедрения сервиса турбокомпрессоров на российском автомобильном рынке; технологии калибровки двигателей внутреннего сгорания.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.66.097.3.621.43.068

Нейтрализаторы отработавших газов дизелей

Канд. техн. наук В.И. ПАНЧИШНЫЙ

Состав и компоненты нейтрализаторов для дизелей заметно отличаются от аналогичных устройств для бензиновых ДВС. И это понятно: в отработавших газах дизелей гораздо меньше монооксида углерода и несгоревших углеводородов, но значительно выше концентрация оксида азота. Кроме того, в них много дисперсных частиц, сорбированных ими углеводородов, сульфатов, паров воды и оксидов некоторых металлов. И в то же время — высокая концентрация кислорода (коэффициент λ всегда существенно выше единицы). Все это исключает возможность восстановления оксидов азота за счет монооксида углерода, несгоревших углеводородов и водорода, как это происходит в нейтрализаторах для бензиновых двигателей. Именно по этой причине в отработавших газах дизелей процесс, аналогичный трехкомпонентной нейтрализации отработавших газов бензиновых двигателей, невозможен, и оксиды азота при установке трехкомпонентного нейтрализатора в систему выпуска дизеля не удаляются.

Дизельные окислительные нейтрализаторы фактически обезвреживают только монооксид углерода и несгоревшие углеводороды. Правда, за счет удаления последних на 20—40 % сокращают и выбросы дисперсных частиц, что объясняется уменьшением доли углеводородов, сорбированных углеродной фракцией дисперсных частиц. Но при этом необходимо подчеркнуть: процесс возможен только при использовании низкосернистого топлива. Если же в нем серы много, то масса дисперсных частиц при установке нейтрализатора может даже возрасти за счет образования аэрозолей серной кислоты. Во многом поэтому и существуют жесткие ограничения на содержание серы в дизельном топливе.

В связи с перечисленным выше на первых этапах освоения нейтрализаторов целесообразность их массового применения на дизелях многие подвергали сомнению. Этому в определенной мере способствовала и сравнительно небольшая доля дизелей в общей численности автомобильных ДВС. В результате дизельные нейтрализаторы использовались преимущественно в местах с ограниченным воздухообменом — в шахтах, карьерах, на складах, животноводческих фермах и т. д. Однако по мере роста численности парка автомобилей, оснащенных дизелями, ужесточения экологических стандартов и углубления (особенно!) знаний о токсичных характеристиках продуктов сгорания этого типа ДВС применение таких нейтрализаторов значительно увеличивалось, и в настоящее время большинство дизелей, особенно устанавливаемых на легковые автомобили, оснащаются окислительными нейтрализаторами. И это разумно. Например, сейчас специалистам совершенно очевидно: без этих систем нейтрализации никак не обойтись, поскольку дизели грузовых автомобилей, автобусов и пр. имеют большие мощности и объем цилиндров, эксплуатируются с высокой интенсивностью. Вот почему даже при относительно невысокой концентрации монооксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах общий их выброс в атмосферу оказывается весьма значительным; мероприятия, ограничивающие выброс одного из наиболее проблемных компонентов, оксидов азота (рециркуляция, изменения угла опережения впрыскивания топлива, дефорсирование и пр.), всегда сопровождаются возрастанием именно выбросов CO и CH; в выбросе дисперсных частиц доля углеводородов достигает 40 %. Кроме того, нейтрализатор при использовании совместно с фильтром окисляет монооксид азота в его двуоксид — соединение, которое обладает более высокой селективной способностью к окислению дисперсных частиц и обеспечивает низкотемпературную регенерацию фильтра. В ряде случаев окислительный нейтрализатор обезвреживает хотя и ненормируемые, но весьма токсичные компоненты (например, альдегиды, канцерогены, мутагены и пр.). Кроме того, окислительный нейтрализатор является составной частью систем селективного восстановления оксидов азота, вынуждающих принудительно вводить в выпускную систему дизеля различные восстановители, в частности углеводороды и соединения, содержащие в своем составе аминогруппы. При этом если дозировка восстановителя нарушена в сторону увеличения, то окислительный нейтрализатор приведет его содержание к норме.

Однако по конструкции дизельные окислительные нейтрализаторы существенно отличаются от своих аналогов для бензиновых двигателей. Во-первых, в отработавших газах дизелей есть дисперсные частицы и соединения серы (преимущественно диоксид серы); во-вторых, температура этих газов относительно невысокая, что вынуждает размещать нейтрализатор максимально близко к выпускному коллектору, а в некоторых случаях — даже теплоизолировать выпускной тракт. В-третьих, имеются определенные отличия в составе катализатора: он должен обладать высокой активностью в реакциях окисления монооксида углерода и несгоревших углеводородов, но иметь минимальную способность к окислению диоксида серы.

Но главный опасный компонент отработавших газов дизелей — оксиды азота. Причины, по которым невозможен процесс трехкомпонентной очистки для

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

их удаления, изложены ранее (см. "АП", 2008, № 10), поэтому останавливаться на них смысла нет. Важно другое: для снижения выбросов оксидов азота предложено три вида систем, которые прямо или косвенно используют каталитические методы. Это: комбинация рециркуляции и окислительного катализа; селективное восстановление аминогруппами или углеводородами; химическая адсорбция с регенерацией.

Наиболее простое из перечисленных предложений — рециркуляция в сочетании с обычным окислительным нейтрализатором. В этом случае за счет частичного возврата отработавших газов на впуск дизеля (условия определяются алгоритмом системы рециркуляции) возрастающие выбросы монооксида углерода и несгоревших углеводородов обезвреживаются нейтрализатором. Именно такая схема используется на дизельных легковых автомобилях и достаточно хорошо распространена на тяжелых дизелях. Однако пользоваться ею необходимо с большой осторожностью, поскольку при рециркуляции отработавших газов растут не только выбросы монооксида углерода и несгоревших углеводородов, но и дисперсных частиц, борьба с которыми представляет не менее сложную, чем удаление оксида азота, проблему.

Вторая система — селективное восстановление оксидов азота (SCR-процесс) — базируется на хорошо известном факте: соединения, содержащие аминогруппы, способны восстанавливать оксиды азота в присутствии избыточного кислорода. В этом плане серьезный интерес представляет аммиак и его производные. Понятно, что реализация такого процесса требует размещения на борту дополнительного расходуемого реагента, что создает серьезные проблемы (инфраструктура заправки, коррозия материалов, размещение баков и системы нейтрализации, погодные условия, дополнительное обслуживание и т. д.). Тем не менее пока этот метод остается практически единственно реальным для достижения норм "Евро-5" по выбросу оксидов азота.

Процесс селективного восстановления оксидов азота аммиаком в отработавших газах дизеля описывается следующей основной реакцией: $4NO + 4NH_3 + O_2 = 4N_2 + 6H_2O$. В области высоких температур соединение NH_3 гомогенно может реагировать также с NO с образованием N_2 по реакции $6NO + 4NH_3 = 5N_2 + H_2O$. Кроме того, возможны побочные реакции, из которых наиболее негативной является реакция глубокого окисления аммиака с образованием вторичного NO: $2NH_3 + 5O_2 = 4NO + 6H_2O$.

Поскольку использование газообразного аммиака в качестве расходуемого реагента на АТС общего назначения крайне проблематично, то удобней и безопасней для реализации этого процесса применять 30—35%-й водный раствор мочевины (карбамида) — широко распространенного и выпускаемого в больших масштабах удобрения, хорошо растворимого в воде, удобного в хранении и транспортировании, относительно безопасного и дешевого. (В общем виде процесс восстановления NO мочевиной отписывается уравнением $CO(NH_2)_2 + 2NO + 0{,}5O_2 = 2N_2 + CO_2 + 2H_2O$.)

Стадия процесса очистки отработавших газов от оксидов азота водным раствором мочевины начинается с ее разложения до NH и изоциановой кислоты на отдельном катализаторе либо на основном катализаторе восстановления (реакция: $CO(NH_2)_2 + H_2O = NH_3 + HNCO + CO_2$).

На втором этапе реализуется процесс восстановления NO_x, причем реакции восстановления аммиаком и изоциановой кислотой являются самостоятельными процессами: $6NO + 4NH_3 = 5N_2 + 6H_2$ и $6NO + 4HNCO = 5N_2 + 4CO_2 + 2H_2O$.

Но если до начала первой стадии провести предварительный гидролиз мочевины до NH_3, то степень восстановления оксидов азота оказывается на 10—40 % выше, а проскок аммиака в 2—3 раз ниже.

В качестве катализаторов для SCR-NH_3-процесса наибольшее распространение получили сложные каталитические композиции, содержащие металлы платиновой группы (для реализации процесса в низкотемпературной области) и оксиды ванадия и титана с различными промоторами (для обеспечения процесса в области высоких температур).

Конструктивно в состав этой системы входят каталитический нейтрализатор восстановления, в котором ведется гидролиз мочевины и восстановление монооксида азота образовавшимся аммиаком; окислительный нейтрализатор, где удаляется избыточный аммиак ($NH_3 + O_2 = N_2 + H_2O$); система дозирования мочевины. Последняя состоит из герметичного бака, в котором поддерживается избыточное давление; трубопроводов; специальной форсунки; электронного блока управления, куда вводится информация о параметрах дизеля и температуре отработавших газов, а также их составе, в том числе концентрации NO.

Процессы финишной очистки отработавших газов от оксидов азота предусматривают обезвреживание непрореагировавшего по тем или иным причинам аммиака. Сложности этой стадии связаны с целевым получением в результате реакции именно молекулярного азота (реакция $4NH_3 = 3O_2 = 2N_2 + 6H_2O$), а не возможным окислением его до моно- или диоксида (реакции $4NH_3 + 5O_2 = 4NO + 6H_2O$ и $4NH_3 + 7O_2 + 6H_2O$).

Из всего сказанного напрашивается вывод: для реализации SCR-NH_3-процесса необходимы катализаторы трех видов — для разложения мочевины; восстановления оксида азота аммиаком и нейтрализации избыточного аммиака. Возможны ли они? Вполне.

Так, в качестве катализатора разложения мочевины можно использовать оксид алюминия, для реакции восстановления оксидов азота — катализаторы на основе оксидов ванадия и титана, а для финишной очистки — металлы платиновой группы.

Некоторый опыт разработки таких катализаторов имеется в НАМИ: здесь созданы титан-ванадиевые катализаторы блочного типа с достаточно широким температурным диапазоном. В отличие от традиционных они сохраняют селективность при высоких температурах, не образуя вторичного монооксида азота за счет окисления аммиака. Более того, разработана своя система SCR-нейтрализации оксидов азота.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Помимо аминогрупп в качестве восстановителей могут быть использованы и углеводороды, в том числе дизельное топливо — SCR-HC-процесс. Однако он может быть реализован в узком температурном интервале, со стороны низких температур ограниченный такой, при которой обеспечивается достаточная для практических целей скорость реакции восстановления оксида азота монооксидом углерода и несгоревшими углеводородами, а со стороны высоких — началом интенсивного окисления восстановителей, т. е. их сохранением для выполнения восстановительных функций. Из-за чего этот метод и не получил широкого распространения.

Гораздо более глубокую (до 95 %) очистку от оксидов азота может обеспечить технология, условно названная NO_x-адсорбер. Эта интенсивно развиваемая в последние годы технология применима как на двигателях с искровым зажиганием, так и на дизелях, причем на последних прогнозируется достижение наиболее строгих по оксидам азота норм "Евро-5" — 2 г/(кВт).

Принцип действия адсорбера заключается в предварительном окислении монооксида азота в его диоксид на платиновом катализаторе, после чего диоксид взаимодействует с оксидом или карбонатом щелочноземельного металла (в частности, бария), образуя нитрат бария.

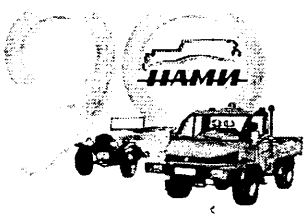
По мере расходования карбоната или оксида бария возникает потребность в регенерации (восстановлении способности химически связывать оксиды азота) адсорбера и утилизации накопленных оксидов. Для этого в поток отработавших газов инжектируется небольшое количество топлива, которое за счет взаимодействия на платине с кислородом кратковременно, в течение нескольких секунд, разогревает и термически разлагает нитрат бария, а также создает восстановительную или близкую к нейтральной атмосферу. В таких условиях становится возможным характерный для бензиновых двигателей процесс трехкомпонентной нейтрализации, при котором на Pt-Rh- или Pt-Pd-Rh-катализаторах оксиды азота восстанавливаются монооксидом азота или несгоревшими углеводородами до молекулярного азота.

К сожалению, в отношении дизелей (как, впрочем, и бензиновых ДВС) имеется много нерешенных проблем, связанных прежде всего с нестационарностью условий — широким диапазоном рабочих температур, составов и расходов отработавших газов, при которых должны согласованно действовать катализаторы. Есть и массогабаритные ограничения. Объем отработавших газов современных дизелей грузового автомобиля или автобуса мощностью 300—400 кВт (400—540 л. с.) превышает 1000—1200 $м^3$/ч, а допустимые газовые нагрузки, при которых обеспечивается восстановление оксидов азота, — не более 50 тыс. $ч^{-1}$. Таким образом, необходимый объем основного катализатора оказывается близким к 20 $дм^3$. Если же учесть и катализаторы, действующие по принципу разложения карбомида, окисления избыточного восстановителя, то объем необходимой каталитической загрузки только для нейтрализации оксидов азота может возрасти до 50 $дм^3$. При заданной последовательности размещения катализаторов гидравлические потери на нейтрализаторе оксидов азота представляются достаточно серьезными. Кроме того, следует иметь в виду, что для выполнения перспективных экологических норм система выпуска в своем составе должна иметь не только нейтрализатор оксидов азота, но и фильтр для дисперсных частиц.

При таких структуре выпускного тракта (см. рисунок) и расходах отработавших газов обеспечить допустимое (на уровне 7,0—8,0 кПа) при разумных габаритных размерах нейтрализатора давление крайне затруднительно. В этой связи одной из наиболее актуальных задач является синтез катализаторов, способных работать при высоких (100—200 тыс. $ч^{-1}$) газовых нагрузках (объемных скоростях).

УДК 621.43.018.7

Программа МВК: определение потребной мощности двигателя для полноприводного автомобиля



Канд. техн. наук И.А. ПЛИЕВ,
д-р техн. наук В.В. МОСКОВКИН

Анализ подходов к выбору потребной максимальной мощности двигателя для полноприводного автомобиля показывает, что расчет обычно ведется, исходя из одного условия — обеспечения движения с максимальной скоростью на асфальтированных дорогах высокого качества. Однако в техническом задании на проектирование таких автомобилей, кроме значения максимальной скорости движения одиночного автомобиля, как правило, указывают среднюю скорость движения одиночного автомобиля по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния со средним значением оценочного показателя дорог $\Psi_\Sigma = 0{,}07$ (ОСТ 38.001.520), а также среднюю скорость буксирования полностью загруженным полноприводным автомобилем такого же автомобиля по различным дорогам. И это понятно: полноприводный автомобиль — АТС специального назначения, которое должно одинаково хорошо работать в широком диапазоне дорожных условий.

Но такая широта тактико-технических требований заставляет конструктора очень внимательно относиться к выбору максимальной мощности двигателя для данных АТС, поскольку от правильного ее назначения зависят и масса (полная и снаряженная), и размеры агрегатов автомобиля. И здесь неоценимую помощь может оказать разработанная в НАМИ и апробированная на многих моделях автомобилей компьютерная программа МВК для комплексных исследований топливной экономичности, скоростных свойств и выбросов вредных веществ: она дает возможность определять, как перечисленные выше параметры автомобиля

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

влияют на значение потребной максимальной мощности его двигателя. Для чего рассмотрим сам двигатель и его работу применительно к семейству полноприводных автомобилей, характеристики которых приведены в табл. 1. А для простоты будем считать, что все автомобили имеют бескапотную компоновку, кузов с тентом и вписываются в железнодорожный габарит 02ВМ, унифицированы по коробке передач, раздаточной коробке, мостам, колесным редукторам и шинам.

Мощностной баланс трех автомобилей данного семейства при их движении с максимальными скоростями 100 и 120 км/ч приведен в табл. 2. Из нее видно: увеличение скорости со 100 до 120 км/ч, т. е. на 20 км/ч, повышает затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления более чем в 1,7 раза, потери в трансмиссии — в 1,46 раза, а на сопротивление шин и дороги — в 1,31 раза. В результате, как показал расчет с помощью МВК, потребная для обеспечения движения со скоростью 100 км/ч максимальная мощность двигателей приведенных в таблице автомобилей составит (с некоторым запасом) соответственно 147, 164 и 100 кВт (200, 225 и 270 л. с.), а со 120 км/ч — 221, 250 и 294 кВт (300, 340 и 400 л. с.).

Таблица 1

Показатель	Автомобиль с колесной формулой		
	4 × 4	6 × 6	8 × 8
Грузоподъемность, кг	4000	6000	10 000
Полная масса, кг	12 000	14 900	22 100
Лобовая площадь, м^2	6,65	6,65	6,65
Коэффициент аэродинамического сопротивления C_x	0,82	0,82	0,82
Радиус качения колеса, м	0,59	0,59	0,59
Коэффициент сопротивления качению при ползучей скорости (шины радиальные бескамерные)	0,0115	0,0115	0,0115

Таблица 2

Распределение мощности и удельной мощности	Значения мощности, кВт (удельной мощности, кВт/т) для автомобиля с колесной формулой		
	4 × 4	6 × 6	8 × 8
На преодоление аэродинамического сопротивления при v_{max}:			
100 км/ч	71,70 (5,97)	71,70 (6,28)	71,70 (3,22)
120 км/ч	123,80 (10,24)	123,80 (8,25)	123,80 (6,31)
На преодоление сопротивления шин и дороги при v_{max}:			
100 км/ч	47,00 (3,90)	58,51 (3,93)	86,11 (3,89)
120 км/ч	62,04 (5,17)	76,47 (5,13)	112,24 (5,08)
Потери в трансмиссии при v_{max}:			
100 км/ч	24,21 (2,02)	32,69 (2,19)	40,11 (1,82)
120 км/ч	35,32 (2,94)	47,62 (3,17)	57,70 (2,61)

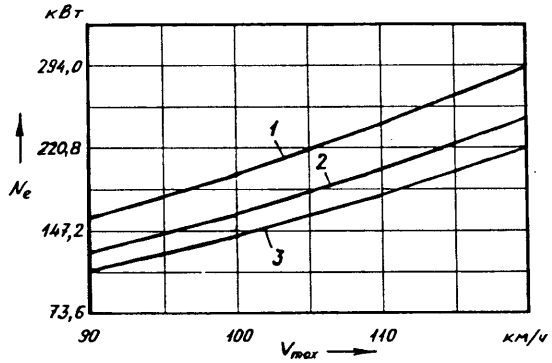


Рис. 1. Зависимость потребной мощности двигателя от максимальной скорости и полной массы автомобиля:
1 — m_a = 12 000 кг; *2* — m_a = 14 900 кг; *3* — m_a = 22 100 кг

Кроме того, их той же таблицы следует, что с ростом полной массы суммарный показатель удельной мощности снижается. Так, для автомобиля с колесной формулой 4×4 при обеспечении движения со скоростью 120 км/ч максимальное его значение равно 18,4 кВт/т, или 25 л.с./т; для автомобилей 6×6 и 8×8 соответственно 16,6 и 13,2 кВт/т, или 22,6 и 18,0 л.с./т. Та же тенденция сохраняется и для движения этих автомобилей с максимальной скоростью 100 км/ч. Увеличение же разницы между максимальными скоростями до 30 км/ч (90—120 км/ч) изменяет значение потребной мощности вдвое (рис. 1).

Все это на асфальте. Движение же по грунтовым дорогам с высокой скоростью требует, что хорошо известно любому водителю, еще более значительных затрат энергии. Правда, определить уровень этих затрат с учетом колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс и работы подвески при общепринятых технологиях расчетов довольно непросто, так как требует создания сложных математических моделей автомобиля и дороги. Однако авторы считают, что решение данной задачи можно упростить. Для чего нужно использовать значения относительного коэффициента Ψ_Σ суммарного сопротивления движению, которое характеризует грунтовую дорогу удовлетворительного состояния (ОСТ 37.001.520—96 "Категории испытательных дорог. Параметры и методы их определения"), и средней скорости движения по этой дороге. Ведь Ψ_Σ — показатель количественный, представляющий собой отношение суммарного расхода топлива, затрачиваемого автомобилем на преодоление всех сил сопротивления движению (качению, в том числе с прицепом, подъему, на повороте, аэродинамического, инерции, колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс), к реализуемой скорости движения. Значит, отталкиваясь от формулы суммарного расхода топлива и заданной средней скорости движения одиночного автомобиля по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния, можно перейти к определению потребной эффективной мощности двигателя, необходимой для движения в данных условиях. И хотя при этом неустановившееся движение с переменной скоростью заменяется на установившееся, величина рассчитанной таким образом мощности будет определять принципи-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

альную возможность движения с заданной средней скоростью.

Таковы общие соображения. Если же говорить о конкретной технологии расчетов, то она сводится к следующему.

1. С помощью программы МВК определяется контрольный расход топлива при движении автомобиля по асфальтовой дороге со скоростью 60 км/ч. (В частности, для автомобиля 4×4 это 20,7 л/100 км, 6×6 — 24,6 л/100 км, 8×8 — 30,5 л/100 км.)

2. По формуле $n = \frac{\Psi_{дд} v_Q}{Q_{кр}}$ из ОСТ 37.001.520—96 вычисляется коэффициент n связи, характерный для каждого типа АТС ($\Psi_{дд}$ — коэффициент сопротивления движению динамометрической дороги на скорости v_Q; $Q_{кр}$ — контрольный расход топлива, полученный по результатам испытаний при определении топливной характеристики; v_Q — скорость, соответствующая $Q_{кр}$, причем для грузовых автомобилей, как правило, она равна 60 км/ч); $\Psi_{дд} = f_o + f_w$, где f_o — коэффициент сопротивления качению при данной скорости; f_w — коэффициент аэродинамического сопротивления, для расчета которых с помощью программы МВК сначала находят силы сопротивления качению и аэродинамического сопротивления).

3. Значение относительного коэффициента Ψ_{Σ_j} суммарного сопротивления движению на j-й дороге дает формула $\Psi_{\Sigma_j} = n\frac{Q_j}{v_j}$ (Q_j — средний расход топлива на j-й дороге, v_j — средняя скорость движения на этой дороге).

4. Используя значения Ψ_Σ и средней скорости движения по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния, записанные в техническом задании, по формуле $Q_j = \frac{\Psi_{\Sigma_j} v_j}{n}$ рассчитывается средний расход Q_j топлива.

5. Поскольку расход топлива на единицу пробега (л/100 км) связан с эффективной мощностью зависимостью $Q_j = 100\frac{g_e N_e}{\rho v_a}$, где q_e — средний удельный эффективный расход топлива при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя от 1000 до 1900 мин$^{-1}$, N_e — эффективная мощность, ρ — плотность топлива и v_a — средняя скорость автомобиля, то $N_e = 0{,}01\frac{Q_j \rho v_a}{g_e}$.

В качестве примера в табл. 3 приведены исходные данные и результаты расчета требуемой эффективной мощности для трех рассматриваемых полноприводных автомобилей семейства при средней скорости движения по грунтовой дороге удовлетворительного состояния, равной 55 км/ч, а на рис. 2 — характер ее изменения при движении по грунтовой дороге с различными средними скоростями.

Как видим, увеличение средних скоростей движения с 45 до 65 км/ч удваивает потребную мощность. При этом ее численные значения — одного порядка со значениями потребных мощностей при движении с максимальными скоростями по асфальту. И если совместить оси абсцисс рис. 1 и рис. 2, то получается (рис. 3) очень наглядная картина, характеризующая возможности движения автомобилей с теми или иными скоростями. В частности, из рисунка видно, что автомобиль с колесной формулой 8×8, который при дви-

Таблица 3

Параметр	Автомобиль с колесной формулой		
	4 × 4	6 × 6	8 × 8
Грузоподъемность, кг	4000	6000	10 000
Полная масса, кг	12 000	14 900	22 100
Скорость при определении контрольного расхода топлива, км/ч		60	
Контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч, л/100 км	20,7	24,6	30,5
Силы, Н (кгс), при скорости 60 км/ч:			
сопротивления качению	1480 (150,0)	1834 (187,1)	2711 (276,6)
аэродинамического сопротивления	928 (94,7)	928 (94,7)	928 (94,7)
Коэффициенты при скорости 60 км/ч:			
сопротивления качению	0,013	0,013	0,013
аэродинамического сопротивления	0,008	0,006	0,004
сопротивления движению динамометрической дороги	0,020	0,019	0,017
связи, 100 км^2/кВт · ч [км^2/(л. с. · ч)]	0,059 (0,08)	0,046 (0,062)	0,033 (0,045)
относительный суммарного сопротивления движению	0,07	0,07	0,07
Средние:			
скорость движения по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния, км/ч	55	55	55
расход топлива, л/100 км	64,9	83,5	116,6
удельный эффективный расход топлива, кг/кВт · ч [кг/(л. с. · ч)]	0,149 (0,20)	0,150 (0,20)	0,150 (0,20)
Плотность топлива, кг/л	0,84	0,84	0,84
Требуемая эффективная мощность, кВт (л. с.)	202,0 (272,7)	257,3 (347,7)	359,1 (484,8)

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

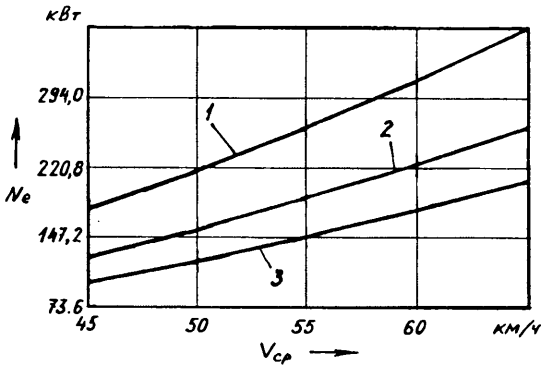


Рис. 2. Зависимость потребной мощности двигателя от средней скорости и полной массы автомобиля при его движении по грунтовым дорогам:
1 — $m_а$ = 12 000 кг; 2 — $m_а$ = 14 900 кг; 3 — $m_а$ = 22 100 кг

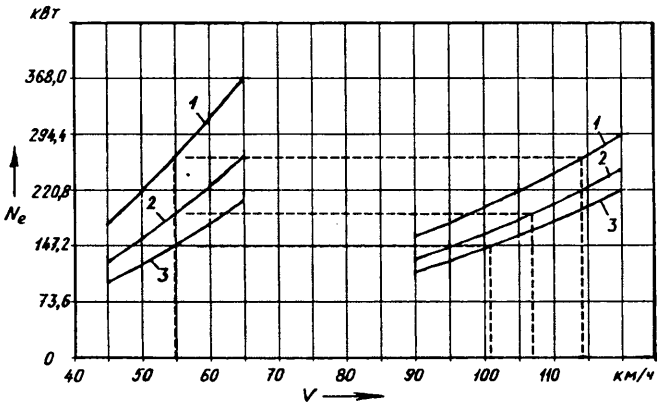


Рис. 3. Изменение потребной мощности двигателя в зависимости от скорости движения автомобиля и его полной массы при движении на асфальте и по грунтовым дорогам:
1 — $m_а$ = 12 000 кг; 2 — $m_а$ = 14 900 кг; 3 — $m_а$ = 22 100 кг

жении по грунтовой дороге со скоростью 55 км/ч должен иметь эффективную мощность двигателя, равную 265 кВт (360 л.с.), на асфальте может развить максимальную скорость 114 км/ч; если мощность его двигателя составляет 220 кВт (300 л.с.), то по шоссе он может двигаться со скоростью 105 км/ч, но его средняя скорость по грунтовой дороге ограничена 50 км/ч.

Еще одно замечание. По ОСТ 37.001.520—96 показатель Ψ_Σ для грунтовых дорог удовлетворительного состояния ограничен значениями 0,05—0,09, и значение Ψ_Σ = 0,07 — их математическое ожидание. При максимальном значении Ψ_Σ = 0,09 потребная эффективная мощность вырастет в 1,3 раза.

Далее. Как показали расчетные исследования движения двух полностью груженых автомобилей методом буксирования (первый — тягач, второй — прицеп) по асфальту со скоростью 30 км/ч, грунтовой дороге удовлетворительного состояния со скоростью 20 км/ч и разбитой грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч потребная эффективная мощность двигателя во всех случаях оказывается в 2,5 и более раз меньше, чем в рассмотренном выше движении одиночного автомобиля. То есть можно считать, что процесс буксирования по затратам мощности не относится к критическим.

Программа МВК позволяет смоделировать движение АТС по протяженной трассе с естественными подъемами и спусками, различными видами опорных поверхностей и, соответственно, необходимостью переключения передач в зависимости от условий движения. Например, может задаться целью пройти трассу с максимальной скоростью, что является достаточно частой задачей для полноприводных автомобилей при выполнении специальных операций.

Подводя итоги сказанному выше, есть все основания сделать вывод: увеличение мощности двигателя, безусловно, повышает среднюю скорость движения. Однако что касается топливной экономичности, то здесь такой однозначности нет. Это связано со сложностью процессов, происходящих на переходных режимах переключения передач при разгонах, подъемах, особенностью движения на спусках и т. д. Скажем, при движении на более низких передачах растут доли механических потерь в двигателе и на привод вспомогательного оборудования; движение на более высоких передачах эти потери снижает, что обеспечивают двигатели большей мощности и трансмиссия с меньшим передаточным числом. Однако при прохождении двумя автомобилями, у которых изменялась только мощность двигателя, грунтовой трассы протяженностью 28,4 км и перепадом высот 53 м, углами подъемов и спусков 12 %, с максимально возможной скоростью выяснилось следующее. Полноприводный автомобиль с колесной формулой 8×8 при полной массе 22 100 кг и эффективной мощности двигателя 309 кВт (420 л.с.) прошел ее со средней скоростью 68,7 км/ч, имея 28 переключений передач и расход топлива 64,8 л/100 км. При мощности же 220 кВт (300 л.с.) его средняя скорость оказалась равной 56,7 км/ч, расход топлива при 31 переключении передач — 61,3 л/100 км. То есть увеличение мощности двигателя в 1,4 раза привело к повышению средней скорости прохождения трассы на 21 % (соответственно на 21 % снизилось время прохождения трассы) и расхода топлива на 5,7 %. Более того, при определенных доработках двигателей повышенной мощности расход топлива автомобилей при прохождении трасс может стать ниже расхода топлива автомобилей, оснащенных двигателями меньшей мощности. Косвенно это подтверждается статистическими данными испытаний автопоездов на Штутгартском кольце: за последние 20 лет мощность двигателей автопоездов удвоилась, в результате средняя скорость возросла на 25 %, расход топлива снизился на 22 %.

Таким образом, при выборе потребной мощности двигателя полноприводного автомобиля необходимо рассматривать затраты мощности при движении с максимальными скоростями по асфальту, возможные затраты мощности при движении по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния, динамику прохождения протяженных трасс с учетом их естественного профиля. Наибольшее значение потребной эффективной мощности из рассмотренных величин позволит рассчитывать на создание высокодинамичного транспортного средства с приемлемой топливной экономичностью.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.1.072.5

Навесные аэродинамические элементы как способ снижения расхода топлива автомобилем

Д-р техн. наук А.Н. ЕВГРАФОВ, А.Б. ЖУРОВ

МГИУ

Проектировщики и производители легковых автомобилей прекрасно знают, что от аэродинамики формы кузова во многом зависит топливная экономичность данного типа АТС. Особенно на больших скоростях движения. Ведь сила сопротивления движению прямо пропорциональна квадрату скорости.

Тем не менее если посмотреть даже на самые современные модели, то у них коэффициент аэродинамического сопротивления находится где-то вблизи 0,3—0,4 и не имеет тенденции к снижению. Спрашивается: почему? Ответ очевиден: аэродинамическая доводка АТС — процесс трудоемкий и дорогостоящий. Кроме того, массовый потребитель не очень, мягко говоря, ориентируется в таких тонкостях.

Хотя последнее и не совсем верно: многие автолюбители давно уже ставят навесные элементы, позволяющие заметно улучшить обтекаемость автомобиля, снизить его аэродинамическое сопротивление и действующую на него подъемную силу. И тем самым — уменьшают расход топлива, улучшают показатели аэродинамической устойчивости автомобиля.

Однако все это — на уровне "проб и ошибок". В связи с чем предлагаемая вниманию читателей статья, на взгляд ее авторов, должна сделать данную проблему, как сейчас говорят, более прозрачной.

Для определения уровня снижения расхода топлива автомобилем при установке на него навесных аэродинамических элементов в МГИУ проведены экспериментальные исследования. Их объектом стал полноприводный ВАЗ-2121 ("Нива"). На нем были установлены и испытаны три навесных элемента (рис. 1): верхний дефлектор *1* на кромке капота, нижний обтекатель *2* на переднем бампере и задний аэродинамический закрылок *3* на крыше кузова.

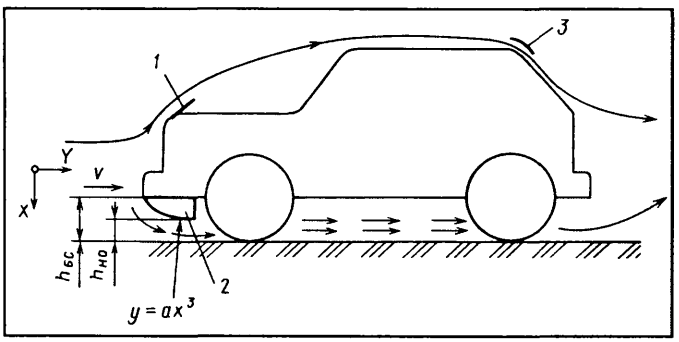


Рис. 1. Схема обтекания автомобиля ВАЗ-2121 с установленными на нем навесными аэродинамическими элементами:
1 — верхний дефлектор; *2* — нижний обтекатель; *3* — задний закрылок

Как видно из схемы, верхний дефлектор направляет встречный поток воздуха непосредственно на крышу кузова. При этом значительно снижается давление воздуха на лобовое стекло и уменьшаются отрывные течения за верхними фронтальными кромками капота и крыши кузова. Нижний обтекатель, имеющий в поперечном сечении форму кубической параболы, направляет попадающий под автомобиль воздушный поток ниже элементов ходовой части и трансмиссии — эквидистантно поверхности дороги, а также перекрывает передние колеса, снижая тем самым аэродинамические потери в подднищевой зоне автомобиля. Задний закрылок обеспечивает перетекание двигающегося вдоль крыши кузова воздушного потока на его заднюю стенку, уменьшая отрицательное давление на ней и протяженность вихревого спутного следа за автомобилем. В результате снижается аэродинамическое сопротивление автомобиля и загрязняемость задней стенки кузова.

Как показали исследования, обеспечиваемые за счет установки навесных элементов улучшение обтекаемости и заметное уменьшение аэродинамического сопротивления автомобиля позволяет снизить его расход топлива. Результаты (рис. 2) дорожных испытаний серийного, оборудованного названными выше аэродинамическими элементами автомобиля подтверждают выводы исследований: например, при движении ВАЗ-2121 по бетонному шоссе на пятой передаче со скоростью 100 км/ч расход топлива на 7 % ниже, чем у серийного автомобиля.

Дорожным испытаниям подвергались и другие легковые автомобили как с этими, так и другими навесными элементами. В табл. 1 приведены результаты испытаний автомобиля с кузовом хэтчбек, который был оборудован верхним дефлектором на капоте, задним спойлером, а также передним и задним плоскими поддонами на днище. Оказалось, что при движении автомобиля со скоростью 120 км/ч расход топлива снижается на 0,28 л/100 км, или на 3,3 %.

Был исследован и еще один важный для практики вопрос — влияние багажника, устанавливаемого на крыше автомобиля, на расход топлива. То, что багажник, особенно загруженный, увеличивает этот показатель, сомнений не вызывает. Но — на сколько? В литературе такой информации фактически нет. Лишь в одной из зарубежных публикаций сообщалось, что при установке на легковой автомобиль багажника без багажа его расход топлива на скорости 110 км/ч возрастал на 2,8 л/100 км, а при наличии багажа — на 3,9 л/100 км. Кроме того, отмечалось, что чем лучше обтекаемость самого автомобиля, тем в большей степени увеличивается коэффициент аэродинамического сопротивления при установке на нем плохо обтекаемого тела — багажника с грузом. И это подтвердили испытания, выполненные в МГИУ.

Так, при установке багажника с багажом на плохо обтекаемый автомобиль "Форд Сиерра" (C_x = 0,34) его расход топлива при скорости 110 км/ч увеличился на 3,6 л/100 км, в то время как наличие багажника с багажом примерно одинакового объема при той же скорости повысило расход топлива

Таблица 1

Комплектация автомобиля аэродинамическими элементами	Снижение расхода топлива автомобилем при скорости 120 км/ч	
	л/100 км	%
Стандартная (без аэродинамических элементов)	—	—
С верхним дефлектором	0,10	1,2
С задним спойлером	0,07	0,8
С передним поддоном на днище	0,06	0,8
С задним поддоном на днище	0,05	0,5
Суммарное снижение расхода топлива при установке всех навесных элементов	0,28	3,3

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

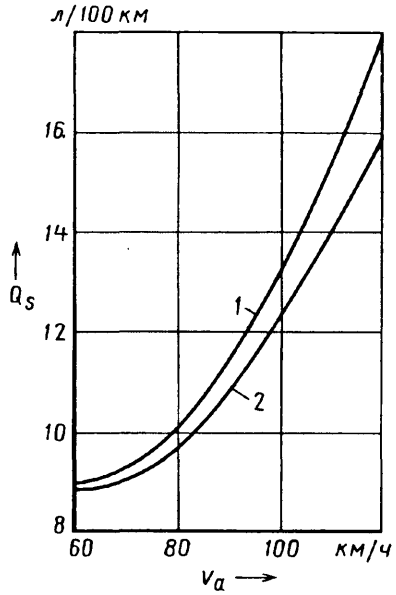


Рис. 2. Зависимость расхода топлива серийным (1) и оснащенным навесными аэродинамическими элементами (2) автомобилем ВАЗ-2121 от скорости движения

Таблица 2

Комплектация автомобиля "Форд Сиерра" аэродинамическими элементами	Расход топлива, л/100 км, при скорости 110 км/ч	Увеличение расхода топлива по отношению к комплектации без багажника, %	Изменение расхода топлива по отношению к комплектации с открытым багажником (чемоданы лежат), %
Без багажника	8,31	—	−21,5
С открытым багажником (чемоданы стоят)	11,98	44,2	+13,1
С открытым багажником (чемоданы лежат)	10,59	27,4	—
С багажником, закрытым тентом (чемоданы лежат)	10,28	23,7	−2,9
С закрытым объемным багажником с плоской наклонной передней стенкой (чемоданы лежат)	9,85	18,5	−7,0
С закрытым объемным багажником с закругленными передними гранями (чемоданы лежат)	9,55	14,9	−9,8
С закрытым объемным багажником для перевозки длинномерных грузов	9,48	14	−10,5

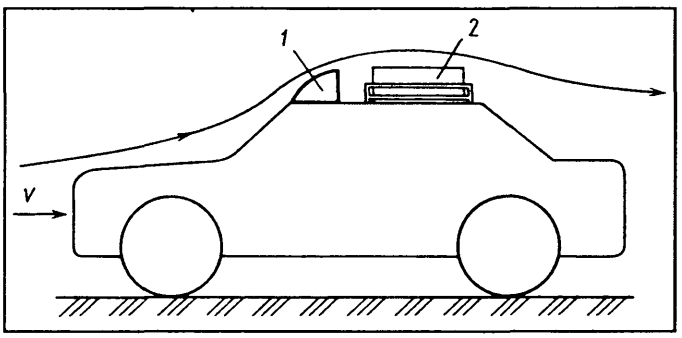


Рис. 3. Схема установки лобового обтекателя (1) и багажника с багажом (2) на крыше автомобиля

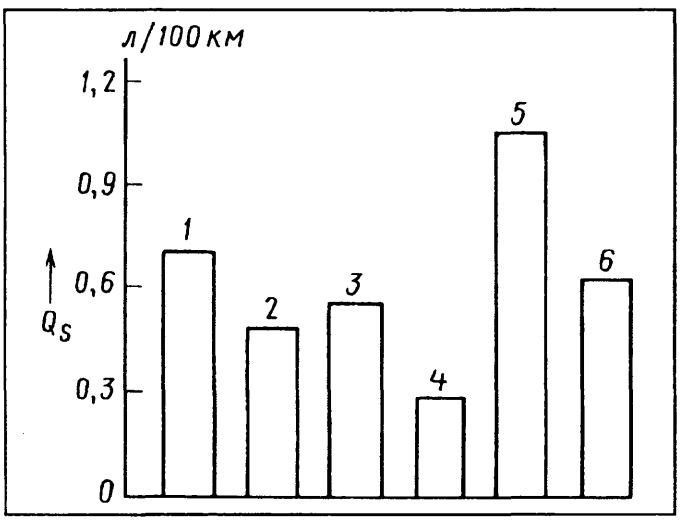


Рис. 4. Влияние лобового обтекателя на расход топлива автомобилем ГАЗ-2410 с багажником на крыше при скорости 90 км/ч:
1 — багажник без груза; *2* — то же при наличии лобового обтекателя; *3* — в багажнике один чемодан, обтекателя нет; *4* — то же при наличии обтекателя; *5* — в багажнике два чемодана, обтекателя нет; *6* — то же при наличии обтекателя

ВАЗ-2106, у которого C_x = 0,54, на 1,9 л/100 км, а C_x автомобиля — на 18 %.

Для оценки влияния багажа, способа его размещения, а также возможностей улучшения обтекаемости тоже были проведены соответствующие исследования. Их результаты представлены в табл. 2.

Из приведенных в ней данных видно, что при загрузке в багажник чемоданов стоя расход топлива автомобилем при скорости 110 км/ч составил 11,98 л/100 км, т. е. увеличился на 44 % по сравнению с автомобилем без багажника. В то время как при укладке чемоданов лежа расход топлива повышается лишь на 27,4 %, а простое перекрытие их тентом уменьшает перерасход топлива до 23,7 %. То есть испытания доказали, что имеется возможность существенного снижения аэродинамического сопротивления и расхода топлива автомобилем с багажником за счет придания последнему обтекаемой формы. В частности, закрытый объемный багажник с закругленными передними гранями позволяет почти на 10 % сократить перерасход топлива по сравнению с открытым багажником.

Снижения аэродинамического сопротивления и расхода топлива легкового автомобиля с багажником на крыше можно добиться также путем установки лобового обтекателя, закрывающего багажник с багажом (рис. 3). Потому что такой обтекатель направляет встречный воздушный поток выше багажника с багажом, что обеспечивает снижение их аэродинамического сопротивления и автомобиля в целом, следовательно, и перерасхода топлива. Например, на рис. 4 показано как увеличивается расход топлива автомобилем ВАЗ-2410 при установке багажника на его крыше при различных вариантах загрузки, скорости движения 90 км/ч и наличии или отсутствии лобового обтекателя на крыше. Как видим, с багажом различного объема расход топлива автомобилем становится больше на 0,7; 0,5 и 1,05 л/100 км. Установка же лобового обтекателя снижает этот перерасход на 0,2; 0,3 и 0,45 л/100 км соответственно.

Таким образом, эксперименты доказали, что установка навесных аэродинамических элементов, улучшающих обтекаемость легковых автомобилей, способствует заметному снижению расхода топлива. Поэтому более широкое их использование не только целесообразно, но и необходимо.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.1.036

Безопасное колесо для ВАТ

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

21 НИИИ МО РФ

Самые широко применяемые безопасные колеса, удовлетворяющие требованиям стандартов вооруженных сил стран-участниц НАТО, — колеса трех вариантов исполнения: CRF, VFI и VPPV. Рассмотрим их.

Система CRF (пат. № 5246050, США) рассчитана на применение с пневматической шиной 37×12R16,5 фирмы "Гудийер" и представляет собой внутренний опорный элемент из двух выполненных литьем под давлением из материала, выдерживающего температуру свыше 393 К (120 °С), полусферических деталей, которые стягиваются между собой болтами. Такая конструкция при потере внутреннего давления в одной и даже нескольких шинах позволяет автомобилю продолжать движение на расстояние не менее 50 км. Но у этой опоры есть весьма существенный недостаток — небольшая ширина (а, следовательно, и небольшая жесткость) выступа, на который опирается беговая дорожка при падении давления в шине. Результат — боковые колебания автомобиля, недостаточная его курсовая устойчивость и очень слабая проходимость по деформируемым (мягким) грунтам. Потому-то данную конструкцию применяют только на легковых автомобилях, рассчитанных на эксплуатацию по твердым дорогам. Причем не только и не столько как средство, позволяющее продолжать движение, сколько как средство предотвращения серьезных ДТП при внезапном повреждении шины.

В принципе, к числу систем безопасности CRP можно отнести также безопасное колесо (пат. № 269507, Франция), применяемое на французской ВАТ и состоящее из пневматической шины 13,00R20 фирмы "Мишлен" и опорного внутреннего элемента (рис. 1), который разработала немецкая фирма "Форверк". Элемент представляет собой массивное резиновое кольцо довольно сложной конфигурации, армированное по основанию металлокордом и имеющее боковые выемки, в которые по окружности вложены рукава, заполненные смазкой. При повреждении шина "садится" на опорный элемент, рукава разрушаются, и смазка попадает между шиной и кольцом, способствуя снижению теплообразования от трения внутренних частей шины и тем самым повышая ее работоспособность. Опорный элемент позволяет не только регулировать внутреннее давление в шине, но и кратковременно двигаться при полном отсутствии избыточного давления в ней. Причем на высоких скоростях.

У колеса с этой шиной есть недостатки. Во-первых, из-за проскальзывания в контакте опоры с внутренней полостью шины, недостаточной боковой жесткости опоры и наличия смазки высока вероятность наката выступа опоры на боковину шины с последующим разрывом корда по боковине. Дело в том, что смазка не только способствует отводу теплоты, возникающей в шине при трении между внутренней ее поверхностью и опорой из-за разности их радиусов при одинаковых угловых скоростях качения, но и перемещению опоры по ширине свободного пространства и, как следствие, накату на боковину. Во-вторых, такая конструкция не исключает проскальзывание шины и опоры на ободе при отсутствии давления воздуха и делает невозможным самостоятельное движение автомобиля в ситуациях такого рода. В-третьих, при движении по деформируемым грунтам с разрушенными шинами на гладких и достаточно жестких в радиальном направлении опорах образуется глубокая колея и существенно возрастает сопротивление качению, усугубляемое еще и недостаточным сцеплением опоры с грунтом. В результате автомобиль на этих грунтах полностью теряет проходимость. В четвертых, неразборная и достаточно жесткая опора исключает возможность сборки колеса в полевых условиях.

Система VFI тоже представляет собой упругую опорную вставку (рис. 2), выпускается для широкого ассортимента (с диаметром обода 14, 15 и 16") шин легковых и грузовых (с диаметром обода 20") военных, легких бронированных, полицейских автомобилей, фургонов для перевозки ценностей и др. Она прошла испытания и получила положительную оценку во французской армии. Для ее установки не требуется специального оборудования: она крепится с помощью двух ремней с защелками, легко монтируется в бескамерную шину на разборный герметичный обод, позволяет автомобилю двигаться без давления воздуха в шинах на расстояние 50 км со скоростью 50 км/ч.

Система VPPV (рис. 3) — камера в виде ячеистого тора, в котором каждая независимая ячейка в процессе изготовления

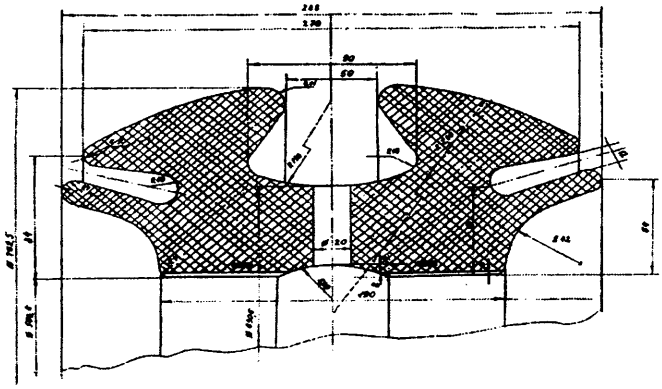


Рис. 1. Внутреннее кольцо разработки фирмы "Форверк", примененное на французском безопасном колесе

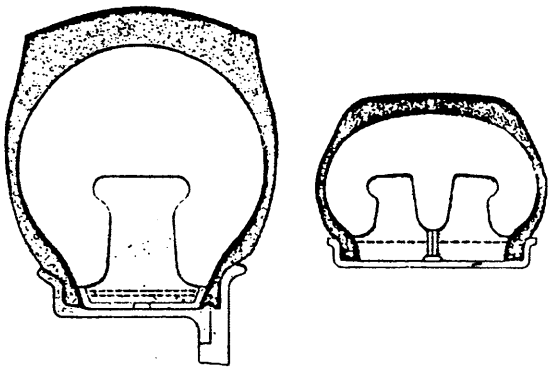


Рис. 2. Упругие вставки системы VFI

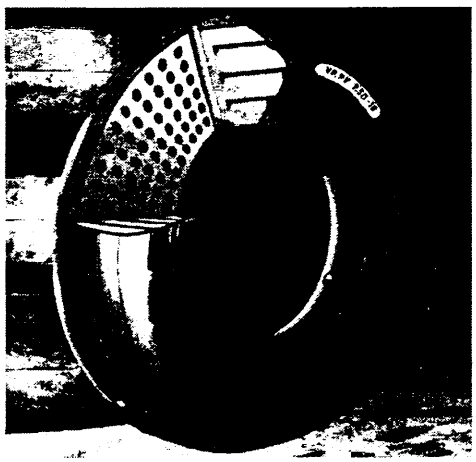


Рис. 3. Система VPPV

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

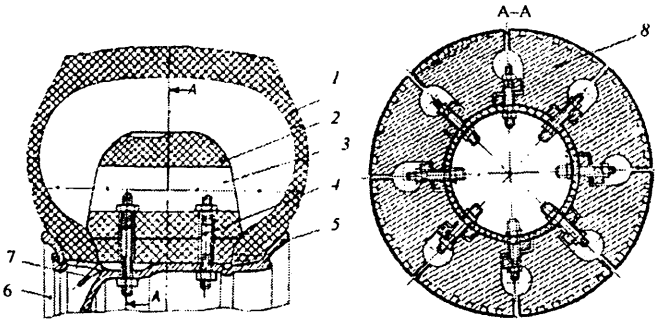


Рис. 4. Безопасное колесо, разработанное авторами:
1 — пневматическая бескамерная шина; *2* — упругая внутренняя опора; *3* — цилиндрическая полость (окно); *4* — резьбовая шпилька; *5* — разборный обод; *6* — съемный борт; *7* — вентиль; *8* — сегмент опоры

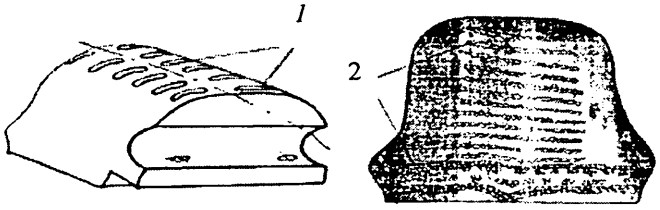


Рис. 5. Сегменты опоры:
1 — грунтозацепы; *2* — корд

заполняется азотом до определенного давления, обеспечивающего шине заданный прогиб под нагрузкой. Эта система позволяет ВАТ продолжать движение с поврежденными шинами на расстояние 3 км с максимальной скоростью или 48 км со скоростью 48 км/ч.

Таким образом, факты говорят о том, что зарубежные конструкторы ВАТ пока что так и не смогли создать приемлемой со всех точек зрения конструкции безопасного колеса. Хотя выполненные ими работы дали многое. В частности, позволили определить направления дальнейших исследований. Например, авторы данной статьи, проведя такое исследование, разработали действительно безопасное колесо (пат. № 2291788, РФ). Оно состоит (рис. 4) из разборного обода *5* и пневматической бескамерной шины *1*, в полости которой установлена упругая внутренняя опора *2*, ограничивающая радиальную деформацию шины и обеспечивающая необходимую ее работоспособность при полной потере внутреннего давления из-за сквозных повреждений (проколов, порезов, пулевых пробоин и др.). Эта опора — разборная, включает восемь сегментов *8*, каждый из которых закреплен на ободе резьбовыми шпильками *4*, устанавливаемыми через цилиндрические полости *3* (окна). Окна, кроме того, снижают массу опоры, повышают ее эластичность, обеспечивают необходимую жесткость конструкции при качении колеса с поврежденной шиной по неровному деформируемому грунту, а также улучшают теплоотвод от колеса. Боковая жесткость опоры — достаточно высокая. Достигнута она за счет применения резинового материала с низким гистерезисом, армированного (рис. 5) по выступу и у его основания высокопрочным кордом *2*. Все это исключает проскальзывание опоры в местах ее контакта с внутренней поверхностью шины и дает возможность отказаться от их смазки, а разрезная же ее конструкция позволяет осуществлять сборку колес и опор в полевых условиях.

Испытания разработанного безопасного колеса доказали: подвижность автомобиля после разрушения шин таких колес сохраняется, а курсовая устойчивость и проходимость остаются на приемлемом уровне. Эти технические эффекты, прежде всего в отношении сохранения подвижности ВАТ, достигаются за счет прижатия и распора шины разборными элементами (сегментами) внутренней опоры при их креплении и подтягивания резьбовыми шпильками к ободу колеса. Благодаря чему гарантируется необходимое сцепление опоры с внутренней поверхностью шины, исключающее накат опоры на боковину шины, а также отвод теплоты через полости, образованные сегментами при сборке. Конструкция обладает также необходимой боковой жесткостью, что предотвращает поперечный изгиб шины, уменьшает ее давление на грунт. Уширение профиля опоры по основанию и наружному диаметру выступа и наличие на ней рисунка с поперечными грунтозацепами гарантируют достаточно хорошее ее сцепление с деформируемыми грунтами в случае полного разрушения шины. Что же касается живучести самой упругой опоры, т. е. ходимости поврежденной шины, то ее довольно точно характеризуют данные, приведенные в таблице.

Суммарный (нарастающий) пробег без давления в шинах, км	Состояние шины	Состояние внутренней опоры	Скорость движения, км/ч
18	Начало дымления правого заднего колеса с возрастающей интенсивностью (температура на глубине 10 мм в боковине правой шины составляет 382 К, или 109 °С, в плечевой зоне — 408 К, или 135 °С, в левой шине — соответственно 368 и 388 К, или 95 и 115 °С)	—	40
29,1	Разрушение правой шины (отделение беговой дорожки по боковине) с признаками разрыва и теплового разрушения по внутренней поверхности шины	Внутренняя опора правой шины с признаками растрескивания по поверхности выступа, но работоспособна	40
29,25	Разрушение левой шины (отрыв беговой дорожки по боковине без признаков теплового разрушения)	Внутренняя опора левой шины гладкая, без признаков разрушений и износа	40
37,25—51,5	—	На правой опоре местами незначительное (на глубину до 5 мм) выкрашивание резины на выступе; левая опора без признаков износа	50
62,6	—	Из-за кинематического рассогласования после движения с включенным приводом переднего моста через 4 км на обоих опорах появились признаки интенсивного износа с выкрашиванием резины и развитием трещин, но опоры работоспособны	40
161,2	—	При вновь отключенном приводе переднего моста состояние опор осталось как и в предыдущем случае, опоры работоспособны	40—50

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Характеристика колеса, предназначенного для автомобиля ГАЗ-3937, следующая.

Показатель	Значение показателя
Модель шины	КИ-113 (12.00Р20)
Исполнение	бескамерная
Геометрические размеры, мм:	
наружный диаметр	1142 ± 1,5 %
ширина профиля	не более 345
статический радиус	530 ± 1,5 %
Масса, кг	не более 75
Максимальная нагрузка, кН (кгс)	19,9—21,56 (2030—2200)
Вентиль	РБ-5 по ОСТ 37.001.215—88 с центральным положением
Внутреннее давление воздуха при максимальной нагрузке, МПа (кгс/см^2):	
номинальное	0,41—0,51 (4,2—5,2)
минимально допустимое	0,13 (1,4)
Максимальная скорость движения, км/ч	110
Средняя скорость по сухим грунтовым дорогам, км/ч	55—60
Требование живучести при движении без избыточного давления:	
скорость движения, км/ч	50
продолжительность движения (путь), км	50
коэффициет нагруженности	2,01
Обод:	
модель	228Г-508(9.00—20)
тип	разъемный, герметичный
Геометрические размеры внутренней опоры, мм:	
наружный диаметр ($D_н$)	748 ± 2
внутренний (посадочный) диаметр (d_0)	508 ± 2
ширина основания	170 ± 2
Отношение $D_н/d_0$	1,47
Масса, кг	Не более 50

Для определения давления в шине, при котором опора вступает в работу, в качестве исходных были приняты следующие: наружный радиус $R_ш$ шины при номинальном давлении воздуха — 571 мм; толщина покрышки по короне — 50 мм; наружный радиус $R_{оп}$ опоры — 374 мм, зазор C между опорой и внутренним контуром шины по короне — 147 мм, т. е. внутренняя опора должна вступать в работу при радиальной деформации, равной 147 мм. Этой деформации соответствует давление в шине 0,02 МПа (0,2 кгс/см^2). При минимальном допускаемом давлении в исправной шине данной модели (0,08 МПа, или 0,8 кгс/см^2) радиальная его деформация составляет 104 мм, что меньше величины зазора, поэтому внутренняя опора при таком давлении не будет оказывать влияния на работу шины.

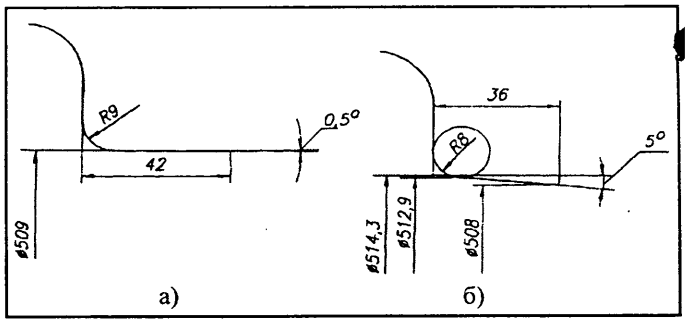


Рис. 6. Профили борта бескамерной шины 12.00R20 КИ-113 (а) и обода 9.00-20 (б)

Поверхность опоры, прилегающая к ободу, имеет центральный канал диаметром 6 мм и два диаметрально расположенных радиальных канала диаметром 10 мм, выходящих во внутреннюю полость шины. Их назначение — подача воздуха в шину при ее накачивании.

Обод состоит (см. рис. 4) из двух частей — собственно обода *5* и съемного борта *6*. Его герметичность создается с помощью резинового уплотнительного кольца круглого сечения, который закладывается в место разъема. Разработан и профиль бортовой зоны для шины 12.00R20 КИ-113 (рис. 6). При монтаже бескамерной шины натяг по посадочной полке борта, необходимый для обеспечения ее надежной герметичности, составляет по пятке борта 5,3 мм, зазор по носку борта — 0,27 мм, а в точке А (по R9) — 3,885 мм.

При статическом нагружении безопасного колеса, его качении по ровной дороге и деформируемому грунту, а также при снижении давления воздуха в шине до минимально допускаемого его работа ничем не отличается от работы колеса без внутренней опоры. Однако при дальнейшем снижении или отсутствии давления в результате повреждения шины в работу вступает опора. Ее разборные элементы (сегменты) прижимаются к корду и распирают шину. Чтобы исключить накат опоры на боковину шины, а также обеспечить отвод теплоты через полости, образованные сегментами, достаточно подтянуть их к ободу, затянув гайки шпилек.

Если шина колеса заднего моста получила повреждение при движении автомобиля по асфальтированной дороге, то для исключения боковых колебаний этого моста и кинематического рассогласования передний привод (при его наличии) рекомендуется отключать. В случае отрыва беговой дорожки поврежденной шины во избежание интенсивного износа опор рекомендуется также отключать и привод к колесам переднего моста как с разрушенными, так и с исправными шинами.

УДК 620.166

О ПОТЕРЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ (УСТОЙЧИВОСТИ) ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОСТАВНЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ

Д-р техн. наук А.П. МАРТЬЯНОВ, С.А. МАРТЬЯНОВ, И.В. МАКСИМОВ

Казанский ГАУ

Упругие пружины имеют широчайшее применение в конструкциях — для задания постоянных сил, силового замыкания механизмов, восприятия энергии удара, измерения сил по деформациям и т. д. В машиностроении основное распространение получили витые цилиндрические пружины растяжения и сжатия, в которых витки подвергаются действию напряжений кручения от постоянного или переменного крутящего момента. Причем пружины кручения используются в машинах реже, чем пружины сжатия. Поэтому в дальнейшем речь будет идти именно о пружинах, работающих на сжатие.

В настоящее время такие пружины рассчитывают в основном на прочность. Однако опыт говорит о том, что они теряют свою несущую способность (устойчивость) при напряжениях, далеко не достигающих допускаемых. Но объяснений такому факту, а тем более методов их расчетов на устойчивость сейчас, к сожалению, нет. В связи с чем машиностроителям приходится ориентироваться на результаты эксперимента. Что, естественно, и дорого, и не дает возможности выявить закономерности, позволяющие при создании новых машин решать задачу расчетом.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Авторы разработали методику расчета на устойчивость двух совместно работающих цилиндрических витых пружин, сжатых осевой силой. Данная методика сводится к следующему.

Для определения сил $F_н$ и $F_в$, действующих на пружину, берется (рис. 1) сумма моментов относительно центральной оси Z, которая перпендикулярна плоскости чертежа. Из этой суммы следует формула № 1 (см. таблицу), свидетельствующая о статически неопределимости задачи. Чтобы раскрыть эту неопределимость, авторы воспользовались принципом совместности деформаций двух (рис. 2) смежных витков, предложенным В. И. Федосьевым. Из рисунка видно, что при уменьшении (укорочении) пружин на текущей длине λ каждое второе их смежное сечение получает приращение $d\lambda$. Причем в случае совместной работы пружин эти приращения будут одинаковыми, т. е. $d\lambda_н = d\lambda_в$.

Эту зависимость в "развернутом" виде дает формула № 2, а после соответствующих преобразований — формулы № 3 и 4.

Далее легко находятся внутренние и наружные крутящие моменты T в проволоках пружин — наружной ($T_н$) и внутренней ($T_в$). Это формулы № 5 и 6 соответственно (см. например, монографию А. П. Мартьянова "Консервативные задачи и методы расчета стержней, стержневых систем и оболочек").

Расчет на прочность при кручении каждой пружины общеизвестен. При этом нужно только учитывать, что гибкость проволоки пружин соответствует стержням средней и большой длины, следовательно, их нужно проверять на устойчивость при кручении. Проволоку же пружины в такой постановке можно представить как прямой стержень, длина которого равна длине винтовой линии и который по концам загружен крутящим моментом T, так как в каждом поперечном сечении величина этого момента постоянна.

Таким образом, каждый стержень, имитирующий пружину, необходимо рассчитывать на устойчивость, т. е. определять критическое значение силы или момента. Причем углом наклона витков можно пренебречь.

Такова внешняя сторона предлагаемой авторами методики. Дадим, хотя бы в общем виде, ее теоретическую сторону. Для чего будем исходить из предположения, что под действием крутящего момента T проволока пружины искривляется, и пружина находится во втором состоянии равновесия. Обозначим линейные перемещения какой-либо ее точки K (см. рис. 1) по осям x_0, y_0, z_0 через u, v, w; углы поворота триэдра осей x, y, z относительно тех же осей — через кривизны ξ, ζ, η изогнутой оси проволоки в плоскостях yz и xz; кручение — через ρ, g, τ. При этом очевидно, что угловые и линейные перемещения связаны между собой зависимостями $\xi = -dv/ds$, $\zeta = du/ds$; кривизны оси проволоки в плоскостях yz и xz равны $d\xi/ds$ и $d\zeta/ds$, а кручение проволоки равно $[r + d\eta/ds]$. Усилия, действующие в сечении (см. рис. 2) проволоки со стороны отброшенной части пружины, приводятся к нормальной силе N, приложенной в центре тяжести сечения, и моменту M. Их составляющие по осям равны, согласно Е. А. Николаи, V_x, V_y, V_z, M_x, M_y, M_z. Кроме того, из рассмотрения напряжений внутри пружины имеем формулы № 7.

Располагая такими соображениями, рассмотрим равновесие элемента пружины в сечении, используя дифференциальные уравнения Кирхгофа и соотноше-

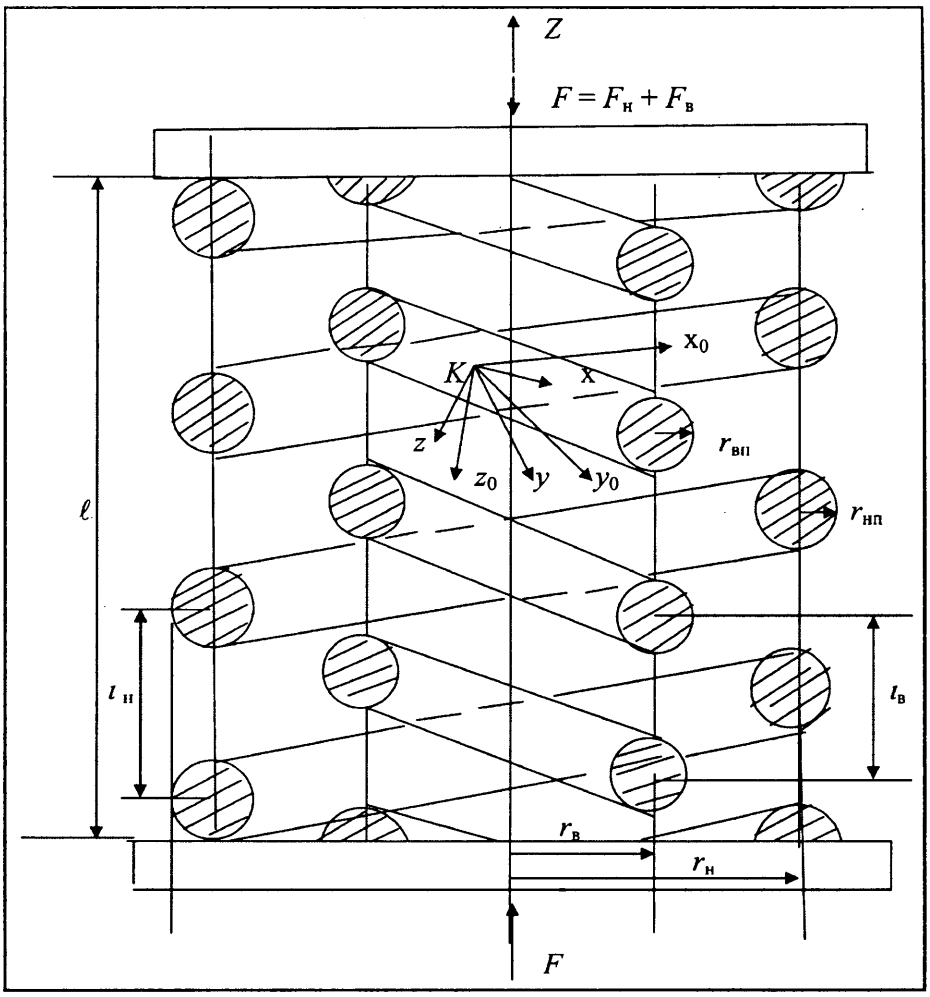


Рис. 1. Расчетная схема конструкции, состоящей из двух пружин, совместно работающих на сжатие

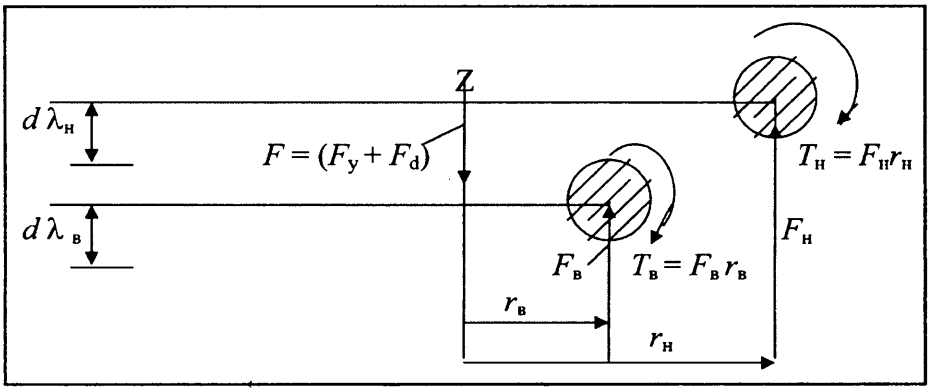


Рис. 2. Отсеченные вертикальной плоскостью смежные витки и схема действующих на них сил и крутящих моментов

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F = F_п + F_в$	$F_н$ — наружные силы, действующие на пружины; $F_в$ — внутренние силы их упругости
2	$\frac{r_н T_н s_н}{G_н j_{p_н}} = \frac{r_в T_в s_в}{G_в j_{p_в}}$	$r_н$, $r_в$ — средний радиус винтовых линий наружной и внутренней пружин; $T_н$, $T_в$ — крутящие моменты пружин; $s_н$, $s_в$ — длины витка пружин; $j_{p_н}$, $j_{p_в}$ — полярные моменты инерции сечений пружин
3	$F_в = \frac{F}{1 + \frac{r_в^2 s_в G_н j_{p_н}}{r_н^2 s_н G_н j_{p_в}}}$	—
4	$F_н = \frac{F_в r_в^2 s_в G_н j_{p_н}}{r_н^2 s_н G_н j_{p_в}} = F_в r_в^2 s_н G j_{p_н} (r_в^2 s_в G_в j_{p_в} + r_н^2 s_н G_н j_{p_н})$	—
5	$T_в = \frac{F r_в r_н^2 s_н G_н j_{p_н}}{1 + r_в^2 s_в G_н j_{p_н}}$	—
6	$T_н = \frac{F r_н r_в^2 s_в G_н j_{p_н}}{r_н^2 s_н G_в j_{p_в} + r_в^2 s_в G_н j_{p_н}}$	—
7	$M_x = A\frac{d\xi}{ds}$; $M_y = A\frac{d\varsigma}{ds}$; $M_z = K + C\frac{d\eta}{ds}$	$A = Ej$ — изгибная жесткость проволоки пружины; $C = Gj_к = Gj_р$ — крутильная ее жесткость; K — крутящий момент
8	$\frac{dV_x}{ds} - V_y\frac{d\eta}{ds} + V_z\frac{d\varsigma}{ds} = 0$; $\frac{dM_x}{ds} - M_y\frac{d\eta}{ds} + M_z\frac{d\varsigma}{ds} - V_y = 0$; $\frac{dV_y}{ds} - V_z\frac{d\xi}{ds} + V_x\frac{d\eta}{ds} = 0$; $\frac{dM_y}{ds} - M_y\frac{d\xi}{ds} + M_x\frac{d\eta}{ds} + V_x = 0$; $\frac{dV_z}{ds} - V_x\frac{d\varsigma}{ds} + V_y\frac{d\xi}{ds} = 0$; $\frac{dM_z}{ds} - M_x\frac{d\varsigma}{ds} + M_y\frac{d\xi}{ds} = 0$	—
9	$\frac{dV_x}{ds} - V_y\frac{d\varsigma}{ds} = 0$; $\frac{dV_y}{ds} + V_x\frac{d\xi}{ds} = 0$; $\frac{dV_z}{ds} = 0$; $\frac{dM_x}{ds} + K\frac{d\varsigma}{ds} - V_y = 0$; $\frac{dM_y}{ds} - K\frac{d\xi}{ds} + V_x = 0$; $\frac{dM_z}{ds} = 0$	—
10	$A\frac{d^2u}{ds^2} + N_u + K\frac{dv}{ds} = P_1$; $A\frac{d^2v}{ds^2} + N_v - K\frac{du}{ds} = P_2$	—
11	$A\frac{d^2u}{ds^2} = -T\frac{dv}{ds}$; $A\frac{d^2v}{ds^2} = -T\frac{du}{ds}$	—
12	$v = C_1\cos\alpha s + C_2\sin\alpha s + C_3$; $u = -C_1\sin\alpha s + C_2\cos\alpha s + C_4$	C — постоянные индексирования; $\alpha = T/2Ej$
13	$\sin\frac{\alpha s}{2} = 0$	—
14	$F_{кр_в} = \frac{E_в j_в}{n^2 r_в^2}$; $F_{кр_н} = \frac{E_н j_н}{n^2 r_н^2}$	E — модуль упругости; n — число витков пружин

ния Клебша, т. е. систему № 8. Но поскольку входящие в данную систему V_z и M_z отличаются от величин сжимающей силы и крутящего момента ничтожно мало, то их можно отбросить. И тогда система уравнений № 8 превращается в систему № 9. Или после интегрирования — в систему № 10.

В данной системе N — нормальная сила; P_1 и P_2, которые учитывают способы закрепления концевых сечений проволоки, можно считать величинами первого порядка малости. Поэтому для простоты считаем их равными нулю. В итоге получается довольно простая система уравнений № 11, решением которых являются формулы № 12.

Принимая условия закрепления концевых сечений для внутренней пружины $r_в$ по типу шарнирных опираний, граничные условия при $s = 0$ и $s = 2\pi r_в n$ можно записать в двух вариантах. Первый — $u = V = 0$ и второй — $w = \sqrt{v^2 + u^2} = 0$. Однако в обоих случаях результат получается один и тот же — формула № 13. И если брать наименьший положительный корень этого равенства, то при $m = 1$ получаются формулы № 14 для определения критического значения сжимающей силы во внутренней ($F_{кр_в}$) и наружной ($F_{кр_н}$) пружинах. Минимальные же значения критических сил F (рассчитываются по формулам № 3 и 4), при которых произойдет потеря устойчивости пружин, определят несущую способность данной конструкции в целом (при условии, разумеется, что после потери устойчивости одной пружиной полную нагрузку не воспримет вторая).

Метод, как видим, использует кинематические величины — прогибы и углы поворота. Но тот же результат можно получить и через физические величины — изгибающие моменты и силы.

Из сказанного следует, что, во-первых, потеря устойчивости цилиндрических пружин кручения происходит по разветвленным формам равновесия, при большой гибкости которых критические напряжения будут значительно меньше допускаемых; во-вторых, краевые условия закрепления концевых сечений проволоки существенно сказываются на значении критического крутящего момента; в-третьих, валы круглого поперечного сечения с успехом можно заменить пружинными валами, что приведет к замене деформации кручения на деформацию растяжения или сжатия и, следовательно, уменьшению энергетических затрат при работе данной конструкции.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.113/.5

Теория автомобиля: от статики к динамике. Проходимость колесной машины

Канд. техн. наук Е.И. БЛИНОВ

МГУПИ

Опорной проходимостью называется, как известно, свойство колесной машины работать в условиях бездорожья, профильной — преодолевать препятствия различного рода и профиля. Как показывает опыт, профильная проходимость может быть рассмотрена с помощью тривиальных моделей, а в отношении опорной это не удается: результаты расчета и эксперимента не совпадают. Дело в том, что не всегда правильно удается определить величины коэффициентов $f_к$ и $f_б$ сопротивления качению при колееобразовании и пробуксовке движителя.

Чтобы решить задачу в общем виде, разделим ведущие и ведомые колеса, представив известное выражение для подсчета момента T_f сопротивления качению (формула № 1 в таблице) в виде формулы № 2 и проанализируем, как формируется T_f на грунте.

Поскольку величина $f_к$ может быть получена из опыта, задача сводится к вычислению коэффициента $f_б$, который определяется только аналитически. При буксовании грунтозацепы шины выносят грунт из-под колеса, заглубляя его и этим увеличивая сопротивление качению. Значит, коэффициент $f_б$ следует выразить через приращение глубины колеи $\Delta h_б$, связав ее со скоростью буксования $v_б$.

Поступим следующим образом. Взяв за основу известную зависимость (формула № 3), при буксовании, преобразуем ее в формулу № 4. Глубину колеи за время буксования от $\tau_о$ до некоторого значения $\tau_к$ определим по формуле № 5. Если учесть, что параметры первой скобки неизменны для данных движителя и типа грунта, легко увидеть, что формула № 2 превращается в формулу № 6. В общем случае T_f является частью момента $T_а$ сопротивления движению, учитывающего также сопротивление воздуху, подъему, при движении по кривой и т. п.

Рассмотрим параметры $n_г$ и $k_г$ подробнее. Показатель $n_г$ степени определяет вид кривой погружения штампа в грунт. Для большой группы грунтов (сухой связный, рыхлый уплотняющийся, рыхлый на более плотном и т. п.) можно принять, что $n_г = 1$. Тогда зависимость $q_{ср} = k_г h^{n_г}$ становится линейной, т. е. $q_{ср} = k_г h$. Коэффициент $k_г$ осадки почвы не имеет постоянной размерности, а его величина подвержена большему разбросу и зависит от типа и влажности грунта. При $n_г = 1$ величину $k_г$ для земляных грунтов принимают равной (5—200) кН/м^3. Для снега $n_г = 1{,}6$, $k_г = 200$ кН/м^{3,6}.

Теперь о буксовании колесного движителя. Кинематически буксование ведущего колеса оценивается коэффициентом δ буксования, зависящим от теоретической скорости $v_а = \dot{\alpha}_а r$, определяемой только угловой скоростью ведущего колеса, и фактической скорости $\dot{x}$ колесной машины (формула № 7). Граничные значения δ равны 0 при $\dot{x} = v_а$ и 1 при $\dot{x} = 0$.

Рассмотрим далее, как определяется скорость $v_б$ буксования *автономного* (необобщенного) движителя. Оно, согласно формуле № 8, начинается, когда момент $T_{уд\,i}$ упругодемпфирующих сил на последнем ($s - 1$) участке любой (левой или правой) i-й ветви ДТУ становится больше разницы между моментами $T_{сц\,i}$ сил сцепления и $T_{а\,i}$ сопротивления движению. (Заметим, что момент $T_{а\,i}$ действует на каждое ведущее колесо полноприводных колесных машин, но для неполноприводных это момент, приходящийся на ведущее колесо левого (правого) борта; соответственно корректируются аналогичные составляющие других уравнений.

Коэффициент сцепления φ должен учитывать зависимость $\varphi = f(\delta)$, например, в виде формулы № 9, где при равенстве текущей $v_б$ и задаваемой $v_б^{\varphi^{max}}$ скоростей $\varphi = \varphi^{max} = \varphi_0 + \Delta\varphi$. При невыполнении ни для какого колеса условия формулы № 8 $v_б$ будет равна нулю, поскольку $\dot{x} = v_а = \dot{\alpha}_а r$, где теоретическая угловая скорость $\dot{\alpha}_а$ маховой массы колесной машины вычисляется как взвешенная сумма угловых скоростей $\dot{\alpha}_{a_i}$ каждого из ведущих колес (формула № 10), а r — по формуле 11. В свою очередь $\dot{\alpha}_{a_i}$ определяется из формулы № 12.

Если условие (формула № 8) выполняется хотя бы для одного колеса, то решается дополнительное уравнение (формула № 13), из которого находится действительная скорость $\dot{x}$ массы колесной машины, а в частном случае (при всех буксующих колесах) это будет формула № 14. Сравнение скорости $\dot{x}$ с линейной скоростью $v_{a_i} = \dot{\alpha}_{a_i} r_i$ буксующего i-го колеса определяет скорость буксования $v_{б_i}$ данного колеса (формула № 15).

Как видим, рассмотренная выше концепция буксования колесного движителя предполагает разделение массы колесной машины между ведущими колесами с составлением уравнения № 12. Другими словами, каждое ведущее колесо движет вперед "свою" автономную массу, что, на первый взгляд, не совсем корректно. Однако, сложив почленно уравнения № 12 при $i = 1, \ldots, 2k$, получим известное уравнение $J_а \ddot{\alpha}_а = \sum^{2k} T_{уд_{i,s-1}} - T_а$, отражающее классическую версию, в которой единая масса машины движется под действием суммарного динамического момента всех ветвей ДТУ. Таким образом, данная концепция получает свое обоснование. В противном случае, не составляя уравнения № 12 и определяя скорость колесной машины только по последнему дифференциальному уравнению, реализовать задачу буксования *автономного* колесного движителя не представляется возможным.

Перейдем к рассмотрению условия движения колесной машины в дифференциальной форме. В статических задачах обычно фигурируют условия типа $T_{сц} > T_а$, имеющие два основных недостатка: не учитываются, во-первых, динамика как системы в целом, так и массы колесной машины в частности, и, во-вторых, реальное разнообразие режимов работы ведущего колеса.

Уравнение № 13, в наиболее общем виде отражающее движение массы полноприводной машины, можно записать в виде формулы № 16. При этом самым тяжелым по проходимости будет режим торможения всех движителей отрицательными по знаку динамическими моментами $T_{уд}$. Тогда $T_{уд} < T_{сц}$, и уравнение № 16 запишется в виде уравнения № 17, правая часть которого отрицательная. Но при отрицательной правой части движение, казалось бы, невозможно, однако в реальной эксплуатации этого не происходит за счет инерции массы машины.

Из уравнения № 17 следует, что значение $\ddot{x}$ тоже отрицательное. Чтобы избежать этого, перенесем член с $T_{уд}$ в левую часть и, умножив все на -1, получим условие движения колесной машины в дифференциальной форме (формула № 18),

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечание
1	$T_f = \sum^{k+n} R_{z_i л,\,п} f_{iл,\,п} r_{iл,\,п}$	k, n — числа ведущих и ведомых осей; R_{z_i} — вертикальная реакция опорной поверхности i-й оси; r — радиус качения автономного колеса; индексы "л", "п" означают принадлежность к левому, правому бортам
2	$T_f = \sum^{k} R_{z_i л,\,п} f_{k_i л,\,п} r_{iл,\,п} + \sum^{n} R_{z_i л,\,п} f_{k_i л,\,п} r_{iл,\,п}$	—
3	$f = (\sqrt{h/2r})/[(n_г + 1)(1 - n_г/3)]$	h — глубина колеи, $n_г$ — показатель степени кривой погружения штампа в грунт
4	$f_б = B_э(\sqrt{h_б/2r})/[(n_г + 1)(1 - n_г/3)]$	$B_э$ — эмпирический коэффициент, равный 0,1 для малых приращений глубины колеи
5	$h_б = \sum_{\tau_0}^{\tau_k} \Delta h_б = \sum_{\tau_0}^{\tau_k} \Delta\tau(q_{ср}^2 r b_ш / k_г z_т)(v_б/\delta R_z)$	$\Delta\tau \leqslant 0{,}001$ с — время элементарной подпрессовки грунта, равное шагу интегрирования при численном решении; $q_{ср}$ и $b_ш$ — среднее давление шины на грунт и ее ширина; $k_г$ — коэффициент сжатия грунта; $z_т$ — шаг между грунтозацепами; δ — коэффициент буксования
6	$T_f = \sum^{k} R_{z_i л,\,п} f_{k_i л,\,п} r_{iл,\,п} + \sum^{n} R_{z_i л,\,п} f_{k_i л,\,п} r_{iл,\,п} + \sum^{k} R_{z_i л,\,п} f_{б_i л,\,п} r_{iл,\,п}$	—
7	$\delta = (v_а - \dot{x})/v_а = v_б/v_а$	$v_б = v_а - \dot{x}$ — скорость буксования
8	$T_{уд_{i,s-1}} > (T_{сц_i} - T_{а_i})$	$i = 1, ..., m$, m — число буксующих колес; $T_{сц_i} = R_{z_i}\varphi_i r_i$, здесь φ — коэффициент сил сцепления колеса с дорогой
9	$\varphi = \varphi_0 + \Delta\varphi\, v_б e^{-0{,}5 v_б^2/\left(v_б^{\varphi^{max}}\right)^2} \Big/ \left(v_б^{\varphi^{max}} e^{-0{,}5}\right)$	—
10	$\dot{\alpha}_а = \left(\sum^{2k} \dot{\alpha}_{а_i}\right)/2k$	—
11	$r = \left(\sum^{2k} r_i\right)/2k$	—
12	$J_{а_i}\ddot{\alpha}_{а_i} = T_{уд_{i,s-1}} - T_{а_i}$	$J_{а_i} = m_{а_i} r_i^2$, здесь $m_{а_i}$ — масса, *приходящаяся* на i-е ведущее колесо
13	$m_а\ddot{x} = \sum^{m}(T_{сц_i} - T_{а_i})/r_i + \sum^{2k-m}(T_{уд_{i,s-1}} - T_{а_i})/r_i$	—
14	$m_а\ddot{x} = \sum^{2k}(T_{сц_i} - T_{а_i})/r_i$	—
15	$v_{б_i} = v_{а_i} - \dot{x} = \dot{\alpha}_{а_i} r_i - \dot{x}$	—
16	$m_а\ddot{x} = \sum^{m} T_{сц_i}/r_i + \sum^{2k-m} T_{уд_{i,s-1}}/r_i - \sum^{2k} T_{а_i}/r_i$	—
17	$m_а\ddot{x} = -\sum^{2k} T_{уд_{i,s-1}}/r_i - \sum^{2k} T_{а_i}/r_i$	—
18	$m_а\ddot{x} - \sum^{2k} T_{уд_{i,s-1}}/r_i > \sum^{2k} T_{а_i}/r_i$	—
19	$m_а\ddot{x} - \sum^{2k} T_{уд_{i,s-1}}/r_i > \sum^{2(k+n)} T_{а_i}/r_i$	—
20	$(K_{\tau=5\,с}^{max})_{ji} = S^{max}/S^{шт} - [Q^{min}/Q^{шт} + \left(T_{уд_{ji}}^{max}\right)^{min}/\left(T_{уд_{ji}}^{max}\right)^{шт}]$	—

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

не содержащее отмеченных выше недостатков, или в общем виде (формула № 19) для машины любой колесной формулы.

Физическая сущность данной формулы состоит в том, что движение машины даже при отрицательных значениях динамических моментов будет продолжаться до тех пор, пока инерция ее массы превосходит силы сопротивления.

Остальные режимы работы колеса (собственно тормозной режим не учитывается) по проходимости более благоприятны, так как при прочих равных условиях составляющая $-\sum^{2k} T_{\text{уд}_{i,s-1}}/r_i$ меняет знак или становится меньше по модулю, и поэтому не рассматриваются.

Возвращаясь к неравенству $T_{\text{сц}} > T_{\text{а}}$, отражающему статику процесса, несложно показать, что оно — частный случай неравенства № 19: в установившемся движении $\ddot{x} = 0$, моменты $T_{\text{уд}}$ приобретают положительный знак и ограничены величиной $T_{\text{сц}}$. Тогда неравенство № 19 вырождается в статическое условие вида $\sum^{2k} T_{\text{сц}_{i,s-1}} > \sum^{2(k+n)} T_{\text{а}_i}$. (Заметим, что иногда за стационарный режим принимают движение машины с установившейся скоростью; однако из уравнений № 16 или $J_{\text{а}}\ddot{\alpha}_{\text{а}} = \sum^{2k} T_{\text{уд}_{i,s-1}} - T_{\text{а}}$ видно, что условие $\ddot{x} = 0$ или $\ddot{\alpha}_{\text{а}} = 0$ может быть обеспечено при перераспределении величин элементов, например, внутри массива $\sum T_{\text{уд}_{i,s-1}}$, но при этом систему в целом стационарной признать нельзя.)

Наконец, последнее: о влиянии динамических параметров ДТУ на опорную проходимость колесной машины.

В соответствии с двумя видами проходимости, профильной и опорной, существуют две группы показателей, которые при оценке опорной проходимости, в основном, сводятся к сопоставлению абсолютных и относительных значений суммарных тяговых сил и сил сопротивлений. Все эти показатели по своей сущности однокритериальны и не ориентированы на комплексный анализ работы колесной машины, в связи с чем, все чаще используется многокритериальная оценка различных ее свойств, включая проходимость. Например, при проведении многокритериальной оптимизации удобно взять максимизируемый обобщенный критерий (формула № 20), свертка которого содержит дроби, а в их числителе фигурируют оптимальные (максимальные или минимальные) значения частных критериев, выбранные из серии ЭВМ-реализаций модели, а в знаменателе — их значения, полученные при расчете машины со штатными параметрами. Из структуры свертки видно, что во временном срезе $\tau = 5$ с она стимулирует увеличение динамики разгона, количественно оцениваемой пройденным путем S, при минимизации расхода Q топлива и нагруженности трансмиссии, характеризуемой величиной момента $T_{\text{уд}}$ i-го участка j-го вала (в качестве такого участка выберем полуоси).

Отметим, что свертки подобного вида имеют ряд очевидных преимуществ — ясный физический смысл, безразмерность, оптимизируются как обычный критерий. Но главное состоит в том, что они не требуют ранжировки частных критериев, поскольку максимизируемый частный критерий не может быть меньше штатного, а минимизируемый — больше.

В публикациях нет прецедентов исследования влияния изменения динамических параметров ДТУ колесных машин на показатели проходимости. В связи с этим приведем результаты таких расчетов в отношении выбранного обобщенного критерия и параметров проходимости ($h_{\text{б}}$ и $v_{\text{б}}$) машины 6×6 массой 7500 кг.

С целью реализации принципа автономности колеса *для каждого* ведущего колеса были назначены свои величины φ, f и r. В качестве других исходных данных для расчета принимались: параметры грунта, соответствующие движению по ровной переувлажненной суглинистой луговине ($n_{\text{г}} = 1$, $k_{\text{г}} = 250$ кН/м^3); передача в коробке передач — первая; $q_{\text{ср}} = 0{,}35$ МПа; $b_{\text{ш}} = 0{,}28$ м; $z_{\text{т}} = 0{,}2$ м; величина кинематического параметра межосевого дифференциала, установленного между передним и задними мостами равна (−0,5), для второго межосевого дифференциала и межколесных — (−1,0).

В итоге оказалось, что все исследуемые показатели требуют уменьшения величины крутильной жесткости влияющего участка и увеличения массовых характеристик системы. Исключая тривиальные рассуждения об изменении в связи с этим сцепной силы веса. В совокупности это означает, что проходимость колесной машины можно улучшить, уменьшив собственные частоты колебаний системы.

От редакции. *Эта статья завершает цикл "Теория автомобиля: от статики к динамике", в котором изложены основы предлагаемой автором динамической теории автомобиля (ДТА). Ее фундамент — представление колесной машины в виде сложноструктурированного пространственного объекта, обладающего внутренними динамическими и иными связями и развитыми системами ДТУ и подвески. При этом пространственность обеспечивается соответствующим расположением динамических связей, а не только протяженностью тела вдоль осей X, Y, Z. Второй фундаментальный признак адекватности модели — "автономное" колесо, замыкающее на себя, с одной стороны, динамический момент "своей" ветви привода трансмиссии, а с другой — "свою" реакцию дороги, определяемую динамическими свойствами подвески и шин. Отсюда базовым фрагментом ДТА становится модель совместных колебаний ДТУ в собственных координатах и подвески с нестационарным полюсом поворота, автоматически описывающая тяговую динамику и плавность хода колесной машины. Эта модель адаптирована путем введения необходимых связей к изучению остальных важнейших свойств машины — энергетики, тормозной динамики, управляемости, устойчивости и проходимости, в результате превращаясь в общую модель движения.*

Но автор подчеркивает: декларированные математические модели самостоятельной ценности не имеют. Общая модель движения колесной машины, существующая в виде системы ОДУ, реализована на ЭВМ в общем виде. Это означает, что с помощью одной (основной) ЭВМ-программы можно исследовать перечисленные выше основные свойства колесной машины с любой структурой ДТУ и подвески. В то же время, кроме основной ЭВМ-программы, потребовалось создать ряд других, осуществляющих, в частности, оптимизационный анализ в автоматизированном режиме, без которого невозможно быстрое принятие адекватных решений. В результате сложился программно-вычислительный комплекс, используемый в том числе и в научно-практических целях.

Сравнительный анализ динамических моделей и "жесткой" одномассовой, в которой колесная машина представляется как материальная точка и которая доминирует по сей день, показывает, что "жесткая" не имеет весомых преимуществ и во многом исчерпала свой научный потенциал. Однако современный автомобиль нельзя создать при помощи расчетных методов, опирающихся на устаревшие модели. Это одна из главных проблем продукции отечественного автопрома, уступающей пока по многим технико-эксплуатационным показателям зарубежным аналогам, что приводит к большим социально-экономическим потерям. Создание лучшего российского автомобиля возможно только на основе современных адекватных моделей, учитывающих всю глубину и многообразие динамических явлений, в своей совокупности, собственно, и представляющих процесс движения.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.017

Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО

Харьковский НАДУ

Считается, что "управляемость автомобиля" как понятие давно уже сформулировано и сформулировано точно. Это способность автомобиля поворачиваться с кинематическими параметрами, задаваемыми водителем. Однако данная формулировка, как показывает анализ, не охватывает все воздействия водителя (или автоматического управляющего устройства). И чтобы их учесть, воспользуемся некоторыми аспектами теории автоматического управления.

Данная теория определяет управляемость как способность технической системы с заданной точностью и быстродействием выполнять управляющие воздействия оператора или автоматического управляющего устройства. То есть трактует его шире, чем при повороте. В частности, А.С. Литвинов утверждал, что понятие "маневренность" должно включать в себя не только оценку поведения автомобиля при движении на повороте, но и при движении "крабом" (при повороте всех управляемых колес автомобиля в одну сторону). И Я.Х. Закин рассматривал управляемость как сложное эксплуатационное свойство, включающее в себя три простых свойства — устойчивость, степень поворачиваемости и легкость управления.

Есть, разумеется, и другие точки зрения. Но, в общем-то, все они сходятся в том, что при движении по прямой в неустановившемся режиме автомобиль должен быть управляем (увеличение или уменьшение подачи топлива в двигатель, торможение, переключение передач — также управляющие воздействия), в установившемся режиме — способен совершить маневр (разгон или торможение), т. е. быть потенциально управляемым.

Таким образом, понятие "управляемость" явно требует его распространения на все способы маневрирования и установившийся режим движения. Причем понятие "маневрирование" тоже необходимо расширить, включив в него движения "крабом", задним ходом, разгон, торможение. То есть сформулировать его следующим образом: маневрирование это любое изменение траектории или кинематических параметров движения автомобиля, осуществляемое путем управляющих воздействий.

При таком подходе маневренность, очевидно, представляет собой совокупность свойств, обеспечивающих изменение вектора скорости автомобиля. (Такое определение маневренности, кстати, не противоречит определению, приведенному в энциклопедическом словаре, где записано: "маневренность — совокупность основных навигационных качеств судна или самолета, обеспечивающих быстрое изменение направления (траектории) и скорости движения под действием рулей и других органов управления".)

Но для того чтобы получить обобщенное понятие "управляемость автомобиля", нужно определить само это понятие и критерии его оценки при различных режимах движения.

Думается, будет правильно, если под управляемостью понимать способность автомобиля изменять модуль и (или) направление вектора скорости движения с точностью, задаваемой водителем или автоматическим управляющим устройством.

Но изменение вектора скорости характеризуется ускорением автомобиля. Это означает, что при разгоне или торможении ускорение (замедление) может и должно быть критерием управляемости при заданном уровне управляющего воздействия. В частности, при повороте автомобиля таким критерием следует рассматривать угловое ускорение, при движении "крабом" (боковом смещении автомобиля со всеми управляемыми колесами, повернутыми в одну сторону) — боковое ускорение.

Так, в последнем случае (рис. 1) боковое ускорение a_0 автомобиля дает следующая формула:

$$a_0 = \frac{dv_y}{dt} = \frac{d(v_0 \sin\psi)}{dt} =$$

$$= v_0 \cos\psi \frac{d\psi}{dt} = v_x \frac{d\psi}{dt},$$

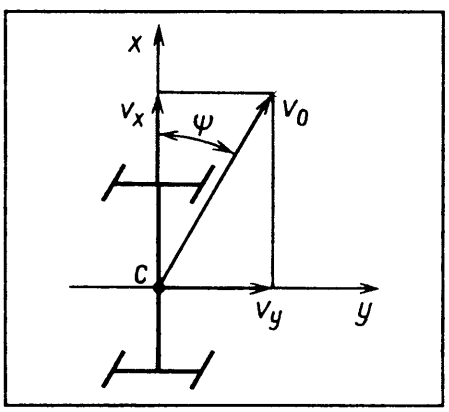


Рис. 1. Изменение вектора скорости при движении автомобиля "крабом"

в которой v_y, v_x — боковая и продольная компоненты линейной скорости центра масс автомобиля; t — время; v_0 — линейная скорость поступательного движения центра масс автомобиля; ψ — курсовой угол автомобиля, равный углу поворота управляемых колес. Причем для малых углов поворота управляемых колес можно принять $\cos\psi = 1$, тогда приведенная выше формула упрощается: $a_0 = v_0 \frac{d\psi}{dt} = v_0\omega$,

где ω — угловая скорость поворота управляемых колес и вектора линейной скорости в плоскости дороги.

Аналогичные уравнения, очевидно, можно составить и для других случаев движения, т. е. для всей структуры свойств управляемости (рис. 2).

К сказанному следует добавить важное замечание: управляемость автомобиля проявляется только в неустановившемся режиме движения, с какими бы обстоятельствами он не был связан.

И еще одно. Переход от движения "вперед" к движению "назад" сопровождается изменением направления вектора скорости на 180°. Время его изменения определяет линейное ускорение, возникающее у автомобиля в процессе включения передачи заднего хода. Этот вид маневрирования тоже должен предусматривать торможение и разгон.

Теперь о второй проблеме — термине "устойчивость автомобиля".

При исследовании движения автомобиля по прямой устойчивость рассматривается как самостоятельное эксплуатационное свойство. В связи с чем ряд авторов предлагают рассматривать отдельно курсовую и траекторную устойчивости. Первая из них характеризует способность автомобиля сохранять ориентацию продольной оси (двигаться по прямой), а вторая — способность двигаться (следовать) по заданной криволинейной траектории (поворачивать). И поскольку при движении на повороте устойчивость не рассматривается как самостоятельное эксплуатационное свойство, то в литературе различают курсовую устойчивость и траекторную управляемость. На наш взгляд, это неправильно, поскольку в установившемся режиме поворота (при постоянных линейных скоростях движения и положении управляемых колес) управляющих воздействий нет, а автомобиль может потерять траекторную устойчивость.

И на неустановившемся режиме движения устойчивость нужно рассматривать как одно из свойств комплексного свойства — управляемости.

В частности, при установившемся режиме движения под устойчивостью следует понимать способность автомобиля самопроизвольно не отклоняться от траектории и параметров установившегося движения под воздействием внешних и

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

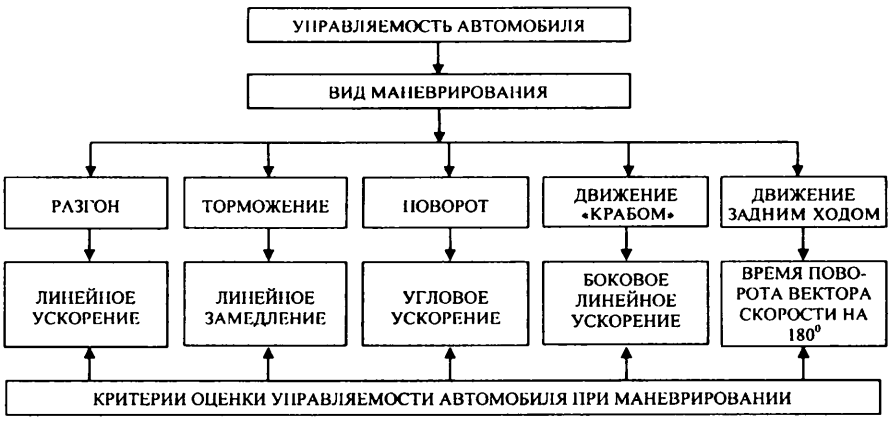


Рис. 2. Структура свойств управляемости автомобиля и предлагаемые критерии оценки

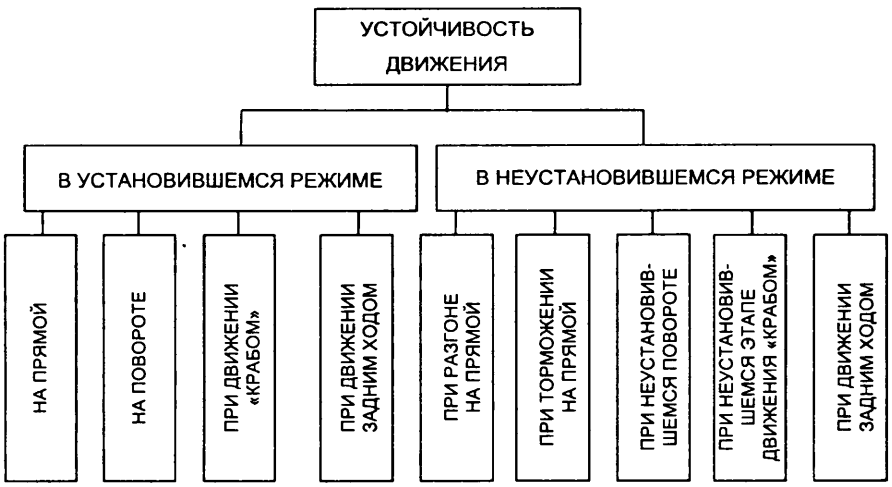


Рис. 3. Структура свойств устойчивости автомобиля

внутренних возмущений, не контролируемых водителем или автоматическим управляющим устройством.

Отсюда вывод: если устойчивость движения обеспечивается при наличии внешних и внутренних возмущений без отклонения автомобиля от заданных траектории и кинематических параметров движения, то автомобиль обладает статической устойчивостью; если заданная траектория и кинематические параметры движения восстанавливаются после появления отклонений под воздействием внешних и внутренних возмущений, то автомобиль обладает динамической устойчивостью.

Но есть еще и устойчивость положения (против опрокидывания в продольной и поперечной плоскостях).

О понятии "маневрирование" сказано несколько слов выше. Но это явно недостаточно. Маневрирование, в узком смысле слова, на взгляд автора, — изменение направления вектора скорости центра масс автомобиля (направление движения), а в широком смысле — и изменение величины вектора скорости (при разгоне и торможении). В итоге получается: маневренность в узком смысле слова — движение на повороте, "крабом" и задним ходом.

Причем первые два варианта — перемещение автомобиля в плоскости, перпендикулярной первоначальному направлению движения, т. е. в поперечной плоскости; третий — если у автомобиля отсутствует полный реверс на малых скоростях, и поэтому с позиций потери устойчивости опасности не представляет.

Предлагаемая структура свойств устойчивости движения автомобиля представлена на рис. 3.

Количественно устойчивость движения можно оценивать по максимальной величине внешнего или внутреннего возмущения, при воздействии которого устойчивое движение сохраняется. Причем одним из таких оцениваемых параметров может быть линейное или угловое ускорение, линейная или угловая скорость автомобиля либо его линейное или угловое перемещение.

При этом следует учитывать, что ускорение возникает раньше скорости перемещения, а скорость перемещения — раньше перемещения. Поэтому в качестве критерия устойчивости движения следует использовать все-таки именно линейное или угловое ускорение. Так точнее.

Таким образом, автор предлагает системный подход, позволяющий в более широком смысле трактовать понятия "управляемость" и "устойчивость" движения автомобиля. Причем считает, что устойчивость на установившемся режиме движения следует рассматривать как отдельное свойство, а на неустановившемся — как составляющую управляемости.

Второе: критерии управляемости — линейные или угловые ускорения, возникающие в неустановившемся (переходном) режиме движения при заданных уровнях управляющих воздействий.

Третье: в качестве критериев устойчивости следует считать максимальные значения линейных и угловых ускорений, возникающих при действии внешних и внутренних возмущений, при которых автомобиль сохраняет устойчивость.

Четвертое: устойчивость положения — одно из свойств устойчивости движения, поскольку при опрокидывании автомобиля в продольной или поперечной плоскостях движение невозможно.

От редакции. Проблемы управляемости и устойчивости на уровне современных знаний отработаны в авиации безупречно. Автор, по существу, пытается применить решения авиаторов к автомобилю. Читателям, на взгляд редакции, хотелось бы знать, как на это смотрят наши ученые и практики.

И здесь, разумеется, дело не только и не столько в терминологии.

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 629.114.4.003.13

Оценка эффективности функционирования АТС

Канд. техн. наук Ю.М. БУЗИН

Воронежский ГАСУ

Физическая основа функционирования АТС — механическая энергия, которая генерируется в двигателе при реализации энергоносителя — углеводородного топлива. С помощью передаточного механизма (трансмиссия, движитель и рама) часть ее передается перевозимому грузу, а часть используется для передвижения самого АТС. То есть объектом же функционирования АТС является перевозимый им груз массой $m_г$. Причем объект становится грузом только тогда, когда на него воздействует АТС.

Таким образом, АТС и перевозимый им груз образуют техническую транспортную систему "АТС—груз" со всеми вытекающими отсюда системными принципами ее анализа. Другими словами, функционирование АТС, связанное с перевозкой груза, с методологической точки зрения необходимо рассматривать на системной основе и с позиций энергетической концепции.

Однако в регулярно публикуемых на страницах "АП" статьях П.П. Евсеева, В.С. Карабцева и Д.Х. Валеева, М.А. Подригало и Н.М. Подригало и др., посвященных оценке эффективности работы АТС, данный методологический подход, к сожалению, не нашел полного отражения. Результат — неоправданно большое разнообразие предлагаемых оценочных показателей. Хотя понятно, что при изучении любой технической системы интерес представляет не столько поведение ее отдельных функциональных элементов, сколько системы в целом. Поэтому предметом изучения должны быть физические величины и зависимости, относящиеся именно к ней, а не к ее отдельным элементам. А это требует ее описания феноменологически, на основе всеобщих физических законов, так как физика — фундамент всех естественных наук и техники. В частности, в связи с тем, что основой функционирования технических систем служит энергия, при их описании в первую очередь нужно использовать закон сохранения энергии.

Исходя из этого очевидного соображения, феноменологическая модель функционирования АТС представляет собой энергетический поток, который можно записать в виде формулы № 1 (см. таблицу).

Данный поток проходит три стадии: преобразовательную $[m_г(t) \Rightarrow E_{м.дв}(t)]$, в ходе которой химическая энергия углеводородного топлива массой $m_т$ преобразуется в тепловую энергию, а затем в механическую величиной $E_{м.дв}(t)$; передаточную $[E_{м.дв}(t) \Rightarrow E_{м.г}(t)]$, когда механическая энергия от двигателя через передаточный механизм поступает к грузу; реализации механической энергии $E_{м.г}(t)$ в работу $A_г(t)$ транспортирования груза массой $m_г$ на расстояние $S_г$. Для конкретного АТС, режима его работы, условий движения и груза составляющие $m_т$, $E_м$, $A_г$ энергетического потока эквивалентны, в соответствии с законом сохранения энергии, друг другу. И так как функционирование АТС происходит во времени, то приведенную выше феноменологическую модель можно (и нужно) представить в виде энергетического процесса, для чего формулу № 1 необходимо продифференцировать по текущему времени. В итоге получается формула № 2. При этом очевидно, что входной координатой энергетического процесса является $G_т(t)$, а выходной — $N_г(t) = m_г g v_а(t)$.

Далее. В механическом движении энергия характеризует силовые действия в пространстве (кДж = кН · м), а мощность — силовые действия в пространстве и времени (кВт = кДж/с = = кН · м/с). То есть мощность представляет собой более обобщенный, чем энергия, показатель силового действия, а по физической сущности — интенсивность (скорость) передачи энергии $[N(t) \equiv dE(t)/dt]$ и характеризует динамику процесса функционирования системы.

Однако системный подход предъявляет особые требования к показателю и критерию эффективности функционирования системы, т. е. нормированному по затратам ресурсов результату действия системы на определенном интервале времени. Основное из этих требований состоит в том, что критерий эффективности должен формироваться на трех следующих принципах системотехники: быть объективно определимым и измеримым; оценивать систему полностью, причем процедура оценки должна идти от целого к частному (сверху вниз); подсистема любого уровня иерархии должна оцениваться по критерию надсистемы, а критерии оценки системы и ее подсистем — быть связанными прямой зависимостью.

При функционировании любой технической системы оперативным затратным ресурсом является энергоноситель с его подачей $G_т(t)$ в двигатель, а результатом функционирования транспортной системы — перемещение груза на определенное расстояние за минимальное время. На это перемещение тратится механическая мощность, подсчитываемая по формуле № 3. Но так как $G_т(t)$ и $N_г(t)$ представляют собой координаты энергетического процесса, то показатель эффективности функционирования АТС тоже должен быть энергетическим. И его, в соответствии с принципами системотехники и энергетической концепции, можно представить в виде формулы № 4. Его размерность — кН · км/кг. То есть он характеризует величину совершенной работы по перемещению груза на единицу затраченного энергоносителя. Отсюда и очевидный критерий эффективности (формула № 5).

Энергетический показатель $Э_п(t)$ функционирования АТС, как видим, характеризует эффективность использования энергетического потенциала транспортной системы "АТС—груз" и ее подсистем и представляет собой мультипликативную функцию (формула № 6).

Энергетический показатель можно подсчитать и для элементов системы. Так, для двигателя его дает формула № 7, и поскольку кВт/(кг/ч) = 3600 кДж/кг, то он характеризует в данный момент времени количество механической энергии, произведенной ДВС на единицу затраченного энергоносителя. Для передаточного механизма такой показатель — формула № 8. Он характеризует в данный момент времени относительную величину механической энергии, подведенную к грузу, по отношению к величине механической энергии, переданной от двигателя в трансмиссию передаточного механизма; для трансмиссии — формула № 9, для движителя — формула № 10 и для рамы — формула № 11.

Энергетический показатель $Э_п(t)$ — комплексный, так как охватывает основные эксплуатационные показатели АТС — грузоподъемность $m_г$, скорость $v_д$ движения, часовой расход $G_т$ топлива, комбинации которых используются в современ-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m_т(t) \Rightarrow E_{м.\,дв}(t) \Rightarrow E_{м.\,тр}(t) \Rightarrow E_{м.\,двж}(t) \Rightarrow E_{м.\,р}(t) \Rightarrow$ $\Rightarrow E_{м.\,пдм}(t) \Rightarrow E_{м.\,г}(t) = A_г(t) = m_г g S_г(t)$	$m_т(t)$ — масса израсходованного в данный момент энергоносителя (топлива); $E_{м.\,дв}(t)$ — количество механической энергии, генерируемой в тот же момент двигателем; $E_{м.\,тр}(t)$ — количество механической энергии, передаваемой двигателем в трансмиссию и на привод вспомогательных агрегатов в тот же момент времени; $E_{м.\,двж}(t)$ — количество механической энергии, подведенной к движителю; $E_{м.\,р}(t)$ — к раме; $E_{м.\,пдм}(t)$ — от рамы к поступательно движущимся массам системы "АТС — груз"; $E_{м.\,г}(t)$ —непосредственно грузу; $A_г(t)$ —работа, совершенная в данный момент времени на перемещение груза массой $m_г(t)$ на расстояние $S_г(t)$; g — ускорение свободного падения
2	$G_т(t) = N_{дв}(t) = N_{тр}(t) \Rightarrow N_{двж}(t) \Rightarrow N_р(t) \Rightarrow N_{п\,дм}(t) \Rightarrow$ $\Rightarrow N_г(t) = m_г g v_д(t)$	$G_т(t) = dm_т(t)/dt$; $N_{дв}(t) = dE_{м\,дв}/dt$; $N_{тр}(t) = dE_{м.\,тр}(t)/dt$; $N_{двж}(t) =$ $= dE_{м.\,двж}(t)/dt$; $N_{п\,дм}(t) = dE_{м.\,пдм}(t)/dt$; $N_р(t) = dE_{м.\,р}(t)/dt$; $v_д$ — скорость движения АТС при транспортировании груза
3	$N_г(t) = m_г g v_д(t)$	—
4	$Э_п(t) = \Phi[G_т(t), N_г(t)] = N_г(t)/G_т(t) = m_г g V_д(t)/G_т(t)$	—
5	$Э_п(t) \Rightarrow \max$	—
6	$Э_п(t) = \sum_{i=1}^{n} Э_{п.\,i}(t)$	$Э_{п.\,i}(t)$ — энергетический показатель i-го функционального элемента (подсистемы) системы "АТС—груз"; n — число подсистем в данной системе
7	$Э_{п\,дв}(t) = N_{дв}(t)/G_т(t)$	—
8	$Э_{п.\,пм}(t) = N_г(t)/N_{тр}(t) = Э_{п\,тт}(t) Э_{п\,двж}(t) Э_{п\,р}(t)$	—
9	$Э_{п.\,тр}(t) = N_{двж}(t)/N_{тр}(t)$	—
10	$Э_{п.\,двж}(t) = N_р(t)/N_{двж}(t)$	—
11	$Э_{п.\,р}(t) = N_р(t)/N_р(t)$	—
12	$Э_{п.\,дв} = Hu\eta_i\eta_м/3600$	η_i — индикаторный КПД двигателя; $\eta_м$ — его механический КПД; Hu — низшая теплотворная способность топлива
13	$Э_{п.ср} = m_г g v_{д.\,ср}/G_{т.\,ср} = m_г g S_г(t_г)/m_г(t_г)$	—
14	$Э_п[i_{кпп}(t), t] = m_г g v_д[i_{кпп}(t), t]/G_т[i_{кпп}(t), t]$	—
15	$\frac{\partial}{\partial i_{кпп}(t)} Э_п[i_{кпп}(t), t] = 0 \Rightarrow i_{кпп}(t)_{опт}$	—

ной оценке эффективности АТС. И он — фундаментальный, поскольку обусловлен энергетической концепцией и системным подходом к процессу функционирования АТС.

На установившемся режиме функционирования АТС, когда $v_д$ = const, энергетический показатель ДВС подсчитывается по формуле № 12. При этом КПД передаточного механизма ($\eta_{п.м}$), по сути, частный случай его энергетического показателя, т. е. $Э_{п.пм} = \eta_{пм}$. Но если $\eta_{пм}$ не может быть больше единицы, то $Э_{п.пм}$ может. Например, за счет использования потенциальной энергии системы "АТС—груз" при движении под уклон и кинетической энергии при замедлении движения.

Рассмотренный энергетический показатель $Э_п(t)$, в отличие от других, в том числе и КПД, представляет собой системный универсальный показатель эффективности, так как позволяет оценить эффективность функционирования транспортной системы "АТС—груз" и ее отдельных подсистем и элементов на любом режиме работы (установившемся, неустановившемся), на любом этапе трансформации энергетического потока (от его генерации в двигателе до реализации на транспортируемом грузе). К тому же он, повторяем, интегральный. Его среднее значение при перемещении АТС с грузом на участке трассы протяженностью $S_г(t_г)$ за время $t_г$ со средней скоростью $v_{д.ср} = S_г(t_г)/t_г$ при среднем часовом расходе топлива $G_{т.ср} = m_г(t_г)/t_г$ дает формула № 13. Как видим, при фиксированной массе груза выходной координатой энергетического процесса, т. е. процесса функционирования АТС, становится скорость его передвижения — текущая $v_д(t)$ или средняя $v_{д\,ср}$.

Оперативным управляющим воздействием на процесс перемещения АТС с грузом заданной массы $m_г$ на заданное расстояние $S_г$ за минимальное время t_{min}, т. е. с максимально возможной на маршруте текущей скоростью $v_д(t)_{max} \leqslant v_д(t)_{доп}$, является текущее на маршруте передаточное число $i_{кпп}(t)$ коробки передач. При этом допустимая на маршруте текущая скорость $v_д(t)_{доп}$ передвижения АТС с грузом может быть ограничена текущими величинами силы $P_ψ(t)$ сопротивления движению транспортной системы; мощности $N_{пдм}(t) = (m_{АТС} +$ $+ m_г)gv_д(t)$ механической энергии, передаваемой от рамы АТС поступательно движущимся массам этой системы; вертикального ускорения $a_в(t)$ транспортной системы от воздействий, обусловленных микропрофилем дорожного полотна;

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

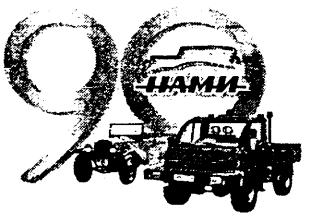
условиями безопасности движения, и тогда режимная функция текущего управления транспортной системы "АТС—груз" на маршруте будет соответствовать формуле № 14. При этом оптимальное текущее значение $i_{КПП}(t)_{опт}$ на маршруте, обеспечивающее движение системы "АТС—груз" с $Э_п(t)_{max}$ вычисляется по формуле № 15.

Что же касается работы АТС по перевозке груза, то ее можно оптимизировать по критерию $Э_п(t) = m_г g v_д(t)/G_т(t) = f[i_{КПП}(t), t] \Rightarrow max$ с оперативным управляющим воздействием $i_{КПП}(t)_{опт}$ при ограничении скорости движения: $v_д(t)_{max} < v_д(t)_{доп} = f[P_ψ(t), N_{пдм}(t), a_в(t)]$, условиям безопасности движения.

Критерий $Э_п(t) \Rightarrow max$ эффективности функционирования технической системы уже опробирован: в частности, он был положен в основу способа управления процессом разработки грунта землеройно-транспортной машины и устройства для его осуществления (пат. № 2232234 РФ).

УДК 662.6/.8

Активирование топлива внешними физическими воздействиями и его влияние на рабочий процесс ДВС



Д-р техн. наук В.А. ЗВОНОВ, Н.А. МАКАРОВ

Положительная практика применения нетрадиционных способов внешнего физического воздействия (электрическими, электромагнитными и магнитными полями и различными видами облучений — от средне- и высокочастотного до радиоактивного слабой интенсивности) в нефтедобыче, медицине, строительстве, металлургии, текстильном производстве, коммунальном хозяйстве подтверждает необходимость пересмотра нашего отношения к изучению возможностей этих методов воздействия на топливо для ДВС. Ведь химические процессы, происходящие в жидких средах в результате такой обработки, во многом уже объяснены фундаментальной химической наукой, сформировавшейся в начале XX века вместе с квантовой механикой, которая "составляет ее физический фундамент". Кроме того, к настоящему времени выполнено уже достаточно много работ по экспериментальному исследованию воздействия электромагнитных полей на рабочий процесс ДВС, результаты которых говорят о перспективности развития данного направления.

Рассмотрим некоторые из уже полученных результатов. И начнем со стендовых испытаний карбюраторного двигателя, работающего на бензине, который подвергся воздействию электрического поля.

Данная работа выполнялась в 1978—1980 гг. Луганском машиностроительном институте. В качестве объекта испытаний был взят четырехтактный двухцилиндровый бензиновый двигатель МеМЗ УД-2 воздушного охлаждения (мощность 5,9 кВт, или 8,0 л. с., при 3000 мин$^{-1}$, D/S = 72/68), оснащенный дополнительными устройствами — ионизационными датчиками в камере сгорания для измерения скорости распространения пламени и системой индицирования для оценки цикловой неравномерности рабочего процесса. В ходе испытаний установлено следующее.

При напряженности электромагнитного поля, равной 2 кВ/см, поверхностное натяжение топлива снижается на ~22 %, что существенно влияет на его испаряемость. При истечении топлива из распылителя в диффузоре карбюратора имеет значение полярность поля: положительная — способствует увеличению часового расхода топлива (кривая *1* на рис. 1), отрицательная — снижает его (кривая *3*). Причем расход топлива в зависимости от полярности напряжения на электродах может изменяться в пределах от −15 до +15 %.

При воздействии коронного разряда электрического поля на топливовоздушную смесь обнаружено заметное положительное влияние на рабочий процесс и выходные показатели ДВС. Причина — одновременное воздействие поля и на топливо, и на воздух. При этом вид тока значения не имеет — постоянный он или переменный.

Интересные данные выявлены в отношении собственно рабочего процесса: при создании электрического поля скорость распространения фронта пламени в камере сгорания возрастает до 30 %; при α = 1,2 на 40 % уменьшается цикловая неравномерность, расширяются пределы устойчивой работы двигателя в области бедных смесей; увеличивается его мощность, а удельный расход топлива при его работе на частичных нагрузках снижается до 6,5 %; но с увеличением нагрузки эффективность воздействия уменьшается.

Экспериментами по оценке влияния электрического поля занимались и другие отрасли. Например, в 1999—2004 гг. ФГУП ВНИКТИ МПС (Коломна) разработал и испытал устройство (Отчет ФГУП ВНИКТИ МПС России), позволяющее количественно оценивать это воздействие, а с его помощью провел стендовые и реостатные испытания дизеля 16ЧН26/26 на тепловозе 2ТЭ116. Они показали: при обработке топлива электрическим полем его расход на режимах холостого хода снижается на 7,6 %, на режиме номинальной мощности — на 2,15, а на режимах тепловозной характеристики снижение может достичь 7,2 %. Эксплуатационные испытания практически подтвердили это: при вождении составов массой 4700—5000 т расход топлива в среднем уменьшается на 3,1 %, а более легких составов — на 5,5—6,5 %. При этом концентрации вредных веществ в отработавших газах тоже уменьшались: оксидов азота — на 12 %, монооксида углерода — на 14, несгоревших углеводоров — на 10, дымность — на 24 %.

Известны и результаты стендовых испытаний в стандартизованных ездовых циклах дизелей, оснащенных магнитными устройствами для активирования топлива. Например, турбонаддувного дизеля "Камминз" (мощность 257 кВт при 1800 мин$^{-1}$, рабочий объем 13 л), испытанного в независимой Калифорнийской лаборатории, а также двухцилиндрового дизеля Д-120-44 Владимирского тракторного завода (мощность 18,4 кВт при 1800 мин$^{-1}$) — в НИКТИДе.

Эти результаты представлены в табл. 1, из которой видно: использование активированного магнитными полями топлива снижает выброс всех нормируемых вредных веществ с отработавшими газами, в том числе монооксида углерода — на 12,8—24,4 %, несгоревших углеводородов — на 13,2—19,8, оксидов азота — на 10,8—21,5 %. Выбросы твердых частиц у дизеля "Камминз" сокращаются в 2 раза, а показатели дымности у Д-120-44 — на 5 %. У обоих двигателей существенно меньше

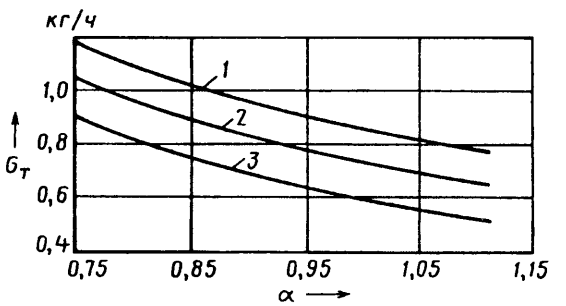


Рис. 1. Зависимость часового расхода топлива двигателем от коэффициента избытка воздуха и полярности на распылителе карбюратора при $η_V$ = 0,45, n = 2300 мин$^{-1}$ и УОЗ = УОЗ$_{опт}$:

1 — на распылителе "плюс"; *2* — распылитель без напряжения; *3* — на распылителе "минус"

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

и удельный эффективный расход топлива. Особенно у турбонаддувного "Камминз".

Испытательный центр НАМИ много лет проводит сравнительные испытания разнообразных устройств, обеспечивающих реализацию нетрадиционных методов активирования топлива. В том числе устройств, создающих: магнитное поле с помощью "магнитотвердых" материалов — постоянных кольцевых и прямоугольных магнитов; электромагнитное поле с "магнитомягким" железом и без него; комбинированное поле путем одновременного воздействия электромагнитного и магнитного полей; электрическое поле, создаваемое на электродах высоковольтным напряжением от стандартной катушки зажигания.

Испытания выполнялись в основном на автомобилях отечественного производства — АЗЛК (25 %), ВАЗ (40 %) и ГАЗ (30 %). После установки каждого из устройств на автомобиле топливо из бензобака по трубопроводу направлялось в систему впрыскивания или в карбюратор, по пути проходя это устройство. Но, как известно, стандартной схемой системы питания двигателя предусмотрено, что небольшая часть топлива через дроссельное отверстие диаметром не более 1 мм из напорного (подающего) трубопровода возвращается в топливный бак. В нашем случае это будет обработанное устройством топливо, которое в баке перемешивается с топливом необработанным и оказывает на него первичное физико-химическое влияние.

Таким образом, в процессе непрерывной работы двигателя на формирование топливовоздушной смеси топливо поступает дважды обработанным — после предварительной обработки в бензобаке за счет непрерывного подмешивания возвратного топлива, а затем — в устройстве.

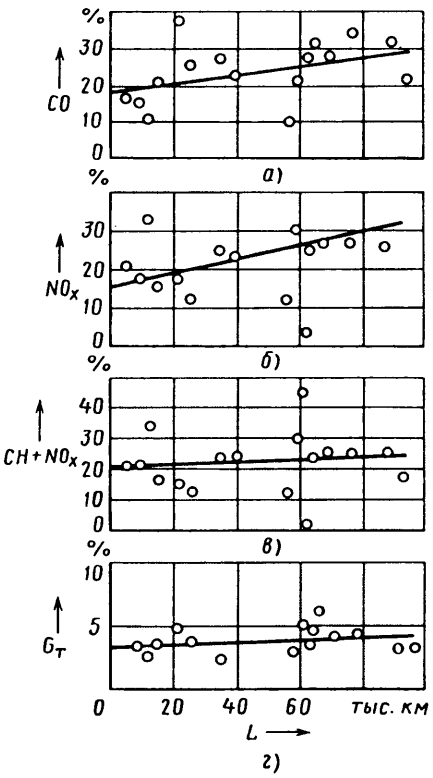


Рис. 2. Степень снижения выбросов монооксида углерода (а), оксидов азота (б), суммы несгоревших углеводородов и оксидов азота (в) и расхода топлива (г) автомобилями, двигатели которых работают на активированном с помощью кольцевых магнитов топливе

Перед испытаниями автомобиль и его двигатель приводили в технически исправное состояние. Влияние средств внешнего воздействия на топливо оценивалось по результатам (табл. 2) испытаний на роликовом стенде, проводимых по методике ездового цикла Правил № 83 ЕЭК ООН, но с пуском двигателя из горячего состояния для исключения неустойчивого режима пуска—прогрева. Каждый вид испытания повторялся трехкратно.

Первое, на что обращает на себя внимание при анализе данной таблицы: варианты активирования топлива внешними физическими воздействиями оказывают довольно существенное влияние как на выбросы вредных веществ с отработавшими газами, так и на расход топлива. Все перечисленное подтверждено испытаниями достаточно большого числа автомобилей (свыше 50) и моделей устройств (более 15).

Второе: наилучшее из всех устройств — на кольцевых магнитах. Причем очень важно то, что оно обеспечивает одновременное снижение содержания и монооксида углерода, и оксидов азота. Правда, причины такого влияния пока не установлены.

Если же говорить о конкретных цифрах, то картина выглядит следующим образом.

Устройство на кольцевых магнитах в ездовом цикле и на постоянных скоростях улучшает топливную экономичность автомобиля в среднем на 4 %, а на отдельных режимах — более чем на 10 %, выбросы монооксида углерода снижает на 40—50, а несгоревших углеводородов — на 20 и оксида азота — на 25 %.

Статистика фактической эффективности устройства с кольцевыми магнитами на более чем 25 различных (АЗЛК, ВАЗ, ГАЗ) автомобилях с пробегами на момент испытаний в интервале от 4 до 100 тыс. км проиллюстрирована на рис. 2. В том числе пяти микроавтобусов "ГАЗель" Московского ППТ "Маршрутка" системы "Автолайн" в условиях рядовой эксплуатации в рамках работы экспертного совета по средствам снижения токсичности отработавших газов и улучшения топливной экономичности автомобильных двигателей при Правительстве Москвы (Эксперт-

Таблица 1

Дизель	Наличие магнитного устройства	Выбросы вредных веществ, г/(кВт · ч)				Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч)
		монооксид углерода	несгоревшие углеводороды	оксиды азота	твердые частицы	
"Камминз"	–	0,95	0,385	5,925	0,173	205,7
	+	0,88	0,334	5,285	0,061	192,3
ВТЗ Д-120-44	–	34,40	5,77	21,760	69,750	452,9
	+	26,00	4,62	17,080	64,700	439,7

Таблица 2

Вид воздействия на топливо	Изменение, %, к серийному варианту					
	моно-оксид углерода	несго-ревшие углево-дороды	несгорев-шие углево-дороды + ок-сиды азота	оксиды азота	расход топлива в городском цикле	расход топлива при v = const в инервале 30—50 км/ч
Постоянный кольцевой магнит	–25	–15	–20	–23	–4	–4
Прямоугольный магнит, электромагнит, комбинированный	–7÷–30	–5÷+20	–2÷+30	–10÷+35	–3÷+1,5	–2÷0
Магнитоэлектрическое воздействие	–55	+15	–	+15÷+35	–2÷–23	–
Электрическое поле	–10	–14	–11	–9	–2	–
Кольцевой магнит на автомобиле "Субару Легаси"	–20	–20	–	–18	Не измерялся	

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

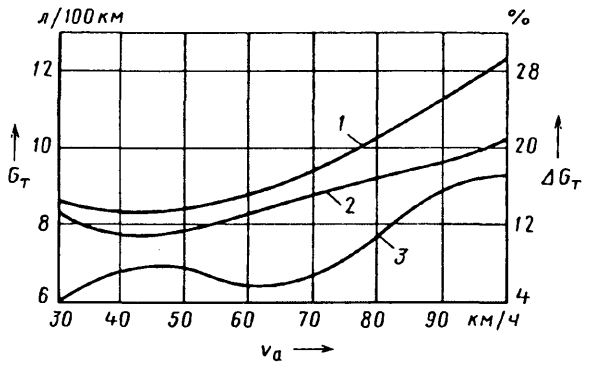


Рис. 3. Влияние магнитной обработки топлива на топливную экономичность автомобиля ГАЗ-24-10 при его движении на установившихся скоростях:

1 — топливо без магнитной обработки; *2* — топливо после магнитной обработки; *3* — экономия топлива

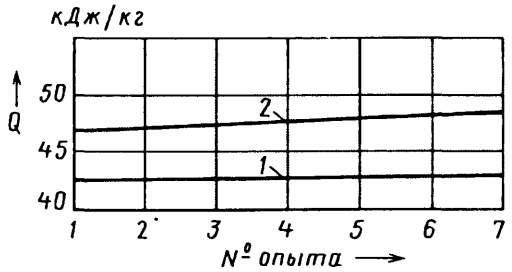


Рис. 4. Теплота, выделяемая при сгорании необработанного (1) и обработанного (2) дизельного топлива

ное заключение № 99 от 12.04.99). Однако следует иметь в виду, что эффект достигает своего максимума только после предварительного пробега с устройством 700—1000 км.

Эффективность данного устройства сохранялась и на автомобиле "Субару Легаси" (пробег 62 тыс. км), оснащенном трехкомпонентной системой нейтрализации отработавших газов и удовлетворяющем нормам "Евро-1" (CO — 0,43 г/км, CH — 0,08 г/км и NO_x — 0,56 г/км): выброс монооксида углерода уменьшился на 20 %, несгоревших углеводородов — на 40 и оксидов азота — на 18 %.

К сказанному добавим: одна из моделей устройства на постоянных кольцевых магнитах впервые была испытана на автомобиле ГАЗ-24-10 в дорожных условиях еще в 1972 г. и дала хорошие результаты (рис. 3). Экономия топлива в интервале скоростей от 30 до 70 км/ч составила 4—8 % и увеличивалась до 17 % при скорости 100 км/ч.

Устройства на основе электрических полей в ходе испытаний оказались более чем в 2 раза слабее устройств на постоянных магнитах. Устройства на основе магнитного поля, образованного с помощью магнитов прямоугольной формы и их комбинации с электрическим полем, выигрыша не дают, а с точки зрения токсичности отработавших газов тоже не очень полезны: снижают выброс монооксида углерода до 30 %, однако увеличивают выбросы оксидов азота и несгоревших углеводородов на 30 % и более.

Таковы факты, выявленные и многократно подтвержденные экспериментально. Они позволяют утверждать, что нетрадиционные виды внешних физических воздействий на углеводородное топливо при определенных условиях обеспечивают заметный положительный эффект, улучшают рабочие показатели двигателей (автомобилей). При этом, кроме факторов, влияющих на физико-химические свойства топлива (поверхностное натяжение, вязкость), процессы смесеобразования и сгорания в цилиндре, на экономичность и токсичность двигателя могут сказываться физические и химические принципы управления химическими процессами (реакциями) в топливе как сложной многокомпонентной жидкости, а также в процессе его сгорания в цилиндрах ДВС. Об этом если не напрямую, то косвенно заявили академики В.А. Легасов и А.Л. Бучаченко, формируя в 1986 г. "интеграционные и стратегические направления развития фундаментальной химии на современном этапе..." ("Проблемы современной химии. Успехи химии", 1986, т. 55, № 12). В частности, о том, какое большое значение имеет стимулирование и регулирование химических процессов внешними воздействиями "от света до механики".) И на основе научных фактов доказывают, что в химию уже вводятся магнитные взаимодействия, которые, будучи пренебрежимо малыми по энергии, контролируют химическую реакционную способность и создают "новый, магнитный сценарий реакции". Другими словами, управление химическими процессами с использованием физических факторов и физических воздействий признается очень перспективным.

Правда, пока нет ответа на два главных вопроса: являются ли полученные результаты следствием того, что применяемые средства активирования топлива влияют только на качество смесеобразования и сгорания в ДВС; не изменяются ли основные характеристические (в том числе энергетические) свойства топлива за счет его структурного изменения.

Ответ на первый вопрос в настоящее время аналитически исследуется с помощью математических моделей рабочего процесса ДВС.

Что же касается влияния активированного топлива на экономические показатели двигателей и транспортных средств, то здесь сдвиги уже есть. Например, И.Л. Герловин в своей теоретической и экспериментальной работе (Герловин И.Л. "Основы единой теории всех взаимодействий в веществе") доказал, что теплота, выделяемая при сгорании дизельного топлива, после его активации в электролизере возрастает, и ее средний прирост после активации топлива электрическим полем составил 10 % (рис. 4).

Причем интересно, что отношение энергии, которая была затрачена на активирование топлива, и энергии, дополнительно выделяемой им при сгорании, очень важно: каждому 1 кг топлива (при расходе 30 л/ч) сообщалось 0,387 кДж/кг, а приращение теплоты его сгорания достигало 3460 кДж/кг.

Данный эксперимент объясняет одну из возможных причин снижения расхода топлива и непосредственно демонстрирует эффективность электрохимического активирования как одного из видов внешнего физического воздействия.

Положения современной химии (развиваемые в настоящее время А.Л. Бучаченко и др.) совпадают с характеристикой сущности активирования топлива, данной И.Л. Герловиным в 1980-х годах: "Активация ... по своей физической сущности является структурной активацией среды, поскольку явление сводится к изменению структуры объекта активации. При этом энергия молекулы может и не изменяться, а активные свойства молекулы определяются только изменением ее внутренней структуры".

Таким образом, результаты испытаний ДВС с устройствами различных типов на стендах и автомобилях доказывают: электромагнитные внешние физические воздействия положительно влияют на топливную экономичность и экологические показатели АТС. Устройства просты, поэтому их можно устанавливать на АТС, находящиеся в эксплуатации. Тем более что относительная значимость электромагнитных внешних физических воздействий может возрастать при комплексном решении вопросов в условиях минимизации нормативных значений выбросов токсичных компонентов двигателями и транспортными средствами.

И последнее. Работы по накоплению статистического материала и установлению механизма активирования топлива, влияющего на рабочий процесс в ДВС, несомненно, следует развивать. Как и работы по формированию позитивного мнения о практической полезности этого направления, целесообразности постоянного поиска новейших достижений в смежных науках с целью объяснения получаемых результатов, отработки новых подходов и методик проведения лабораторных экспериментов с топливом непосредственно после физического воздействия на него.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 658.511.5

Комплексное применение программного обеспечения для построения систем автоматического управления современным технологическим оборудованием

В.А. МИХАЙЛОВ, Н.А. ШЕРШАКОВ

МГТУ "МАМИ"

Рынок программного обеспечения САПР в настоящее время перегружен различного рода узкоспециализированными продуктами, а также тяжелыми системами из разряда "все в одном". Однако анализ показывает, что при проектировании технологического оборудования в российских условиях целесообразнее применять широкоуниверсальные CAD-пакеты с возможностью их расширения с помощью API. Такой подход особенно актуален при создании систем управления технологическим оборудованием, где, как известно, всегда присутствовали сугубо индивидуальные решения данной задачи, необходимость которых обусловлена факторами, характеризующими конкретный вид механической обработки, контроль за которой и должна осуществлять проектируемая система. Отсюда и разбиение системы на отдельные блоки, каждый из которых имеет свои передаточную функцию, входные и выходные параметры. (В простейшем варианте — одну входную и одну выходную координаты.) После того как входной сигнал пройдет через блок, передаточная функция, описывающая с помощью традиционного для теории автоматического управления математического аппарата физическое свойство объекта, выдает выходной сигнал.

И так от блока к блоку (блокам). Другими словами, традиционный метод проектирования систем управления технологическим оборудованием — метод последовательной "подгонки" очередного блока под сигнал блока предыдущего.

С появлением и развитием САПР положение резко изменилось. Возникла возможность непрерывного, сквозного параллельно-последовательного иерархического проектирования, технологического сопровождения, гарантийного и послегарантийного обслуживания САУ, работающих в системе "жизненный цикл изделия". Пока только возможность. Однако для ее успешной реализации необходимо выполнить одно очень важное условие — наладить взаимодействие программного обеспечения, используемого, скажем, изготовителями технологического оборудования и поставщиками комплектующих. Причем такие коллизии неизбежны. Они возникают вследствие особенностей рынка САПР, политики предприятий-изготовителей при выборе поставщиков, а порой в силу исторических факторов, неспособности персонала работать с другим программным обеспечением и т. п. Но наиболее актуальным остается вопрос взаимодействия подразделений предприятия. Дело в том, что история освоения САПР сложилась так, что чуть ли не каждое подразделение сейчас использует "свое" программное обеспечение, порой, закупленное у совершенно разных изготовителей. Так что согласовать его даже внутри предприятия — сложно. Тем более с программным обеспечением других предприятий. И единственным и наиболее легко реализуемым механизмом ее решения может быть только механизм API (прикладной программный интерфейс), способный объединить программное обеспечение в единое целое и стать универсальным фундаментом, на котором можно построить "дом" системы обеспечения жизненного цикла изделий. Что это именно так, покажем на примере построения САУ работой самонастраивающейся системы управления технологическим оборудованием.

Создание технологического оборудования обычно начинается с разработки конструкции, компоновочных решений, выполнения геометрических расчетов, выбора материалов. Данные операции выполняются в CAD-системах (в нашем примере пусть это будет система "Solid Works" фирмы "Дасул Систем".

Параллельно геометрическому проектированию по мере создания твердотельных узлов и деталей и выяснения воздействия на них со стороны технологического процесса и сопрягаемых узлов можно, в принципе, проводить расчеты напряженно-деформированного состояния деталей и узлов, выяснять запас устойчивости и температурное влияние. Пусть для этих целей предприятие применит систему "MSCvisualNastran LD", которой оно располагает. Кроме того, подразделение, отвечающее за разработку систем управления, может одновременно описывать передаточные функции отдельных узлов, а при полном построении системы — проверять быстродействие системы в целом, выявлять ее слабые места и устранять их.

Таким образом, все процессы идут параллельно-последовательно, и любые проблемы какого-либо направления решаются сразу при их выявлении на любом из этапов. Но по каждому из направлений — в своей среде.

Далее наступает следующий этап — проектирование системы управления оборудованием. Такую возможность дает имеющаяся на предприятии система "MATLAB/Similink".

Как видим, для решения задачи создания образца технологического оборудования (например, металлообрабатывающего станка) в рассматриваемом примере используется довольно разнотипное программное обеспечение. Причем цель ее решения очевидна: снизить погрешность и повысить качество изготовления изделий, т. е. продукции, выпускаемой предприятием. А для этого, что тоже совершенно очевидно, нужны точные и надежные методы определения статических и динамических показателей качества технологических систем, а также методы компенсации возникающих погрешностей обработки. И такой метод иерархического параллельно-последовательного создания и управления технологическими системами на основе применения нечетких решений в МГТУ "МАМИ" разработан. Он позволяет на основе типовых моделей-модулей формировать модели технологических систем с учетом их замкнутости.

Структурная схема технологического процессора, использующего данный метод, показана на рис. 1. Как из него видно, работа базируется на виртуально заданном изделии и начинается с создания виртуального станка. Она подразумевает решение трех основных задач: проектирование формообразующей системы, системы управления и систем привода главного движения и подач.

Особенности решения первой из перечисленных задач достаточно хорошо изучены и широко известны, поэтому на них не стоит останавливаться. Что же касается современных сис-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

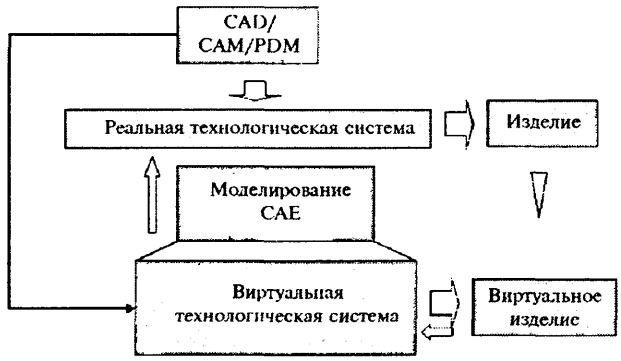


Рис. 1. Структура технологического процессора построения технологического оборудования

тем управления и автоматизированных электроприводов, то именно они заслуживают особого внимания. Прежде всего потому, что представляют собой сложные динамические системы, состоящие из различных линейных и нелинейных элементов (двигатели, магнитные и электронные усилители, полупроводниковые приборы и т. д.), своим взаимодействием обеспечивающих станку разнообразные статические и динамические характеристики. Например, в станках с ЧПУ электроприводом управляют контроллеры и множество других электронных устройств; благодаря электронике появились и применяются устройства, использующие пропорционально — интегрально-дифференциальное, адаптивное, нелинейное или оптимальное управления. Но, к сожалению, для реализации существующих методов управления с помощью электроники необходимо, чтобы динамические характеристики станка были известны и не изменялись, а возмущающие факторы — незначительными. Чего на практике нет: динамические характеристики станка меняются в зависимости от условий обработки. Значит, существует необходимость в разработке правил оптимального управления и в случае изменения динамических характеристик станка. Иначе говоря, необходимы самонастраивающиеся (адаптивные) системы.

И такие системы можно создать. Более того, разработано даже три варианта их построения, основанные на определении параметров управляемых объектов методом подстраиваемых моделей. Все они — результат создания комплексной вычислительной структуры, объединяющей систему "MSCvisualNastral" с системой MATLAB, что стало возможным благодаря модулю, интегрированному в среду "Simulink" системы MATLAB. В итоге удалось разработать модель системы управления приводом как главного движения токарного модуля, так и подачи, обеспечивающую постоянную скорость резания и подачи. Ее исследования дают возможность на стадии конструкторско-технологической подготовки производства изучить наиболее эффективные системы управления условиями обработки и выбрать наилучшую из них.

Новая модель строилась поэтапно.

На первом этапе из библиотеки типовых моделей модулей с учетом электродвигателей создавались твердотельные модели шпинделя, патрона, обрабатываемой детали, суппорта, резцедержателя и резца. Эти модели достаточно точно отражали детали и узлы токарного модуля станка 16К20Ф3.

На втором этапе модель данного модуля экспортировалась в среду "MSCvisualNastral". Здесь на ее узлы и сопрягаемые детали накладывались связи и граничные условия, соответствующие реальным условиям работы технологической системы.

На третьем в структуре "Simulink" системы MATLAB создавались системы управления; на четвертом — моделировались системы "технологическая система—процесс резания—система управления".

Как уже упоминалось, вариантов построения таких систем три. Первый из них — самонастраивающаяся система с определением параметров методом наименьших квадратов. Эта система состоит из управляемого технологического объекта с априорно известной структурой, заданной передаточной функцией, и вычислительного устройства. Причем работа последнего определяется тремя параметрами и заключается в следующем.

На основании информации о состоянии управляемой технологической системы и о входном воздействии вычислитель формирует управляющие сигналы $u(n)$ в соответствии с уравнением регулятора (рис. 2). Очевидно, что при изменении параметров управляемой технологической системы для их восстановления требуется соответствующее изменение коэффициентов c и d. Для вычисления последних необходимо знать в каждый момент времени значения коэффициентов a и b дискретной модели технологической системы, определяемой передаточной функцией объекта. Задача решается вычислителем в соответствии с алгоритмом метода наименьших квадратов. Для этой цели в программу определения параметров a и b объекта вводятся значения управляющего сигнала $u(n)$ и выходной переменной объекта $y(n)$.

После нахождения a и b, в соответствии с алгоритмами решения линейных алгебраических уравнений, вычисляются новые значения параметров c и d регулятора.

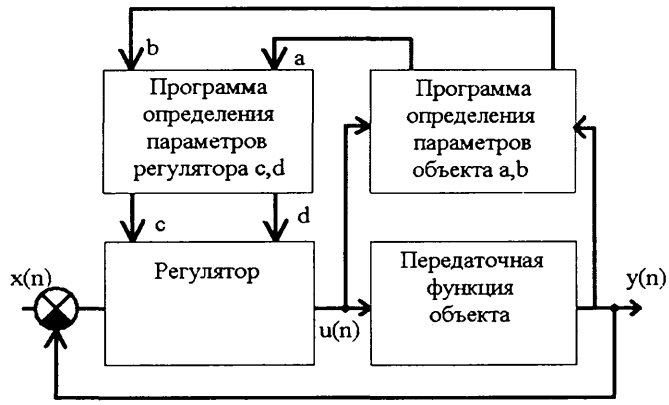


Рис. 2. Структурная схема самонастраивающейся системы с определением параметров методом наименьших квадратов

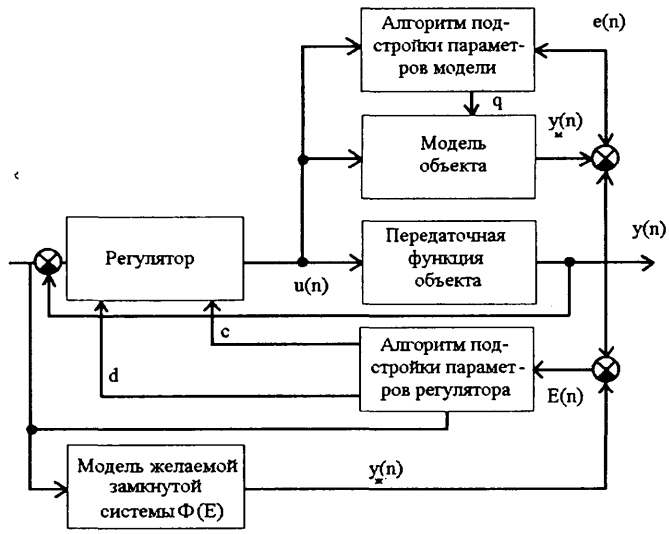


Рис. 3. Структурная схема самонастраивающейся системы с определением параметров градиентным методом

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

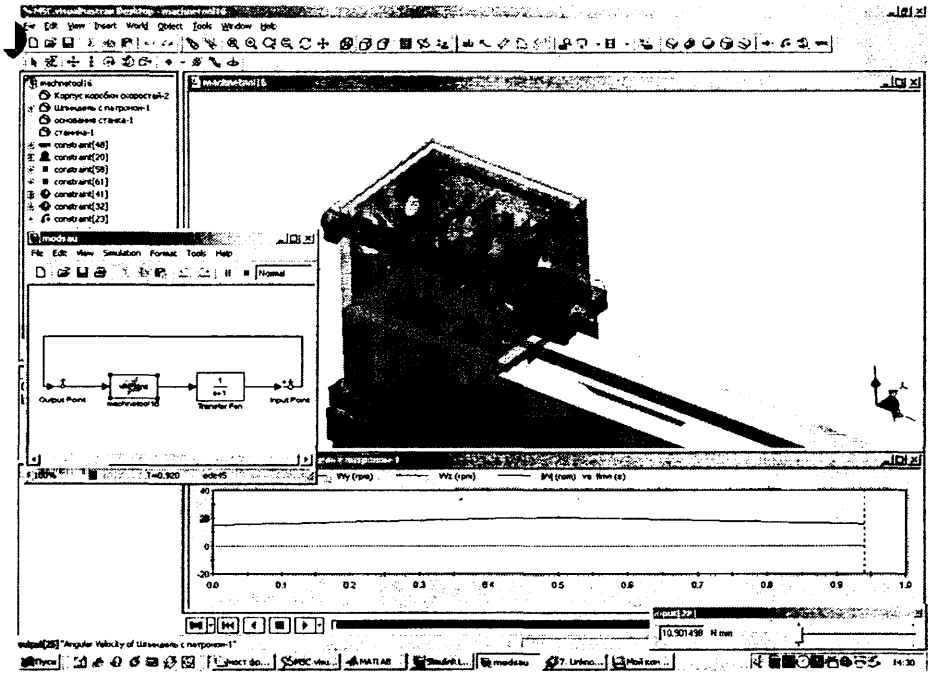


Рис. 4. Результат моделирования технологической системы в среде "MATLAB/Simulink"

При определении параметров объекта по измерениям реальных значений его выхода и входа, как это имеет место в рассматриваемой системе, предусмотрена возможность автоматически учитывать возмущения, действующие на технологическую систему. Это осуществляется через коэффициенты a и b передаточной функции объекта и значения коэффициентов c и d регулятора. При периодическом (на каждом такте управления) корректировании параметров регулятора система управления будет стремиться ликвидировать возникшие возмущения.

Второй вариант системы (рис. 3) — самонастраивающаяся, с определением управляемых параметров технологической системы с помощью моделей, подстраиваемых градиентным способом. Модель желаемого процесса в ней формируется вычислительным устройством. На ее вход поступает такое же воздействие $x(n)$, как и на вход реальной системы управления. Выходная переменная $y_ж(n)$ сравнивается с выходом $y(n)$, и рассогласование используется для настройки параметров регулятора. Цель настройки — приблизить переходные процессы в реальной системе к процессу $y_ж(n) = \Phi(E) \times (n)$.

Третий вариант основан на использовании методов нечеткой логики, т. е. представлении техники и знаний об управлении, которыми обладает оператор, с помощью лингвистических правил управления (ЛПУ), что позволяет обойтись без количественной модели объекта управления. В качестве устройства управления с функциями адаптации к изменениям динамических характеристик станка с ЧПУ используется разработанный специально для этой цели нечеткий контроллер на основе качественных соотношений между подачей и частотой вращения электродвигателя, т. е. правил и знаний управления. Информация о частоте в виде напряжения поступает в контроллер. Числовые значения напряжения заданной и текущей частот вращения получаются с помощью аналого-цифровых преобразователей. Затем вычисляются отклонения частоты и другие параметры. Далее на основе нечетких ЛПУ с использованием нечеткого же вывода рассчитывается задающая величина, которая через цифро-аналоговый преобразователь поступает на компаратор. Он и управляет (с обратной связью) исполнительным механизмом.

Механическая часть привода состоит из датчика частоты вращения вала, электродвигателя, соединительной муфты, редуктора, винтовой пары, исполнительного органа и датчика сигналов его положения, динамической модели разомкнутой системы электропривода [$G(s) = \upsilon(S)/W(S) = K_c K_t/(JL + J(R + K_i)_s + K_t K_b)$, где K_c — коэффициент передачи АЦП, K_b — постоянная противоЭДС электродвигателя, K_i — коэффициент обратной связи по току, K_t — постоянная момента электродвигателя, L — индуктивность его якоря, J — момент инерции двигателя и нагрузки, R — активное сопротивление якоря].

Для управления величиной подачи на станке с ЧПУ применительно к нечеткому контроллеру разработаны шесть следующих лингвистических правил управления.

Правило № 1 состоит в том, что "если величина подачи меньше заданной, то надо увеличить ход суппорта"; правило № 2: "если величина подачи больше заданной, то — уменьшить ход суппорта"; правило № 3: "если величина подачи уменьшается, то — увеличить ход суппорта"; правило № 4: "если величина подачи возрастает, то — уменьшить ход суппорта"; правило № 5: "если набор величины подачи снижается, то — увеличить набор хода суппорта"; правило № 6: "если набор подачи возрастает, то — уменьшить набор хода суппорта".

Таким образом, в правилах № 1 и 5 ход "возрастает", а в правиле № 4 — "падает", т. е. действия противоположны.

При нечетком управлении благодаря нечеткому выводу задающая величина определяется путем компромисса между правилами, приводящими к таким противоположным действиям.

Правила № 1—6 не окончательны. При изменении архитектуры системы с ЧПУ, механики станка или увеличении критериев точности обработки они могут дополняться другими ЛПУ. Следовательно, в виртуальный контроллер изначально заложена высокая степень адаптивности на изменяющиеся условия работы.

Правила № 1 и 2 соответствуют интегральному, правила № 3 и 4 — пропорциональному, правила № 5 и 6 — дифференциальному действиям. Их обработка выполняется с помощью нечетких выводов.

Результаты моделирования приведены на рис. 4. Их сопоставление с данными натурных исследований подтвердили высокую эффективность созданного виртуального станка с помощью всех трех подходов. Однако самые лучшие результаты дает все-таки виртуальная реализация контроллера с нечеткой логикой.

В целом работы, выполненные в МГТУ "МАМИ", показывают, что применение метода иерархического параллельно-последовательного композиционного проектирования и управления технологическими системами в сочетании с использованием для управления и моделирования комплексной вычислительной структуры, объединяющей системы "MSCvisualNastran" и MATLAB, заметно повышает точность конструкторско-технологических решений при создании высокоточных и надежных технологических систем с большим ресурсом работы, обладающих минимальной массой, а также дает высокое качество изготовления деталей на автоматизированном оборудовании с ЧПУ или контроллерами, сокращает время на подготовку управляющих программ и затраты на проверку решений. Не менее важно и то, что метод дает возможность применять уже имеющиеся на предприятиях пользовательские программы.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.1.013

Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП

Д-р техн. наук В.Б. ДЕРЖАНСКИЙ, кандидаты техн. наук И.А. ТАРАТОРКИН, С.А. ШЕЛОМКОВ

Курганский ГУ, МГТУ имени Н.З. Баумана

На Крайнем Севере, в Сибири и на Дальнем Востоке, где очень сложные климатические и дорожно-грунтовые условия (влажные разбитые грунтовые дороги, болотистые места или места с высоким уровнем снежного покрова), для выполнения разнообразных транспортных операций применяют АТС сверхвысокой проходимости ТМ-120, ТМ-130, МЛ-107 и т. д. Все они оснащены, по вполне понятным причинам, гидромеханическими трансмиссиями. Но такие трансмиссии, как свидетельствует статистика отказов этих АТС, имеют, как правило, долговечность, меньшую, чем остальные их системы. Причем наиболее часто наблюдается усталостное разрушение деталей дотрансформаторной части системы "двигатель—гаситель колебаний—насосное колесо гидротрансформатора". Что наводит на мысль: при работе дотрансформаторной части ГМП имеют место резонансные режимы.

Экспериментальная проверка этой гипотезы подтвердила ее правильность. Что хорошо видно на рис. 1, на котором приведены фрагменты осциллограмм, характеризующих динамическую нагруженность (изменение крутящего момента) дотрансформаторной зоны ГМП в процессе пуска, разгона и останова дизеля ЯМЗ-236Б вездехода ТМ-120.

Так, из рисунка следует, что в диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля от 400 до 900 мин$^{-1}$, действительно, наблюдается резонансный режим с амплитудой момента, достигающего 1300 Н · м. Причем основная мощность процесса сосредоточена на частоте вращения коленчатого вала, равной 98 рад./с. Кроме того, спектр содержит и гармоники высших порядков.

Это подтверждает и рис. 2, кривая *1* которого построена по экспериментальным данным, представляет собой амплитудно-частотную характеристику и наложена на совмещенную частотную характеристику двигателя ЯМЗ-236Б и дотрансформаторнои зоны ГПМ. Из кривой следует: рассматриваемая система существенно нелинейна, а следовательно, может стать причиной генерации колебаний не только основной частоты (98 рад./с), но и супергармонических частот, ей кратных.

Анализ результатов экспериментов позволил сделать следующее заключение: динамическая нагруженность дотрансформаторной зоны ГМП формируется как минимум шестью факторами — периодической составляющей крутящего момента двигателя, в том числе на нестационарных режимах его работы (разгон и останов), зацеплением ведущего колеса машины с гусеницами (траковая частота), периодической составляющей момента сопротивления, кинематикой карданных передач основного и дополнительного потоков мощности, гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве разблокированного гидротрансформатора и динамическими свойствами всей механической системы. Причем дальнейшие эксперименты и теоретическая оценка их результатов убедили: дотрансформаторную часть ГМП следует рассматривать как самостоятельную механическую систему, изменение крутящего момента в которой не зависит от номера включенной передачи, а определяется только динамическими свойствами самой этой части. Другими словами, при определенных допущениях данную часть можно рассматривать как двухмассовую, с моментами инерции двигателя ($J_д$) и насосного колеса ($J_н$) систему, которая содержит гаситель крутильных колебаний, чья упругодиссипативная характеристика и определяет существенную нелинейность системы.

Таковы общие соображения. Если же переходить к конкретике, то известно, что в ГМП транспортных машин, в том числе и рассматриваемых, чаще всего применяют упругофрикционные гасители пружинного типа. Типичная упругодиссипативная характеристика гасителя такого типа приведена на рис. 3, *б*, где жесткость $C_д$ соответствует рабочему участку, C_1, C_2 — участкам до включения и после выключения гасителя соответственно; $M_{под}$ — момент сил предварительного поджатия, $M_{тр}$ — момент сил трения.

Уравнения движения данной нелинейной системы имеют следующий вид:

$$\begin{cases} J_д\ddot{\varphi} + F(\varphi, \dot{\varphi}) = M_т \\ J_н\ddot{\varphi} - F(\varphi, \dot{\varphi}) = 0. \end{cases}$$

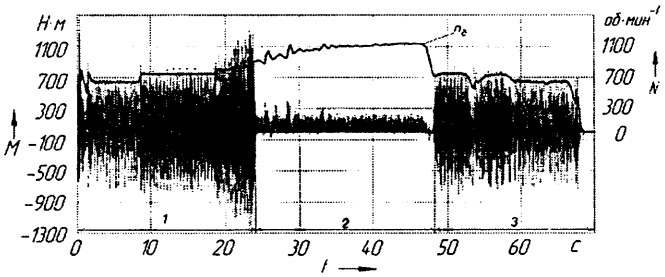


Рис. 1. Фрагмент осциллограммы и спектральная плотность момента в процессе пуска (1), разгона (2) и останова (3) двигателя

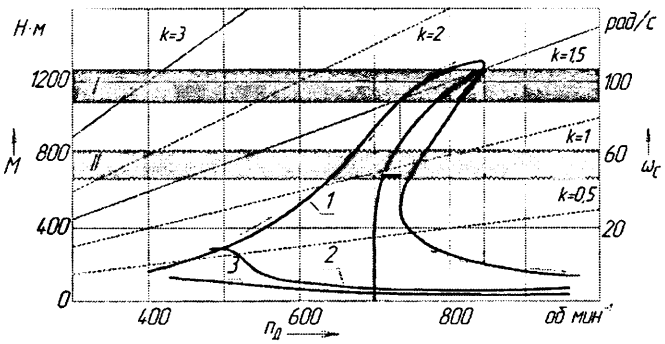


Рис. 2. Совмещенная частотная характеристика дизеля ЯМЗ-236Б и до-трансформаторной части ГМП машины ТМ-120:
1 — серийный гаситель (C = 22 800 Н · м/рад.); *2* — опытный гаситель (C = 7400 Н · м/рад.); *3* — частотная муфта фирмы "Цента", C = 5250 Н · м/рад.); *I* — диапазон собственных частот системы с серийным гасителем; *II* — то же с опытным гасителем

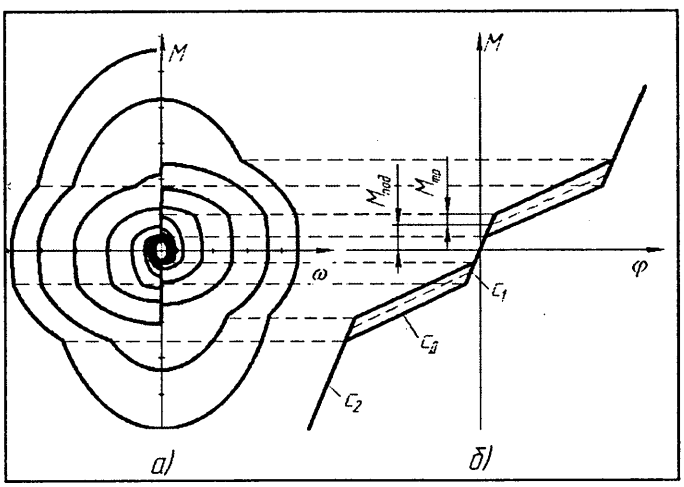


Рис. 3. Фазовый "портрет" (а) решения системы дифференциальных уравнений и упругодиссипативная характеристика гасителя крутильных колебаний (б)

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

В них $F(\varphi, \dot{\varphi})$ — упругий момент, который представляет собой функцию угла φ закрутки вала и направления скорости $\dot{\varphi}$ относительного перемещения, учитывающий явление нелинеаризованного "сухого" трения гасителя колебаний; $M(t)$ — полигармонический возмущающий момент.

Основным возбудителем крутильных колебаний в дотрансформаторной зоне являются, очевидно, переменные газовые силы и инерционные моменты, возникающие в работающем двигателе. К ним в V-обратном шестицилиндровом четырехтактном ЯМЗ-236Б с углом развала блоков цилиндра 90° прибавляются моменты, вызванные неравномерностью чередования вспышек в цилиндрах (150—90—150—90—150—90 град. п.к.в.). В результате крутящий момент M двигателя изменяется по сложному периодическому закону. Но этот закон можно проанализировать на основании теоремы Фурье, согласно которой всякую периодическую функцию можно представить в виде сходящегося бесконечного ряда гармонических составляющих. То есть в рассматриваемом случае дело сводится, по сути, к определению функции крутящего момента двигателя. И авторы сделали это с помощью индикаторной диаграммы одного цилиндра и учетом порядка работы, особенностей конструкции дизеля ЯМЗ-236Б. Потом выполнили спектральный анализ этой функции и определили частоты составляющих момента. Правда, не все, а лишь небольшую часть гармоник, но так называемых мажорных, которые оказывают определяющее влияние на вынужденные колебания. (Для двигателей семейства ЯМЗ-236 такими гармониками являются гармоники $k = 1{,}5$; 3; 4,5, представленные на рис. 2 наклонными линиями.) Тогда функция крутящего момента двигателя может быть выражена так: $M(t) = \frac{M_0}{2} + \Sigma M_k \sin(n\omega t + \psi_k)$. (Здесь M_k и ψ_k — амплитуда и фаза k-й гармоники соответственно, $k = 1{,}5$; 3; 4,5, ω — частота, M_0 — статическое значение крутящего момента.)

На основе динамической характеристики двигателя и значений упругоинерционных свойств (собственных частот) линеаризованной механической системы авторы построили совмещенную частотную характеристику дотрансформаторной зоны (см. рис. 2), на которой горизонтальные линии соответствуют собственным частотам механической системы с двумя гасителями, имеющими различную жесткость. По совпадению частот собственных (горизонтальные линии) и одной из "мажорных" гармоник двигателя (наклонные линии) можно определить резонансные режимы и принять обоснованное решение об отстройке системы от резонанса.

Из сказанного выше можно сделать вывод: в случае серийного гасителя колебаний, имеющем жесткость 2280 Н · м/рад., опасные резонансные колебания могут возникнуть при совпадении "мажорной" полуторной ($k = 1{,}5$) гармоники двигателя с собственной частотой системы в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя, равном 810—830 мин$^{-1}$.

Данный вывод подтверждается и численным моделированием.

Авторы решили и обратную задачу, т. е. нашли способ вывода резонансной частоты за пределы рабочего диапазона. В частности, для системы "дизель ЯМЗ-236Б—ГМП" определили требуемые параметры: жесткость гасителя колебаний должна быть уменьшена до 7400 Н · м/рад., а значение момента $M_т$ трения — составить 100 Н · м.

В соответствии с этим на ЯМЗ разработали и изготовили конструкцию опытного гасителя, которая выводит резонанс в диапазон 480—500 мин$^{-1}$ (кривая *2* на рис. 2). Благодаря этому величина динамического момента сократилась в 6 раз, что, соответственно, резко увеличило долговечность ГМП. Но нельзя не отметить, что успешному решению задачи конструкторам ЯМЗ помогло то, что они использовали проволоку и технологию навивки пружин, разработанную шведской фирмой "Отева" — мирового лидера-изготовителя пружин, работающих при циклическом нагружении (например, в газораспределительных механизмах ДВС). Их пружины весьма долговечны при значительной деформации и касательных напряжениях до 1100 МПа (11 000 кгс/см^2). Увеличение требуемой угловой податливости в 4,5 раза (по сравнению с серийной) достигнуто применением двухступенчатой конструкции упругих элементов.

Таким образом, разработанный на ЯМЗ вариант гасителя обеспечивает вывод резонансного режима основной частоты за пределы рабочего диапазона и фактически десятикратное повышение долговечности ГМП.

В процессе длительной эксплуатации машин особо высокой проходимости в суровых условиях Сибири и Полярного Урала установлена необходимость решения не только проблемы снижения динамической нагруженности, но и виброзащиты ГМП, которая существенно влияет на долговечность элементов, расположенных на крыше моторно-трансмиссионной установки — фильтров, трубопроводов, стеклопакетов кабины и т. д. Причем удалось установить, что эти вибрации — результат бифуркационных процессов, свойственных любым существенно нелинейным системам.

Действительно, скольжение поверхностей трения определяется условием $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \neq 0$. В момент времени, когда неравенство обращается в нуль, этап скольжения переходит к этапу относительного покоя поверхностей трения. То есть на этапе относительного покоя $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = \text{const}$.

Анализ динамических свойств рассматриваемой существенно нелинейной системы авторы выполнили в типичной постановке задач, характерных для динамических систем: решили задачу Коши для системы обыкновенных дифференциальных уравнений, исследовали фазовые "портреты" в зависимости от различных начальных условий, фиксировали бифуркационные значения параметров процесса. И получили фазовую плоскость в координатах $\dot{\varphi}$—M (см. рис. 3, *а*), на которой отчетливо видны три основных режима работы гасителя крутильных колебаний. Первый соответствует работе на упорах, когда наблюдается значительное увеличение момента при относительно небольшом скручивании упругого вала между гасителем и насосным колесом гидротрансформатора, второй — функционированию гасителя на рабочем участке УДХ, при котором за счет диссипации энергии колебаний во фрикционе наблюдается скачкообраное изменение момента при $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 = 0$. Причем установившееся состояние равновесия имеет место не в одной точке фазовой плоскости, а в целой области возможных состояний равновесия, которая представляет собой отрезки прямых, расположенных на оси момента, а длина каждого из них зависит от ширины петли УДХ. И, наконец, третий режим, который представлен в виде предельного цикла и соответствует работе гасителя на участке УДХ до включения рабочей ветви. В этом случае при практически нулевой диссипации энергии и существенном увеличении момента трения (экспериментально установлено, что после 178 ч работы в нормальном режиме и 50 ч в резонансном режиме момент трения повысился в 2—3 раза) возможно появление высокочастотных (более 100 Гц) колебаний со значительной амплитудой (см. спектральную плотность на рис. 1). Таким образом, увеличение диссипативных свойств нельзя рассматривать как положительный эффект, поскольку при блокировании гасителя его жесткость возрастает и резонансный режим смещается в сторону более высокой частоты.

Анализ характера изменения фазовой траектории позволяет предположить существование гармонических составляющих высокого порядка — супергармонических колебаний. Чтобы установить так ли это, авторы выполнили численное моделирование дотрансформаторной зоны машины ТМ-120. И установили: основная гармоника, соответствующая частоте, которая формируется жесткостью рабочего участка гасителя колебаний, порождает как минимум шесть нечетных супергармонических колебаний, что подтверждено результатами экспериментальных исследований (см. спектральную плотность на рис. 1).

Исключить вибрации можно с помощью гасителя, имеющего линейные характеристики. Например, для рассмотрен-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

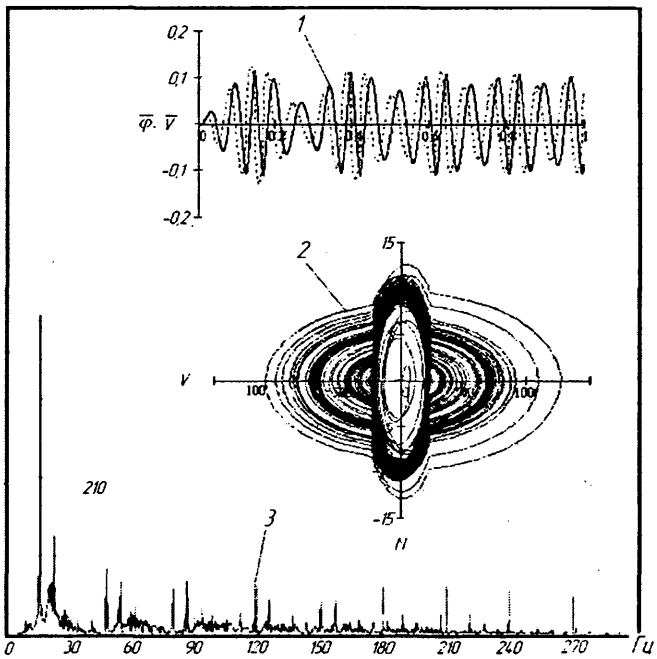


Рис. 4. Результаты численного моделирования динамики дотрансформаторной части ГМП:

1 — изменение относительных перемещения ($\bar{\varphi}$) и скорости ($\bar{v}$); *2* — фазовый "портрет" нелинейной системы; *3* — спектральная плотность процесса

ной выше дотрансформаторной зоны в качестве гасителя может быть использована эластичная муфта фирмы "Цента". В частности, установленным значениям параметров УДХ соответствует муфта "Цента Макс-Силикон" размерностью СМ-1600-S-475-65240. Фрагмент осциллограммы динамического нагружения дотрансформаторной зоны с таким гасителем и соответствующая спектральная плотность процесса приведены на рис. 4. Как видим, амплитуда момента во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя не превышает 50 Н · м (см. кривую *3* на рис. 2), т. е. момент снижен, по сравнению с серийным гасителем, в 26 раз.

В результате при такой конструкции исключаются не только резонансы на основной частоте, но и супергармонические колебания, т. е. существенно снижается вибронагруженность ГМП. Колебания, конечно, сохраняют вынужденный характер, но — с незначительными амплитудами и на частотах, соответствующих "мажорной" гармонике крутящего момента двигателя.

Обобщая сказанное выше, можно рекомендовать следующий метод прогнозирования резонансных режимов и их вывода за пределы рабочего диапазона двигателя.

1. По твердотельным чертежам элементов и упругости гасителя определяется собственная частота дотрансформаторной зоны.

2. По индикаторной диаграмме одного цилиндра с учетом порядка работы и особенностей конструкции рассчитывается функция полигармонического возмущающего момента двигателя и на основе спектрального ее анализа определяются "мажорные" гармоники.

3. Строится совмещенная частотная характеристика двигателя и дотрансформаторной зоны трансмиссии и по точкам пересечения линий собственных частот системы и "мажорных" гармоник двигателя находится соответствующий им диапазон частот вращения коленчатого вала двигателя.

4. Выявляются границы допустимого диапазона частот вращения коленчатого вала двигателя, за которые необходимо вывести резонанс.

5. Рассчитываются требуемые параметры УДХ и разрабатывается, если в каталогах нет нужного, конструкция гасителя.

Необходимость прогнозирования резонансных режимов и решения обратной задачи возникает не только при разработке новых машин, но и при модернизации существующих. Например, при оснащении автомобилей КамАЗ с колесной формулой 6×6, 8×8 двигателем "Мустанг" мощностью 240 кВт, серийной гусеничной машины МЛ-107 с двигателем ЯМЗ-238 с опытной ГМП оказалось, что момент инерции ведущих частей трансмиссии, определяемый параметрами массивного насосного колеса гидротрансформатора, заметно возрастает. Что приводит к существенному снижению собственных частот системы с серийным гасителем. Поэтому на некоторых скоростных режимах двигателей возникают резонансные режимы, ограничивающие долговечность входного вала ГМП. Попытки исправить положение традиционным путем, повышением прочности этого вала, приводили к усталостному разрушению коленчатого вала двигателя. Задачу удалось решить синтезом конструкции гасителя по приведенной выше методике.

И последнее. Данная методика универсальна, т. е. пригодна для любых АТС, оснащенных ГМП.

УДК 629.118.6.001.4

Стенд для комплексных испытаний мототехники

В.А. ГОНЧАРОВ

БГЭУ

В решении задач повышения конкурентоспособности, обеспечения более широкого выхода мототехники на мировой рынок первостепенное значение приобретает проблема повышения ее качества и надежности, доводка до мирового уровня. И здесь без хорошо оснащенной экспериментальной базы, современного методического и программного обеспечения обойтись невозможно. В том числе стендов для измерения расхода топлива и показателей токсичности отработавших газов ДВС с имитацией ездового цикла движения, регламентированного международными стандартами, а также тормозных, скоростных и вибрационных характеристик в условиях, максимально приближенных к реальным условиям эксплуатации; ускоренных испытаний несущей системы и отдельных агрегатов на усталостную долговечность и износостойкость с использованием электрогидравлических имитаторов эксплуатационных нагрузок.

В Минском ОАО "Мотовело" такого стенда и соответствующего методического обеспечения долгое время не было, что порождало многие проблемы не только чисто технического, но и экономического характера. Но в настоящее время положение изменилось: введен в эксплуатацию оригинальный испытательный стенд, выполненный на базе чешского балансирного генератора JDST-546 постоянного тока, многосекционных беговых барабанов и управляемых гидропульсаторов. В его конструкции использованы технические решения (а. с. № 1672264, 1705718 и 1712811, СССР), позволяющие при определении показателей расхода топлива, тормозных, скоростных и вибрационных характеристик мотоцикла моделировать его движение по дорогам различных типов, а также проводить ускоренные испытания и доводку его несущей системы и отдельных агрегатов.

Конструктивно данный стенд содержит (рис. 1) основание *25*, на боковых стойках *2* которого шарнирно закреплены рычаги *3*, предназначенные для крепления на них многосекционных беговых барабанов *14*. (Секции барабанов могут

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

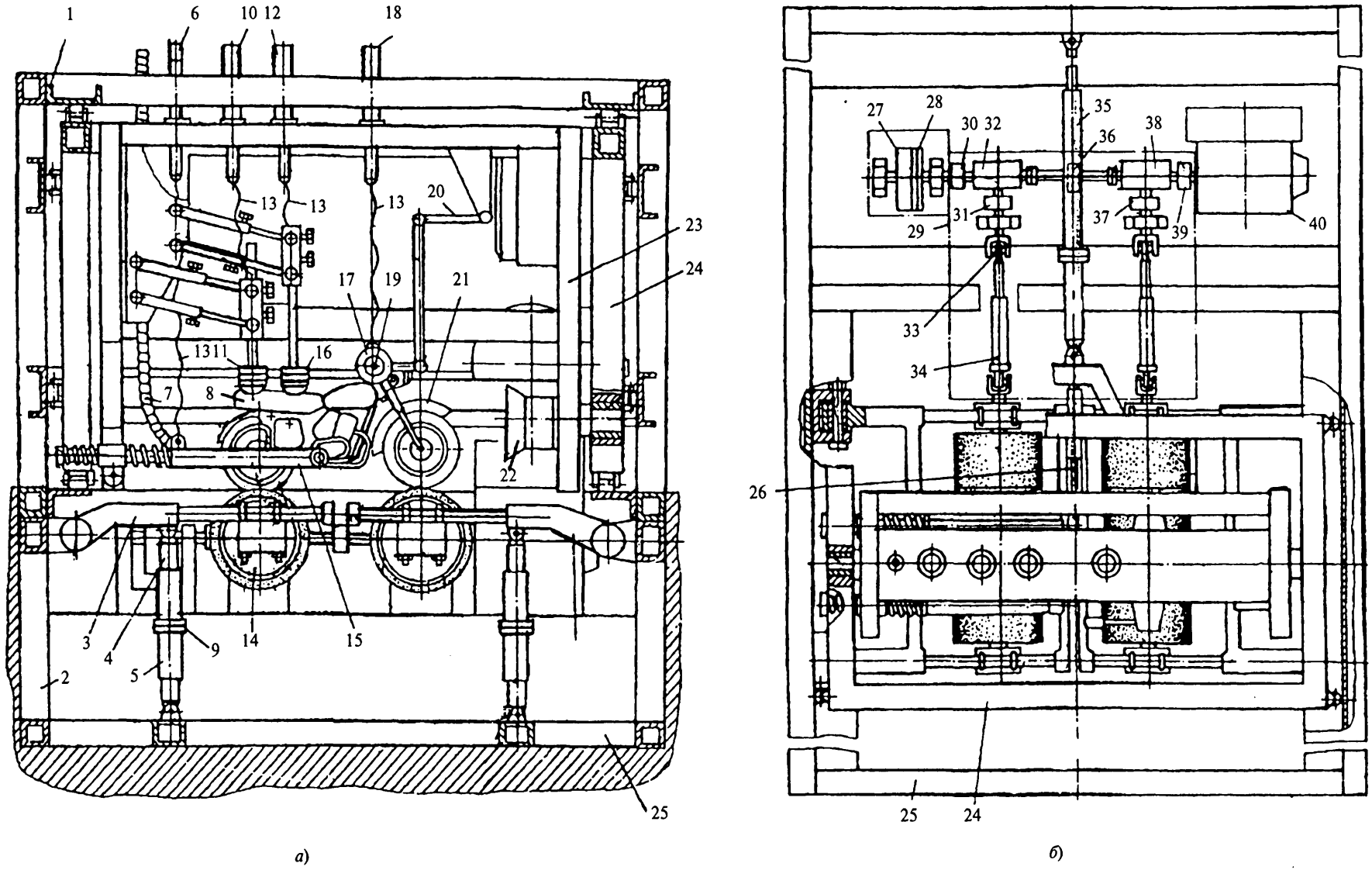


Рис. 1. Схема стенда при ее рассмотрении в вертикальной (а) и горизонтальной (б) плоскостях:
1 — направляющая; *2* — боковая стойка; *3* — рычаг; *4, 5* — верхняя и нижняя ступени гидроцилиндра; *6, 9, 10, 12, 18, 26* и *35* гидроцилиндры; *7* — гибкий шланг отвода отработавших газов; *8* — седло; *11, 16, 17* и *28* — грузы; *13* — трос; *14* — беговой барабан; *15, 20* — шарнирно-рычажные удерживающие механизмы; *19* — руль; *21* — испытуемый мотоцикл; *22* — вентилятор; *23* — дополнительная портальная рама; *24* — основная портальная рама; *25* — основание; *27* — маховик; *29* — приводной механизм; *30, 31, 36, 37* и *39* — электромагнитные муфты; *32* и *38* — редукторы; *33* — карданная передача; *34* — телескопический вал; *40* — электрическая машина

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

имитировать соответственно асфальтобетонное, булыжное, гравийно-щебеночное покрытия и грунтовую дорогу.)

Беговые барабаны связаны с нагружателями, электрической машиной *40* постоянного тока (балансирным генератором) и маховиком *27* со сменными дисками посредством приводного механизма *29*, состоящего из карданных передач *33* с телескопическими валами *34*, электромагнитных муфт *30*, *31*, *36*, *37*, *39* и редукторов *32* и *38*. Беговые барабаны кинематически соединены и с датчиками частоты вращения, и счетчиками оборотов.

В направляющих *1* основания установлена (с возможностью перемещения вдоль осей беговых барабанов) основная портальная рама *24*, несущая шарнирно-закрепленную на ней дополнительную портальную раму *23*. Между основанием и основной портальной рамой расположен гидроцилиндр *35*, а между основной и дополнительной портальными рамами — гидроцилиндр *26*.

Между рычагами *3* и основанием *25* размещены двухступенчатые гидроцилиндры *9*, верхние ступени *4* которых предусматривают воспроизведение колебаний, возбуждаемых неровностями дороги, а нижние *5* — автономное изменение положения беговых барабанов по высоте относительно основания и фиксацию их в требуемом положении. Для чего каждый гидроцилиндр *9* снабжен электрогидравлическим следящим приводом. Электрическая машина *40* работает как в режиме балансирного генератора, так и в режиме двигателя, электрически она подключена к мотор-генератору (преобразователю Леонардо), а к пульту управления — комплектом аппаратуры для управления, сигнализации и измерения.

На беговых барабанах устанавливают испытуемый мотоцикл *21*, соединенный посредством шарнирно-рычажных удерживающих механизмов *15* и *20* с дополнительной портальной рамой *23*. На его руле *19* закреплены грузы *17*, а на седло *8* опираются грузы *11* и *16*, имитирующие статическую нагрузку от массы водителя и пассажира. При этом удерживающий механизм *15*, руль *19* и грузы *11*, *16* подсоединены посредством тросов *13* к соответствующим гидроцилиндрам *6*, *10*, *12* и *18*, закрепленным в верхней части дополнительной портальной рамы *23*.

Для отвода отработавших газов двигателя на дополнительной портальной раме закреплен гибкий шланг *7*, связанный с выхлопной трубой мотоцикла и вытяжным вентилятором. Кроме того, на этой же раме крепится раструб вентилятора *22* охлаждения работающего двигателя мотоцикла потоком воздуха, экран программатора ездового цикла движения, а также исполнительные механизмы для автоматизированного управления дросселем, сцеплением, привода и механизма переключения передач и управления тормозами.

Стенд работает следующим образом.

Перед началом испытаний регулируют стенд — расстояние между осями беговых барабанов должно соответствовать базе испытуемого мотоцикла. Затем программатор подает команду на включение насосной станции и установку беговых барабанов таким образом, чтобы их гребни располагались в одной горизонтальной плоскости с рабочей поверхностью монтажной площадки. При этом рабочая жидкость от насосной станции через сервоклапаны *10* (рис. 2) подается в нижние ступени *5* гидроцилиндра. Последние управляются от блоков сравнения *9*, в которых электрические сигналы от задающих устройств *8*, пропорциональные заданным величинам перемещений, сравниваются с электрическими сигналами, поступающими от измерительных усилителей *7*.

Затем испытуемый мотоцикл закатывают на монтажную площадку и устанавливают на боковой упор так, чтобы заднее его колесо было обращено в сторону грузов *11* и *16* (см. рис. 1), а оси его колес находились примерно в одной вертикальной плоскости с осями вращения беговых барабанов. После этого с помощью гидроцилиндра *35* перемещают основную портальную раму до совпадения продольных осей симметрии дополнительной портальной рамы и мотоцикла, закрепляют мотоцикл на дополнительной портальной раме, размещают грузы *17* на руле, соединяют грузы *11*, *16*, руль и удерживающий механизм *15* с соответствующими гидроцилиндрами *6*, *10*, *12* и *18*. И, воздействуя на гидроцилиндры *10* и *12*, перемещают грузы *11* и *16* вниз до упора, обеспечив тем самым статическое нагружение седла. Управляя далее гидроцилиндрами *6* и *18*, приподнимают мотоцикл над беговыми барабанами, передвигают его с помощью гидроцилиндра *26* в поперечном направлении на требуемое расстояние и, снова воздействуя на гидроцилиндры *6* и *18*, опускают его на соответствующие секции беговых барабанов, к выхлопной трубе подсоединяют насадку гибкого шланга *7* отработавших газов, соединяют механизмы управления мотоцикла с соответствующими исполнительными механизмами.

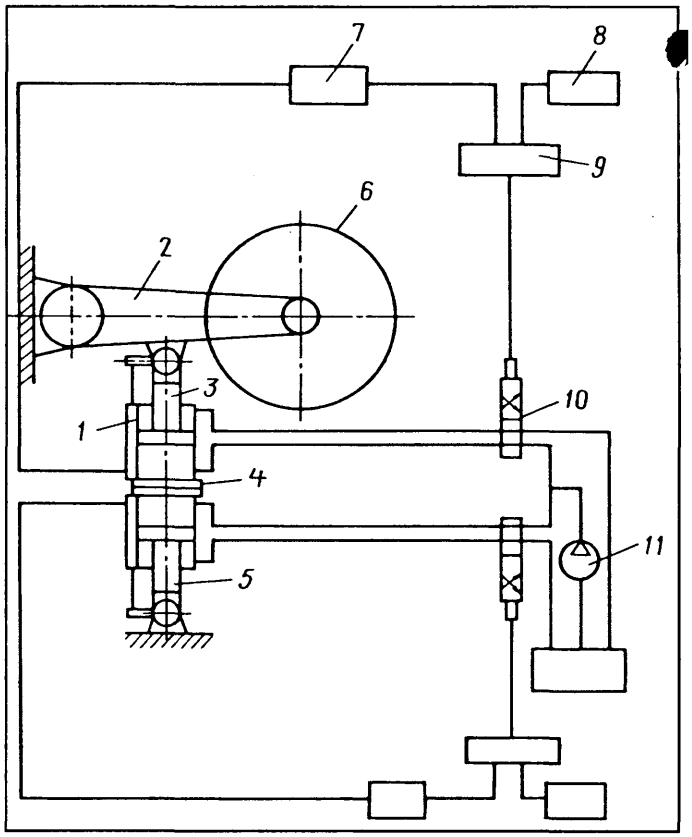


Рис. 2. Схема системы беговых барабанов:
1 — датчик; *2* — рычаг; *3*, *5* — верхняя и нижняя ступени гидроцилиндра; *4* — гидроцилиндр; *6* — беговой барабан; *7* — измерительный усилитель; *8* — задающее устройство; *9* — блок сравнения; *10* — сервоклапан; *11* — насосная станция

Для обкатки мотоцикла пускают его двигатель — с помощью соответствующего исполнительного механизма устанавливают рычаг коробки передач в нейтральное положение и включают зажигание на щитке приборов. Затем включают электромагнитные муфты *31*, *36*, *37*, *39* и электрическую машину *40*, которая, работая в режиме двигателя, разгоняет переднее и заднее колеса мотоцикла до требуемой скорости движения. С помощью исполнительных механизмов выжимают сцепление, включают соответствующую передачу и отпускают сцепление. То есть все делается так, как в "натуре". Единственное отличие состоит в том, что обкатка мотоцикла выполняется без нагрузки.

Для создания нагрузки на колеса мотоцикла включают те же электромагнитные муфты и подают питание на обмотку возбуждения электрической машины *40*, которая в этом случае работает в режиме генератора. Электрическая энергия, вырабатываемая ею, подается в электрическую сеть.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Тормозные силы, действующие на каждое колесо либо на все колеса, измеряют при вращении беговых барабанов электрической машиной *40*, работающей в режиме двигателя. При воздействии на рычаги тормозов колеса мотоцикла препятствуют вращению беговых барабанов, создавая реактивный момент, пропорциональный тормозному моменту, цифровое значение которого регистрируются на пульте управления.

Тормозной момент переднего и заднего колес одновременно, в том числе при различных усилиях нажатия на тормозную педаль, определяют, принудительно вращая оба беговых барабана.

При определении тормозного пути и времени торможения число сменных дисков маховика стенда подбирают таким образом, чтобы обеспечить равенство рассчитанных путем кинематических энергий мотоцикла, движущегося на определенной скорости (до начала действия тормозов), и вращающихся частей стенда (кроме электрической машины *40*). В этом случае беговые барабаны разгоняют электрической машиной *40* до требуемой линейной скорости, после чего с программатора подают синхронно сигналы на отключение электромагнитной муфты *39* и включение исполнительных механизмов, обеспечивающих торможение колес мотоцикла. Тормозной путь и время торможения рассчитывают соответственно по показаниям счетчика оборотов беговых барабанов *14* и отметчика времени от начала тормозного импульса до полного останова беговых барабанов.

При испытаниях на динамические (скоростные) качества мотоцикла находят минимальную устойчивость, скорость его движения на каждой передаче, время разгона с переключением передач и максимальную скорость на высшей передаче. Для этого пускают двигатель мотоцикла, а электрическую машину *40* переводят в режим генератора. Сопротивление движению имитируется с помощью беговых барабанов (сопротивление качению), вращающихся масс стенда (силы инерции мотоцикла при неустановившемся прямолинейно-поступательном движении) и электрической машины *40* (сопротивление воздуха). Показания окружной скорости барабанов, имитирующей скорость мотоцикла, и времени разгона выдают соответствующие датчики, связанные с беговыми барабанами.

Аналогичным образом проводят испытание на преодоление подъема, топливную экономичность, токсичность отработавших газов двигателя, а также оценивают шумовые и вибрационные характеристики мотоцикла. Например, для имитации продольного уклона дороги беговые барабаны смещают относительно друг друга по высоте посредством нижних ступеней гидроцилиндра *9*. Кроме того, при проведении испытаний имитируется воздействие на мотоцикл неровностей микропрофиля дороги. Для этого верхние ступени гидроцилиндра *9* воспроизводят колебания микропрофиля дороги, записанные в реальных условиях эксплуатации на магнитную ленту. (Система управления верхних ступеней данного гидроцилиндра аналогична системе управления нижних ступеней.)

Для измерения соответствующих параметров испытываемого мотоцикла применяют стандартную аппаратуру (расходомер топлива, газоаналитические и виброизмерительные приборы, анализаторы шума и т. д.).

Испытания мотоцикла на надежность проводят при работе электрической машины *40* как в генераторном, так и в двигательном режимах. Причем первый режим предназначен для испытаний мотоцикла с работающим двигателем, а второй — его отдельных агрегатов (рамы, подвески и т. д.).

Наклон мотоцикла на вираже имитируют с помощью перемещения штока гидроцилиндра *26* относительно корпуса, дополнительная портальная рама *23* с закрепленным на ней мотоциклом поворачивается относительно основной портальной рамы *24* на соответствующий угол. Обдув мотоцикла встречным воздухом осуществляется вентилятором *22*.

Электрогидравлические нагружатели, имитаторы ездового цикла, соответствующее методическое и программное обеспечение позволяют снизить себестоимость испытаний, по сравнению с дорожными и полигонными, сократить в десятки раз сроки оценки эффективности новых конструктивных решений, создать конкурентоспособную конструкцию.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК 629.113/.175(73)

США: ГОСУДАРСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРОДУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

А.В. ГНИНЕНКО

МГТУ "МАМИ"

Федеральное регулирование пассажирского и грузового автомобилестроения в США представляет собой пример наиболее интенсивного влияния правительства на потребительский продукт и его конкурентоспособность. В частности, на проектирование, производство и эксплуатацию автомобилей. Причем правительство непосредственно вовлечено в установление стандартов на основные агрегаты автомобиля, его системы безопасности, тормозные системы, бампер, подголовники, дверные замки, материалы кузова и салона, лобовое стекло, топливо, уровень вредных выхлопов и т. д.

Так, в 2006 г. здесь существовало 12 государственных и ~30 общественных организаций, регулирующих конкурентоспособность автомобильной техники через федеральные законы, стандарты и нормативы. В том числе в правительстве — министерство транспорта, Национальная администрация по безопасности дорожного движения (NHTSA), Администрация по безопасности дорожного движения, которая регулирует деятельность практически всей американской автомобильной промышленности в области разработки, производства и эксплуатации всех видов АТС; Федеральная администрация по шоссейным дорогам (FHWA), входящая в состав министерства транспорта и управляющая программами федерального финансирования через специальный фонд, организующая работу по повышению безопасности дорог и автомобилей, координирующая программы исследовательских работ, руководящая региональными и территориальными программами строительства дорог и их улучшения; Федеральная администрация

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

рация по безопасности автомобильных перевозок (FMCSA), которая разрабатывает стандарты для автобусов и грузовых автомобилей, регулирующие их массу, исследует проблемы автомобильных перевозок, согласует федеральные законы и законы отдельных штатов, относящиеся к данной области; Агентство по защите окружающей среды (EPA), которое разрабатывает стандарты на вредные выбросы автомобилей, что влечет за собой доработку двигателей, снижение массы АТС или использование новых видов топлива. Кроме того, в палате представителей сената в области автотранспорта есть четыре комитета, в составе которых предусмотрены свои подкомитеты, работающие над проблемами автомобилестроения. А именно: по транспорту (комитет по транспортным закупкам), занимающийся юридическим и законодательным оформлением финансирования министерства транспорта; по коммерции, торговле и защите потребителей (комитет по источникам энергии и коммерции), который готовит законы и нормативные акты в области безопасности АТС; по защите окружающей среды, технологиям и стандартам (комитет по науке), осуществляющий надзор за исследовательскими программами по наземному транспорту, по шоссейным дорогам, транзиту и трубопроводам (комитет по транспорту и инфраструктуре), который выполняет законодательную работу в области регулирования грузового транспорта и перевозок между отдельными штатами. В структуре сената США предусмотрено тоже четыре комитета со своими подкомитетами. Так, комитет по финансированию транспорта имеет подкомитет по транспорту; комитет по коммерции науке и транспорту — подкомитет по коммерции науке и транспорту, который юридически и законодательно оформляет финансирование министерства транспорта, и подкомитет по наземному и морскому торговому транспорту, регулирующий законодательство в области безопасности автомобилей и автобусов, а в состав комитета по окружающей среде и общественным работам входит подкомитет по транспорту и инфраструктуре, чья основная функция — законодательство в области безопасности шоссейных дорог.

Наконец, в США есть ~20 общественных и неправительственных организаций, регулирующих развитие автомобилестроения, формально не входящих в состав государственных органов, но деятельность которых также регулируется и контролируется государством. Это Американская ассоциация автомобильных администраторов — отвечает за соблюдение законов в области автомобилестроения и шоссейных дорог, регулирует законодательство в области систем безопасности АТС; Американская автомобильная ассоциация — отслеживает законы и стандарты, влияющие на все аспекты автомобильного транспорта; Американская автобусная ассоциация — информирует производителей автобусов о законодательстве и стандартах в области производства данных АТС; Американская администрация грузового транспорта, осуществляющая связь промышленности с правительствами отдельных штатов, информирующая об исследованиях и разработках в области производства грузовых автомобилей; Ассоциация транспорта на электрической тяге — занимается информационной и регулирующей деятельностью в области разработки и эксплуатации электромобилей, способствует продвижению их на рынок; Совет по мотоциклетной промышленности — информирует производителей и разработчиков мотоциклов и мопедов об изменениях в законах и стандартах на эту продукцию; Национальный институт совершенствования автомобильного сервиса — реализует программы тестирования и сертификации технических специалистов в области автомобилестроения; Национальный совет по частному грузовому транспорту, занимающийся исследованиями грузового транспорта; Национальный совет по перевозкам в автоцистернах, его сфера деятельности — проблемы разработки и производства автоцистерн; Коалиция производителей транспорта, работающего на природном газе, которая организует и выполняет исследовательские работы в области автомобиле- и двигателестроения, использования природного газа и водорода в качестве автомобильных топлив, разрабатывает стандарты для автомобилей, работающих на новых видах топлива, продвигает такие АТС на рынок; Американская ассоциация министерств по транспорту и дорожному движению отдельных штатов, в которую входят министерства транспорта всей страны и 50 штатов, округов Колумбия и Пуэрто-Рико, включая различные филиалы, осуществляет поддержку всех видов транспорта; Ассоциация строителей дорог транспортного сообщения, ее функции — связь между строителями дорог, разработчиками, производителями дорожно-строительного оборудования и правительством и обеспечение информацией о развитии строительства дорог.

Только за 2006—2008 гг. государственными регулирующими организациями были приняты (или рассматривались) следующие стандарты, нормативы и финансовые инициативы для разработки, производства и эксплуатации автомобильного транспорта.

Так, в 2006 г. Национальная администрация по безопасности дорожного движения приняла к рассмотрению стандарт на технические характеристики систем обзора заднего вида и парковки (сенсоры, радары, видеокамеры); в том же году конгресс США рассматривал просьбы фирм "Форд" и "Даймлер-Крайслер" о предоставлении им налоговых скидок и кредитов для интенсификации исследований и разработок, переоснащения производства. По законам США такие послабления предусматривают уменьшение налогов на 35 %, что, по существу, представляет собой налоговые кредиты, которые направляются на переоснащение, расширение производственных мощностей, предназначенных для изготовления автомобилей и их компонентов, причем обязательно — на основе новейших технологий (гибридные силовые установки, новые виды топлива и т. п.), инженерную проработку интеграции таких автомобилей и компонентов; исследования в этой области; NHTSA также предложила новый стандарт на пневматические тормозные системы для АТС, в котором заложено уменьшение их тормозного пути на 20—30 %.

В 2007 г. NHTSA приняла стандарт на обязательное оснащение автомобилей системами ESC (электронное управление поперечной устойчивостью) к 2009 г.; сенатор Х. Клинтон выдвинула ряд инициатив, включая предложение по выпуску облигаций, полученные от их продажи 20 млрд амер. долл. должны быть направлены автомобилестроительным фирмам на переоборудование их производственных мощностей с целью перехода на выпуск экологически чистых автомобилей. Комитет сената по окружающей среде и общественным работам рассматривал "Билль о глобальном потеплении", где предусматривается финансовое (в размере 232 млрд долл.) промышленное стимулирование автомобильных фирм, готовых выполнять требования нового стандарта на расход топлива к 2012 г.

В 2008 г. NHTSA приняла новый стандарт, определяющий прочность материалов, предназначенных для изготовления крыши автомобиля; введен новый государственный стандарт CAFE на "средний по фирме удельный расход топлива", ограничивающий выпуск автомобилей с расходом топлива более чем 1 галл./35 миль (8,1 л/100 км) к 2020 г.; Конгресс США запланировал включение в энергетический билль норму, предусматривающую оснащение автомобилей гибридной силовой установкой; Агентство по защите окружающей среды намерено ужесточить стандарты на вредные выбросы автомобиля и т. д.

Кроме того, в США на федеральном уровне и уровне отдельных штатов существуют и постоянно обновляются различные законодательные акты и программы оценки технического состояния автомобилей в процессе их эксплуатации.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

И в первую очередь — с точки зрения безопасности для человека и окружающей среды.

И еще один очень интересный вопрос.

При экономическом анализе с глобальной точки зрения деятельности ключевых отраслей промышленности США — таких, как автомобилестроительная, сталелитейная и химическая, обнаруживается, что только отрасли с высокой концентрацией способны быть мировыми конкурентами. Например, в списке 18 крупнейших автомобилестроительных фирм мира фирмы США по объему продаж находятся в числе глобальных лидеров. В то же время нельзя не отметить, что антимонопольные организации США не возражали против того, что страны ЕС купили американскую фирму "Крайслер".

Распределение государственных заказов и государственные гарантии кредитов в национальных отраслях промышленности США также представляют собой одно из эффективнейших методов государственного регулирования национальной экономики и создания условий для обеспечения конкурентоспособности продукции. Причем не только сегодня, но и в прошлом. Например, во время Корейской войны (1950-е годы) фирма "Дженерал Моторс", выпускавшая танки и грузовые АТС, стала основным государственным подрядчиком на их производство, что во многом определило долгосрочную и устойчивую ее конкурентоспособность.

Второй пример государственного регулирования конкурентоспособности автомобильной промышленности — взятие на государственные поруки фирмы "Крайслер" в 1979 г. Только благодаря мощной государственной финансовой поддержке эта фирма не только выжила, но и вернула все государственные кредиты с опережением графика их выплаты.

И это пример умного государственного регулирования. Причем четко просчитанного.

Так, органы власти подсчитали, что: банкротство фирмы ударит по бюджету государства более значительно, чем стоимость ее финансовой поддержки; крах приведет к излишней концентрации автомобильной промышленности внутри страны, сосредоточению монопольной власти в руках выживших корпораций, что вызовет повышение цен на автомобили и/или проникновение на рынок иностранных конкурентов; платежный баланс страны, уже в то время дефицитный, станет еще более дефицитным, так как иностранные конкуренты-производители захватят большую долю внутреннего рынка, занимавшую этой фирмой. То есть основной причиной поддержки "Крайслера" был экономический расчет, показавший, что правительственная (государственная) поддержка экономически более выгодна, чем крах фирмы.

Подводя итоги сказанному, можно сделать вывод: для обеспечения конкурентоспособности продукции своей автомобильной промышленности США применяли или применяют в основном пять моделей государственного регулирования: стандарты и нормы на продукцию автомобилестроения; кредиты и государственные гарантии под кредиты; распределение государственных заказов; выпуск государственных облигаций и сочетание этих моделей.

Судя по результатам, данные модели работают успешно. Поэтому нашим государственным органам, на взгляд автора, неплохо бы к ним присмотреться.

Юбилеи

Игорю Венедиктовичу Балабину, одному из наиболее видных представителей поколения, пришедшего в отраслевую науку в послевоенные годы, исполнилось **75 лет**. Окончив в 1956 г. Южно-Уральский государственный университет, он вот уже более полувека занимается делом, ставшим его судьбой, — колесами и шинами. Причем не просто занимается, а решает такие связанные с ним задачи, которые для многих специалистов казались неразрешимыми. Например, впервые в мире он справился с проблемой аналитического определения напряженно-деформированного состояния автомобильных колес, разработал принятые промышленностью теорию и методы их проектирования, позволившие экономить значительное количество металла, времени и денежных средств. Не случайно они были использованы при проектировании объектов космической программы "Буран".

И вообще надо сказать, что И.В. Балабину удалось раскрыть много закономерностей, использование которых проектировщиками и технологами колесных и шинных заводов позволило вывести свою продукцию по многим ее показателям на мировой уровень. В частности, решить аналитическую задачу связи между осевой и радиальной силами, действующими на колеса автомобиля со стороны, что внесло ясность в проблему корреляции внешних нагрузок на колесах АТС, эксплуатирующихся в различных дорожно-климатических условиях; создать метод расчета диска автомобильного колеса, основанный на представлении его как пластины с жестким центром, на которую воздействует изгибающий момент, а затем — и как пологие сферические и конические оболочки, а также оболочки вращения сложной конфигурации, применяемые на современных грузовых АТС и колесных тракторах; разрабо-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

тать математический аппарат, позволяющий аналитически решать задачу о движении управляемых колес по криволинейной траектории и сформировать закон соответствия углов поворота колес и наклона их плоскостей, выполнение которого обеспечивает чистое качение колес и минимум потерь на повороте; предложить метод расчета напряженно-деформированного состояния спицевых колес из легких сплавов, который, без преувеличения, спас жизнь многим и даже очень многим владельцам легковых автомобилей, следующих моде.

Игорь Венедиктович не только теоретик, но и практик, способствующий развитию технологии прикладных исследований. Достаточно сказать, что он разработал ряд оригинальных испытательных стендов и устройств, до сих пор не имеющих аналогов не только у нас в стране, но и за рубежом. В этом ряду — стенды для испытаний колес с пневматическими шинами; устройство для измерения сил, действующих на колесо при движении автомобиля, с автоматическим разделением этих сил на радиальную и осевую составляющие; способы управления поворотными колесами и АТС и много другое, что заметно повышает безопасность движения по нашим дорогам.

И.В. Балабин — блестящий организатор. Так, еще в начале своей деятельности он, остро почувствовав большую потребность в квалифицированных испытателях, буквально "пробил" организацию вечернего отделения МАМИ в НИЦИАМТе, которое окончили сотни студентов и до сих пор работают по приобретенной ими профессии.

В нынешнее, рыночное, время, что особенно радует, он нашел новые ориентиры. Так, им создан независимый центр экспертизы и сертификации АТС, при его активном участии организован международный научно-технический концерн производителей и потребителей колесной и шинной продукции.

Игорь Венедиктович проявил себя и как незаурядный педагог. Он был одним из первых, кто учил студентов по принципу "теория — ее практическая реализация", причем совершенно в конкретных условиях НИЦИАМТа; работая в МАМИ, он каждое теоретическое положение подтверждает наглядным экспериментом.

Конечно, заслуги И.В. Балабина не могли остаться незамеченными. Он — доктор технических наук, профессор, действительный член Академии проблем качества РФ, член Подкомитета по развитию шинной промышленности при Торгово-промышленной палате РФ и т. д.

Это признание заслуг в научном обществе. Но они признаны и государством, о чем свидетельствует его звание "Лауреат премии Совета Министров СССР", медали "Ветеран труда", "Ветеран автомобильной промышленности" и т. д.

Редакция журнала "Автомобильная промышленность", его редакционная коллегия и от лица тех, кто уже воспользовался и продолжает пользоваться Вашими решениями, поздравляют Вас, Игорь Венедиктович, с юбилеем. Причем — и как многолетнего, весьма продуктивного члена редколлегии, и постоянного автора журнала. Здоровья Вам и долгих лет жизни. На благо нашей отраслевой науки.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Горбунов С.В. — Промышленные предприятия как объект технологических инноваций . . . 1

Эйдинов А.А., Дзоценидзе Т.Д., Загарин Д.А., Кабанин П.А. — Создание современной компонентной базы — основы развития транспортной инфраструктуры страны . . . 3

АСМ-факты . . . 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Панчишный В.И. — Нейтрализаторы отработавших газов дизелей . . . 6

Плиев И.А., Московкин В.В. — Программа МВК: определение потребной мощности двигателя для полноприводного автомобиля . . . 8

Евграфов А.Н., Журов А.Б. — Навесные аэродинамические элементы как способ снижения расхода топлива автомобилем . . . 12

Абрамов В.Н., Чистов М.П., Коньков М.Ю. — Безопасное колесо для ВАТ. . 14

Мартьянов А.П., Мартьянов С.А., Максимов И.В. — О потере несущей способности (устойчивости) цилиндрических составных пружин сжатия . . . 16

Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Проходимость колесной машины . . . 19

Подригало М.А. — Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий . . . 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Бузин Ю.М. — Оценка эффективности функционирования АТС . . . 24

Звонов В.А., Макаров Н.А. — Активирование топлива внешними физическими воздействиями и его влияние на рабочий процесс ДВС . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Михайлов В.А., Шершаков Н.А. — Комплексное применение программного обеспечения для построения систем автоматического управления современным технологическим оборудованием . . . 29

Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Шеломков С.А. — Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП . . . 32

Гончаров В.А. — Стенд для комплексных испытаний мототехники . . . 34

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Гниненко А.В. — США: государственное регулирование конкурентоспособности продукции автомобильной промышленности . . . 37

Юбилеи

И.В. Балабину — 75 лет . . . 39

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

Корректор М.Г. Джавадян

Сдано в набор 1.09.2008. Подписано в печать 17.10.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,59. Зак. 1106.

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

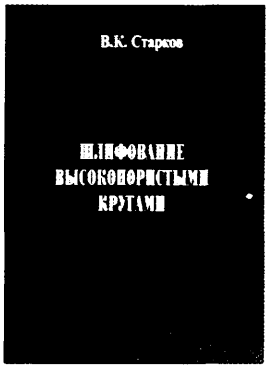
Цена свободная

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



Старков В.К. **Шлифование высокопористыми кругами.** 2007. – 688 с., тв. пер., 70×100 1/16

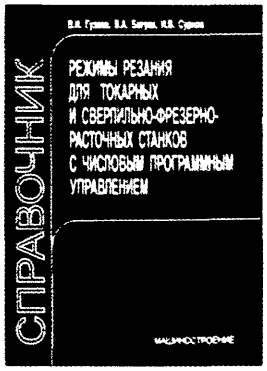
ISBN 978-5-217-03386-7

Цена с НДС 550 руб.

Приведены рецептурные составы, технология изготовления и их влияние на эксплуатационные свойства высокопористого абразивного инструмента, достижения в создании и применении высокопористых кругов на основе эльбора, алмаза, монокристаллического корунда и традиционных абразивных материалов. Даны рекомендации по назначению характеристик кругов и режимов маятникового и глубинного шлифования. Изложены способы предотвращения шлифовочных прожогов и трещин, а также результаты исследований и примеры практической реализации шлифования зубчатых колес, фасонного инструмента, замков лопаток, обработки со скоростями до 100 м/с, в том числе без охлаждения и др.

Для инженерно-технических и научных работников, специалистов промышленности, полезна преподавателям и студентам вузов.

Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением



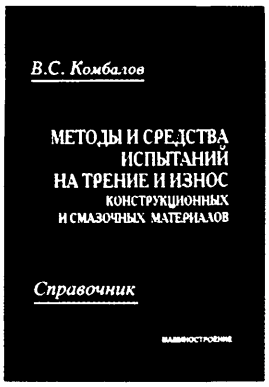
Гузеев В.И., Батуев В.А., Сурков И.В. Справочник. 2-е изд., 2007. – 368 с., тв. пер., 70×100 1/16

ISBN 978-5-217-03404-8

Цена с НДС 363 руб.

Приведены сведения, необходимые для определения режимов резания при точении, растачивании, обработке отверстий, фрезеровании на станках с числовым программным управлением, а также приложения, включающие сведения по современным моделям станков с ЧПУ.

Для нормировщиков и технологов, занятых подготовкой управляющих программ и расчетами обоснованных норм времени на работы, выполняемые на металлорежущих станках с ЧПУ в механических цехах машиностроительных предприятий.



Комбалов В.С. **Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов**: справочник / под ред. К.В. Фролова, Е.А. Марченко. 2008. – 384 с., тв. пер., 60×88 1/16.

ISBN 978-5-217-03370-6

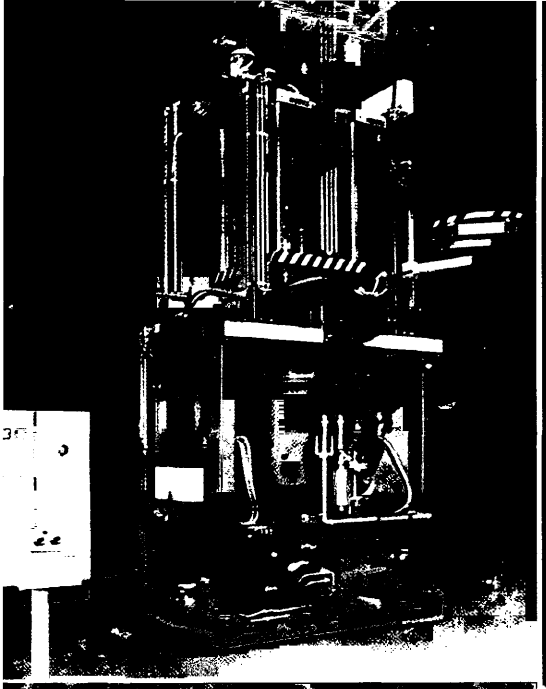
Цена с НДС 407 руб.

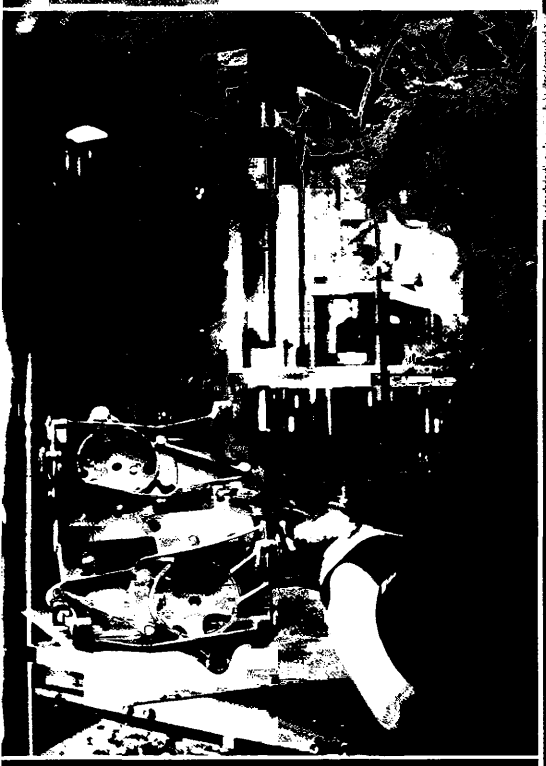
Рассмотрены схемы и технические характеристики отечественных и зарубежных установок, машин и стендов, предназначенных для триботехнических испытаний конструкционных и смазочных материалов в различных условиях, а также специальные средства для определения параметров испытаний, необходимых для расчетной оценки процессов трения и изнашивания при выборе пар трения и условий их смазывания. Приведены многообразные методы испытаний, в том числе в вакууме и контролируемых газовых средах. Широко представлена нормативно-техническая документация по испытаниям на трение и износ. Для конструкторов и специалистов, занимающихся вопросами трения, износа и смазки в различных областях промышленности, а также для студентов и преподавателей высших учебных заведений.

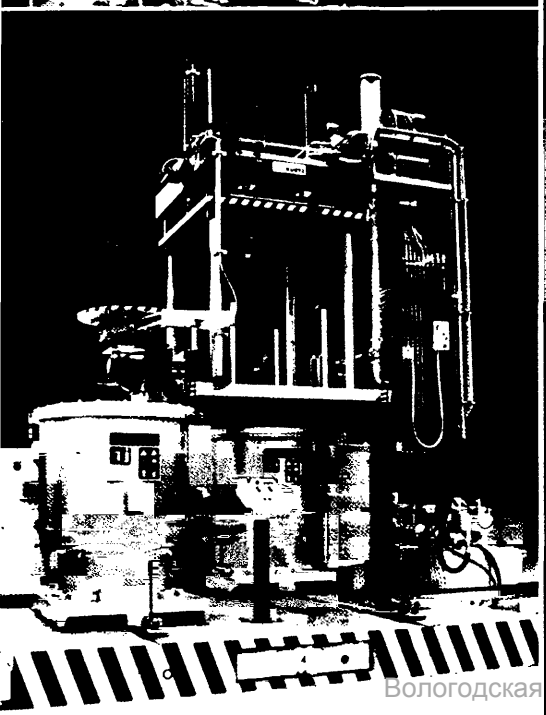
Приобрести книгу можно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку по факсу: (495) 269-48-97; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер. 4., ООО "Издательство Машиностроение", по e-mail: realiz@mashin.ru.

Справки по тел. (495) 269-66-00. http://www.mashin.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru







KURTZ®

Доверие благодаря компетентности

Машины литья под низким давлением

- кокиль
- песчаные формы
- стержневые пакеты
- керамические, гипсовые формы

Применение:
- серийное производство
- прототипирование
- мелкосерийное литьё

Сплавы:
- Алюминий
- Магний

Сервис:
- Комплексный поставщик
- Консультации по технологии
- Разработка процесса
- Опробование оснастки
- Оптимизация процессов

www.kurtz.ru

KURTZ GmbH • Frankenstraße 2 • D-97892 Kreuzwertheim
Tel. +49 93 42 / 807 320 • e-mail: info@kurtz.de • www.kurtz.ru

Kurtz METALS

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru