

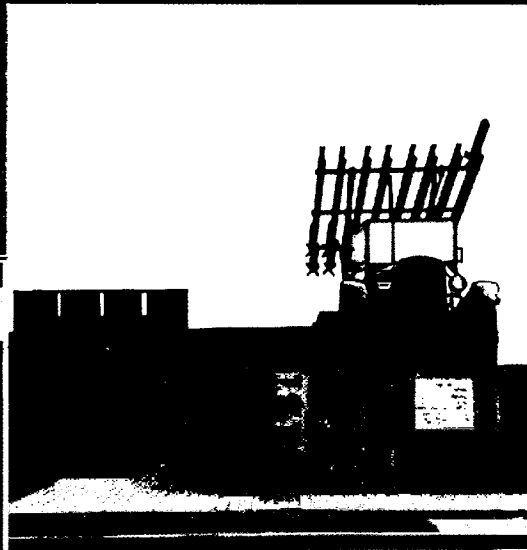
ISSN 0005-2337

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

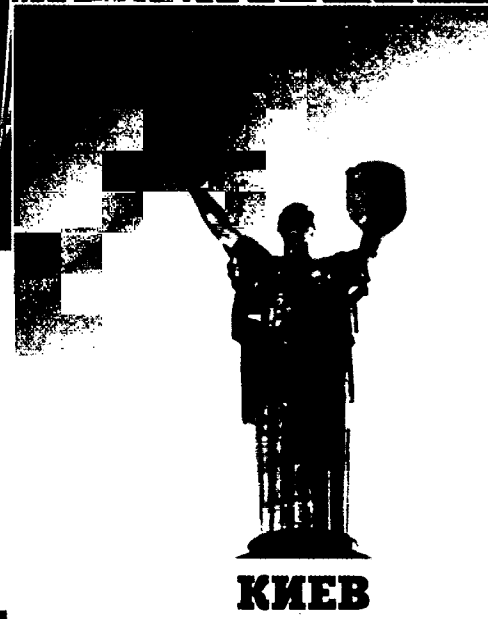
№ 5 • 2003



**СТАЛИНГРАД**



**КУРСК**



**КИЕВ**

# 25-27 июня 2003 г Воронеж

-Автосалон:

*автомобили, городской транспорт, спецавтотехника,  
мотовелотехника, гидроциклы, скутера, снегоходы,  
прицепы*

-Все для АЗС

-Экология и транспорт

-Безопасность движения

-Экзотические авто

-Автосервис

и техобслуживание

-Гараж и паркинг

-Страхование

-Автоэлектроника

-Мобильные средства  
связи

-Запчасти

-Тюнинг

# АВТОСТАРТ



ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:  
ЗАО «АСМ - Холдинг» г. Москва

Выставочная Фирма  
"ВЕТА", г. Воронеж,  
тел./факс: (0732) 77-48-36, 51-20-12,  
e-mail: [veta@expocity.ru](mailto:veta@expocity.ru), [www.veta.ru](http://www.veta.ru)

**Вета**  
выставочная фирма

Вологодская областная универсальная научная библиотека



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.064.658

### ЭКОНОМИКА АТС С КОМБИНИРОВАННЫМИ СИЛОВЫМИ УСТАНОВКАМИ

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ

КамАЗ

*АТС с комбинированными силовыми установками, если их рассматривать в теоретическом плане, "секретов" не имеют. Никто не возражает: за ними — ближайшее будущее. Да и практика подтверждает, что их создание, в принципе, не вызывает каких-либо сомнений: ведущие зарубежные фирмы такими АТС занимаются явно, как говорится, не от случая к случаю. Тем не менее потребитель относится к этим транспортным средствам с большой настороженностью. Прежде всего потому, что автомобили с комбинированными (или, по западной терминологии, гибридными) установками обходятся гораздо дороже АТС с традиционными силовыми установками. Оптимисты характеризуют такое положение словом "пока", т. е. считают, что при массовом производстве стоимость автомобилей с комбинированной силовой установкой может быть даже ниже, чем автомобилей-аналогов, а по динамическим показателям, запасу хода, экологическим качествам и т. д. они тоже не будут им уступать. Пессимисты, наоборот, утверждают, что АТС с такими установками есть и будут тупиковой ветвью развития автомобилестроения. При этом все их рассуждения идут на уровне качественного, по принципу "хуже—лучше". Между тем АТС с комбинированной силовой установкой — чисто инженерная задача. Причем с точки зрения не только технических, но и экономических решений. Соображения именно по последнему аспекту и предлагаются вниманию специалистов.*

Масса и экономические характеристики автомобилей с гибридной силовой установкой в существенной степени зависят от типа применяемого в ней накопителя энергии и, но сейчас, как правило, используются дорогие и массивные никель-металлгидридные или литий-ионные аккумуляторные батареи. Поэтому фирма "Максвелл" по соглашению с "Дженерал моторс" интенсивно работает в области ультраконденсаторных накопителей энергии. Накопителей, которые больше соответствуют предъявляемым к таким устройствам требованиям по энергоемкости, энерговыделению, способам заряда и надежности. Специалисты "Дженерал Моторса" утверждают, что способность ультраконденсаторных накопителей эффективно, с

быстрыми циклами зарядки-разрядки, запасать энергию — генеральный путь развития гибридных силовых установок и создания экономичных электроприводных систем с низким уровнем выбросов вредных веществ в атмосферу. Фирма "Максвелл" делает упор на то, что у гибридных автомобилей путевой расход топлива будет более чем на 50 %, а выбросы твердых частиц и оксидов азота — соответственно на 90 и 50 % ниже, чем у лучших дизелей.

Конечно, комбинированные силовые установки, как правило, на 10—15 % дороже классических ДВС. Поэтому потребитель их примет, если они окажутся выгоднее последних. Возникает вопрос: когда, т. е. при каких условиях, это произойдет?

Показатель, руб.	Год эксплуатации					
	0	1	2	3	4	5
Цена при покупке	68340	—	—	—	—	—
Затраты на топливо	—	13140	13140	13800	13800	14490
Затраты на ТО и ремонт	—	2800	2800	2940	2940	3100
Налог с владельцев транспортных средств	—	100	100	100	100	100
Затраты на хранение	—	2400	2400	2400	2400	2400
Страхование (8 % от цены)	—	5467	4920	4373	3827	3280
Чистые текущие расходы	68340	23907	23360	23613	23067	23370
Коэффициент дисконтирования при $r = 25\%$	1	0,800	0,640	0,512	0,410	0,328
Дисконтированные чистые расходы	68340	16711	14950	12090	9457	7665
ДЧР по нарастающей	6830	85051	100001	112191	121548	129213

Здесь, очевидно, не может быть какой-то общей закономерности: проблему нужно рассматривать применительно к конкретным АТС. Что и попытаемся сделать на примере легкового автомобиля ВАЗ-1111 "Ока" — наиболее популярного среди наших небогатых потребителей.

Ясно, что при переходе на комбинированную силовую установку последовательной схемы из конструкции серийного автомобиля исключаются маховик двигателя (стоимость — 200 руб.), сцепление (530) и его привод (100), коробка передач (2100), электрогенератор (500) и электростартер (1500). То есть себестоимость в случае комбинированной установки будет ниже, по сравнению с обычной, на 5460 руб. С другой стороны, в силовой установке появятся стартер-генератор стоимостью 5000 руб., маршевый двигатель (10 тыс.), буферный аккумулятор (2 тыс.). То есть стоимость установки возрастет на 11540 руб.

Для потребителя, а это, повторим, не очень богатый человек, такая "надбавка" к цене привычного для него автомобиля — слишком большая. Согласиться на нее он может лишь при условии, что покупная цена будет компенсирована в процессе эксплуатации. Причем желательно, особенно при выпуске первых автомобилей, как говорится, "с лихвой".

Все сказанное выше — аксиомы рыночной экономики. Но на аксиомах строятся "геометрии". Одна из них, рассматриваемая ниже, думается, должна представлять интерес для специалистов страны. Рассмотрим ее, опять-таки, на примере самого дешевого из отечественных легковых автомобилей — ВАЗ-1111 "Ока".

Расход топлива данным автомобилем составляет в среднем, как известно, 6 л/100 км. При оборотовании его гибридной силовой установкой, состоящей из ДВС и батарей обычных аккумуляторов — 5,1 л/100 км. Годовой пробег обоих вариантов автомобилей примем равным 30 тыс. км. Тогда оказывается (см. таблицу),

что автомобиль с комбинированной силовой установкой, имея лучшие динамические и экологические характеристики, более простую систему управления, по экономике не очень сильно отличается от "классики". В частности, расчеты показывают, что суммарные затраты на топливо, техническое обслуживание и ремонт классического автомобиля составляют  $68370 + 14580 = 82,950$  руб., у того же автомобиля с комбинированной силовой установкой —  $58108 + 11654 = 69762$  руб., или на 19,6 % меньше.

Таким образом, получается: гибридный автомобиль дороже, что негативно отражается на расходах по страхованию. Но, если отвлечься от этого обстоятельства, проигрыш не столь и велик — 4442 руб. в год.

Здесь рассмотрен лишь вариант с автомобилем ВАЗ-1111. То есть автомобилем самой нижней группы в иерархии АТС. Им, естественно, типаж легковых автомобилей не ограничивается, и если обратиться ко всей гамме легковых АТС, то можно сделать следующие выводы.

1. Применение полнопоточной комбинированной силовой установки вместо классического механического привода грузовых АТС эффективно. Причем и экономически, и экологически. Наиболее выгодная схема в настоящее время — с никель-кадмиевой аккумуляторной батареей, предусматривающая режим "старт—стоп".

2. Легковые автомобили с комбинированной силовой установкой дороже, чем обычные серийные. Но у них затраты на топливо, техническое обслуживание и ремонт меньше.

3. Комбинированная силовая установка в нынешнем ее исполнении и объемах производства АТС вряд ли завоеует массовый спрос потребителя, но она открывает путь к 100%-й электрификации автомобиля.

УДК 629.113.658.562.3

## ТЕХНОЛОГИЯ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ В РАМКАХ КОНЦЕПЦИИ ЕГО РАЗВИТИЯ

Кандидаты техн. наук Ю.А. ПЕРЕКАТОВ и В.И. ГЛАДКОВ,  
Е.С. ДОБРИНСКИЙ, Е.А. КРЫЛОВ

НИИТавтопром

Принятая в 2002 г. "Концепция развития автомобильной промышленности России", вполне естествен-

но, не могла в полной мере вместить все конкретные приоритетные проблемы технологии. Тем не менее понятно, что для решения поставленных "Концепцией" задач нужны новые подходы и к технологии, поскольку она так же, как и конструкция, определяет качество, а следовательно, конкурентоспособность автомобильной техники. То есть технический уровень и привлекательность техники для потребителя напрямую

зависят от конструкторско-технологического взаимодействия. Ведь не секрет, что из-за невозможности (по разным, субъективным и объективным, причинам) реализовать "в металле" конструкторские решения зачастую на рынке отечественные АТС, несмотря на их относительно невысокую цену, уступают поддержанным автомобилям зарубежного производства.

Вывод очевиден: необходима новая идеология конструкторско-технологического формирования изделий по всей вертикали разработок, в которой технология должна гарантировать оптимальное выполнение конструкторских решений — вплоть до освоения проблемных вопросов и, если требуется, проведения необходимых фундаментальных исследований.

Суть этой идеологии состоит в следующем: разработка перспективных и максимально унифицированных типажей автомобильной техники сопровождается параллельной разработкой перспективных технологий, включающих весь жизненный цикл продукции, от идеи до утилизации. Другими словами, рассматриваемые "Концепцией" в качестве приоритетных частая сменяемость и непрерывная модернизация АТС должны сопровождаться аналогичными явлениями и в области технологии. Причем такая "параллельность" нужна не только при создании конкретного изделия, но и при планировании развития производств. И обязательно — с увязкой проблем перспективной номенклатуры и оптимизации мощностей. Более того, хорошие технологии не только в какой-то мере превосходят замыслы конструкторов, но и "подталкивают" их к новым решениям.

Примеров реализации данной идеологии в последнее время становится все больше. Наиболее типичный из них — взаимодействие НАМИ и НИИТавтопрома при размещении производства прогрессивных автокомпонентов. Но в целом оно пока еще не отлажено. И здесь, видимо, большую роль предстоит сыграть научному потенциалу вузов. В первую очередь МГТУ "МАМИ", специалистам которого вполне "по плечу" выработка новых основ системы подобного взаимодействия.

Что касается чисто технологических задач на среднесрочную перспективу (2002—2004 гг.), то одна из главных, на наш взгляд, заключается в создании технологических систем, обеспечивающих оптимальные возможности перехода от "жестких" производств к быстроперенастраиваемым ("гибким"). Причем как с вводом нового прогрессивного оборудования, так и с использованием и модернизацией имеющегося, а также освоением систем ускоренного конструкторско-технологического проектирования.

Вторая, тоже очень важная задача — максимальная специализация производств, прежде всего по комплекующим изделиям.

Для решения обеих задач в условиях реформирования предприятий необходимо ликвидировать технологический дефицит по двум направлениям — аудиту производств и комплексным инжиниринговым проектам.

Если названные задачи рассматривать применительно к конкретным производствам, то нужно сказать следующее.

В заготовительном производстве назрела необходимость централизовать литейные и кузнечные производства, создать гибкие литейные комплексы с улучшенной экологией (например, на участках изготовления стержней); усовершенствовать методы земляной формовки; повысить долю отливок, изготавливаемых специальными методами литья; применять сквозные системы автоматизации проектирования и производства отливок и поковок; создать региональные центры по проектированию и изготовлению кузовных деталей, оборудованные быстроперенастраиваемой оснасткой.

В обрабатывающих производствах — переходить от "жестких" технологий на гибкие комплексы на базе станков с ЧПУ и обрабатывающих центров; использовать высокоточное модульное и блочно-модульное оборудование, современное инструментальное оснащение и приборы, в том числе активного непрерывного контроля; внедрять оптимальные организационные структуры, предоставляющие заводам комплексное технологическое решение ("под ключ").

В области прогрессивных материалов: нужно более быстрыми темпами осваивать выпуск новых видов металлопроката, в первую очередь листового; алюминиевых и магниевых сплавов; микролегированных сталей для контролируемыхковки и проката; полимерных (полипропилена и композиций на его основе), клеевых и лакокрасочных материалов, герметиков и мастик.

Пора возродить роль отечественного станкостроения, для которого автомобильные технологии всегда были тем "оселком", на котором оно развивалось. В частности, следует повысить стимулы и приоритеты в отношении закупки отечественного станочного оборудования, а оборудование зарубежного производства приобретать только на конкурсной основе, с учетом проведения международной сертификации продукции, поскольку это — вопрос технологической безопасности страны при создании конкурентоспособной автомобильной техники. И с данной точки зрения явного одобрения заслуживает руководство ВАЗа, по инициативе которого в 2002 г. проведен семинар для 25 станкостроительных заводов. Участники семинара обсудили актуальные проблемы сотрудничества станкостроителей с автомобилестроителями, и прежде всего — проблему создания такого типажа отечественного комплексного оборудования, который конкурентоспособен с импортным.

На наш взгляд, среди первоочередных путей технологической реализации ряда основных задач "Концепции" в отношении качества и надежности автомобильной техники особого внимания заслуживают четыре.

1. При разработке и производстве типоразмерных рядов автокомпонентов (двигатели, светотехника, узлы тормозной системы, глушители, колеса и т. д.) должны быть найдены такие варианты сочетания западных и передовых отечественных технологий, которые делают эти компоненты современными и экспортными. Вот несколько примеров подобных вариантов, разработанных или разрабатываемых в НИИТавтопроме: комплексный проект оптимизации технологии и оборудования по производству дисков колес и глушителей, реализация которого обеспечит данными изделиями

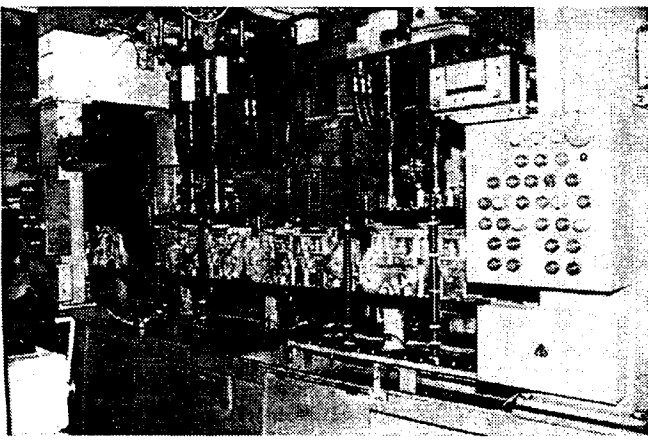


Рис. 1

автозавод "Форд" во Всевожске Ленинградской обл. и СП "УзДэуавто" (Узбекистан); пилотные проекты и гамма прецизионных специализированных станков и линий (рис. 1) финишной обработки основных деталей двигателей, созданные совместно с Савеловским станкозаводом авиапрома, которые обеспечивают выпуск ДВС, отвечающих нормам "Евро-2" и "Евро-3".

2. Учитывая, что быстрая сменяемость моделей есть одно из главных условий успеха на рынке, создание региональных центров ускоренного проектирования автокомпонентов, образцов полнокомплектных изделий, разработка оснастки и организация производства мелких серий становятся важнейшими средствами развития. Поэтому НИИТавтопром организовал, например, центр лазерной стереолитографии, с помощью которого в сроки, исчисляемые часами и днями, изготовлены десятки прототипов новых конструкций (рис. 2 и 3). В их числе — элементы панелей приборов, узлы и системы двигателей, корпусные детали, детали светотехники и электрооборудования, узлы турбокомпрессоров, а также изделия специальной техники, медицины и товары народного потребления. Кроме того, при поддержке НИИТавтопрома в России уже запущены в эксплуатацию 15 аналогичных комплексов (ВАЗ, ГАЗ, "ИжАвто", ДААЗ, НАМИ, "Салют" и др.).

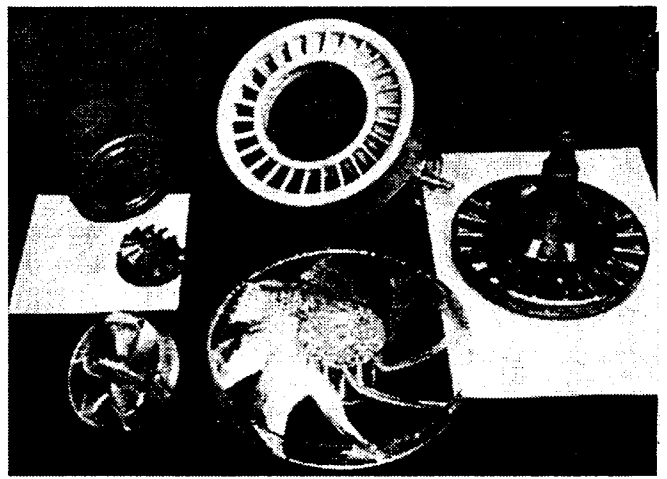


Рис. 3

3. Важным средством повышения технического уровня современного автомобиля, безусловно, являются "трансфер" и воспроизводство новых западных технологий и оборудования. И здесь тоже можно сослаться на положительно зарекомендовавший себя опыт НИИТавтопрома. Это, прежде всего, создание на своей базе совместно с зарубежными фирмами инженерно-технологических центров, которые по заказам предприятий оценивают возможность применения западных технологий и оборудования для решения конкретных задач заказчиков. Данные технологии апробируются в близких к производству условиях, а затем осваиваются промышленностью. В результате более чем на 30 предприятиях страны нашли применение такие новые технологии и оборудование, как лазерная стереолитография, установки для изготовления литейных стержней из ХТС, комплексы порошковой окраски (рис. 4).

Взаимодействию с зарубежными фирмами, привлечению инвесторов содействуют и специализированные выставки "Автомобильные технологии и материалы".

4. Очень важный путь, способствующий решению задач "Концепции", — новые подходы к подготовке и повышению квалификации кадров. К сожалению, увлекшись модными веяниями маркетинга и менеджмента, наши вузы снизили внимание к качеству под-



Рис. 2

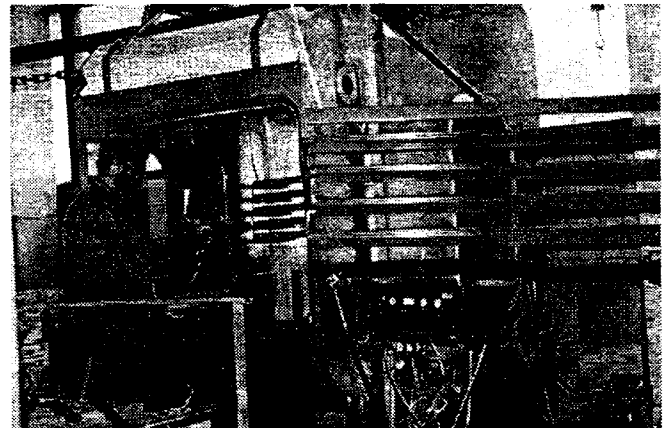


Рис. 4

готовки молодого поколения инженеров-конструкторов и технологов. Десятилетний опыт работы четырех филиалов технологических кафедр МГТУ "МАМИ" в НИИТавтопроме показывает: существующие учебные программы нужно скорректировать таким образом, чтобы молодые специалисты наряду со своим конкретным профилем глубже овладевали системными конструкторско-технологическими знаниями в пограничных областях всего цикла — от конструирования до производства. И, безусловно, обеспечивать измененные программы соответствующей учебной литературой. Например, так, как это сделали ученые МГТУ

"МАМИ" и НИИТавтопрома, выпустив учебник для конструкторов "Технология двигателестроения" и занявшись подготовкой учебника по технологии автомобилестроения. В целом же, конечно, нужны не частные решения, а единая и полная система корректировок как в подготовке специалистов, так и развитии автомобильной науки. То есть пользующаяся государственной поддержкой целевая программа "Вузы — автомобилестроению", ведущую роль при разработке которой должны выполнять МГТУ "МАМИ" и головные отраслевые НИИ.



В рамках международной выставки "Автофорум-2003" в Нижнем Новгороде состоится конференция "Интересы потребителя — основа организации взаимодействия автопроизводителей и автодилеров". Ее организаторы — Министерство промышленности, науки и технологий РФ, ВАО "Нижегородская ярмарка" и ОАО "АСМ-холдинг".

Программа конференции включает доклады руководителей федеральной и региональной исполнительной власти, предприятий по производству автомобильной техники и автокомпонентов, ассоциаций дилеров, лизинговых организаций, банков и инвестиционных компаний по следующим направлениям:

региональные аспекты реализации Концепции развития автопрома России;

государственная политика инвестиционной поддержки производства, формирования рынка, техобслуживания автомобильной техники;

деятельность ассоциаций дилеров в интересах потребителей и продавцов автомобильной техники;

законодательство о лизинге и его совершенствование; реализация новых кредитных схем продажи автомобилей;

развитие и повышение эффективности функционирования дилерских сетей крупных производителей автомобильной техники и комплектующих изделий.

На конференцию приглашены руководители всех российских и совместных автосборочных предприятий, производители комплектующих, дилеры, представители лизинговых и страховых компаний и др.

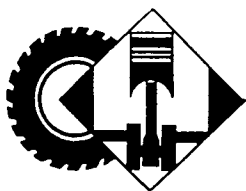
Конгресс технологов автомобилестроения, организованный ОАО "Автосельхозмаш-холдинг" и ОАО "НИИТавтопром", пройдет в Москве 28 августа 2003 г.

Мероприятие увязано по времени и месту проведения с выставками АТИМ-2003 и "Автосалон-2003" и имеет своей целью популяризацию современных средств труда, новых технологических решений в автомобилестроении.

Программа конгресса включает пленарное заседание, а также работу следующих секций:

1. Заготовительное производство. Литье и литейное оборудование. Ковка. Термообработка
2. Технология сборочного производства, сварка
3. Окраска, гальваническая обработка, другие технологии и методы защиты поверхностей
4. Механическая обработка, металлорежущие станки, оснастка, инструменты
5. Энергосберегающие технологии
6. Прогрессивные материалы
7. Системы обеспечения качества на базе международных стандартов
8. Информационные технологии в производстве

Для участия в мероприятиях необходимо связаться с организаторами по тел./факсу: (095) 921-62-60, 926-04-71, 921-75-46 либо по электронной почте [inf@aha.ru](mailto:inf@aha.ru)



УДК 629.113.62

## НОВЫЕ ТРОЛЛЕЙБУСЫ ДЛЯ РОССИЙСКИХ ГОРОДОВ

К.Н. КАРМАНОВ

Оренбургский государственный университет

Троллейбус, как известно, — одна из важных составляющих парка городского транспорта общего пользования в 88 городах России. И надо сказать, что троллейбусный транспорт до 1991 г. развивался весьма интенсивно: тогда было более 160 троллейбусных депо, ~1 тыс. электротяговых подстанций, свыше 4,35 тыс. км линий эксплуатационных путей (в однопутном исчислении). Троллейбусный парк на 01.01.1991 г. насчитывал 13847 троллейбусов, а объем внутригородских пассажирских перевозок составлял 8884 млн. чел.

С 1991 г. поставки троллейбусов из-за пределов России прекратились. Вследствие естественной убыли число троллейбусов, выходящих на маршруты, начало постепенно сокращаться, поэтому уже в 1993 г. правительство РФ приняло федеральную целевую программу, предусматривающую развитие производственно-технической базы городского электрического транспорта и ввод новых мощностей по разработке и выпуску троллейбусов. Реализация программы возлагалась на энгельский троллейбусный завод "Тролза" (б. завод имени Урицкого, ЗИУ).

С 1995 г. этот завод начал производство первого поколения российских троллейбусов мод. "Тролза-52642", оборудованных не применявшейся у нас ранее тиристорно-импульсной системой управления тяговым электродвигателем, позволяющей экономить, по сравнению с троллейбусами ЗИУ, до 25—30 % электроэнергии.

Создателям нового троллейбуса удалось решить и многие другие проблемы. Прежде всего — проблему надежности. Для этого они применили новый управляемый мост; упростили схему привода управляемых колес; ввели комплексную антикоррозионную защиту кузова. Причем все сделали на средства самого предприятия, а не за счет федерального бюджета, как было во времена СССР.

С 1996 г. освоен в серийном производстве еще один троллейбус — "Тролза-52643", который оснащен весьма экономичной системой управления приводом (система "Сибас" фирмы "Сименс"). Данный троллейбус — результат совместной работы завода "Тролза", акционерной электротехнической фирмы "Динамо" и немецкого концерна "Сименс".

В 1997 г. на производство поставлена новая, шарнирно сочлененная модификация серийного троллейбуса, получившая индекс "Тролза-6205", на которой тиристорная система управления заменена более простой реостатно-контакторной. В конце 1990-х годов начат выпуск прототипа семейства троллейбусов — "Тролза-6206", а на исходе 2000 г. к серийному производству была подготовлена модель "Тролза-5275" (рис. 1). Кроме того, в 2000 г. появился опытный образец нового троллейбуса "Тролза-5264-02 Слобода" (рис. 2), специально предназначенного для небольших городов с узкими улицами. Он двухосный, оборудован асинхронным тяговым электродвигателем, максимально унифицирован с троллейбусом "Тролза-5264-01 Столица".

Освоение производства новых моделей троллейбусов дает возможность поднять некогда довольно мощную, а в начале 1990-х годов всеми забытую область российского машиностроения — троллейбустроение, полностью удовлетворить потребности страны в троллейбусах и получить новые рабочие места в данной подотрасли. Особенно если учесть, что созданием



Рис. 1



Рис. 2



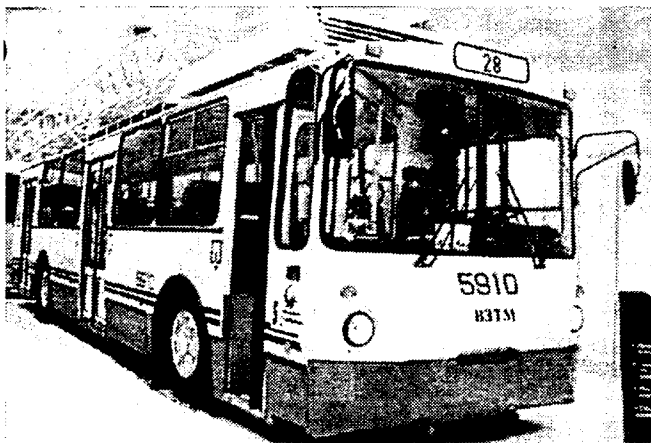


Рис. 3

современных троллейбусов сейчас занимаются специалисты не только в Энгельсе, но и во многих других регионах России. Например, архангельское ОАО "Северный троллейбус" выпускает троллейбусы "Ельч ТЕА-120МТ"; вологодское ОАО "Вологодский механический завод" — ВМЗ-5298 "Лидер" и ВМЗ-463 "Пионер"; ОАО "Петербургский трамвайно-механический завод" — ПТ-5283; уфимское ОАО "Башкирский троллейбусный завод" — БТЗ-5276 и БТЗ-52761; волгоградское ОАО "Волгоградский завод транспортного машиностроения" — ВЗТМ-5284. Начали выпуск троллейбусов также фирмы стран ближнего зарубежья и стран-участниц бывшего СЭВ. В частности, МАЗ (Белоруссия), днепропетровский "Южмаш" (Украина), "Аутосан" (Польша, г. Санок), "Шкода" (Чехия).

Все они работают над новейшими моделями троллейбусов, отвечающих современным требованиям к эргономике, комфортабельности, удобству управления и энергосбережению.

Так, волгоградский ВЗТМ-5284 (рис. 3) имеет салон с удобной планировкой, вмещает 118 пассажиров, из которых 28 располагаются на сиденьях. К конструктивным его особенностям можно отнести несущую раму, сваренную из открытых профилей, а также то, что значительная часть тягового оборудования размещена на крыше; система управления тяговым электродвигателем — реостатно-контакторная; наружные панели — оригинальной формы, изготовлены из стеклопластика. В результате повышены долговечность кузова и электробезопасность, значительно снижен уровень шума. При полной массе 18,4 т максимальная скорость троллейбуса составляет 70 км/ч, а с места до 50 км/ч он разгоняется за 26 с. На базе этой модели разработан даже вариант для эксплуатации в горных условиях.

Волгоградский завод способен в настоящее время выпускать до 200 троллейбусов в год.

Петербургский четырехдверный троллейбус ПТ-5283 (рис. 4) прошел испытания и принят межведомственной комиссией в эксплуатацию. С 2001 г. начато его промышленное производство.

К особенностям конструкции ПТ-5283 относятся хорошо продуманная планировка салона; рациональное расположение дверей, позволяющее сократить

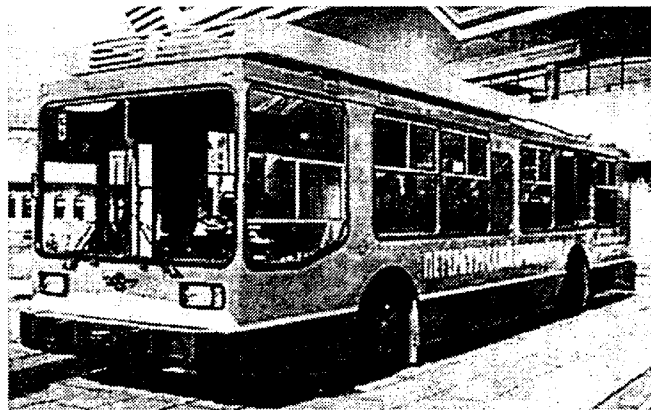


Рис. 4

время посадки и высадки пассажиров; уникальная система маршрутных указателей, выполненная на светоизлучающих диодах повышенной яркости и обеспечивающая практически мгновенную смену номеров маршрутов; оригинальная гидropневматическая подвеска, придающая троллейбусу высокую плавность хода и возможность сохранять постоянство положения подножек относительно дороги, тоже способствуя тем самым удобству входа и выхода пассажиров; наличие прибора контроля тока утечки; монтаж высоковольтного оборудования на изолированной платформе на крыше; прокладка жгутов электропроводки в изолирующих коробах.

Интересны разработки МАЗа. Например, МАЗ-103Т (рис. 5) отличается выразительной внешней архитектурой, удачной планировкой пассажирского салона, низким расположением уровня пола, повышенной комфортабельностью. Несущий кузов этого троллейбуса выполнен в виде силового каркаса, сваренного из стальных труб и профилей, имеет высокую коррозионную стойкость, поскольку в наружной облицовке использованы стальной оцинкованный лист, стеклопластиковые панели и алюминий. Для посадки и высадки предназначены три широкие двухстворчатые двери, которые открываются с помощью пневмопривода. Сиденье водителя снабжено пневмоподвеской и механизмами для пространственной регулировки положений подушки и спинки. Передняя независимая подвеска на поперечных рычагах оснащена двумя пневматическими баллонами и таким же числом регуляторов положения кузова, что обеспечивает высокую



Рис. 5

плавность хода троллейбуса. Рабочая тормозная система — пневматическая, двухконтурная, с отдельным приводом тормозов передней и задней осей, имеет в своем составе АБС. Встроенная система диагностики отслеживает работу всех электроагрегатов, в случае неисправности любого из них подает световой или звуковой сигнал.

На перечисленных моделях троллейбусов применяется практически все, что нарабатывали к настоящему времени теория и практика. Особенно на новых моделях. Например, их создатели часто обращаются к автобусным кузовам, так как лобовая часть последних рассчитывается на поглощение энергии удара при столкновениях. Нормой стала тиристорно-импульсная система управления с рекуперацией электроэнергии, аксиомой — точка зрения, что в качестве привода колес в перспективе будет применен асинхронный электродвигатель. Принимаются конструктивные и технологические меры, способствующие значительному увеличению ресурса. Возрастает мощность тяговых двигателей, а следовательно, и максимальная скорость троллейбусов. Их дизайн, уровень комфорта для води-

теля и пассажиров непрерывно улучшаются. Решается задача повышения провозной способности путем создания так называемых "следовых" троллейбусов. Создаются системы автоматизации подъема и опускания штанг токоприемника, а также автоматические устройства для подсчета пассажиров.

Многое из перечисленного находится еще в стадии НИОКР, но главное — работы ведутся. Значит, есть все основания утверждать, что троллейбусные депо российских городов будут пополняться достаточно совершенными машинами отечественного производства. Хотя, может быть, и не так быстро, как желалось бы.

В городах России, видимо, начнут поступать троллейбусы и из дальнего зарубежья (например, в Москве уже прошли испытания итальянский троллейбус "Бреда" и венгерский, созданный на базе автобуса "Икарус-412"). Таким образом, на троллейбусном рынке появляется конкурентная среда. Но это, как следует из сказанного выше, — конкуренция "на равных". Она будет только способствовать дальнейшему развитию отечественного троллейбустроения.

УДК 629.018:629.067.574

## ПРОБЕГ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

М.В. КОРОТКОВ, канд. техн. наук Е.В. БОНДАРЕНКО

Оренбургский ГУ

Автомобиль — техническое устройство, работа многих узлов и агрегатов которого влияет на качество окружающей среды. Но главный из них — двигатель. Поэтому управление экологичностью двигателя, снижение количества выбрасываемых с его отработавшими газами вредных веществ рассматриваются наукой и практикой как одно из основных направлений защиты этой среды. И, надо признать, в данном направлении за последние годы сделано многое: законодательно установлены нормы, ограничивающие количество вредных выбросов в отработавших газах, найдены технические решения, способствующие выполнению таких

норм. Но все это, к сожалению, относится лишь к новым двигателям. Между тем опыт свидетельствует: по мере увеличения наработки (пробега) двигателя его экологические качества ухудшаются. Что, в общем, вполне объяснимо: изнашиваются детали, нарушаются исходные регулировки и т. п. Поэтому и было принято Правило ЕЭК ООН, суть которого в следующем: экологические характеристики нового двигателя должны сохраняться до пробега 80 тыс. км. Возникает вопрос: выдерживается ли данная норма на отечественных автомобилях?

Чтобы ответить на него, в Оренбургском государственном университете провели специальные исследования, объектом которых стали шесть автомобилей ВАЗ семейства ВАЗ-2105, еще сравнительно недавно пользующихся, как известно, наибольшим спросом и потому наиболее распространенных. Имеются в виду автомобили ВАЗ-21053, ВАЗ-2104 и ВАЗ-2107, оснащенные

Таблица 1

Пробег, тыс. км	Выбросы вредных веществ							
	CO, г/с	CO, %	CH, г/с	CH, %	NO <sub>x</sub> , г/с	NO <sub>x</sub> , %	Итого, г/с	Итого, %
0,0	0,050	78	0,0080	13	0,0060	9	0,0640	100
2,5	0,050	79	0,0080	13	0,0050	8	0,0630	100
5,0	0,040	77	0,0080	15	0,0040	8	0,0520	100
7,5	0,040	77	0,0080	15	0,0040	8	0,0520	100
10,0	0,040	75	0,0080	15	0,0050	10	0,0530	100
20,0	0,050	75	0,0090	13	0,0080	12	0,0670	100
30,0	0,050	69	0,0100	14	0,0120	17	0,0720	100
40,0	0,060	69	0,0120	14	0,0150	17	0,0870	100
50,0	0,060	65	0,0170	18	0,0160	17	0,0930	100
60,0	0,070	64	0,0220	20	0,0170	16	0,1090	100
70,0	0,070	62	0,0260	23	0,0170	15	0,1130	100
80,0	0,080	62	0,0310	24	0,0180	14	0,1290	100

плавность хода троллейбуса. Рабочая тормозная система — пневматическая, двухконтурная, с отдельным приводом тормозов передней и задней осей, имеет в своем составе АБС. Встроенная система диагностики отслеживает работу всех электроагрегатов, в случае неисправности любого из них подает световой или звуковой сигнал.

На перечисленных моделях троллейбусов применяется практически все, что наработали к настоящему времени теория и практика. Особенно на новых моделях. Например, их создатели часто обращаются к автобусным кузовам, так как лобовая часть последних рассчитывается на поглощение энергии удара при столкновениях. Нормой стала тиристорно-импульсная система управления с рекуперацией электроэнергии, аксиомой — точка зрения, что в качестве привода колес в перспективе будет применен асинхронный электродвигатель. Принимаются конструктивные и технологические меры, способствующие значительному увеличению ресурса. Возрастает мощность тяговых двигателей, а следовательно, и максимальная скорость троллейбусов. Их дизайн, уровень комфорта для води-

теля и пассажиров непрерывно улучшаются. Решается задача повышения провозной способности путем создания так называемых "следовых" троллейбусов. Создаются системы автоматизации подъема и опускания штанг токоприемника, а также автоматические устройства для подсчета пассажиров.

Многое из перечисленного находится еще в стадии НИОКР, но главное — работы ведутся. Значит, есть все основания утверждать, что троллейбусные депо российских городов будут пополняться достаточно совершенными машинами отечественного производства. Хотя, может быть, и не так быстро, как желалось бы.

В города России, видимо, начнут поступать троллейбусы и из дальнего зарубежья (например, в Москве уже прошли испытания итальянский троллейбус "Бреда" и венгерский, созданный на базе автобуса "Икарус-412"). Таким образом, на троллейбусном рынке появляется конкурентная среда. Но это, как следует из сказанного выше, — конкуренция "на равных". Она будет только способствовать дальнейшему развитию отечественного троллейбусостроения.

УДК 629.018:629.067.574

## ПРОБЕГ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

М.В. КОРОТКОВ, канд. техн. наук Е.В. БОНДАРЕНКО

Оренбургский ГУ

Автомобиль — техническое устройство, работа многих узлов и агрегатов которого влияет на качество окружающей среды. Но главный из них — двигатель. Поэтому управление экологичностью двигателя, снижение количества выбрасываемых с его отработавшими газами вредных веществ рассматриваются наукой и практикой как одно из основных направлений защиты этой среды. И, надо признать, в данном направлении за последние годы сделано многое: законодательно установлены нормы, ограничивающие количество вредных выбросов в отработавших газах, найдены технические решения, способствующие выполнению таких

норм. Но все это, к сожалению, относится лишь к новым двигателям. Между тем опыт свидетельствует: по мере увеличения наработки (пробега) двигателя его экологические качества ухудшаются. Что, в общем, вполне объяснимо: изнашиваются детали, нарушаются исходные регулировки и т. п. Поэтому и было принято Правило ЕЭК ООН, суть которого в следующем: экологические характеристики нового двигателя должны сохраняться до пробега 80 тыс. км. Возникает вопрос: выдерживается ли данная норма на отечественных автомобилях?

Чтобы ответить на него, в Оренбургском государственном университете провели специальные исследования, объектом которых стали шесть автомобилей ВАЗ семейства ВАЗ-2105, еще сравнительно недавно пользующихся, как известно, наибольшим спросом и потому наиболее распространенных. Имеются в виду автомобили ВАЗ-21053, ВАЗ-2104 и ВАЗ-2107, оснащенные

Таблица 1

Пробег, тыс. км	Выбросы вредных веществ							
	CO, г/с	CO, %	CH, г/с	CH, %	NO <sub>x</sub> , г/с	NO <sub>x</sub> , %	Итого, г/с	Итого, %
0,0	0,050	78	0,0080	13	0,0060	9	0,0640	100
2,5	0,050	79	0,0080	13	0,0050	8	0,0630	100
5,0	0,040	77	0,0080	15	0,0040	8	0,0520	100
7,5	0,040	77	0,0080	15	0,0040	8	0,0520	100
10,0	0,040	75	0,0080	15	0,0050	10	0,0530	100
20,0	0,050	75	0,0090	13	0,0080	12	0,0670	100
30,0	0,050	69	0,0100	14	0,0120	17	0,0720	100
40,0	0,060	69	0,0120	14	0,0150	17	0,0870	100
50,0	0,060	65	0,0170	18	0,0160	17	0,0930	100
60,0	0,070	64	0,0220	20	0,0170	16	0,1090	100
70,0	0,070	62	0,0260	23	0,0170	15	0,1130	100
80,0	0,080	62	0,0310	24	0,0180	14	0,1290	100

ные карбюраторным двигателем рабочим объемом 1,5 л и традиционной (батареиной) системой зажигания.

Испытания проводили по стандартной методике — путем измерения концентрации (содержания) монооксида углерода, углеводородов и оксидов азота на одних и тех же "ступеньках" пробега автомобиля. Условия испытаний во всех случаях были одинаковыми — испытательный цикл, установленный ОСТ 37.001.054—86, унифицированным с Правилами № 151-06 ЕЭК ООН. Результаты измерений оценивали в г/исп., г/км и г/с. В связи с тем, что они во всех случаях были, как и следовало ожидать, примерно идентичными (сказывались лишь погрешности измерения, в качестве примера приведем только один их вариант — в г/с (табл. 1).

Как видно из таблицы, с точки зрения массы выбрасываемых с отработавшими газами вредных веществ первое место, независимо от пробега, занимает монооксид углерода (62—78 %), на втором — углеводороды (13—24), на третьем — оксиды азота (9—17). Что касается связи количества выбросов с пробегом, то картина здесь, на первый взгляд, довольно неоднозначная.

Так, доля монооксида углерода при пробеге 2,5 тыс. км, т. е. к моменту завершения обкатки двигателя, достигает максимума (79 %), в последующие 5 тыс. км снижается до 77 % и сохраняется на данном уровне, затем падает до 75 и 69 %, а с 40 тыс. км монотонно убывает до 62 % при 70 и 80 тыс. км пробега. Доля углеводородов в диапазоне пробега 0—2,5 тыс. км сохраняется на уровне 13 %, к 5 тыс. км возрастает до 15 % и остается на этом уровне до 10 тыс. км, в период 10—20 тыс. км снова снижается до 13 %, к 30 тыс. км увеличивается до 14 % и остается такой же до 40 тыс. км, затем монотонно возрастает до 24 % при 80 тыс. км. Наконец, доля оксидов азота за первые 2,5 тыс. км пробега уменьшается с 9 до 8 % и остается на данном уровне до 10 тыс. км, к 30 тыс. км достигает 17 % и сохраняется до 50 тыс. км, затем монотонно уменьшается до 14 %.

Картина становится более однозначной, если из рассмотрения исключить первые ~7,5 тыс. км пробега, т. е. период, в течение которого все детали и узлы двигателя завершают фактическую взаимную приработку, выполняются эксплуатационные подрегулировки карбюратора, системы зажигания и т. д. После всего этого табл. 1 позволяет записать довольно четкие эмпирические зависимости выбросов от пробега  $L$  на рассматриваемых автомобилях, в том числе по массовым выбросам: монооксида углерода:  $m_{CO} = 0,0232 + 0,000L^{0,5}$ ; углеводородов:  $m_{CH} = 0,00292 + 3,18L$ ; оксидов азота:  $m_{NO_x} = -0,00188 + 7,56 \cdot 10^{-5}L^{0,5}$ .

Таким образом, из данных, приведенных в табл. 1, можно сделать вывод: по мере увеличения пробега в диапазоне 7,5—80 тыс. км автомобиль становится все более и более опасным. Однако они не дают ответа на практически важные вопросы: "какой из вредных компонентов вносит наибольший вклад в это вышесказанное опасение?" и "в какой мере он опаснее?". Ведь известно, что рассматриваемые три компонента отработавших газов относятся к разным классам опасности, а их соотношение при увеличении пробега, как следует из результатов экспериментов, существенно меняется.

Для ответа на первый вопрос нужен комплексный показатель, который интегрирует в себе одновременно количество выбросов всех примесей, содержащихся в отработавших газах, их классы опасности и токсичности. В качестве такого показателя предлагается использовать категорию опасности автомобиля (КОА), которая вычисляется по формуле

$$КОА = \sum_1^m КОВ_i = \sum_1^m \left[ \frac{M_i}{ПДК_i} \right]^{\alpha_i}$$

(Здесь  $\alpha_i$  — безразмерная константа, позволяющая соотносить степень вредности  $i$ -го вещества с вредностью диоксида серы (III класс опасности); ПДК<sub>*i*</sub> — максимально-разовая предельно допустимая концентрация  $i$ -го вещества, г/м<sup>3</sup>; КОВ<sub>*i*</sub> — категория опасности  $i$ -го вещества, входящего в состав отработавших газов и подлежащего нормированию, м<sup>3</sup>/с.) Применительно к данным табл. 1 в диапазоне пробегов 7,5—80 тыс. км формула имеет вид:  $КОА = -285 + 5,12L^{0,5}$ . Результаты выполненных по ней расчетов приведены в табл. 2.

Проанализировав данные этой таблицы, можно с уверенностью утверждать следующее.

1. Монооксид углерода не является приоритетной примесью в отработавших газах исследованных автомобилей ВАЗ: его вклад в интегральный показатель не превышает 6 %.

2. Самая опасная из примесей — оксиды азота: их КОВ составляет 90—97 %, хотя количество (по массе) в отработавших газах не превышает 17 %.

3. Экологическая опасность исследованных автомобилей ВАЗ с увеличением пробега до 80 тыс. км возрастает более чем в 7 раз.

Но и категория опасности не дает ответа на главный вопрос: "насколько опасен автомобиль?" То есть КОА не показывает, каково соотношение фактического уровня опасности и уровня, установленного действующими нормами на выбросы. Но здесь особых проблем нет. Ответ вытекает из так называемого критерия экологической безопасности автомобиля, который равен отношению фактического КОА к КОА нормативному. Например, если взять нормы "Евро-4", то для них КОА = 27 м<sup>3</sup>/с. Если взять другие нормы "Евро", легко по-

Таблица 2

Пробег, тыс. км	Категория опасности вещества						Категория опасности автомобиля, м <sup>3</sup> /с
	NO <sub>x</sub> , м <sup>3</sup> /с	NO <sub>x</sub> , %	CO, м <sup>3</sup> /с	CO, %	CH, м <sup>3</sup> /с	CH, %	
7,5	140	90	10	6	5	4	155
10,0	180	92	10	5	5	3	195
20,0	370	94	10	3	10	3	390
30,0	590	96	10	2	10	2	610
40,0	830	97	15	2	10	1	855
50,0	890	97	15	2	10	1	915
60,0	950	97	15	2	10	1	975
70,0	1000	97	20	2	15	1	1035
80,0	1060	97	20	2	15	1	1095

Норма	Уровень опасности	Значение $K_a$
"Евро-0"	Чрезвычайно опасные	$>10$
"Евро-1"	Высокоопасные	4—10
"Евро-2"	Умеренно опасные	2—4
"Евро-3"	Малоопасные	1—2
"Евро-4"	Неопасные	$\leq 1$

лучить таблицу уровней экологической опасности по сравнению с нормами "Евро-4" (табл. 3).

На исследованных автомобилях ВАЗ уровень экологической опасности автомобиля в зависимости от пробега изменяется по закону:  $K_a = -10,6 + 0,19L^{0,5}$ , а его исходное, т. е. при пробеге 7,5 тыс. км, значение

равно 5,85. Таким образом, даже практически новый автомобиль ВАЗ по уровню экологической безопасности относится к высокоопасным источникам выбросов в атмосферу ( $K_a \approx 6$ ). В процессе же эксплуатации уровень его экологической опасности повышается: уже после пробега примерно в 12—13 тыс. км он представляет собой чрезвычайно опасный источник выбросов в атмосферу ( $K_a > 10$ ), а при пробеге 80 тыс. км уровень его выбросов превышает действующие нормы "Евро-4" более чем в 40 раз. Таким образом, очевидно, что принятие мер по поддержанию автомобилей семейства ВАЗ-2105 в исправном техническом состоянии позволяет лишь несколько снизить их негативное воздействие на окружающую среду, но не решает проблему в целом.

УДК 629.665.753.4:621.436.62-57

## ТОПЛИВО УТЯЖЕЛЕННОГО СОСТАВА И ПУСК ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук С.Н. ДЕВЯНИН, д-р техн. наук В.А. МАРКОВ  
НПП "Агродизель", МГТУ имени Н. Э. Баумана

Для развития топливно-энергетического комплекса России в последние годы характерно все увеличивающееся потребление основных видов моторных топлив при незначительном увеличении добычи нефти. Такая же тенденция сохранится, очевидно, и в ближайшие годы. То есть нефтеперерабатывающая промышленность будет (и это неизбежно) увеличивать выработку светлых нефтепродуктов — бензинов, керосинов, дизельных и реактивных топлив — при сохраняющемся общем объеме переработки нефти. Причем нужно учитывать и еще несколько обстоятельств. Во-первых, то, что в качестве перечисленных топлив сейчас используются лишь фракции нефти с температурами выкипания от 305 до 723 К (от 32 до 450 °С), в том числе авиационные (пределы выкипания 313—453 К, или 40—180 °С), автомобильные (308—480 К, или 35—205 °С), бензины, лигроины (303—513 К, или 120—240 °С), реактивные топлива (333—588 К, или 60—315 °С), керосины (423—588 К, или 150—315 °С), дизельные топлива (423—633 К, или 150—360 °С), газойли (503—633 К, или 230—360 °С) и соляровые масла (573—673 К, или 300—400 °С). Во-вторых, что относительное содержание бензиновых, керосиновых, дизельных и остаточных (мазута) фракций в сырой нефти среднего состава постоянно — соответственно 27, 10, 25 и 38 %. Это означает: увеличить выход дизельного топлива из нефти можно лишь одним способом — допустив в их состав тяжелые и легкие фракции, не используемые при производстве стандартных дизельных топлив. Другими словами, фракции, выкипающие при температурах 633—673 К (360—400 °С) и менее 253 К (80 °С).

Такое решение позволяет на 30 % увеличить выход дизельных топлив из сырой нефти. Однако реальнее все-таки использовать дизельные топлива не расширенного, а утяжеленного фракционного состава, смеси дизельного топлива с мазутом и рядом масел, по-

лучаемых из нефти: в данном случае не придется сокращать выпуск бензинов, реактивных топлив и т. д. Кроме того, доказано, что тяжелые топлива на высокооборотных многотопливных дизелях применять можно. И, главное, без существенного ухудшения технико-экономических показателей последних.

Например, из рис. 1, где приведены данные по дизелям зарубежного и отечественного производства, видно, что при работе дизеля даже на не разбавленном дизельным топливом нефтяных маслах его среднее эффективное давление  $P_e$  и эффективная мощность  $N_e$  практически на всех рабочих частотах вращения коленчатого вала снижаются не более чем на 5—8 %, удельный

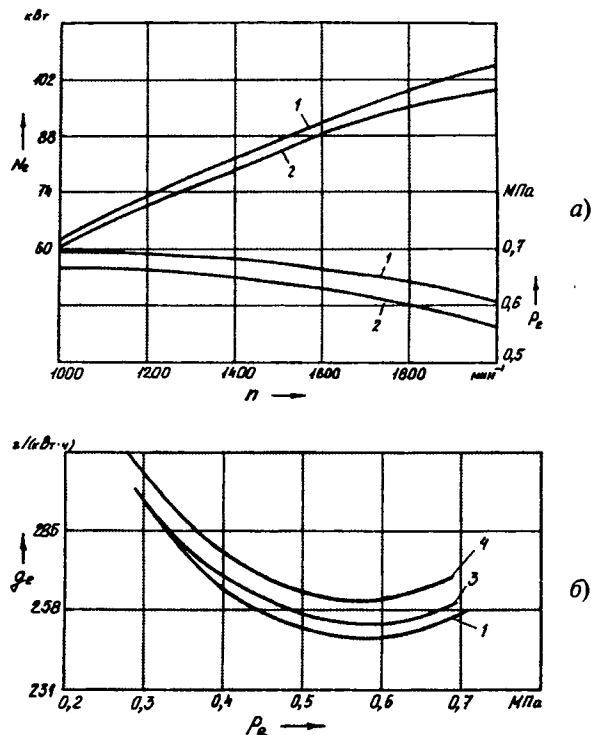
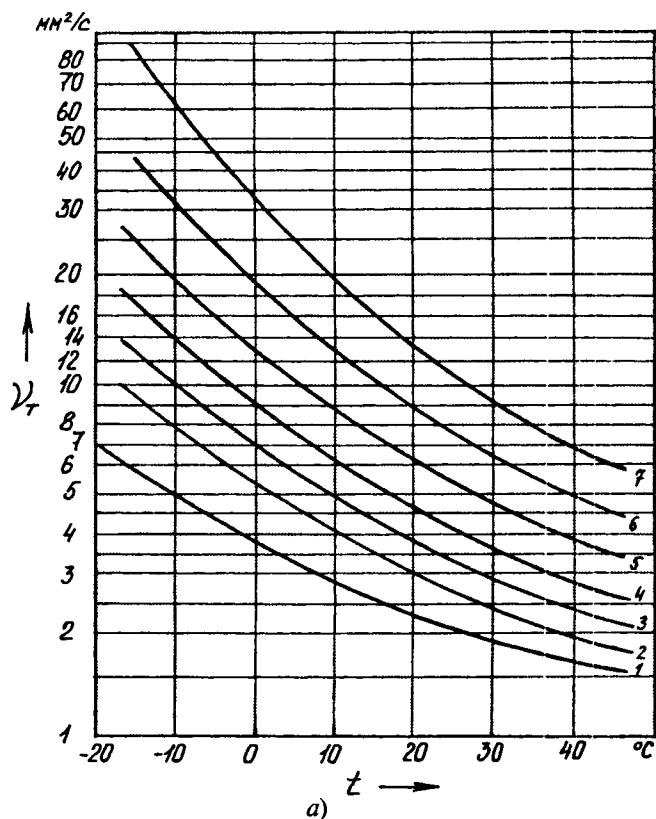


Рис. 1. Показатели дизелей ФИАТ 203Р (а) и СМД-7 (б) при их работе на различных топливах:

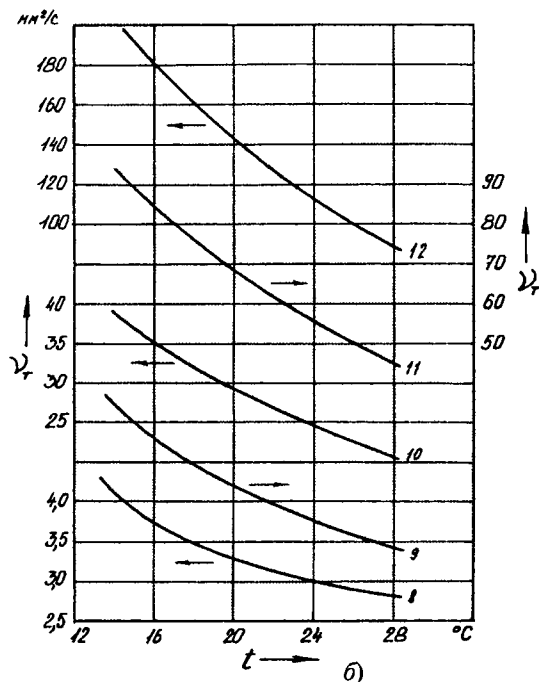
1 — дизельное топливо; 2 — масло SAE 10W; 3 — утяжеленное дизельное топливо; 4 — веретенное масло



а) циионного состава; 4 — летнее дизельное топливо; 5 — дизельное топливо утяжеленного фракционного состава; 6 — тяжелое дизельное топливо; 7 — утяжеленный газойль; 8 — испытываемое топливо № 1; 9 — топливо № 2; 10 — топливо № 3; 11 — топливо № 4; 12 — топливо № 5

эффективный расход  $g_e$  топлива увеличивается на 8—10 г/(кВт·ч), или 11—13,6 г/(л. с.·ч), при работе на утяжеленном дизельном топливе — на 6—7 г/(кВт·ч), или 8—9,5 г/(л. с.·ч).

Но тяжелые топлива, к сожалению, имеют неблагоприятные вязкостно-температурные характеристики: с уменьшением рабочей температуры дизеля их вязкость возрастает и при отрицательных температурах окружающего воздуха достигает 100 мм<sup>2</sup>/с и более (рис. 2, а). Отсюда — проблемы пуска холодного дизеля. Дело в том, что пусковые режимы работы топливной аппаратуры (ТНВД и форсунок) требуют увеличенных в 1,5—2,5 раза, по сравнению с номинальными, цикловых подач топлива при скоростях его нагнетания, которые в 10—30 раз меньше номинальных. То есть тогда, когда закрытая форсунка большинства дизелей находится в области неустойчивой работы и ее игла совершает высокочастотные колебания. Если же вязкость топлива повышена, колебания иглы демпфируются, что может привести к их срыву. При этом на пусковых режимах игла форсунки при впрыскивании поднимается на высоту, не превышающую 1/8 своего максимального подъема, сильно дросселируя поток топлива в распылителе. Отсутствие "дробящего" впрыскивания ухудшает мелкость распыливания топлива в 3—5 раз, а равномерность его распределения по камере сгорания — на 40—45 %. Что резко снижает качество процесса смесеобразования и ухудшает пусковые качества дизеля. Особенно, если дизель —



б) Рис. 2. Зависимость вязкости топлив, применяемых в многотопливных дизелях (а), и самих топлив (б) от температуры:

1 — облегченное дизельное топливо широкого фракционного состава; 2 — зимнее дизельное топливо; 3 — дизельное топливо расширенного фракционного состава; 4 — летнее дизельное топливо; 5 — дизельное топливо утяжеленного фракционного состава; 6 — тяжелое дизельное топливо; 7 — утяжеленный газойль; 8 — испытываемое топливо № 1; 9 — топливо № 2; 10 — топливо № 3; 11 — топливо № 4; 12 — топливо № 5

высокооборотный, с неразделенной камерой сгорания, у которого, как известно, процесс смесеобразования обеспечивается в основном за счет высокого качества распыливания топлива.

Из сказанного следует: определение условий, при которых наблюдается срыв "дробящей" работы форсунки, позволит выбрать режим ее работы, исключающий низкое качество смесеобразования, и наметить пути улучшения распыливания топлива. Что из этого получается, рассмотрим на примере дизеля Д6 (6 ЧН 15/18).

Испытания проводили на топливах с различной (от 3 до 140 мм<sup>2</sup>/с) вязкостью при изменении частоты вращения кулачкового вала топливного насоса в диапазоне 5—100 мин<sup>-1</sup>. Форсунка (рис. 3) данного дизеля — закрытого типа, с многосопловым распылителем и пружинным запирианием иглы. Зависимость эффективного проходного сечения распылителя от подъема иглы, полученная при проливке с давлением пролива 6 МПа (60 кгс/см<sup>2</sup>), приведена на рис. 4.

В результате установлено, что при работе на топливе с повышенной вязкостью, уменьшая частоту вращения кулачкового вала ТНВД, можно определить такой скоростной режим, ниже которого дробящая работа форсунки прекращается, а меняя вязкость топлива — получить зависимость значения критических частот вращения ТНВД от вязкости топлива (рис. 5). На этом рисунке все скоростные режимы работы топливной аппаратуры, находящиеся выше линии, соответствуют, очевидно, дробящему режиму работы форсунки, а рас-

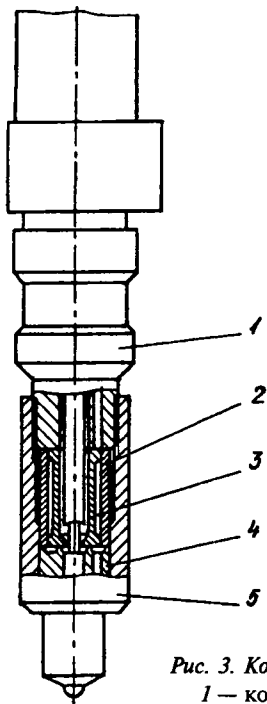


Рис. 3. Конструктивная схема форсунки:

1 — корпус; 2 — наружная часть объема; 3 — внутренняя часть объема; 4 — распылитель; 5 — накидная гайка

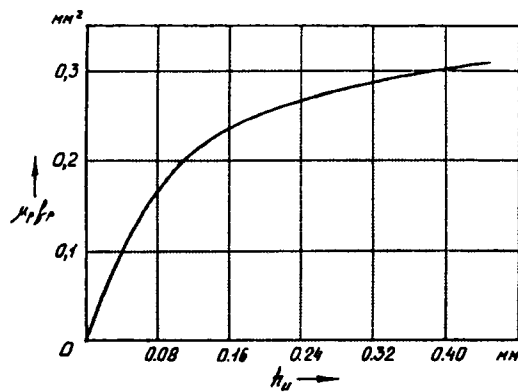


Рис. 4. Зависимость эффективной площади  $\mu_c f_c$  проходного сечения распылителя от подъема  $h_n$  иглы форсунки

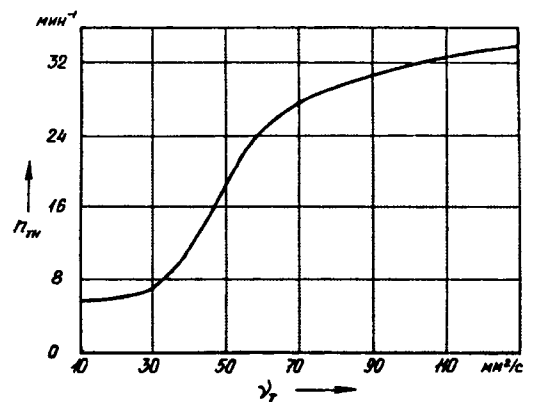


Рис. 5. Зависимость критической частоты вращения  $n_{кр}$  кулачкового вала топливного насоса от вязкости  $\nu_r$  применяемого топлива

полагающиеся ниже — отсутствию колебаний иглы, невозможности качественного распыливания топлива и его равномерного распределения по камере сгорания.

При "дробящем" впрыскивании игла распылителя поднимается до высоты  $h_n = 0,15 \pm 0,25$  мм, в то время как при отсутствии колебаний — до  $h_n = 0,04 \pm 0,08$  мм.

Как следует из рис. 5, увеличение вязкости топлива снижает "дробящие" свойства форсунки. Так, с увеличением кинематической вязкости топлива с 10 до 130 мм<sup>2</sup>/с критическая частота вращения, соответствующая срыву "дробящей" работы форсунки, повышается с 6 до 34 мин<sup>-1</sup>, т. е. на 28 мин<sup>-1</sup>.

На величину критической частоты вращения оказывают влияние не только эксплуатационные, но и конструктивные факторы. Например, если увеличить объем полостей форсунки  $V_\phi$  с 0,3 (серийная форсунка) до 0,57 см<sup>3</sup>, срыв колебаний иглы происходит при частоте вращения кулачкового вала ГНВД, равной 11 мин<sup>-1</sup>, только при вязкости топлива 130 мм<sup>2</sup>/с; если объем сделать равным 1,25 см<sup>3</sup>, колебания срываются при  $n_{кр} = 4$  мин<sup>-1</sup> и вязкости топлива 64 мм<sup>2</sup>/с; если  $V_\phi = 2,16$  см<sup>3</sup>, — уже на  $n_{кр} = 20$  мин<sup>-1</sup> и вязкости топлива, равной 28 мм<sup>2</sup>/с. То есть чем больше  $V_\phi$ , тем при менее вязком топливе и на большей частоте вращения кулачкового вала ГНВД имеет место срыв колебаний иглы.

Причины понятны. Увеличение  $V_\phi$  (в частности, объема подыгольной полости) ведет к уменьшению давления в ней на заключительном этапе топливоподачи, поэтому скорость топлива в отверстиях распылителя очень малая. Кроме того, под действием высокой тем-

пературы в объеме подыгольной полости образуется газовая фаза, наличие которой тоже заметно ухудшает качество его распыливания. В результате ухудшается качество процесса топливоподачи и увеличивается количество токсичных выбросов, особенно продуктов неполного сгорания (газообразных углеводородов, твердых частиц), с отработавшими газами. Так, в четырехтактном дизеле размерности 13,5/13 увеличение подыгольного объема с 0,49 до 2,23 мм<sup>3</sup> повышает концентрацию несгоревших углеводородов на 50 %.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. С уменьшением частоты вращения кулачкового вала ГНВД, работающего на режиме пуска на топливе с повышенной вязкостью, наблюдается прекращение "дробящей" работы форсунки дизеля типа Дб, что резко ухудшает качество смесеобразования в его камере сгорания, а значит, и его пусковые качества. Причина — уменьшение высоты подъема иглы форсунки при отсутствии ее колебаний.

2. Повышение вязкости топлива уменьшает область "дробящей" работы форсунки, и момент срыва колебаний ее иглы наступает при больших частотах вращения кулачкового вала ГНВД.

3. Наиболее эффективное повышение "дробящих" свойств форсунки дизеля типа Дб наблюдается при объеме топлива в ней, равном ~0,6 см<sup>3</sup>.

4. При возрастании  $V_\phi$  увеличиваются выбросы продуктов неполного сгорания топлива, поэтому этот объем нужно выбирать с учетом данного обстоятельства.

## КОЛЕСА И ШИНЫ АВТОМОБИЛЕЙ "УРАЛ"

Н.Н. ВОРОШИН

ОАО "Автомобильный завод "Урал"

Семейство автомобилей "Урал" в настоящее время включает в себя, как известно, несколько десятков модификаций, отличающихся грузоподъемностью, базой, силовым агрегатом, длиной рамы и пр. и, соответственно, имеющих разную нагрузку на колеса. Поэтому, естественно, различаются и шины, которыми оснащают эти модификации (см. таблицу).

Так, шины 14,00-20 мод. ОИ-25 с регулируемым давлением ставят в основном на автомобили многоцелевого назначения с колесной формулой 6 × 6 грузоподъемностью 5—6 т, автомобили 8 × 8 грузоподъемностью 10 т, а также на некоторые другие, работающие в тяжелых дорожных условиях или на бездорожье. На автомобили общетранспортного назначения, предназначенные для эксплуатации на дорогах всех видов и в полевых условиях, — шины 500/70-508 (1200 × 500-508) мод. ИД-П284 с максимальной нагрузкой 3,3—4 тыс. кг. Для части модификаций, которые эксплуатируются исключительно на дорогах с твердым покрытием, по просьбе их владельцев проработана возможность использования шин 12,00R20 постоянного давления в одинарном исполнении и с максимальной нагрузкой 3; 3,35 и 3,75 тыс. кг. Колеса 8,5-20 для этих шин, в отличие от серийно выпускаемых, предназначенных для сдвоенной установки, имеют повышенную грузоподъемность, уменьшенный до 120 мм вылет.

В ходе модернизации колес и подбора шин решены несколько задач: улучшены их нагрузочные характеристики, например, грузоподъемность колес и шин повышена на 15—20 % при сохранении, а в отдельных случаях — и увеличении максимальной скорости движения. В частности, уточнены эксплуатационные нормы при движении со сниженным давлением; предприятиями России освоено производство как колес, так и горячекатаных

профилей для них; проведена сертифицикация модифицированных и новых изделий. Но главное, наибольшая допускаемая нагрузка на колесо 254Г-508 с шиной 14,00-20 мод. ОИ-25, при которой разрешено регулировать давление, увеличена с 2,5 до 3 тыс. кг, а для отдельных модификаций автомобиля "Урал-5323" — до 3,2 тыс. кг. При этом номинальная величина внутреннего давления возросла с 0,32 до 0,43 МПа (с 3,2 до 4,3 кгс/см<sup>2</sup>), а максимальная скорость движения — с 75 до 85 км/ч.

Грузоподъемность колеса 400Г-508 с шиной 1200 × 500-508 мод. ИД-П284 увеличена с 3,3 до 4 тыс. кг при увеличении номинального давления с 0,35 до 0,53 МПа (с 3,5 до 5,3 кгс/см<sup>2</sup>). Кроме того, колеса с данными шинами начали подвергать балансировке.

ОАО "Челябинский кузнечно-прессовый завод" (ЧКПЗ) освоило производство колеса 400Г-508 из профилей, изготавливаемых на Чусовском металлургическом заводе, что позволило отказаться от импортных профилей (их изготовлял днепропетровский металлургический завод имени Петровского).

На шины 14,00-20 мод. ОИ-25 и 500/70-20 (1200 × 500-508) мод. ИД-П284 с улучшенными техническими показателями полностью переведены автомобили грузоподъемностью от 5 до 12 т. В том числе "Урал-43202" общетранспортного назначения. Поэтому сейчас выпуск шин 400/70-533 (1100 × 400-533) мод. О-47А прекращен.

По заявке автозавода "Урал" для автомобилей ИВЕКО-330-30 и "Урал-Тракер" шинные заводы разработали и освоили в производстве шины постоянного давления диагональной (12,00-20) и радиальной (12,00R20) конструкций грузоподъемностью 3,75 тыс. кг. Для этих шин ОАО "ЧКПЗ" выпускает колеса 8,5-20, диски которых центрируются так же, как на легковых автомобилях, т. е. на ступице по центральному отверстию.

Для ИВЕКО-380-30 выпускают и радиальные шины постоянного давления 14,00R20, допустимая нагрузка на которые составляет 4,125 тыс. кг, а на базе Челябинского опытного завода организовано

производство колес 10,00-20 в запасные части для сдвоенной установки на этих автомобилях.

Но возможности совершенствования серийных колес и шин в настоящее время практически исчерпаны. Поэтому для дальнейшего повышения технических характеристик автомобилей "Урал", прежде всего максимальной скорости их движения и грузоподъемности, нужны новые конструкции. Что, естественно, сделать непросто. Например, опытные шины 14,00-20 (390-508) мод. ОИ-58 и ОИ-314 диагональной конструкции не оправдали возлагавшихся на них надежд. Тем не менее ОАО "Омкшина" и ОАО "Нижекамскшина" сумели разработать шины радиальной конструкции с регулируемым давлением (390R20 мод. О-65 и 390/95R20 "Кама-Урал"), которые удовлетворяют требованиям автозавода.

Так, эти шины, сохранив габаритные размеры шин серийных, имеют увеличенную до 3—4 тыс. кг нагрузку, допустимую как при движении по дорогам с твердым покрытием, так и по бездорожью; предельная скорость движения по дорогам с твердым покрытием составляет для них 100 км/ч; благодаря им расход топлива автомобилей "Урал" снижается на 8—18 %, а проходимость возрастает на 3—20 %; они малошумны и "гасят" вибрации, уменьшая уровень внешнего и внутреннего шума автомобиля; имеют ресурс в 1,5—2 раза больший, чем диагональные шины.

Новые шины прошли приемочные испытания и выданы на подготовку производства для комплектации серийных и опытных автомобилей. (Например, на колеса 533-310 шасси "Урал-53236" повышенной грузоподъемности уже ставятся шины 425/85R20 "Кама-1260", рассчитанные на нагрузку 4 тыс. кг.)

УралАЗ не ограничивается названными выше моделями радиальных шин. Так, автозавод разработал и передал ЗАО ППО "Старт", ОАО "Нижекамскшина" и ОАО "Омкшина" новые тактико-технические требования к перспективным колесам и шинам для своих автомобилей. В первую очередь, предполагается заменить диагональные шины с регулируемым давлением 500/70-20



Обозначение и модель шины, изготовитель	Давление	Рекомендуемый обод	Тип рисунка протектора, наличие камеры	Максимально допустимая нагрузка на шину, кгс	Соответствующее давление, кгс/см <sup>2</sup>	Минимальное сниженное давление, кгс/см <sup>2</sup>	Максимальная скорость движения, км/ч	Масса шины, кг, не более	Автомобиль, шасси
14,00-20 147G (НС14) мод. ОИ-25, ОШЗ	Регулируемое	515-254 (254Г-508)	Повышенной проходимости, камерная	3100	4,3	0,7	85	120	"Урал-4320-10", "Урал-43203-10", "Урал-4320-31", "Урал-43203-31", "Урал-532301", "Урал-532341", "Урал-542301", "Урал-532303", "Урал-532302", "Урал-532342", "Урал-542302"
14,00-20, 146G (НС14) мод. ОИ-25, НкШЗ				3000	4,2				
390R20 (390R508) 147J (НС14) мод. О-65, ОШЗ	Регулируемое	10,0-20, 515-254 (254Г-508)	Повышенной проходимости, камерная	3100	5,0	1,0	100	120	"Урал-4320-10", "Урал-43203-10", "Урал-4320-31", "Урал-43203-31", "Урал-532301"
390R20 (390R508) 149J (НС14) мод. О-65, ОШЗ	Постоянное			3300	5,5				
390/95R20 147J (НС10) "Кама-Урал", НкШЗ	Регулируемое	10,0-20, 515-254 (254Г-508)	Повышенной проходимости, камерная	3100	4,0	1,0	100	120	"Урал-4320-10", "Урал-43203-10", "Урал-4320-31", "Урал-43203-31", "Урал-532301"
425/85R21 156G (НС18) "Кама-1260", НкШЗ	Регулируемое	533-310 (310-533)	Повышенной проходимости, камерная	4000	5,6	0,8	90	130	"Урал-532361", "Урал-532362"
425/85R21 156G (НС18) "Кама-1260-1", НкШЗ			Универсальный, камерная						"Урал-532361", "Урал-532362"
1200 × 500-508 500/70-20, 500/70-508, 150F (НС10) мод. ИД-П284, ДпШЗ, НкШЗ, ОШЗ	Регулируемое	514-400 (400Г-508)	Повышенной проходимости, камерная	3300	3,5	1,0	80	125	"Урал-5557-10", "Урал-5557-31", "Урал-44202-31"
1200 × 500-508, 500/70-20, 500/70-508, 156F (НС16) мод. ИД-П284, ДпШЗ, НкШЗ, ОШЗ	Регулируемое	514-400 (400Г-508)	Повышенной проходимости, камерная	4000	5,3				"Урал-5557-30", "Урал-55571-30", "Урал-4320-1911-10" (шасси с удлиненной базой), "Урал-43206", "Урал-542362"
12,00R20 150/146J (НС16) У-4, ИД-304, НкШЗ	Постоянное	8,5-20	Универсальный, камерная	3350/3000	7,7	—	100	90	"Урал-4320-10", "Урал-43203-10", "Урал-4420-10", "Урал-4320-31", "Урал-43203-31", "Урал-44202-31", "Урал-5557-10", "Урал-43204-10", "Урал-5557-31", "Урал-43204-31"
12,00R20 154/149J (НС18) У-4, ИД-304, НкШЗ; О-75, ОШЗ				3750/3250	8,7				

(1200 × 500-508) радиальным аналогом 480/70R20 с наибольшей допускаемой нагрузкой 4 тыс. кг, а позднее — 475/80R20 (1260 × 475-508) с нагрузкой 4,5 тыс. кг.

Под вновь разрабатываемые шины создаются колеса 10,00-20, 515-400 и 533-10 повышенной грузоподъемности.

Для более полного удовлетворения запросов потребителей автозавод проверяет эффективность применения на автомобилях "Урал" шин постоянного давления. В том числе таких, как камерные 10.00R20 и 12.00R20 для сдвоенной установки, бескамерные "Мишлен" 385/65R22.5 для одинарной установки и т. д.

Как видим, ОАО "Автомобильный завод "Урал" серьезно занимается решением проблемы шин. Потому что здесь понимают: шины и колеса — важнейшее средство повышения качества выпускаемой продукции, ее конкурентоспособности как на внутреннем, так и внешнем рынках.

## ВНЕШНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА АВТОПОЕЗДОВ

Доктора техн. наук А.Н. ЕВГРАФОВ и М.С. ВЫСОЦКИЙ  
МГИУ, НИРУП "Белавтотракторостроение"

Внешние устройства позволяют без изменения основных формообразующих элементов кабины и кузова и без больших финансовых затрат существенно улучшить аэродинамические характеристики автопоездов и, как следствие, их топливную экономичность. В чем на практике убедились многие. Поэтому специалисты некоторых АТП изготавливают и устанавливают данные устройства самостоятельно. Однако ожидаемый результат получают далеко не всегда. Почему — понятно. Для того чтобы внешнее аэродинамическое устройство оправдало свое назначение, нужно знать ответы как минимум на три вопроса: целесообразно ли устанавливать его на данный конкретный автопоезд? какое устройство даст на нем наибольший эффект? в каком месте его нужно располагать?

Отвечать на них начнем с общего случая — конкретизации зон автопоезда, наиболее целесообразных для установки аэродинамических устройств.

Этих зон, как установлено в ходе продувок моделей и натурных образцов АТС, несколько. Причем для седельных и прицепных автопоездов некоторые из них разные.

Так, у того и другого зонами, нуждающимися в "облагораживании" эпюры давлений воздушных потоков, являются (рис. 1) крыша (А) кабины; ее фронтальные кромки (Б и В) и задняя стенка (Д); передний бампер (Г); передняя стенка кузова (Е); зоны колес (З) и колпаки передних колес (И). У прицепного автопоезда есть, кроме того, еще три зоны — задняя кромка (К) кузова тягача, задняя его стенка (Ж) и задняя стенка кузова прицепа (Ж<sub>1</sub>).

Значит, у седельного автопоезда — семь требующих защиты зон, у прицепного — 10. Причем, с точки зре-

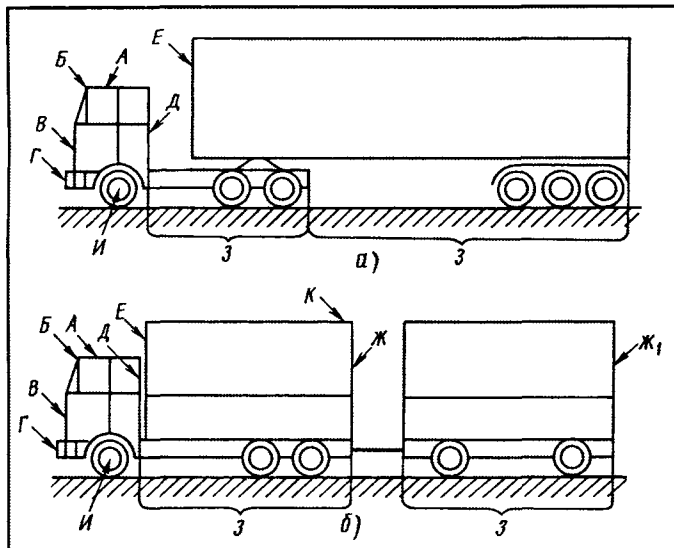


Рис. 1

ния аэродинамических характеристик автопоезда в целом, наибольший эффект оказывает верхний лобовой обтекатель, устанавливаемый над кабиной тягача (именно поэтому некоторые автозаводы монтируют его непосредственно на конвейере). И этот эффект тем больше, чем больше превышение кузова над кабиной и расстояние между ними. Например, расчетами и экспериментами доказано: если превышение меньше 0,5 м, ставить обтекатель смысла нет, так как он не окупается экономией топлива; если больше 0,5 м — ставить не только можно, но и нужно.

Конструкций лобовых обтекателей разработано много. Самый простой и дешевый из них — щитовой. Его легко крепить на кабине, при необходимости можно складывать в нерабочее положение, перемещать в продольном и поперечных направлениях, менять угол наклона и т. д. Другими словами, можно "настраивать", добиваясь наилучшего взаимодействия с набегающим воздушным потоком.

Формы щитовых обтекателей используются разные. Естественно, и характер их взаимодействия с потоком получается разным.

На рис. 2, а приведены схемы плоского щитового обтекателя и взаимодействия его лобовой поверхности. Как из него видно, поток в пограничном слое отрывается с образованием вихрей, на преодоление которых нужно затрачивать энергию. Чтобы избежать этого, ширина обтекателя должна быть не меньше ширины кабины: в таком случае обтекатель направляет весь поток на крышу кузова.

Аэродинамически более совершенны щитовые обтекатели выпуклой формы, или цилиндрические. Они могут быть двух типов — с образующей, перпендикулярной (рис. 2, б) продольной плоскости автопоезда, и образующей, параллельной (рис. 2, в) этой плоскости. Ширина первых равна ширине кабины, устанавлива-

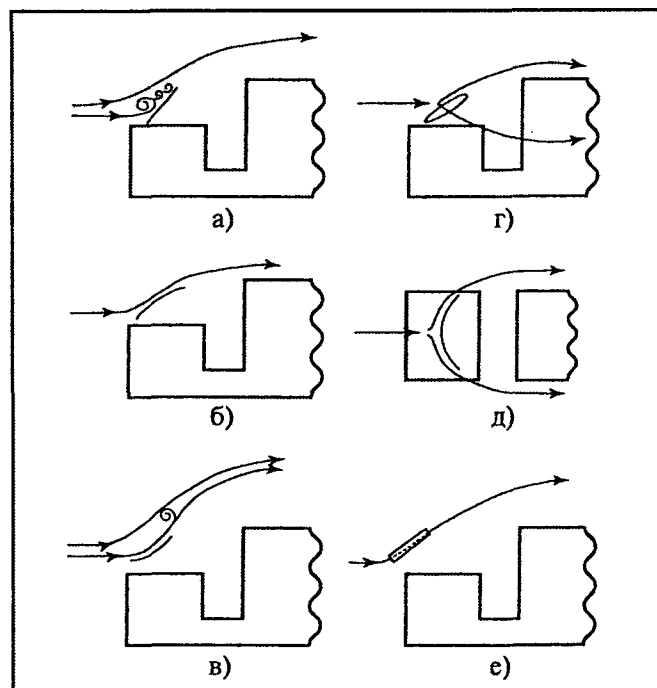


Рис. 2

ют их под углом к ее крыше. Оба направляют воздушный поток в основном на крышу кузова, обеспечивая так называемое верхнее обтекание автопоезда. Но обтекатель второго типа нужно устанавливать вертикально, практически перпендикулярно крыше кабины. Благодаря этому основная часть идущего над кабиной потока направляется и на боковые стенки кузова, обеспечивая боковое ламинарное их обтекание.

В последнее время появляются обтекатели, которые, по сути, объединяют в себе оба типа выпуклых обтекателей: они имеют выпуклость в двух плоскостях (рис. 2, з) и направляют поток как на крышу, так и на боковые стенки кузова, закрывая их своеобразной оболочкой, состоящей из незавихренных струй воздуха.

На практике встречаются и вогнутые щитовые обтекатели, образующие которых, как и в предыдущих случаях, либо перпендикулярны (рис. 2, д), либо параллельны (рис. 2, е) продольной плоскости автопоезда. Однако эффективность первых из них низкая, поскольку вогнутая поверхность всегда закручивает набегающий на нее поток. Образовавшийся на верхней кромке данного обтекателя вихрь становится преградой на пути набегающего воздушного потока, заставляет последний менять направление своего движения (отклоняться вверх), на что, понятно, затрачивается энергия.

Вторые, т. е. с образующей, параллельной продольной плоскости автопоезда, наоборот, достаточно эффективны. Особенно при больших (1,5—2 м и более) расстояниях между кабиной тягача и передней стенкой кузова. Потому что способны концентрировать идущий над кабиной воздушный поток в одну направленную струю, существенно увеличивать его кинетическую энергию. В результате этот поток отбрасывается на значительно большее расстояние, чем при обычном выпуклом обтекателе.

Существуют также объемные обтекатели. Они, как правило, дороже и тяжелее щитовых, поскольку представляют собой сочетание щитового и различного рода боковых "пристроек". При осесимметричном натекании воздушного потока эффективность объемного обтекателя аналогична эффективности базового щитового, од-

нако при наличии боковой составляющей его боковые панели парируют данную составляющую. Поэтому при эксплуатации автопоезда на трассах, где господствуют боковые ветры, предпочтительнее именно объемный обтекатель. Другими словами, объемный обтекатель приходится "подгонять" как к автопоезду, так и к условиям его эксплуатации. В противном случае весь эффект можно свести к нулю.

С этой точки зрения более интересен так называемый полуобъемный обтекатель. Он конструируется на базе щитового обтекателя и сохраняет его универсальность. Однако добавление боковых закрылков (экранов), плавно сопряженных с центральным лобовым обтекателем и изготовленных либо заодно с ним, либо прикрепленных к нему, делает его весьма эффективным при кососимметричном набегании потока. Особенно, если центральный экран имеет возможность угловой регулировки как вместе с боковыми экранами (в первом случае), так и отдельно от них (во втором случае).

Полуобъемный обтекатель существенно легче и меньше объемного по габаритным размерам, устанавливают его ближе к задней кромке крыши кабины (на расстоянии 1 м и более от передней ее кромки). Поэтому над передней кромкой целесообразно монтировать верхний аэродинамический закрылок: он практически устраняет отрывные течения над этой кромкой и повышает производительность находящегося за ней лобового обтекателя.

Целесообразность применения нижнего (расположенного в районе переднего бампера) лобового обтекателя зависит от расстояния между бампером и дорожной поверхностью: если оно 0,5 м и более — обтекатель нужен, если меньше — можно обойтись без него. Причем положение крайней нижней его точки определяется конструктивно, но расстояние от нее до дороги не должно быть меньше дорожного просвета (клиренса) автопоезда.

При установке задних боковых закрылков на кабине следует иметь в виду, что на их эффективность, наряду с длиной и углом наклона, существенно влияет и

Аэродинамическое устройство	Место установки устройства	Эффект, обеспечиваемый устройством
Верхний лобовой обтекатель	Крыша кабины	Устранение отрицательного влияния превышения кузова над кабиной и зазора между ними путем направления воздушного потока непосредственно на крышу и боковые стенки кузова
Фронтальные аэродинамические закрылки	Верхняя и боковые передние кромки кабины	Уменьшение отрывных течений и зон пониженного давления за передними верхней и боковыми кромками кабины
Нижний лобовой обтекатель	Передний бампер	Устранение отрывных течений за бампером, снижение расхода воздуха под тягачом, упорядочение воздушных потоков под ним и исключение их взаимодействия с выступающими элементами ходовой части и трансмиссии
Задние боковые закрылки на кабине	Задняя стенка кабины	Частичное перекрытие зазора между кабиной и кузовом для улучшения его обтекаемости и устранения отрицательного влияния бокового ветра
Верхний дефлектор кузова	Задняя кромка крыши кузова и тягача	Уменьшение отрицательного влияния зазора между кузовами тягача и прицепа
Нижние боковые щитки	Ниже боковых стенок кузовов тягача и прицепа	Уменьшение сопротивления колесного движителя и отрицательного влияния бокового ветра на выступающие элементы ходовой части и трансмиссии
Задний обтекатель	Задняя стенка кузова	Уменьшение разрежения на задней стенке кузова и спутного следа за автопоездом

высота. Однако во всех случаях более желательны закрывки, верхние кромки которых соответствуют высоте кузова. Что касается угла наклона и длины закрывков, то они должны быть тем больше, чем больше зазор между кабиной и кузовом, а также чем больше расхождение последних по ширине.

Выбор оптимальных геометрических и установочных параметров верхнего дефлектора кузова для прицепных автопоездов проводится по результатам расчетных исследований. Он также определяется величиной зазора между кузовами тягача и прицепа и, кроме того, соотношением их высот.

Нижние боковые щитки подбираются по зазорам между их нижними кромками и дорогой — так, чтобы обеспечить продольную проходимость автопоезда и исключить поломку щитков.

Задний обтекатель на кузове в настоящее время применяют редко. И дело не в его аэродинамической эффективности, а в том, что он усложняет процессы быстрой погрузки и разгрузки автопоезда, затрудняя доступ к его задней двери (стенке). Но если в форме обтекателя использовать саму дверь, делая ее выпуклой, в виде усеченного сверху и снизу полуцилиндра, диаметр которого равен ширине кузова, проблема снимается. Такая дверь будет хорошо уменьшать разрежение на задней стенке кузова и спутный след за автопоездом.

Все, что сказано выше, обобщает таблица, которая, думается, может оказать определенную помощь специалистам АТП, принявшим решение улучшить аэродинамические характеристики автопоездов своего автопарка.

(Продолжение следует)

УДК 629.1.078

## ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИКИ ГЛИССИРУЮЩИХ АМФИБИЙНЫХ МАШИН

Д-р техн. наук А.П. СТЕПАНОВ, М.Ю. ТИМОФЕЕВ  
МАДИ

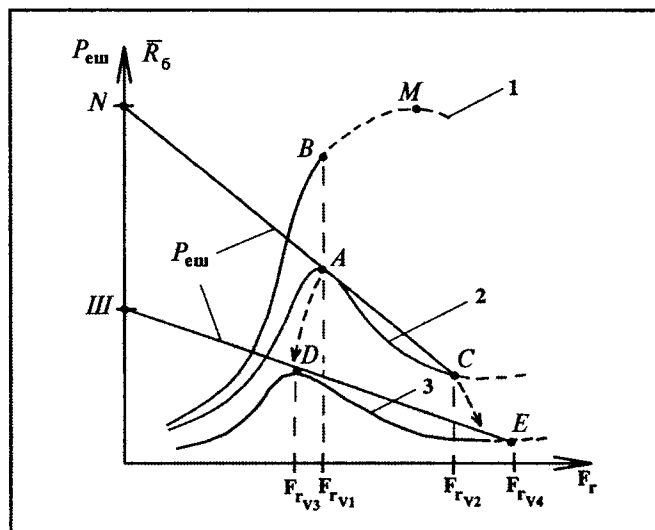
Глиссирующие амфибийные машины в последние десятилетия все больше привлекают внимание потенциальных заказчиков — в первую очередь из вооруженных сил, подразделений МЧС, организаций, занимающихся рейдовой разгрузкой судов-снабженцев на необорудованный берег, а также организаций, выполняющих контрольные и природоохранные функции. То есть всех тех, кому нужны машины, которые могут передвигаться по воде, скользя по ее поверхности с большими (50—65 км/ч) скоростями при незначительном погружении корпуса в воду. Другими словами, способные быстро перемещаться по мелководным участкам озер, водохранилищ и рек — там, где другие скоростные амфибии работать не могут. Например, для машин на подводных крыльях на мелководе существует опасность повредить эти крылья; машины на воздушной подушке требуют слишком больших энергозатрат и "боятся" высоких волн. У глиссирующих же амфибий таких недостатков нет. Это хорошо видно из рисунка, на котором приведены зависимости удельного сопротивления  $R_6$  воды, равного отношению буксировочного ее сопротивления  $R_6$  к силе  $G$  тяжести машины, от относительной скорости (числа Фруда  $Fr_v$  по водоизмещению) машины с оборудованием для глиссирования (кривая 2) и без него (кривая 1).

Как следует из рисунка, до  $Fr_v = Fr_{v1}$  кривые 1 и 2 с ростом  $Fr_v$  меняются по довольно близким законам. То есть оборудование для глиссирования на удельном сопротивлении воды сказывается незначительно. Но в точке А (горб сопротивления) тангенс угла наклона касательной к кривой 2 меняет свой знак, т. е.  $R_6$  начинает уменьшаться. С данного момента на поверхностях глиссирования (днище корпуса, дополнительные

поверхности) создаются значительные по величине вертикальные гидродинамические силы, которые выталкивают корпус машины из воды. И так продолжается до точки С, где эти силы могут достигать, как показывают эксперименты, 75 % полной силы  $G$  тяжести машины.

В точке С относительная скорость равна  $Fr_{v2}$ , ей соответствует минимум  $R_6$ . При дальнейшем увеличении  $Fr_v$  следует постепенное увеличение  $R_6$ , что связано с ростом брызгообразования в зоне контактов глиссирующих поверхностей с водой.

Если через точки А и С провести прямую, то точка N ее пересечения с вертикальной осью координат даст значение удельной силы тяги ( $P_{\text{ем}}$ ) водоходного двигателя в режиме "швартовых", которое наряду с  $R_6$  можно использовать для определения необходимой мощности двигателя амфибии. (Эта мощность довольно значительна. Например, у американской опытной глиссирующей гусеничной амфибии AAAV она составляет 1987 кВт, или 2700 л. с. В итоге удельная мощность данной машины достигает 60,2 кВт/ч, или 81 л. с./т, что позволяет ей в режиме глиссирования развивать скорость до 63 км/ч.)



При отсутствии устройств для глассирования  $R_6 = f(Fr_v)$  (кривая 1 на рисунке) тоже, в принципе, есть горб сопротивления (точка  $M$ ). Он располагается при достаточно большом  $Fr_v$  и соответствует огромному значению  $\bar{R}_6$ . То есть, для того чтобы выйти на него, нужна очень большая мощность двигателя. Так что точку  $M$  следует рассматривать скорее как теоретически возможную, чем практически реальную. Однако сравнение кривых 2 и 1 позволяет понять, что разработчики глассирующих амфибий могут управлять кривой 2. Другими словами, обеспечивать создаваемой машине такую характеристику  $\bar{R}_6 = f(Fr_v)$ , при которой требуемая от двигателя мощность будет меньшей из возможных. И решение этой задачи формально довольно простое: точку  $A$  нужно переместить по

стрелке в точку  $D$  со значительно меньшим, чем в точке  $A$ , значением  $Fr_{v3}$ , а точку  $C$  — в точку  $E$ . То есть кривую 2 заменить кривой 3. Но в практическом плане решение, конечно, сложнее. Оно связано с подбором, созданием новых (дополнительных) глассирующих поверхностей, а также оптимизацией их углов атаки.

Если точки  $E$  и  $D$  на кривой 3 соединить так, как и в случае с точками  $A$  и  $C$  на кривой 2, до пересечения с вертикальной осью в точке  $III$ , то можно утверждать: при характеристике, соответствующей кривой 3, требуемая мощность двигателя меньше, чем при характеристике, соответствующей кривой 2, а достижимая максимальная скорость  $Fr_{v4}$  в режиме глассирования больше, чем скорость  $Fr_{v2}$ . Добиться этого, повторяем, трудно, но — возможно.



## Читатель предлагает

УДК 629.621.43:621.182.3

### НОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ — РЕАЛЬНАЯ ОСНОВА КАРДИНАЛЬНОГО СНИЖЕНИЯ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА

Канд. техн. наук В.П. АБРОСИМОВ

ФГУП НИИ "Гермес"

Поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом, с точки зрения преобразования химической энергии топлива в механическую энергию, — изделие, далекое от совершенства: его эффективный КПД не превышает 0,35 (двигатели с искровым зажиганием) и 0,45 (дизели). То есть на полезную работу (а это создание крутящего момента на выходном валу) используется гораздо меньше половины энергии, заключенной в топливе. Причин тому много: несовершенство рабочего процесса, неполнота сгорания топлива и т. д. Исследователи и конструкторы, естественно, пытаются их устранить или хотя бы в какой-то мере ослабить их действие. Но есть одна, на которую, в принципе, воздействовать невозможно. Она в самом кривошипно-шатунном механизме. Точнее, в преобразовании возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. В чем легко убедиться, если проанализировать, как крутящий момент, создаваемый

на валу двигателя при взаимодействии поршня с кривошипом, влияет на эффективность работы двигателя.

Очевидно, что крутящий момент равен произведению давления  $P_p$  над поршнем на площадь  $F_p$  и эксцентриситет  $\mathcal{E}_{ш}$  шатунной шейки коленчатого вала, т. е.  $M_{кр} = P_p F_p \mathcal{E}_{ш}$ .

Хотя сомножители этого произведения  $P_p$  и  $\mathcal{E}_{ш}$  в процессе рабочего хода сильно изменяются по величине, при создании крутящего момента влияние этого изменения незначительно. Причина — сам характер работы шатунно-кривошипного механизма.

По логике, для создания крутящего момента необходимо, чтобы головка шатуна в шарнире ее с шатунной шейкой (кривошипом) играла роль ведущей. Иными словами, головка при движении, создаваемом поршнем, должна иметь возможность увеличивать угловую скорость шатунной шейки и шарнира в целом. Однако фактически в первой и частично второй четвертях рабочего хода поршня существующих

двигателей угловая скорость пары "ось шарнира головки шатуна—шатунная шейка" есть в большей степени результат взаимодействия с маховиком, чем с поршнем. То есть шарнир ведется шатунной шейкой. Поршень же, хотя и находится под очень высоким давлением рабочего газа, расходует энергию непроизводительно. И только когда давление  $P_p$  снизится с максимальных 8—9 МПа, или 80—90 кгс/см<sup>2</sup>, до 1,2 МПа, или 12 кгс/см<sup>2</sup> (двигатель с искровым зажиганием), и 2 МПа, или 20 кгс/см<sup>2</sup> (дизель), он начинает вращать кривошип. В итоге свыше 70 % энергии расходуется впустую. Напрашивается вывод: чтобы исключить эти потери, нужно устранить жесткую связь кривошипа с поршнем и обеспечить его взаимодействие с максимальным плечом выходного вала при максимальном значении  $P_p$ . Такое решение возможно.

На этапе создания крутящего момента поршень создает кратковременный рабочий толчок на плечо кривошипа, на что и расходуются те самые оставшиеся 1,2 МПа (12 кгс/см<sup>2</sup>). Причем, как известно, только половина даже этого давления идет на полезную работу.

Таким образом, на всех поршневых двигателях с шатунно-кривошипным механизмом крутящий момент создается с помощью крат-

современных толчков, возникающих в процессе выполнения каждого рабочего хода. Длительность каждого толчка не превышает 0,3 рабочего хода. Но на современных быстроходных многоцилиндровых двигателях эта прерывистость  $M_{кр}$  не ощущается. Потому что "срабатывает" микроинерция, возникающая во вращающихся частях двигателя после каждого рабочего толчка. С ростом частоты вращения коленчатого вала силы микроинерции заполняют промежутки между рабочими толчками, и крутящий момент на выходе получается практически стабильным. (Например, соотношение длительностей толчка и микроинерции на больших частотах может составлять 1:10, как это имеет место на одноцилиндровом четырехтактном поршневом двигателе для мотоциклов, выпускаемых шведской фирмой.)

Применение толчковой подачи для создания постоянно действующего крутящего момента позволяет предельно сокращать время рабочего толчка, а следовательно, ход поршня и литровую емкость двигателя при сохранении неизменной мощности. За счет уменьшения длительности рабочего толчка при сохранении его мощности можно обеспечить возможность дополнительного эффективного снижения удельного расхода топлива.

С учетом того, что мощность толчка определяет величину постоянного  $M_{кр}$  на выходном валу, фактический крутящий момент, выраженный в Н·м, в существующих поршневых двигателях с искровым зажиганием можно определить по формуле  $M_{кр} = 0,6 \cdot 10^6 \cdot F_{п} \cdot \mathcal{E}_{ш}$ , а для дизеля — по формуле  $M_{кр} = 1 \cdot 10^6 \times F_{п} \cdot \mathcal{E}_{ш}$ , в которых паспортные величины  $\mathcal{E}_{ш}$  в м,  $F_{п}$  в м<sup>2</sup>, а  $0,6 \cdot 10^6$  и  $1 \cdot 10^6$  — то самое давление  $P_{п}$  в МПа, которое соответствует расходу давления на полезную работу. Расчет по первой из этих формул максимальных значений  $M_{кр}$  на двигателях ВАЗа показал, что отклонение расчетных значений от паспортных не превышает 5 %. Формулы удобны не только для проверки двигателя "в металле", но и для оценки разрабатываемых двигателей. (Например, если есть возможность, варьируя величину  $P_{п}$ )

В связи с тем, что постоянный крутящий момент на выходном валу двигателя создается за счет коротких толчков, можно сделать и еще один вывод: для повышения эффективности двигателя нужно, чтобы эти толчки имели возможно большую мощность, а длительность каждого из них была возможно меньшей.

Для реализации такой возможности, как показал анализ, нужно устранить жесткую связь кривошипа с поршнем и обеспечить его взаимодействие с максимальным плечом выходного вала в виде кратковременных толчков при максимальном значении  $P_{п}$  и минимальном ходе поршня.

Решения, удовлетворяющие всем перечисленным условиям, есть. Это поршневой ДВС (пат. № 2187006, РФ), роторная машина (пат. № 2114312 и 2170835, РФ). Рассмотрим их.

В предлагаемом поршневом ДВС используется (см. рисунок) конструктивный вариант преобразования возвратно-поступательного перемещения поршня 1 во вращательное движение кулачкового (он же выходной) вала 5: вал получает вращательное движение за счет кратковременных толчков, создаваемых поршнем 1 и передаваемых с помощью штока 3 на выступ 9 силового кулачка 7, выполненного на выходном валу. Для этого ось вала расположена на расстоянии  $L$  (эксцентриситет  $\mathcal{E}_{ш}$ ) от плоскости, проходящей через ось цилиндров. В промежутке между соседними толчками (его продолжительность — тысячные доли секунды) крутящий момент на кулачковом валу сохраняется за счет микроинерции от каждого предыдущего толчка.

На каждый из рабочих цилиндров на кулачковом валу помимо силового кулачка 7, расположенного по оси цилиндра, имеются еще по два боковых функциональных кулачка 6, которые с помощью балки 11, имеющегося на ней ползуна 10 и толкателя 4 управляют перемещением поршня в ВМТ.

Четырехтактный режим работы двигателя обеспечивается за счет того, что на такте всасывания и рабочем такте поршень за счет радиальных уступов 12 на функциональных кулачках 6 освобождается от

действия толкателей 4 и при такте всасывания опускается к НМТ с помощью пружины 2, а при каждом рабочем такте создает толчок с помощью штока 3, торец которого поджимным валом 8 вводится во взаимодействие с радиальным уступом кулачка 7.

Ход поршня при создании толчка выбирается из расчета гарантированной подачи штоком 3 усилия на плечо  $L$  силового кулачка 7 в течение  $50-60^\circ$  его поворота вокруг продольной оси. (Этот поворот кулачкового вала примерно соответствует величине поворота коленчатого вала, при которой в поршневых ДВС с кривошипом у поршня есть возможность увеличения угловой скорости вращающихся частей двигателя.) В целом же рабочий ход поршня рассматриваемого ДВС целесообразно принимать равным половине величины рабочего хода обычного ДВС с одинаковыми диаметрами цилиндра.

Условия работы для поршня у нового ДВС в связи с уменьшением скорости его перемещения и отсутствием боковых усилий, создаваемых шатуном, существенно улучшаются. Кроме того, у него выше коэффициент наполнения, поскольку меньше объем полости всасывания.

Представление об эффективности нового двигателя можно получить, если произвести расчет  $M_{кр}$  по приведенной выше формуле для традиционного ДВС (скажем, одного из двигателей ВАЗ), а затем для него же после "замены" коленчатого вала на кулачковый вал и доработки других элементов в соответствии с изложенным выше. Результаты такого расчета приведены в таблице.

Фактическая эффективность модернизированного двигателя может быть меньше или больше расчетной — в зависимости от того, какую величину  $P_{п}$  удастся реализовать при каждом толчке.

Таким образом, расчет показал, что у любого из поршневых двигателей ВАЗ при сохранении тех же габаритных размеров поршней мощность может быть повышена в 4 раза, а удельный расход топлива снижен до 30—40 г/(л. с. · ч).

Что касается роторной машины, то в ней, в противоположность дви-

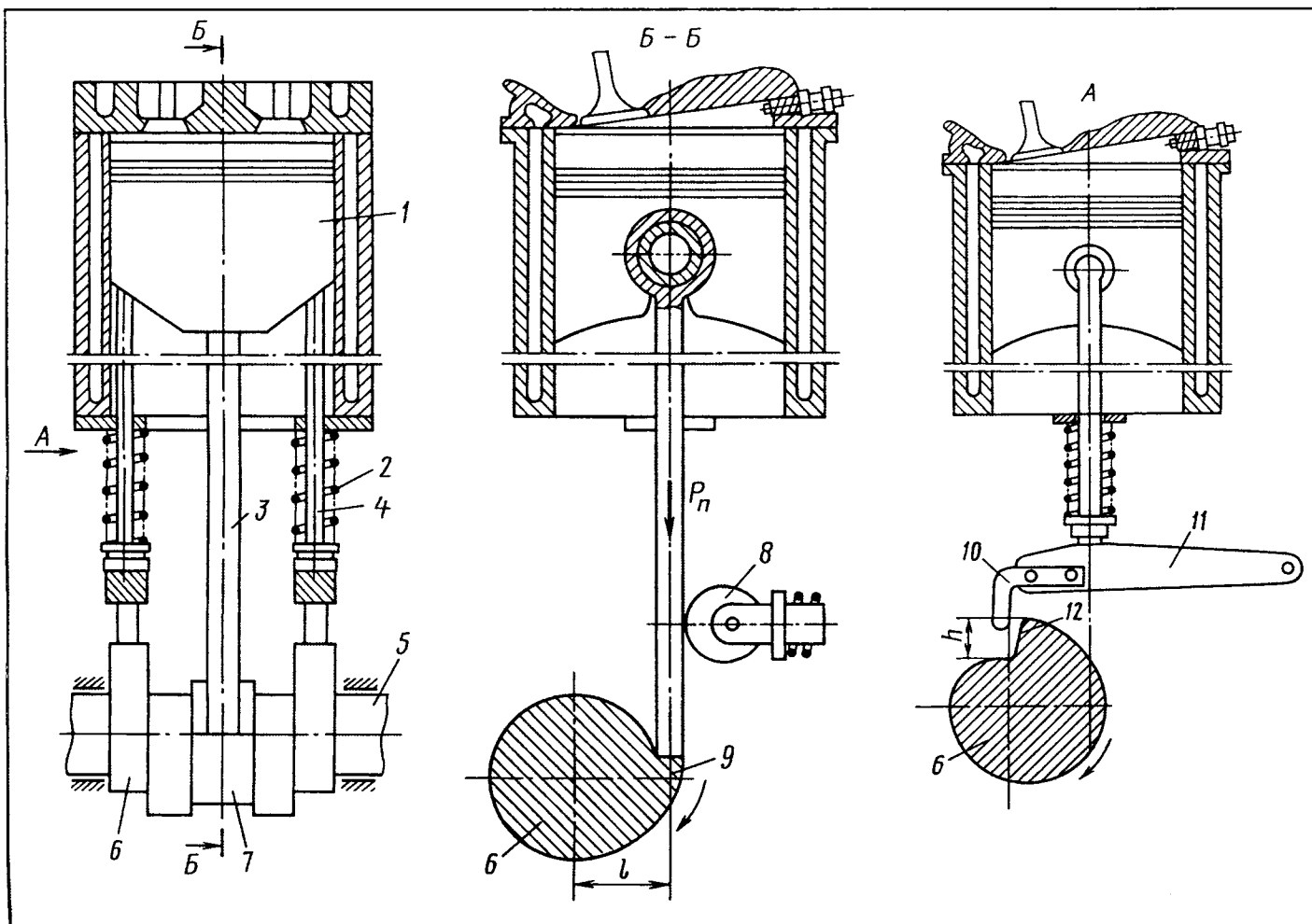


Схема ДВС с измененным приводом поршня:

1 — поршень; 2 — пружина; 3 — шток поршня; 4 — толкатель; 5 — кулачковый вал; 6 — функциональный кулачок (кулачок привода толкателя); 7 — силовой кулачок; 8 — поджимной вал; 9 — выступ силового кулачка; 10 — ползун; 11 — балка; 12 — уступ функционального кулачка

гателью Ванкеля, кривошипно-шатунного механизма нет вообще. Расчеты показывают, что она по эффективности не уступает модернизированному варианту поршневого ДВС, так как способна создавать кратковременные толчки  $M_{кр}$  при максимальном давлении рабочего газа, возникающем непосредственно после сгорания топливозвоздушной смеси. А если учесть, что степень сжатия в роторной машине может быть гораздо выше, чем у модернизированного поршневого ДВС, то и давление рабочего газа в ней будет существенно выше. Кроме того, площадь рабочей лопатки, необходимая для получения той же мощности, окажется многократно меньше площади поршня, поскольку в формуле для подсчета

Параметр	Значение параметра	
	двигатель ДВС	"доработанный" двигатель
Ход поршня, мм	80	40
Рабочий объем цилиндра, л	1,6	0,8
Площадь поршня, см <sup>2</sup>	50	50
Эксцентриситет шатунной шейки коленчатого вала, мм	40	—
Эксцентриситет кулачкового вала, мм	—	40
Степень сжатия	9	4,5
Давление на поршень при создании $M_{кр}$ , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1,2 (12)	3 (30)
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	118 (12)	470 (48)
Мощность при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ , кВт (л. с.)	37 (50)	147 (200)
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч) [г/(л. с.·ч)]	258 [190]	44 [32]

$M_{кр}$  это уменьшение компенсирует и другим сомножителем — размером максимального рабочего плеча  $L$ , величина которого, в связи с особенностями конструкции роторной машины, многократно больше со-

ответствующего плеча в модернизированном ДВС.

Роторная машина конструктивно проста, компактна, дешева в изготовлении, металлоемкость ее существенно меньше, чем металлоем-

кость модернизированного поршневого ДВС той же мощности. Именно она может в случае отработки применяться для комплектации дешевого "народного" автомобиля.



## В НИИ, КБ и на заводах

На ГАЗе создается так называемый эталонный участок сборки грузовых автомобилей. Цель эксперимента — оптимизировать организацию труда, снизить затраты, повысить качество.

В сотрудничестве со специалистами японской консалтинговой фирмы "Йомо" разрабатываются и реализуются комплексные планы и мероприятия по улучшению организации процесса сборки, решаются задачи рационального распределения трудовых и материальных ресурсов, нормирования труда, оптимизации рабочих мест, точного их соответствия должностным инструкциям, повышения мотивации труда. Применяемый при этом научный подход в организации гибкого процесса производства учитывает все факторы, влияющие на производительность и качество (скорость продвижения конвейера, своевременная подача деталей и узлов на рабочее место без складирования запасов, затраты времени и ресурсов на каждую операцию, на производство автомобиля в целом и др.). Полученный на эталонном участке опыт будет распространен на все подразделения ОАО "ГАЗ".

[По информации пресс-службы ГАЗа]

В Устькаменогорске (Казахстан) начал работу завод ЗАО "Азия Авто", специализирующийся на сборке автомобилей семейства ВАЗ-21213 "Нива". Годовая производственная программа предприятия составляет 10 тыс. автомобилей, а их реализацией занимается Казахстанский дилер ВАЗа фирма "Бипэк Авто".



ВАЗ-3162 "Симбир" признан одним из "100 лучших товаров России" и будет маркироваться соответствующим логотипом на стекле задней двери в течение двух лет. При этом завод обязуется обеспечивать стабильность показателей качества и поддерживать достигнутый уровень потребительских характеристик автомобиля.

[По информации пресс-службы ВАЗа]

ЛуАЗ. Основу производственной программы завода в настоящее время составляют автомобили, собираемые из комплектов, поставляемых другими предприятиями.

Так, число собранных здесь автомобилей ВАЗ уже превысило 20 тыс. шт., причем последние 10 тыс. изготовлены менее чем за год. С апреля текущего года сборка ВАЗов производится на новом (подвесном) сборочном конвейере, позволяющем, в отличие от ранее действовавшей напольно-стапельной линии, начинать сборку с окрашенного кузова, а не с уже собранного до "первой комплектации" на Вазе.

Кроме того, на заводе теперь действует свой таможенный пост, что исключило потери времени на тамо-

женную очистку, которая ранее выполнялась в Киеве. В 2003 г. на ЛуАЗе планируется изготовить ~10 тыс. автомобилей ВАЗ (ВАЗ-2104, ВАЗ-21093 и ВАЗ-21099).

Помимо ВАЗов здесь собирают автомобили УАЗ (в 2002 г. выпущено 250 шт.); освоили также сборку легких грузовых КИА мод. К-2700.

Однако главным событием 2003 г. должно стать начало производства нового автомобиля собственной разработки — ЛуАЗ-1301, конструкция которого была создана более десяти лет назад и теперь несколько модернизирована. Опытно-промышленную партию ЛуАЗ-1301 намечено выпустить в конце 2003 г.

Сборкой российских автомобилей займется в ближайшее время и ЗАЗ. Реализацией такого проекта занимаются совместно фирмы "Укрпроминвест" и "УкрАвто".

Российское предприятие "Ижмаш-Станко" поставляет для этого сварочное оборудование, а в Запорожье уже завершаются строительные работы и идет подготовка к монтажу, модернизируется действующее сборочное производство. Сборка автомобилей начнется летом 2003 г. с модели ВАЗ-21093, а в дальнейшем ее дополнит ВАЗ-21099. Всего же до конца года ЗАЗ должен получить 10 тыс. сборочных комплектов.

Напомним, что помимо Луцкого автозавода ВАЗы собирают в настоящее время еще два украинских предприятия — в Херсоне и Кременчуге.

[По информации пресс-службы ВАЗа]





УДК 629.083

## ВЫБОР МЕТОДА ОБСЛУЖИВАНИЯ ТЕХНИКИ ПО ЕЕ СОСТОЯНИЮ

В. Н. ЯСИТНИКОВ

Общевойсковая академия ВС РФ

При эксплуатации бронетанковой военной техники (БТВТ) по состоянию в "чистом" виде возможны три основных метода ее технического обслуживания: с контролем уровня надежности, параметров состояния, смешанный.

Сущность первого метода заключается в том, что на объектах техники до установленного уровня их безотказности не проводятся никакие работы технического обслуживания, за исключением проверки на функционирование непосредственно перед применением по назначению. Причем данный уровень безотказности задается в виде либо потока  $\omega$  отказов, либо числа  $n$  отказов на единицу наработки. В этот период устраняются только отказы. Затем, когда заданный уровень безотказности достигнут, проводятся работы по техническому обслуживанию или ремонту.

Очевидно, что стратегия для своей реализации требует информации о надежности объектов и их сборочных единиц, характере и причинах проявления отказов и неисправностей. То есть она возможна на хорошо освоенной технике.

Второй метод состоит в том, что объект техники эксплуатируется без ограничения по наработке (срокам хранения), однако параметры, характеризующие его техническое состояние, непрерывно или периодически контролируются. По результатам контроля принимается решение о сроках и объеме работ технического обслуживания. То есть данная стратегия может обойтись без статистики отказов и неисправностей, но нуждается в информации о состоянии объектов и их сборочных единиц, а также привлечении знаний техники и дополнительных, порой нестандартных средств контроля. Она более трудоемка, чем первая, но позволяет обеспечивать безотказную работу изделий, даже недавно освоенных в производстве.

Третий метод, как следует из его названия, включает элементы двух первых, причем в сочетаниях, зависящих от конкретных условий и обстоятельств: возраста техники, степени ее освоенности личным составом, технической оснащенности подразделения и т. п.

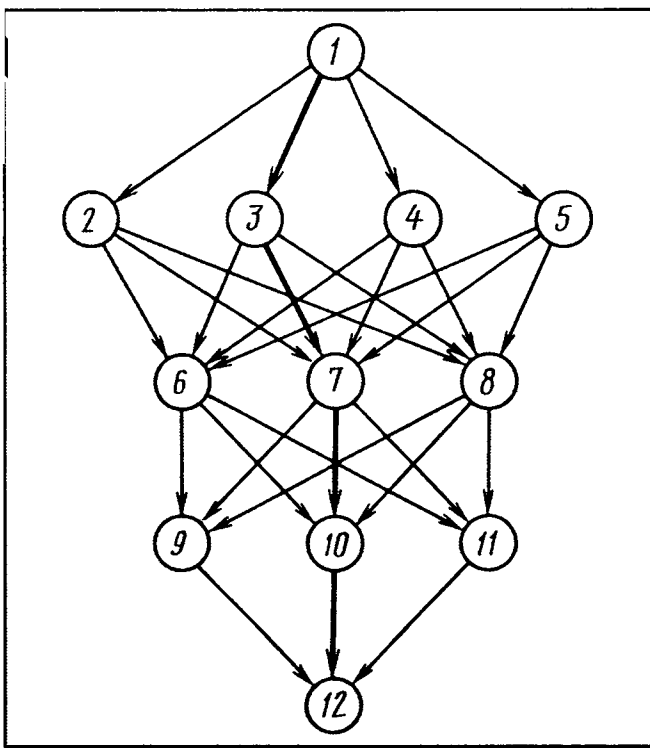
Чтобы выбрать конкретный метод для конкретных условий, все три метода сравнивают между собой и оттаиваются на том, который обеспечивает наибольший эффект. Например, если поставлена задача минимизировать затраты  $C$  (времени, материалов,

труда, средств и т. д.) на технические обслуживания, то в качестве целевой берется функция вида  $C = f(X)$ , в которой  $X$  — затратные характеристики методов. Естественно, тот из методов, при котором значение целевой функции минимально, и будет искомым.

Если же, скажем, задача состоит в том, чтобы обеспечить максимальную надежность техники, то для целевой функции в качестве аргумента  $X$  берутся соответствующие характеристики методов, а результаты расчетов сравниваются по максимумам.

Как это делается, рассмотрим на примере минимизации затрат.

Исходя из характеристик установленной приказом № 019—99(1) МО РФ системы технического обслуживания с периодическим контролем и ремонтом по состоянию, для выбора рациональных режимов ТО объектов БТВТ необходимо оценить три вида затрат: связанные с поддержанием объектов в установленной степени готовности к применению по назначению при различных методах ТО ( $S$ ), определенном их конструкцией ( $K$ ) уровне надежности ( $H$ ) и характере проявления отказов и повреждений [ $C_1 = f_1(S, H, K)$ ]; связанные с получением информации о техническом состоянии объектов и их сборочных единиц при различных методах технического обслуживания и со средствами контроля ( $D$ ) технического состояния [ $C_2 = f_2(S, K, D)$ ]; связанные с подготовкой и содержанием экипажей и специалистов ремонтно-восстановительных органов ( $L$ ), предназначенных для работы на объектах с использованием средств технического обслуживания и контроля технического состояния [ $C_3 = f_3(K, D, L)$ ]. То есть нужно составить и решить три уравнения, что довольно сложно. Во-первых, объекты БТВТ отличаются друг от друга по конструкции и обладают различным уровнем надежности. Во-вторых, для выполнения работ по контролю технического состояния и последующему техническому обслуживанию требуются разные средства контроля технического состояния (встроенные, присоединяемые) и обслуживания (подвижные, стационарные). В-третьих, для каждого объекта необходимо содержать специалистов различной квалификации с разными навыками в выполнении работ технического обслуживания и контроля состояния БТВТ. Поэтому для решения задачи выбора рациональных режимов технического обслуживания целесообразно использовать элементы теории графов, которая, как известно, является эффективным аппаратом формализации современных инженерных и научных задач. Язык этой теории удобен при проведении системных исследований — описании организации систем, автоматизированном управлении ими, теоретическом моделировании и программировании их работы, создании баз данных. Кроме того, теория графов позволяет получать оптимальные реше-



ния подобного рода задач, отбрасывая промежуточные решения.

В нашем конкретном случае систему технического обслуживания объектов БТВТ с периодическим контролем можно представить (см. рисунок) в виде графа, вершинами которого служат основные элементы системы. А именно:

вершина уровня *K* (источник) — это объект технического обслуживания, характеризующийся определенной конструкцией, уровнем надежности и эксплуатационной технологичности, в частности, контролепригодности;

вершины уровня *S* — методы технического обслуживания, характеризующиеся определяемыми режимами, т. е. установленной периодичностью (1), объемами работ (2) и глубиной (3) оценки надежности и контроля технического состояния, объемами работ последующего технического обслуживания (4);

вершины уровня *D* — средства контроля технического состояния (встроенные, пристыковываемые) и технического обслуживания (подвижные, стационарные), характеризующиеся возможностью выполнения работ контроля технического состояния объектов БТВТ (5) и их сборочных единиц (6), последующих работ технического обслуживания (7), а также способностью снижения трудоемкости работ ТО и контроля (8);

вершины уровня *L* — личный состав (военнослужащие срочной службы, контрактники, работники РА), характеризующийся подготовленностью к выполнению работ по контролю уровня надежности (9), оценке состояния объектов БТВТ и их сборочных единиц (10) и последующих работ ТО (11);

вершина 12 уровня *F* (фиктивный сток) необходима для приведения решаемой задачи к задаче потока в сетях.

В качестве "веса" ребер графа приняты значения затрат, равные  $C_1, C_2$  и  $C_3, C_4$ . При этом  $C_4$ , т. е. "вес" ре-

бер, исходящих из вершин уровня *L* и входящих в фиктивный сток, принят равным нулю. Ориентация ребер исключает повторение вершин при определении пути от вершины 1 к вершине 12. Очевидно, что, во-первых, все методы технического обслуживания объектов БТВТ включают в себя элементы, которые лежат на пути между вершиной — источником 1 и вершиной — стоком 12; во-вторых, та из вершин уровня *S*, которая лежит на минимальном пути, и есть самый рациональный (оптимальный) метод ТО.

Математически задачу отыскания минимального пути можно записать следующим образом: каждому ребру (*ij*) ориентированного графа поставлено в соответствие некоторое число  $C_{ij}$ , названное стоимостью ребра. При этом если ребро (*ij*) не существует, то  $C_{ij} = \infty$ . Решение сводится к определению в графе такой цепи из источника (вершина 1) к стоку (вершина 12), для которой стоимость движения единицы потока минимальна.

Задача формулируется в следующем виде: нужно определить минимальную длину пути из вершины 1 в *j*-ю,

$$\text{при условиях, что } \sum_{j=1}^{12} L_{ij} - \sum_{j=1}^{12} L_{ji} = 1; \sum_{j=1}^{12} L_{ij} - \sum_{j=1}^{12} L_{ji} = 0 \text{ при } i \neq 1, j \neq 12; \sum_{j=1}^{12} V_{1j} - \sum_{j=1}^{12} V_{j1} = -1 \text{ при}$$

$$V_{ij} \geq 0. \text{ Записывается она в виде } V = \min \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^{12} C_{ij} L_{ij},$$

а читается так: единица потока вытекает из источника (первое условие), втекает в сток (третье условие) и сохраняется при прохождении всей цепи (второе условие). В качестве минимальной длины пути выбирается сумма ребер (*ij*), для которых  $L_{ij} = 1$ .

В теории графов для решения задач подобного рода используется метод, известный под названием "алгоритм Дейкстры", который учитывает специфику ориентированных графов и потоковых задач и определяет кратчайшие пути из исходной вершины связанного ориентированного графа ко всем другим вершинам. Алгоритм Дейкстры основан на приписывании вершинам графа либо временных, либо постоянных пометок, что значительно упрощает процедуру расчета кратчайшего пути от источника до искомой вершины. При этом первоначально каждой вершине приписывается временная пометка, соответствующая длине кратчайшего ребра, ведущего от источника до искомой вершины; источнику — пометка, значение которой равно нулю; каждой вершине, в которую нельзя попасть непосредственно из источника, — пометка, значение которой равно бесконечности; всем остальным вершинам — временные пометки  $C_{ij}, j = 1$ . Если установлено, что вершина принадлежит кратчайшему пути, то ее пометка становится постоянной.

В нашем случае процедура решения задачи достаточно проста: определяем кратчайший путь от вершины 1 до *j*-й вершины. При этом учитываем тот факт, что, если любая вершина уровня *K* принадлежит этому пути, кратчайший путь от вершины 1 до вершины *K*

является частью первоначального пути, оканчивающегося в вершине 12. Далее определяем вершину, в которой  $j = 1$  и вычисляем для нее значение  $C_{ij}$ ; увеличивая последовательно величину  $j$  на единицу, вычисляем величины  $C_{ij}$  для каждой вершины. Работа алгоритма заканчивается при  $j = 12$ .

УДК 629.621.83.06:621.883.5

## Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ

Канд. техн. наук М.Е. ЛУСТЕНКОВ

Могилевский ГТУ

Отворачивание гаек, крепящих ведущие колеса на грузовых автомобилях ГАЗ и ЗИЛ, как известно, зачастую представляет собой довольно трудоемкую операцию. Дело в том, что при длительной эксплуатации гайка "пригорает" к футорке и шпильке. Чтобы ее "сорвать", необходимо приложить значительный крутящий момент. Однако и это не всегда помогает: при отворачивании гайка может повернуться вместе с футоркой, что серьезно осложняет демонтаж колеса и требует проведения нештатных мероприятий по разъединению гайки с футоркой — вплоть до срезания гайки автогенном.

В Могилевском ГТУ разработана конструкция ключа, который решает эту проблему. Данный ключ представляет собой ручной усилитель крутящего момента, созданный на основе шарикового зацепления. То есть в нем реализована шаровинтовая передача с телами качения, довольно широко распространенная в промышленности. Но здесь она — видоизмененная. Если обычно применяют планетарные передачи с телами качения и канавками под шариками, выполненными синусоидальными и замкнутыми на цилиндрических поверхностях, то в этом ключе канавки сделаны эллипсовидными. Главное же, он усиливает крутящий момент при откручивании гаек и футорок, крепящих задние (ведущие) колеса автомобилей, обеспечивая при этом гарантированное стопорение футорки при отворачивании гайки.

Ключ состоит (рис. 1) из ведущего вала 6, на торце которого выполнен внутренний кулачок; вала 9 с прорезями; наружного кулачка 8, который стопорится винтами 2; тел качения 7 (шарики); корпуса 10; крышки 5 корпуса; съемной рукоятки 4, устанавливаемой в отверстие ведущего вала.

Как видим, в данной кинематической схеме заторможенным звеном служит наружный кулачок, а ведущим — кулачок внутренний. Ее передаточное отношение соответствует формуле

$$u = 1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_1},$$

в которой  $\alpha_1$  — угол наклона эллипса ведущего вала;  $\alpha_3$  — угол наклона эллипса наружного кулачка. Оно, что легко доказать математически, при  $\alpha_1 = \alpha_3$ , т. е. при  $u = 2$ , за один цикл работы постоянно. Постоянно и угловое расстояние между двумя телами 7

Подробное описание алгоритма Дейкстры, приведенное в технической литературе, позволяет составить расчетную программу на любом языке. Кроме того, в литературе есть и готовые программы. Например, программа на языке "ФОРТРАН IV", которая может быть легко приспособлена для расчетов на ПЭВМ.

качения при повороте ведущего вала 6 относительно наружного кулачка 8.

Рассмотрим процесс взаимодействия звеньев схемы. Для этого рабочие поверхности (эллипсы) внутреннего кулачка ведущего вала, наружного кулачка и ведомого вала с прорезями развернем на плоскость (рис. 2).

Если  $\alpha_1 = \alpha_3$ , то тела вращения  $A$  и  $B$  при повороте ведущего вала, как следует из сказанного выше, будут перемещаться, не передавая нагрузки. Но идея ключа — сорвать гайку с места. Поэтому в схеме принято условие:  $\alpha_3 > \alpha_1$ . Оно выполняется за счет срезания вершин эллипса наружного кулачка. Поэтому при смещении поверхности ведущего вала 6 вправо (рис. 2, а), что соответствует повороту его на некоторый угол вправо, тело качения  $A$  заклинивается поверхностями кулачков и прорези, т. е. передает нагрузку, а тело качения  $B$ , наоборот, расклинивается, т. е. совершает холостой пробег. (Для наглядности движения ведущего вала одна из его вершин на рис. 2 обозначена буквой  $C$ .) При дальнейшем перемещении рабочей поверхности ведущего вала вправо тела качения попадают на вершины срезанного и несрезанного эллипсов (рис. 2, б). При этом в момент прохождения срезанных участков наружного кулачка редукция отсутствует, но при дальнейшем перемещении ведущего вала (рис. 2, в) тело качения  $B$  передает нагрузку, а тело качения  $A$  совершает холостой пробег.

Таким образом, для обеспечения увеличения крутящего момента на выходном валу (валу с прорезями) передач необходимо перед работой повернуть ведущий вал для выхода тел качения со срезанных участков эллипса наружного кулачка. Передаточное отношение в пределах одного цикла зацепления, очевидно, не постоянно. Однако это и не нужно: для срыва при-

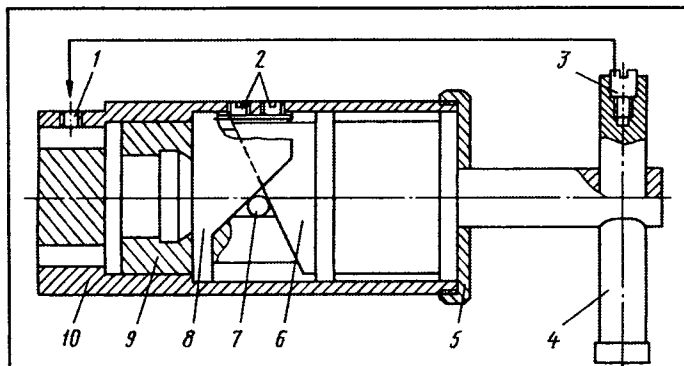


Рис. 1. Схема ключа для демонтажа колес автомобилей ГАЗ и ЗИЛ:

1 — отверстие для стопорения корпуса относительно обода колеса; 2 — стопорные винты наружного кулачка; 3 — винт стопора корпуса; 4 — съемная рукоятка; 5 — крышка корпуса; 6 — ведущий вал; 7 — тело качения (шарик); 8 — наружный кулачок; 9 — вал с прорезями; 10 — корпус

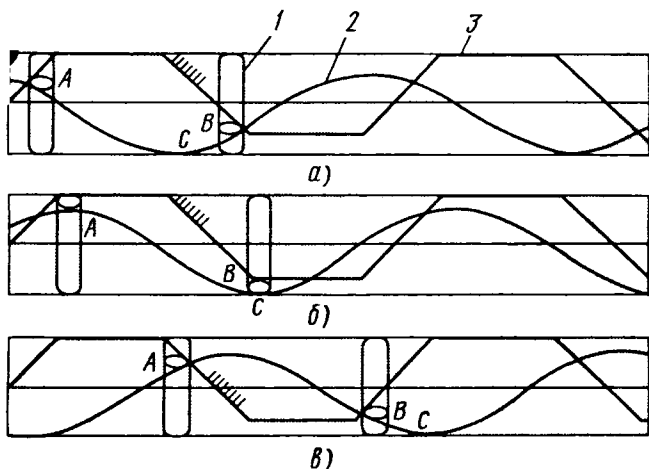


Рис. 2. Развертка рабочих поверхностей:

1 — тел качения; 2 — кулачка ведущего вала; 3 — кулачка ведомого вала

хваченной резьбы нужно кратковременное приложение большой нагрузки, а не равномерное вращение.

Для развинчивания соединения ключ устанавливается так, чтобы шестигранное отверстие корпуса 10 (см. рис. 1) вошло в зацепление с гайкой, а квадратное отверстие вала с прорезями — в зацепление с футоркой. Затем с помощью рукоятки 4 начинают вращать ведущий вал 6. В итоге корпус 10 поворачивается в сторону, противоположную направлению вращения ведущего вала. При этом вал с прорезями оказывается заторможенным, и на нем создается реактивный крутящий момент, предотвращающий отворачивание футорки вместе с гайкой.

Передаточное отношение редуцирующего узла при этой кинематической схеме определяется формулой

$$u = -\frac{\operatorname{tg} \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

Чтобы отвинтить футорку после снятия гайки, нужно затормозить корпус 10. Для этого стопорный винт 3 вывинчивается из рукоятки, где он хранится, ввинчивается в отверстие 1 в корпусе. Затем рукоятку 4 вращают в сторону отворачивания футорки. При этом вал с прорезями становится ведомым звеном, а корпус тормозится, так как стопорный винт упирается в ступицу колеса. Передаточное отношение механизма определяется по первой из приведенных выше формул.

Преимущества эллипсоидных (траектории движения тел вращения — эллипсы) шариковых передач очевидны: они способны реализовать широкий диапазон передаточных отношений, в том числе дробных; их детали технологичны, поскольку для изготовления этих деталей нужны лишь два станка — токарный и фрезерный; не требуются специальные приспособления и настройка станков. Передаточное отношение, в отличие от зубчатых передач, не зависит от диаметральных размеров.

Рассмотренный ключ удобен в эксплуатации, имеет небольшие габаритные размеры и массу, способен развивать большой крутящий момент, что хорошо видно из его технической характеристики.

Размер шестигранника под гайку, мм . . . . .	38
Размер квадрата под футорку, мм . . . . .	22
Увеличение крутящего момента при откручивании гайки, раз . . . . .	2,5
Увеличение крутящего момента при откручивании футорки, раз . . . . .	3,5
Габаритные размеры (максимальный диаметр корпуса × длина), мм . . . . .	60 × 320
Длина съемной рукоятки, м . . . . .	400
Масса, кг . . . . .	4,2



ФГУП "ИЗДАТЕЛЬСТВО "МАШИНОСТРОЕНИЕ" представляет

**Чижков Ю. П. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ.**

Курс лекций. Часть 1

Цена 88 руб. (с учетом НДС — 10 %)

Курс лекций написан в соответствии с программой дисциплины "Электрооборудование автомобилей и тракторов". В него вошли материалы по устройству, принципу работы, техническим и регулировочным характеристикам систем и приборов электрического и электронного оборудования автомобилей. Особое внимание уделено описанию устройства и принципа действия современных приборов и систем автоматического управления, получающих все большее распространение на автомобилях.

В первую часть курса лекций вошли 26 лекций по семи темам, в которых рассматриваются общие требования к автомобильному оборудованию, классификация, условия работы, устройство, принцип работы, технические характеристики стартерных аккумуляторных батарей, автомобильных вентиляторов генераторов, регуляторов напряжения, электростартеров, устройств для облегчения пуска автомобильных двигателей при низких температурах, электронных систем управления двигателем.

**Отличительная особенность курса лекций — подробность и новизна материала.**

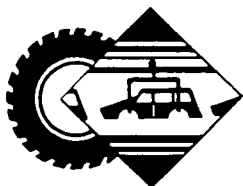
Издание предназначено для студентов высших технических учебных заведений, может быть полезно для преподавателей и учащихся средних профессиональных учебных заведений автомобильного профиля, а также для работников автотранспортных предприятий и автолюбителей.

**Внимание!**

Приобрести курс лекций можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку для отдела реализации по факсу: (095) 269-48-97 (работает круглосуточно); по e-mail: [realiz@mashin.ru](mailto:realiz@mashin.ru); по почте: 107076, Москва, Стромьинский пер., 4. ФГУП "Издательство "Машиностроение".

В заявке должны быть указаны: название предприятия, юридический адрес (для оформления счета-фактуры), почтовый индекс и адрес (для доставки изданий), ИНН и банковские реквизиты предприятия, ФИО исполнителя, контактный телефон, факс, e-mail, название заказываемой книги, количество экземпляров.

Справки о наличии книг, выписке счетов и отправке изданий — по телефонам: (095) 269-66-00, 269-52-98



УДК 629.018

## НОВЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ФОРСИРОВАНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Г.К. МИРЗОЕВ, А.В. ЕРМОЛИН, А.В. ТАЧКО, В.Г. СЕМАКОВ,  
А.В. ПОНЬКИН, А.В. ЗАПЛАТИН

ВАЗ

Эксплуатационный ресурс — один из главных показателей, характеризующих качество любого изделия, в том числе деталей, узлов, систем и машины в целом. Наиболее надежный и достоверный способ его определения — опытная эксплуатация достаточно большого числа изделий. Однако применить этот способ по отношению к легковому автомобилю и элементам его конструкции практически невозможно: рынок требует быстрой смены моделей и модификаций. Если пойти по пути натурных испытаний, то их длительность может превысить разумные пределы. Поэтому такие испытания при проектировании новых АТС все чаще заменяют форсированными.

Результаты форсированных испытаний переводят в "натурные" с помощью коэффициентов форсирования условий испытаний относительно условий эксплуатации. Технология этого перевода включает шесть этапов.

1. На эксплуатационных режимах и режимах форсированных испытаний с помощью тензометрических датчиков в детали (узле и т. д.) измеряют механические напряжения в наиболее опасных ее местах.

2. Процессы нагружения обычно схематизируют методами полных циклов или "падающего дождя".

3. Экспериментально определяют кривые усталости для материалов и (или) локальных образцов соединенных деталей.

4. По каждому датчику на основе одной из гипотез суммирования усталостных повреждений — линейной, скорректированной линейной или учитывающей снижение предела выносливости — рассчитывают долговечность детали для обоих вариантов испытаний.

5. Для каждого датчика по сопоставимым режимам вычисляют коэффициенты  $K_i$  форсирования, отношения долговечностей.

6. Подсчитывают средний коэффициент ( $K_{cp}$ ) по всем  $n$  датчикам, устанавливающимся в системе, узле

(расчетная формула:  $K_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_i$ ).

В течение первых лет использования метода форсированных испытаний такая технология значительно упрощала работу конструкторов, позволяла заметно сократить сроки постановки АТС на серийное производство. Однако по мере накопления опыта станови-

лось все более очевидным, что у этой технологии есть не только плюсы, но и минусы. Во-первых, при измерении только деформаций (механических напряжений) надо устанавливать тензодатчик на каждое потенциально опасное место детали, которая подвергается исследованию. В итоге общее число датчиков, необходимых для оценки системы или узла (например, подвески), может достигать нескольких десятков, что технологически крайне неудобно. Во-вторых, любое изменение конструкции всегда приводит к перераспределению напряжений в ее материале, следовательно, требует повторения измерений. В-третьих, результаты расчета долговечности по экспериментальной кривой усталости сильно зависят от точности определения как самой кривой, так и используемой гипотезы накопления усталостных повреждений (например, ресурсы рычагов задней подвески одного из автомобилей ВАЗ, подсчитанные на основе линейной гипотезы и гипотезы, учитывающей снижение предела выносливости, различались в 7 раз). Наконец, в-четвертых, само экспериментальное определение кривой усталости связано с большими затратами времени.

Выход из создавшегося положения, на наш взгляд, есть. Он — в подходе, основанном на правиле относительности Майнера, которое гласит, что коэффициент эквивалентности сравниваемых режимов — это отношение их долговечностей  $N$  или сумм относительных долговечностей  $\sum \frac{n}{N}$ , т. е.

$$K_{\text{эвк}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\left(\sum \frac{n}{N}\right)_1}{\left(\sum \frac{n}{N}\right)_2}$$

Суммы относительных долговечностей целесообразно рассчитывать по линейной гипотезе суммирования повреждений с учетом расчетной (а не экспериментальной!) кривой усталости, которая учитывает схематизированный методом полных циклов процесс нагружения, общие свойства усталостной прочности материалов, базовое число циклов до разрушения.

Таким образом, при данном подходе рассчитываются не абсолютные, а относительные долговечности, что значительно упрощает дело: за базу можно взять эксплуатационный ресурс для дорог общего пользования, записанный в техническом задании. Он принимается за единицу, и относительно него определяется долговечность при форсированных ресурсных испытаниях. Это дает возможность, в отличие от традиционного способа, не строить кривую усталости по экспериментальным данным испытаний материалов, а рассчитывать ее по формуле  $N = X_0^m N_0 / X_a^m$ , в которой  $N$  — число циклов на кривой усталости;  $X_a$  — амплитуда циклов параметра нагруженности;  $m$  — показа-

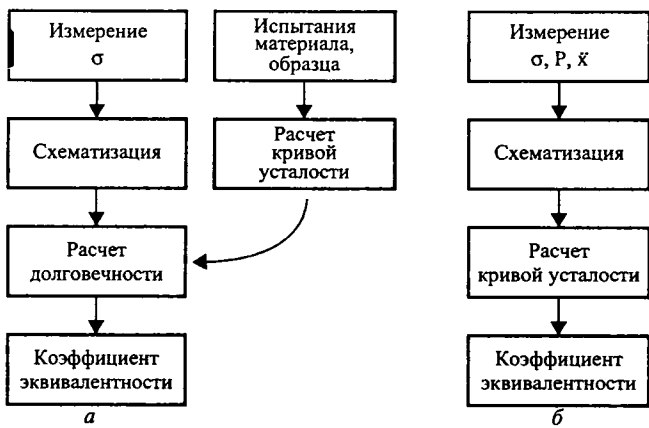


Рис. 1. Схемы традиционного (а) и нового (б) методов определения коэффициентов форсирования испытаний

тель степени кривой усталости;  $X_{0a}$  и  $N_0$  — значения амплитуды и числа циклов, определяющие положение кривой усталости относительно схематизированного нагрузочного режима.

Результаты схематизации при этом получаются безразмерными. Их можно разделить на несколько классов: в первый войдут амплитуды от нуля до  $X_1$ , в последний — от  $X_{n-1}$  до  $X_{\max}$  (диапазон значений зависит от вида процесса нагружения).

Безразмерность результатов схематизации дает возможность в качестве оценок использовать не только механические напряжения, но и силы, виброускорения, т. е. показатели, характеризующие процесс нагружения.

Как видим, основное достоинство "относительного" метода — заметное сокращение числа натуральных испытаний, следовательно, и этапов (операций). Это подтверждает рис. 1. Но еще важнее то, что при нем затраты времени на испытания меньше, а точность результатов не хуже, чем при традиционном ("классическом") методе.

Применение нового метода рассмотрим на примере разработки подвески нового автомобиля.

Коэффициенты приведения нагрузочных параметров (вертикальной, боковой и продольной сил на колесе автомобиля) при форсированных испытаниях в условиях эксплуатации определяли следующим образом.

Нагрузочные параметры измеряли в ходе серии заездов по различным видам дорог общего пользования: было записано и обработано около 500 км дорог Самарской области.

Все многообразие дорожных условий привели к четырем основным типам дорог. Установленное соотношение пробегов: скоростной режим — 5 %, в городе — 20, загородное движение — 45, движение по автомагистралям — 30.

Основным видом форсированных испытаний по определению усталостной прочности и ресурса переднеприводных автомобилей на ВАЗе приняты: испытания на дороге с бульжным покрытием ровного ("легкий бульжник") и профилированного ("тяжелый бульжник") замощений. Критерий достаточной прочности подвески — отсутствие разрушения деталей.

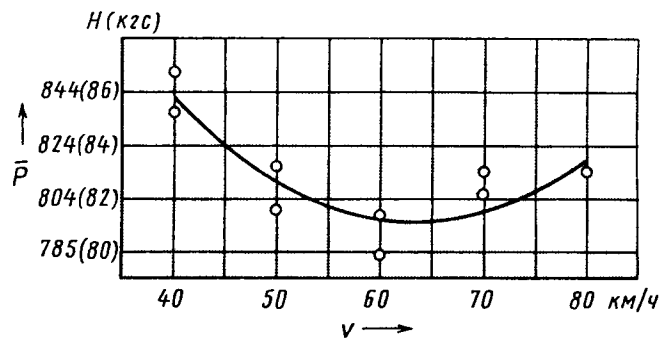


Рис. 2. Зависимость среднеквадратичных значений параметров нагружения (боковой силы, действующей на заднее колесо автомобиля) от скорости движения

Испытания на "бульжнике" проводили по методикам форсированных ресурсных испытаний, которые устанавливают три режима движения: пробег 12,5 тыс. км по "легкому бульжнику" со скоростью 60 км/ч; пробег 2,5 тыс. км по "тяжелому бульжнику" со скоростью 40 км/ч; пробег со скоростями 20—80 км/ч на каждом из покрытий до первого повреждения деталей подвески.

Результаты измерений обрабатывали на ЭВМ, по специальным программам статистической обработки. По ее результатам построили зависимости среднеквадратичных значений перечисленных выше сил от скорости движения автомобиля по "бульжнику" трека. Пример зависимости для одной из сил, боковой силы на заднем колесе автомобиля, от скорости показан на рис. 2. Для построения зависимостей использовали регрессионные кривые (в данном примере — второго порядка).

Высокая степень достоверности аппроксимации результатов эксперимента с помощью таких кривых подтверждена коэффициентами корреляции, которые составили 0,8 и более.

Рассчитали коэффициенты форсирования по долговечности пробега на каждом скоростном режиме движения по "бульжнику" трека и по дорогам общего пользования. Этот коэффициент определяли после

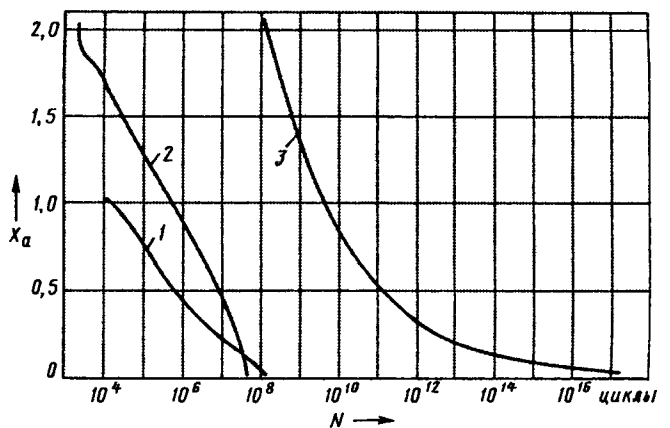


Рис. 3. Результаты схематизации режима форсированных испытаний (правое заднее колесо) на "бульжнике" и эксплуатационных режимов движения автомобиля:

1 — эксплуатация; 2 — "бульжник" трека; 3 — кривая Велера

схематизации, расчета кривой усталости и последующего расчета относительной долговечности. Пример схематизированных процессов нагружения для стандартного режима испытаний на "бульжнике" и для режима эксплуатации показан на рис. 3. (На нем приведена расчетная кривая усталости, или кривая Велера.)

Для каждого режима движения по "бульжнику" трека получили столько коэффициентов приведения к эксплуатации, сколько параметров нагружения было измерено. Затем по приведенной выше формуле вычислили средний коэффициент для данного режима.

Из рис. 3 видно, что структуры нагруженности на треке и в эксплуатации разные. В эксплуатации больше нагрузок с очень малыми (близкими к нулю) амплитудами, на "бульжнике" чаще встречаются средние амплитуды. Но особенно большое различие отмечено по амплитудам большой величины: их в эксплуатационных условиях не было совсем.

Анализ результатов позволил сделать вывод: средний коэффициент форсирования для задней подвески при испытании на "бульжнике" трека (скорость 60 км/ч) по отношению к эксплуатации составляет 1:90.

Области применения результатов измерения параметров нагруженности автомобиля от воздействия неровностей дороги показаны на рис. 4. Они пригодны не только для определения коэффициентов форсирования при разработке режимов дорожных испытаний, но

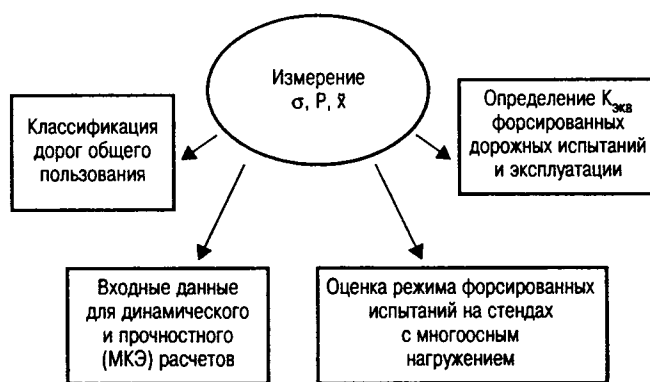


Рис. 4. Области, в которых можно использовать результаты измерений параметров нагруженности: механических напряжений в деталях шасси и кузова; сил  $P$ , действующих на ступицу колеса, в шарнирах подвески и т. д.; виброускорений  $X_a$  в деталях шасси и кузова

и для сравнения и классификации дорог общего пользования по повреждающему воздействию на автомобиль. Кроме того, их можно использовать в качестве исходных данных для динамических и прочностных (методом конечных элементов) расчетов подвески и кузова, а также оценки точности режима стендовых ресурсных испытаний с имитацией случайного воздействия от дороги (так называемых "имитаторов дороги").

УДК 629.621.757.412.3.004.12

## КАЧЕСТВО СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Канд. техн. наук И.Л. БЛАЕР

Когда говорят о качестве резьбового соединения, подразумевают многое: соединение не ослабляется в процессе эксплуатации и, наоборот, легко рассоединяется при демонтаже, не разрушается при больших нагрузках и т. д. Однако главный показатель его качества — обеспечение заданного усилия на стыке соединяемых деталей. Так как от этого усилия зависит надежность соединения.

К сожалению, проконтролировать данное усилие напрямую практически невозможно, и о его величине чаще всего приходится судить по косвенным показателям — величине крутящего момента, приложенного к затягиваемой гайке (болту), углу ее поворота от фиксированного положения, удлинению стержня болта или шпильки и т. п. Причем предполагается, что усилие на стыке всегда строго пропорционально всем перечисленным воздействиям. Чего

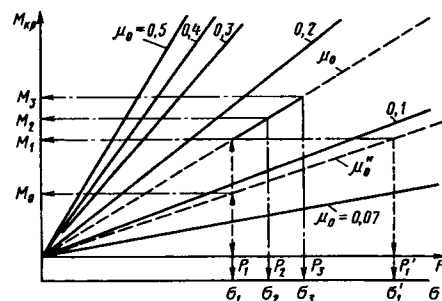
принципиально быть не может. Хотя бы потому, что даже при самой хорошей организации производства размеры резьб "колеблются" в пределах допусков; жесткость собираемых деталей одного наименования тоже непостоянна; гайки, чтобы совместить их пазы с отверстием в болте под шплинт, как правило, нужно доворачивать или отпускать; сам инструмент, используемый для затяжки, имеет свои допуски на точность измерения. Итог предопределен: разброс усилий в стыках соединений, а следовательно, совершенно непредсказуемая их надежность. Отсюда и требование, которое записывается в инструкции по эксплуатации любого механизма: "Проверить степень затяжки..."

Значит ли это, что усилие в стыке вообще нельзя определить? Нет, можно, причем достаточно точно. Дело в том, что крутящий момент, развиваемый, скажем, тем же ручным динамометрическим ключом, пропорционален коэффициентам трения в резьбе ( $\mu_1$ ) и на торце гайки или головки болта ( $\mu_2$ ). Значения этих коэффициентов весьма близки и приближенно равны действитель-

ному значению приведенного коэффициента трения ( $\mu_0$ ), зная которое при различных состояниях поверхности резьбы и различных дефектах болтов и гаек, очевидно, можно определить и оптимальное значение крутящего момента, и усилие затяжки каждого конкретного резьбового соединения.

Таковы теоретические соображения. Что касается их практического применения, то оно сводится к следующему.

Номинальные размеры резьб и опорных поверхностей болтов и гаек всегда известны. Известны и материалы, из которых они изготовлены. (Все это легко найти в справочниках.) На основании данной информации по общеизвестной формуле



Соединение, размер резьбы	Диапазон заданного крутящего момента затяжки, Н·м (кгс·м)	Предельное напряжение, возникающее при затяжке, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Диапазон усилий, возникающих в стержне болта (шпильки), кН (тс)	Диапазон $\mu_0$ при		Расчетная внешняя нагрузка на стыке одного болта (шпильки), кН (тс)	Диапазон коэффициента запаса по плотности стыка, $n = P_3/P$
				затяжке новой резьбы	повторной затяжке		
Крепление головки цилиндров, М11 × 1	78—73 (7,9—7,4)	0,67 (6,67)	51—24 (5,1—2,4)	0,22—0,10	0,22—0,10	17,2 (1,8)	2,96—1,39
Крепление крышки шатуна, М10 × 1	75—68 (7,6—6,9)	0,71 (7,13)	46—18 (4,6—1,8)	0,30—0,12	0,30—0,12	14,4 (1,48)	3,17—1,21
Крепление маховика, М11 × 1	83—76 (8,4—7,7)	0,60 (6,01)	47—30 (4,7—3,0)	0,18—0,12	0,31—0,12	—	—
Крепление крышки коренного подшипника: М12 × 1,25	120—110 (12,2—11,2)	0,51 (5,09)	46—27 (4,6—2,7)	0,29—0,17	0,40—0,14	51,5 (5,2)	0,89—0,51
М14 × 1,5	136—125 (13,7—12,7)	0,39 (3,92)	47—23 (4,3—2,3)	0,30—0,15	0,30—0,14	36,0 (3,8)	1,31—0,65
М14 × 2	150—140 (15,2—14,2)	0,44 (4,43)	52—37 (5,2—3,7)	0,23—0,16	0,30—0,17	30,0 (3,2)	1,73—1,21

строятся графики, отражающие связь между коэффициентами  $\mu_0$  трения, усилием  $P$  затяжки соединения и крутящим моментом  $M_{кр}$  затяжки (см. рисунок).

На технологии их построения останавливаться смысла нет. С практической точки зрения более интересен вопрос использования рисунка. Его и рассмотрим.

Допустим, что надежная работа соединения двух конкретных деталей обеспечивается тогда, когда они стянуты усилием  $P_1$ . По рисунку легко установить, что при коэффициенте трения, равном  $\mu'_0$ , момент затяжки резьбы должен быть равен  $M_1$ , а при  $\mu''_0$  —  $M_0$ . И т. д.

Здесь, как видим, связь между  $M$  и  $P$  становится однозначной, если известен приведенный коэффициент трения. Его действительную величину можно определить с помощью той же диаграммы  $M = f(P)$ , если в масштабе, пропорциональном усилию затяжки, отложить по оси абсцисс величину нормального напряжения  $\sigma_1 = P_1/F_0$ , возникающего в стержне болта и равного усилию затяжки, деленному на площадь поперечного сечения болта.

Этот вывод очевиден в теоретическом плане и многократно проверен экспериментально: если тензометрированием определить значение нормального напряжения (например,  $\sigma_1$ ), возникающего в стержне болта при приложении к гайке крутящего момента (например,  $M_1$ ), и нанести

его на рис. 1, то точка пересечения проекций  $M_1$  и  $\sigma_1$  покажет величину действительного приведенного коэффициента трения  $\mu_0$  (в нашем случае  $\mu'_0$ ). Повторяя такие измерения на большом количестве соединений при различных состояниях резьбы болта и гайки, удастся найти диапазон рассеивания  $\mu_0$  в конкретном соединении, а следовательно, и оптимальный крутящий момент затяжки последнего.

Пример результатов таких измерений приведен в табл. 1. Из нее, а также из набранной в процессе исследований статистики следует, что для испытанных соединений отношение максимального коэффициента трения к минимальному составляет 1,5—2,5. Отсюда вывод: даже идеально отлаженный гайковерт при самом точном выдерживании сборщиком величины заданного крутящего момента не может не дать разброса в качестве соединения. Поэтому и существует уже упоминавшаяся операция дотягивания соединения с помощью ручного динамометрического ключа.

Однако дотягивание, к сожалению, проблему тоже не решает. Дело в том, что возникающий при сдвигании гайки с места момент трения в резьбе и по торцу гайки всегда больше, чем в процессе ее вращения (в силу различия значений коэффициентов трения скольжения в покое и в движении). Сборщик же руководствуется показаниями ин-

дикатора ключа, поэтому может снять усилие с рычага последнего еще до того, как к гайке (болту) будет приложен нужный для надежной затяжки крутящий момент.

Существующие конструкции пружинных динамометрических ключей, кроме того, не исключают возможность мнимого достижения заданного крутящего момента в процессе затяжки еще и до момента страгивания гайки с места, поскольку указатель контролирует фактически лишь сжатие пружины ключа (пропорциональное крутящему моменту), а не смещение затягиваемой гайки. Следовательно, реально проконтролировать качество затяжки гаек и болтов динамометрическим ключом невозможно, и от этого способа нужно отказаться.

При минимальных значениях  $\mu_0$  напряжения, возникающие в стержне болта (шпильки) при его затяжке, для ряда соединений иногда достигают 90—100 % предела текучести материала. Это опасно. Но не менее опасно и другое — когда заданное максимальное усилие затяжки не обеспечивает достаточную плотность стыка. Поэтому коэффициент запаса по плотности стыка должен быть больше единицы.

Оценивается плотность стыка с учетом как усилия, возникающего в болте или шпильке при затяжке, так и доли внешней нагрузки, приходящейся на болт (шпильку). Эта доля зависит от величины податливостей



Соединение, размер резьбы	Доля напряжения затяжки от предела текучести материала болтов ( $\sigma_z/\sigma_T$ )	Расчетный коэффициент податливости болта $\lambda_0$ , см/Н	Сумма коэффициентов податливости болта и стягиваемых деталей $\lambda_0 + \lambda_1$ , см/Н		
			расчетная	измеренная	
				max	min
Крепление крышки шатуна, M10 x 1	0,5	$3,75 \cdot 10^{-7}$	$4,25 \cdot 10^{-7}$	—	$10,7 \cdot 10^{-7}$
	0,6			—	$9,8 \cdot 10^{-7}$
	0,7			—	$8,5 \cdot 10^{-7}$
	0,8			$12,7 \cdot 10^{-7}$	—
Крепление маховика, M11 x 1	0,4	$1,27 \cdot 10^{-7}$	$1,52 \cdot 10^{-7}$	$10,2 \cdot 10^{-7}$	$7,25 \cdot 10^{-7}$
	0,55			—	$7,35 \cdot 10^{-7}$
	0,65			$8,7 \cdot 10^{-7}$	$6,4 \cdot 10^{-7}$
	0,7			$11,3 \cdot 10^{-7}$	$7,05 \cdot 10^{-7}$
	0,85			$9,3 \cdot 10^{-7}$	—
Крепление крышки коренного подшипника, M12 x 1,25	0,55	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$3,56 \cdot 10^{-7}$	$7,3 \cdot 10^{-7}$	$6,4 \cdot 10^{-7}$
	0,65			—	$6,3 \cdot 10^{-7}$
	0,70			—	$6,0 \cdot 10^{-7}$
	0,80			—	$5,7 \cdot 10^{-7}$
Крепление крышки коренного подшипника, M14 x 1,5	0,5	$2,24 \cdot 10^{-7}$	$3,69 \cdot 10^{-7}$	$10,2 \cdot 10^{-7}$	—
	0,65			$8,5 \cdot 10^{-7}$	—
	0,75			$7,6 \cdot 10^{-7}$	—
	0,80			$6,2 \cdot 10^{-7}$	—

крепежной и стягиваемых деталей и выражается коэффициентом  $\chi$ , равным отношению коэффициента  $\lambda_1$  податливости стягиваемых деталей к сумме этого же коэффициента и коэффициента  $\lambda_0$  податливости детали крепежной ( $\chi = \lambda_1/(\lambda_0 + \lambda_1)$ ).

Податливость же болтов и шпилек достаточно точно оценивается расчетным путем. Так, для болта постоянного сечения коэффициент податливости равен отношению его расчетной длины к модулю упругости материала и площади поперечного сечения болта, т. е.  $\lambda_0 = l_0/(E_0 \cdot F_0)$ .

Сложнее с определением коэффициента  $\lambda_1$  податливости стягиваемых деталей: неопределенность характера распределения нагрузки по деталям приводит к значительным погрешностям. Методик расчета существует несколько, но необходимой точности ни одна из них не дает. Это подтверждено экспериментом, в ходе которого измерялись напряжения, возникающие в стержне болта при повороте гайки на угол  $\alpha$  (табл. 2).

Тензометрирование показало, что реальные величины податливости стягиваемых деталей отличаются от расчетных в 2—4 раза, причем

в большую сторону. Кроме того, податливость не остается постоянной при различных степенях затяжки и, как правило, связана с ней обратной зависимостью. В частности, для исследованных соединений при изменении напряжения затяжки от 0,5 до  $0,8\sigma_T$  податливость уменьшается на 10—40 %.

Это еще один аргумент в пользу отказа от контроля затяжки по крутящему моменту: распределение внешнего усилия между болтом и стягиваемыми деталями при нем может колебаться в весьма широких пределах.

*(Продолжение следует)*

УДК 621.9.025.77

## СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИЙ ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ АБРАЗИВНО-АЛМАЗНОГО РАЗВЕРТЫВАНИЯ

Е.П. СЕКРЕТОВА, З.М. СУХОРУКОВ

ГАЗ

Несмотря на известные недостатки хонингования (невысокая производительность резания и ограниченная способность исправлять нецилиндричность отверстий от предыдущих операций), замены ему заводы пока не нашли. Тем не менее она есть. Это абразивно-

алмазное развертывание: уже с первых проходов оно обеспечивает форму отверстия с точностью 2—5 мкм.

Абразивно-алмазное развертывание не получило должного распространения, на наш взгляд, по двум причинам — из-за отсутствия технологии получения высококачественного и долговечного абразивного слоя на инструменте и слабой изученности процесса обработки отверстий с помощью такого инструмента.

Чтобы восполнить эти "пробелы", авторы провели структурный анализ рассматриваемой операции (рис. 1). И вот что удалось установить.

В данной системе имеют место два взаимосвязанных процесса — трибологический и объемно-дефор-

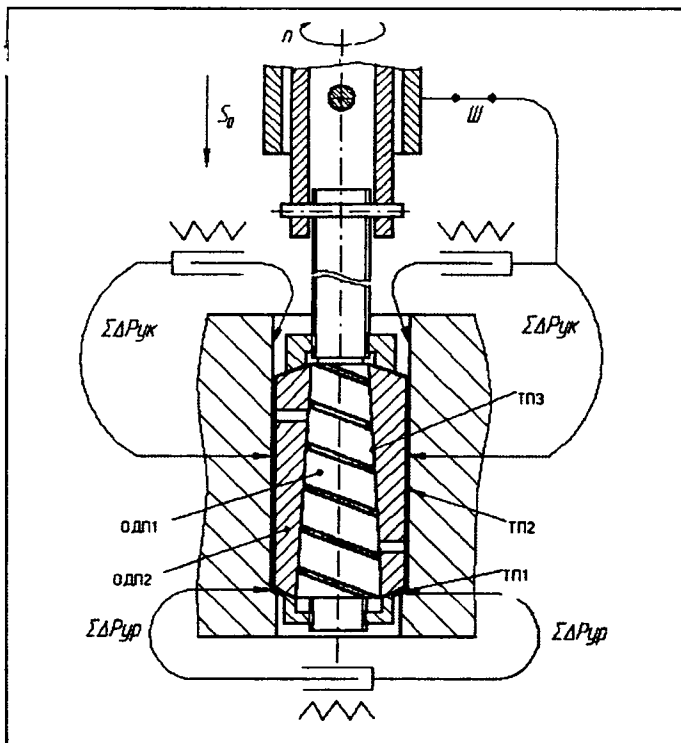


Рис. 1. Схема абразивно-алмазного развертывания:

$\Sigma\Delta P_{ук}$  — суммарная сила обжатия развертки стенками отверстия через зерна калибрующей части;  $\Sigma\Delta P_{ур}$  — суммарная сила обжатия развертки на периферии срезаемого слоя;  $ТП1$ ,  $ТП2$  и  $ТП3$  — трибологические процессы в соответствующих зонах;  $ОДП1$  и  $ОДП2$  — объемно-деформационные процессы в соответствующих зонах;  $n$  — частота вращения развертки;  $S_0$  — подача;  $Ш$  — шарнирное соединение развертки со шпинделем

мационный, которые самоорганизуются в соответствии с условиями функционирования системы и внешними управляющими воздействиями. Они обеспечивают, во-первых, устойчивое статистическое воспроизводство действующих связей (через баланс между исходными факторами, промежуточными и выходными параметрами); во-вторых, однозначное реагирование выходных параметров на направленное управляющее воздействие; в-третьих, относительную автономность от систем расширенного круга (более высокого порядка), в которых рассматриваемый процесс играет роль подсистемы. Применительно к абразивно-алмазному развертыванию, это система функционирования режущекалибрующей ( $РКЧ$ ) и крепежно-присоединительной ( $КПЧ$ ) частей, имеющих относительно автономные каналы воздействия на выходные параметры.

Ведущие исходные факторы, определяющие влияние конструкции крепежно-присоединительных элементов инструмента абразивно-алмазной развертки на точность обработки, — радиальная жесткость инструмента, обусловленная как жесткостью стыков (трибологические процессы  $ТП3$ ), так и объемной жесткостью оправки ( $ОДП1$ ) и режущей втулки с винтовыми прорезями ( $ОДП2$ ); ведущие исходные факторы, определяющие режущую способность алмазной развертки, — превышение зерен над уровнем никелевой связки в зонах

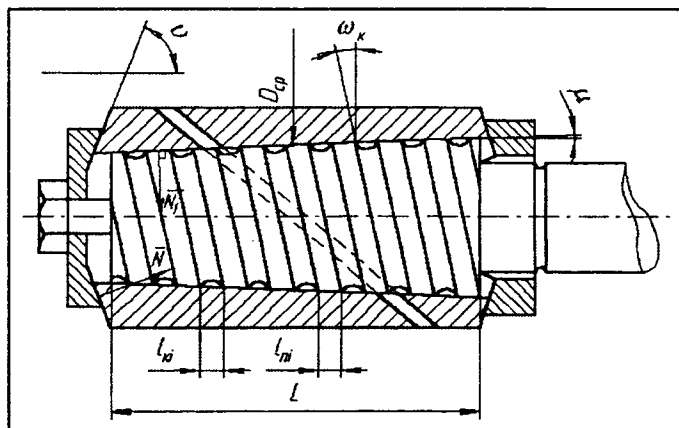


Рис. 2. Эскиз режущей втулки

$ТП1$  и  $ТП2$  и существенно увеличенные объемы межзерновых пространств для размещения стружки.

Перечисленные факторы, а также прочность никелевой связки и одинаковость размеров зерен обеспечивают переход на прогрессивную схему срезания припуска — увеличение толщины среза при меньшей, по сравнению с хонингованием, ширине среза. Если к этому добавить увеличение фактического переднего угла, то станет ясно, что все перечисленное уменьшает составляющие силы резания и величину деформационной погрешности обработки, повышает производительность удаления припуска при одно-двухпроходной обработке в режиме жесткого лезвийного развертывания.

Шарнирное соединение ( $Ш$ ) инструмента со шпинделем за счет баланса суммарных сил режущих ( $\Sigma\Delta P_{ур}$ ) и калибрующих ( $\Sigma\Delta P_{ук}$ ) зерен обеспечивает самоорганизацию трибологических процессов множественного контакта ( $ТП1$  и  $ТП2$ ), исключаящую изменение положения оси отверстия.

Схема функционирования крепежно-присоединительной части режущей регулируемой втулки абразивно-алмазной развертки, показанной на рис. 2, приведена на рис. 3.

В конструкции хонинговальных головок, как известно, предусмотрена подвижность регулируемого крепления брусков. Ее результат — высокая контактная податливость системы. Поэтому при резании погрешности формы исходного отверстия очень сильно влияют на траекторию движения брусков. В связи с этим хон не способен существенно выправить форму отверстия. У абразивно-алмазной развертки, наоборот, стыковая контактная жесткость между режущей втулкой и конической оправкой гораздо больше, поскольку диаметр инструмента регулируют вне станка, что позволяет предусмотреть высокие обжимные силы и напряжения в стыке за счет его конусности (1:100 или 1:50) и меньшей податливости режущей упругой втулки. Кроме того, для повышения жесткости стыка поясок выполняется по винтовой линии (конической спирали), что дает возможность при каждой новой сборке менять локализованные места стыка за счет поворота втулки относительно оправки. При этом стрела упругого прогиба втулки напротив межпоясового

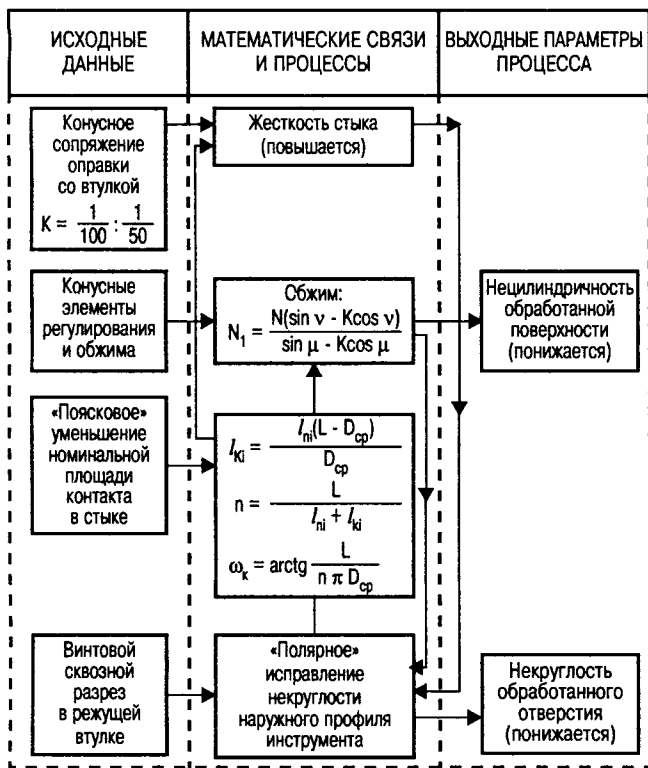


Рис. 3. Схема функционирования крепежно-присоединительной части режущей втулки

пространства в стыке "мигрирует" следом за угловым смещением винтового пояска. Благодаря чему выравнивается износ рабочего слоя и, следовательно, уменьшается по интенсивности. Результат: припуски и допускаемые погрешности финишной операции, выполняемой абразивно-алмазной разверткой, соразмерны с величинами контактных нормальных деформаций, в том числе обусловленных износом как базовых поверхностей, так и рабочего абразивного слоя.

Но это не все. Торцевые стыки режущей втулки можно делать конусными, т. е. фактически регулировать дополнительное обжимное усилие.

Винтовая форма продольных прорезей режущей втулки абразивно-алмазной развертки позволяет расширить диапазон предварительного регулирования диаметра развертки при сохранении усредненной круглости ее вдоль оси. Это соответствует повышенной выправляющей функции развертки при более равномерной загруженности режущих и калибрующих участков.

Далее. Исследование связи между превышением расположения зерен над уровнем связки показываете режущие втулки абразивно-алмазной развертки с этой точки зрения превосходят бруски хона по данному параметру почти в 10 раз. Но получить работоспособный рабочий слой при малой глубине заделки зерен в связку можно лишь при очень прочных связках и качественном сращивании их с поверхностью зерна. Что обеспечивается, как показали те же исследования, при использовании никелевой связки и процесса гальваностегии, тщательном отборе зерен по размеру и дозированной их подаче на поверхность режущей втулки. В итоге разновысотность зерен получается существенно ниже и больший их процент становится режущими. Поэтому есть смысл идти на более узкую, чем по ГОСТ 9206, градацию зерен по фракциям. Например, применять дополнительный рассев алмазного порошка на гладкой стеклянной наклонной поверхности, с которой зерна, имеющие округлую форму, скалываются.

Перечисленные приемы существенно меняют условия стружкообразования: уменьшают силы резания, энергозатраты, повышают качество обрабатываемой поверхности, особенно по исправлению формы отверстия: его нецилиндричность может не превышать 1—3 мкм.

Суммируя сказанное, для проектного и параметрического синтеза систем абразивно-алмазного развертывания можно рекомендовать следующее.

1. Для повышения радиальной жесткости развертки плотность контакта сопряжения конусной оправки с режущей втулкой должна быть возможно большей. Реализуется это требование за счет как уменьшения номинальной площади контакта (прорезка винтовых или кольцевых канавок), так и формирования дополнительного обжимного усилия регулирующими торцевыми кольцами, воздействующими на втулку своими внутренними конусными поверхностями.

2. Дополнительным средством, повышающим точность обработки, служит винтовая форма разреза для регулирования втулки, обеспечивающая постоянство ее усредненной круглости вдоль оси при разжиме.

3. Режущая часть инструмента и заборный конус развертки нужно выполнять с учетом зернистости режущего покрытия. Однако учитывать при этом, что изменение угла  $\varphi_p$  в плане изменяет работоспособность развертки несущественно, так как толщина среза не выходит за пределы приемлемой для удовлетворительного размещения стружки.

## Внимание!

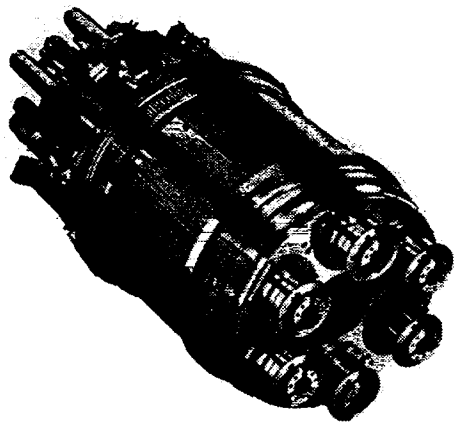
После реконструкции вновь открыт сайт издательства "Машиностроение".  
Вся информация о журналах и книгах — по адресу: [www.mashin.ru](http://www.mashin.ru)

## ПЕРЕХОД, НЕ ИМЕЮЩИЙ АЛЬТЕРНАТИВЫ

Обтачиваемые детали массового производства сегодня весьма разнообразны — от примитивных и дешевых метизов до ответственных и чрезвычайно сложных элементов "высоких технологий". Не случайно в этой области царит "двухклассовое общество": с одной стороны, кулачковые многошпиндельные автоматы с их невероятно крепкой конструкцией, с другой — многошпиндельные машины с ЧПУ — неутомимые труженики, обладающие удивительной гибкостью.

Фирма "Бургмайер Металлтехник" из Алмендингена (Германия) с годовым выпуском продукции около 100 млн. шт. и оборотом в 50 млн. евро — одно из крупнейших предприятий по массовому производству обтачиваемых деталей, а значит — желанный партнер не только автомобилестроителей, но и поставщиков оборудования. Фирма достаточно давно специализируется на комплексных и тяжелых в обработке деталях, причем если раньше доля деталей из стали, легко поддающейся обработке резанием, составляла около 70 %, то сегодня основную часть обработки составляют высоколегированные и подшипниковые стали. Техническая база для этого — применение многошпиндельных токарных автоматов с ЧПУ производства фирмы "Индекс" (Германия). Причину такого выбора технический управляющий фирмы "Бургмайер" объясняет прежде всего гибкостью и высокой производительностью машин "Индекса". Убедительна общая концепция: каждый шпиндель работает от своего двигателя и имеет бесступенчатое регулирование частоты вращения до 6300 мин<sup>-1</sup>, правое и левое вращения, осанов шпинделя и ось С. Поэтому станки в состоянии обрабатывать самые трудные материалы с оптимальными параметрами резания. К тому же при обработке можно задействовать до 24 инструментов, чего не сможет предложить ни один другой производитель станков.

Обработка втулки из высококачественной стали на обычных многошпиндельных станках исключена: деталь просто невозможно отрезать экономичным способом. Только применение машины MS 42 принесло прорыв в этой сфере и позволило получить постоянную скорость резания.



Тем временем появилось множество таких случаев, что без многошпиндельных автоматов фирмы "Индекс" рентабельная обработка была бы вообще невозможна. Благодаря быстрой переналадке станков размеры партий, которые можно считать рентабельными, значительно уменьшились: если на фирме "Бургмайер" рассчитывают рентабельность обычных многошпиндельных автоматов, начиная с 40000 шт. как минимум, то этот предел у многошпиндельных автоматов с ЧПУ начинается примерно с 10000 шт. Как видим, развитие производства обтачиваемых деталей явно идет в направлении высокопрочных сталей, комплексных контуров и сокращения размеров партий деталей, и прошедший шесть лет назад переход от кулачковых автоматов к многошпиндельным автоматам с ЧПУ, как показала жизнь, был единственно правильным путем.

Специалисты фирмы "Индекс" по праву гордятся тем, что изобрели многошпиндельные автоматы с ЧПУ и еще в середине 1980-х вышли с ними на рынок. Широкая палитра станков строится из одного "ящика конструктора": сконструированные как шестишпиндельные автоматы, станки MS объединены в так называемую серию Multi-Line.

Начинается она с базовой версии MS 32 Compact — станка для обточки и простой комплексной обработки коротких деталей мелкими и средними сериями, имеющего 12 инструментальных суппортов, которые могут оснащаться 18 инструментами.

Следующая ступень — варианты с пинолью: MS32 P, MS 42 C и MS 52 P, сконструированные для обточки коротких деталей и валов большой трудоемкости, в том числе с обработкой обратной стороны, с осями C и Y. До 24 инструментов способны нести 17 инструментальных суппортов.

И, наконец, "королевский класс" — станки MS32 G и MS52 G: благодаря шести полноценным противощпинделям и осям Y на нескольких инструментальных суппортах можно изготовлять также и комплексные детали с трудоемкой обработкой обратной стороны. Варианты диаметра пропускных отверстий шпинделя — 32, 42 и 52 мм. Привод шпинделей — отдельными двигателями.

Имея фиксированную скорость резания, можно получить лишь посредственное качество поверхности и невысокую точность; стойкость инструмента оставляет желать много лучшего, а длинная стружка беспорядочно выходит из станка. Таких недостатков лишены станки фирмы "Индекс", позволяющие обрабатывать различные диаметры, выбирая подходящую частоту вращения шпинделя. Если кулачковый многошпиндельный автомат, сохраняя надежность процесса, способен обрабатывать деталь лишь с точностью до 0,06 мм, то многошпиндельный автомат MS даже на труднообрабатываемых материалах легко обеспечивает точность 0,03 мм, а при оптимальных технологических условиях — 0,02 мм и менее.

Точность зависит также и от подачи прутка, поэтому почти на всех моделях "Индекс" предлагает укладывать пруток в масляную ванну, гасящую вибрацию прутка во время обработки.

## Комплекс для компьютерного моделирования испытаний АТС на управляемость

А.М. АБРАМОВ, А.Н. МАЛАФЕЕВ

Новгородский государственный университет  
имени Ярослава Мудрого

Повысить уровень активной безопасности автотранспортных средств, в том числе их управляемость и устойчивость, за счет оптимизации его конструктивных параметров в настоящее время может позволить компьютерное моделирование. Определенный интерес с этой точки зрения представляет программный комплекс "MoSt-7.2", изначально предназначенный для комплексной оценки эксплуатационных свойств АТС. Он создан на основе гибкого алгоритма обработки входных параметров, поэтому может обрабатывать различные расчетные схемы и математические модели, описывающие криволинейное движение АТС. В частности, он, как и большинство ЭВМ, способен принимать, хранить и систематизировать любые данные по любым автотранспортным средствам, результаты расчета их оценочных параметров, а также характеристики участков автомобильных дорог; рассчитывать оценочные параметры с выводом результатов в виде графиков изменения кинематических и динамических параметров движения, траекторий основных, габаритных и прочих точек; визуализировать (в плоских или объемных координатах) процесс расчета криволинейного движения. Управляющие воздействия на автотранспортное средство со стороны водителя можно задавать в формульном виде, в масштабах как реального, так и виртуального времени. Важно и то, что в числе баз данных комплекса есть и база данных по автотранспортным средствам, которая непосредственно связана с базами данных отдельных звеньев АТС и определяющих их параметров, а также база по характеристикам дорог.

При необходимости выполнить расчет маневренных свойств АТС на любой из выбранных траекторий движения создается проект расчета, который "увязывает" данные АТС и автомобильных дорог. Кроме того, задается метод управления автотранспортным средством. Но для имитации управляющего воздействия водителя в реальном времени можно использовать и базу данных по испытательному стенду. Существенно упрощает работу с комплексом то, что из главного меню программы в реальном времени может быть вызвана специальная внешняя компонента визуализации, причем вызвана неоднократно, в различных ракурсах АТС (вид сзади, спереди, справа, слева и т. д.). После расчета есть возможность просмотреть его результаты в виде таблицы, графиков и рисунков.

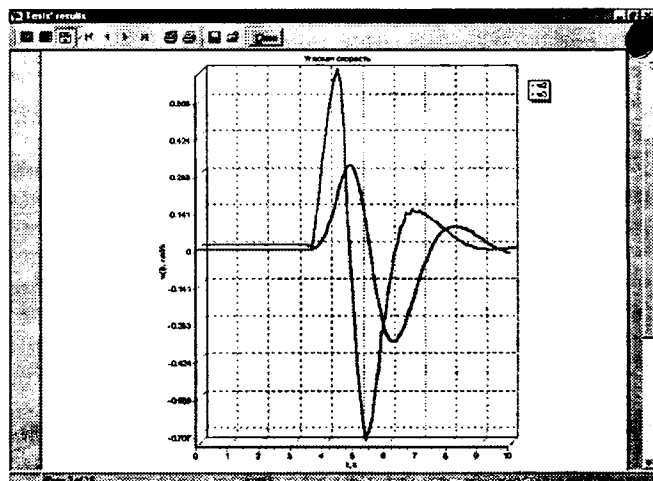


Рис. 1

В качестве примера компьютерного моделирования испытаний на управляемость приведем расчет автопоезда в составе "сидельный тягач КамАЗ-54112—полуприцеп мод. 9638".

На рис. 1 приведена зависимость коридора движения автопоезда от угловой скорости поворота, на рис. 2 — зависимость бокового ускорения автопоезда от углов поворота управляемых колес.

Работоспособность программного комплекса "MoSt-7.2" подтверждена результатами экспериментальных исследований на моделях и в процессе сравнения дорожных испытаний автопоездов с различными конструктивными параметрами. Исследования доказали, что в перспективе комплекс можно использовать в качестве адекватной замены сертификационных испытаний автотранспортных средств на управляемость. Сейчас же его очевидная ценность заключается в возможности судить о поведении АТС еще на стадии проектирования (или модернизации) агрегатов, узлов, систем, т. е. до проработки конструкции. И выбирать желаемую зависимость его выходных параметров от входных.

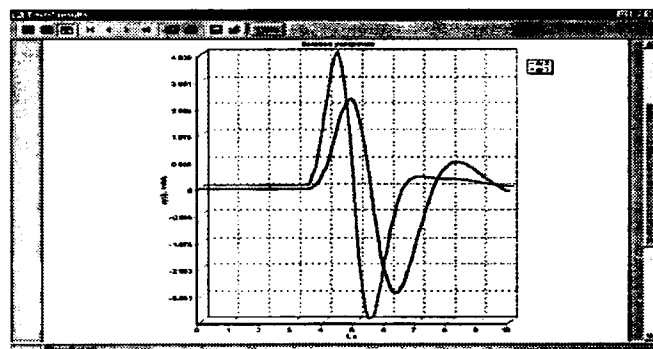
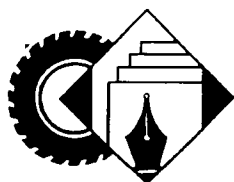


Рис. 2



УДК 629.017

## ПРОГНОЗ ТРЕБОВАНИЙ К ТОРМОЗНОМУ УПРАВЛЕНИЮ АТС

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО, кандидаты техн. наук  
В.П. ВОЛКОВ и В.И. КЛИМЕНКО, В.М. ЕФИМЧУК

Харьковский национальный АДУ

Нормативные требования к тормозным свойствам АТС формируются под влиянием ряда внешних факторов. Таких, как достигнутый уровень науки и техники, категория АТС и особенности условий его эксплуатации, конъюнктура рынка, экономическая целесообразность, действующие международные договоренности, совершенствование методов проведения тормозных испытаний и т. п. Поэтому без прогнозирования этих требований, особенно при разработке стандартов, не обойтись. В противном случае об оптимизации принимаемых на их основе технических решений говорить бессмысленно. Причем прогноз в каждом конкретном случае должен быть, во-первых, подробным, т. е. возможно полнее охватывать показатели качества, содержать данные об их изменении во времени или только для момента прогноза, а также данные о точности прогноза и ее характеристики; во-вторых, точным, т. е. соответствовать заданным диапазонам вероятностных характеристик показателей. (Принимаемые решения из-за несовершенства методов прогнозирования и недостаточности входной информации, как правило, неизбежно отступают от абсолютно оптимальных. Потому и приходится иметь дело с вероятностными характеристиками.)

Для обеспечения оптимальной точности прогноза требований к тормозным свойствам АТС необходимо рассмотреть тормозное управление как часть системы "водитель—автомобиль—дорожная среда", а последнюю — как подсистему адаптивной системы формирования тормозных свойств АТС. Другими словами, изменение тормозных свойств АТС во времени есть результат изменения нормативных требований и свя-

занных с этим изменением мероприятий по совершенствованию тормозного управления.

Проблема, как видим, сложная. Однако она упрощается, если иметь в виду несколько обстоятельств. Во-первых, то, что критерии оценки эффективности торможения — тормозной путь и среднее установившееся замедление — во времени меняют только свои количественные значения, но как были критериями, так ими и остаются. Во-вторых, установившееся замедление не зависит от начальной скорости торможения: оно всегда характеризовало и характеризует способность АТС создавать максимальную тормозную силу. В-третьих, этот показатель не учитывает влияние длительности динамической стадии на эффективность торможения автомобиля.

Действительно, проведенный в ХНАДУ анализ изменения во времени нормативных требований к среднему установившемуся замедлению  $[j_{уст}]$  (табл. 1) позволил найти довольно простую экспоненциальную зависимость для прогноза изменения этого критерия в будущем. Данная зависимость имеет вид:

$$[j_{уст}] = j_{max} [1 - \exp(-B\lambda)] = \varphi g [1 - \exp(-B\lambda)] = \varphi g \{1 - \exp[-B(\Gamma_1 - \Gamma_2)/(\Gamma_3 - \Gamma_2)]\}.$$

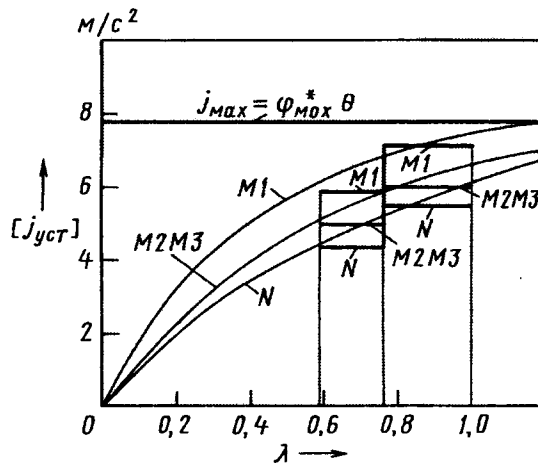


Таблица 1

Категория АТС	Установившееся замедление (нормы), м/с <sup>2</sup> , при испытаниях "ноль" по годам				Установившееся замедление (нормы), м/с <sup>2</sup> , при испытаниях I по годам				Установившееся замедление (нормы), м/с <sup>2</sup> , при испытаниях II по годам			
	1959	1975	1978	1986	1959	1975	1978	1986	1959	1975	1978	1986
M <sub>1</sub>	5,8	7,0	7,0	7,0	4,4	5,4	5,4	5,6	4,1	5,0	5,0	—
M <sub>2</sub>	5,0	7,0	7,0	6,0	3,8	5,3	5,3	4,8	3,5	4,9	4,9	4,5
M <sub>3</sub>	5,0	6,0	6,0	6,0	3,8	4,5	4,5	4,8	3,5	4,1	4,1	4,5
	4,4	5,5	5,5	5,5	3,4	4,1	4,1	4,4	3,1	3,8	3,8	—
	4,4	5,5	5,5	5,5	3,3	4,0	4,0	4,4	3,1	3,7	3,7	4,1
	4,4	5,5	5,5	5,5	3,3	4,0	4,0	4,4	3,0	3,6	3,6	4,1

Категория АТС	Значения коэффициента $B$ при испытаниях типа		
	"ноль"	I	II
$M_1$	2,432	1,424	—
$M_2$	1,700	1,111	0,995
$M_3$	1,700	1,111	0,995
$N_1$	1,398	0,959	—
$N_2$	1,398	0,940	0,840
$N_3$	1,398	0,940	0,838

В ней  $j_{\max}$  — максимально возможное линейное замедление, которое определяется сцепными свойствами АТС:  $\varphi$  — коэффициент сцепления колес с дорогой на сухом асфальтобетоне;  $g$  — ускорение свободного падения ( $9,81 \text{ м/с}^2$ );  $\lambda$  — относительное время;  $B$  — ко-

эффициент, зависящий от категории АТС и типа тормозных испытаний (табл. 2);  $\Gamma_1$  — год, который рассматривается при прогнозе или ретроспективном анализе;  $\Gamma_2$  — год, от которого условно ведется отсчет времени (допустим,  $\Gamma_2 = 1900 \text{ г.}$ );  $\Gamma_3$  — год, для которого осуществляется прогноз или от которого проводится ретроспективный анализ (допустим,  $\Gamma_3 = 2000 \text{ г.}$ ).

Кривые изменения  $[j_{\text{уст}}]$  для АТС категорий  $M$  и  $N$  при испытаниях "ноль", рассчитанные по данной зависимости, приведены, в качестве примера, на рисунке. Из него следует, что за период с 1910—1912 гг. до 1949 г. нормативное  $[j_{\text{уст}}]$  для категории  $M_1$  увеличилось в 2,887 раза; для категорий  $M_2$  и  $M_3$  — в 3,25 раза; для категорий  $N_1$ ,  $N_2$  и  $N_3$  — в 3,421 раза. Что, в общем, попадает в интервал, который привел в своей монографии "Тормозные системы автомобиля" Н.А. Бухарин (М.-Л.: Машгиз, 1950). Это позволяет утверждать: предлагаемая зависимость и данные табл. 2 вполне можно использовать для прогнозирования роста требований к эффективности торможения АТС.

УДК 629.656.053.7

## НИЦИАМТ: КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ ВНЕШНЕГО ШУМА АТС

Канд. техн. наук Ю.В. ГАЛЕВКО, Т.В. ИВАНОВА

НИЦИАМТ<sup>1</sup>

Как показывает опыт, во многих случаях основу внешнего шума автомобиля составляет структурный шум входящих в него агрегатов (двигатель, коробка передач, ведущие мосты). Поэтому улучшение их акустических показателей за счет совершенствования происходящих в них процессов и целенаправленной модернизации конструкции корпусных элементов считается генеральным путем уменьшения шумности АТС.

Принцип, безусловно, правильный. Однако для его практической реализации всегда нужно локализовать зону (или зоны), вносящую наибольший вклад в общий шум агрегата. Экспериментальный же поиск каждой такой зоны — дело, как правило, долгое и трудоемкое. Поэтому при решении задачи все чаще применяются расчетно-экспериментальные методы не только поиска, но и, что еще важнее, прогнозирования влияния различных изменений конструкции на ее виброакустические характеристики.

Таких методов существует достаточно много. В их числе — разработанные в НИЦИАМТе, один из которых можно назвать комплексным, поскольку он предназначен для использования как в дорожных условиях, так и в полузаглушенной камере.

Данный метод базируется на предположении, что в общем случае внешний шум  $L$  автомобиля подчиняется закону, математическая интерпретация которого имеет вид:

$$L = 10 \lg (\Sigma 10^{0,1L_i^a} + \Sigma 10^{0,1L_i^b} + \Sigma 10^{0,1L_i^c}),$$

где  $L_i^a = f(L_i, R_i, k, X)$  — доля шума от открытых источников, распространяющегося в расчетную точку;  $L_i$  — шум источника, измеренный в ближнем поле;  $R_i$  — расстояние от источника шума до расчетной точки;  $k$  — показатель направленности;  $X$  — коэффициент, определяющий условия излучения шума источником;  $L_i^b = f(L_i, S_{bi}, S_{ci}, ZI, R_j)$  — доля шума от источников, распространяющегося в расчетную точку через панели кузова, экраны и т. д.;  $S_{bi}$  — площадь панелей отсека, ограждающих источник шума;  $S_{ci}$  — площадь проемов и отверстий в отсеке, ограждающих источник шума;  $ZI$  — звукоизоляция панелей отсека, ограждающих источник шума;  $R_j$  — расстояние от отсека до расчетной точки;  $L_i^c = f(L_i, S_{ci}, h, R_j, R_{ij})$  — доля шума от источников, распространяющегося в расчетную точку через проемы конструкции автомобиля;  $h$  — расстояние от источника шума до дорожного покрытия;  $R_{ij}$  — расстояние от источника шума до ближайшей ограждающей панели.

Как видим, метод учитывает различные компоновки исследуемых автомобилей, характеристики источников шума, показатель направленности, условия распространения, расположение автомобиля относительно рассматриваемой (расчетной) точки, выбор которой обусловлен результатами анализа зависимости "уровень внешнего шума/положение автомобиля относительно точки измерения". В качестве исходных используются экспериментальные данные по шуму источников в ближнем поле, акустические и размерные характеристики панелей и отсеков.

Как пример реализации данного метода рассмотрим данные по автобусу, приведенные в табл. 1.

Из них следует, что во внешнем шуме автобуса доминируют структурные шумы двигателя, коробки передач и колесных редукторов ведущего моста. Так, экранирование двигателя (уменьшение площади проемов мотоотсека в 3 раза) снижает общий уровень

<sup>1</sup> В работе принимали участие В.П. Тюрин, Г.Н. Богачева, Ю.Н. Попов.

Таблица 1

Источник шума	Уровни звука, дБА, вариантов исполнения		
	исходный	экранированный двигатель	экранированы двигатель и коробка передач
Автобус в целом	87,7	86,9	84,8
Двигатель:			
через моторный отсек	54,2	55,9	55,9
через проемы мотоотсека	81,8	78,0	78,0
Коробка передач	84,1	84,1	78,6
Колесные редукторы:			
левый	78,6	78,6	78,6
правый	77,8	77,8	77,8
Редуктор главной передачи	71,7	71,7	71,7
Система впуска:			
через мотоотсек	39,7	41,5	41,5
через проемы мотоотсека	56,5	52,4	52,4
Вентилятор:			
через мотоотсек	49,7	51,4	51,4
через проемы мотоотсека	69,8	65,6	65,6
Система выпуска	64,1	64,1	64,1

внешнего шума на ~1 дБА, а шум, проникающий от двигателя, — на 4 дБА; экранирование коробки передач (уменьшение проемов отсека коробки передач в 3,5 раза) дополнительно к экранированию двигателя уменьшает общий внешний шум еще на 2 дБА, а шум коробки передач — на 5,5 дБА.

Таким образом, расчетно-экспериментальный метод позволил определить не только шумные элементы конструкции, но и наиболее эффективные пути снижения общего шума, а затем и внедрить найденные решения в конструкцию реальной модели автобуса. При существенном сокращении, по сравнению с натурными исследованиями, затрат на доводочные работы.

Второй из методов, созданных в НИЦИАМТе, предназначен для применения в стендовых условиях — при использовании полузаглушенной камеры с беговыми барабанами. Он позволяет выделять источники шума непосредственно на АТС любым из двух способов — либо изоляцией (отключением) исследуемого источника при работающих и открытых остальных, либо изоляцией всех, кроме исследуемого. (Второй способ точнее и, кроме того, дает возможность выделять менее значимые источники, которые при большом уровне "вредного" шума "маскируются".)

Роль показателя, по которому проводится идентификация источников, играет звуковое давление, измеренное при имитации на стенде с беговыми барабанами движения АТС на мерном участке. Регистрируемые во время разгона параметры — спектры звукового давления. Записываются они в мультиспектр через определенные периоды вращения коленчатого вала двигателя. Интервалы стробирования спектров выбираются с учетом параметров прохождения мерного участка (начальная и конечная частоты вращения коленчатого вала двигателя, время). Устанавливаемый интервал тесно связан с достоверностью определения спектральных характеристик звукового давления, получаемых с использованием анализатора, работающего в реальном масштабе времени и выбираемого для каждой передачи в коробке передач.

Третий метод выявления зон автомобиля, вносящих наибольший вклад во внешний его шум, — интенсивметрия, т. е. измерение интенсивности звука. Но приемлемую точность он обеспечивает только при движении автомобиля с постоянной скоростью. Что касается величин скоростей, при которых измеряется интенсивность шума, то они выбираются по результатам проездных испытаний. Замеры проводятся на расстоянии как минимум 50 см от габаритных точек автомобиля.

Для примера рассмотрим результаты акустических исследований двухосного седельного тягача с дизелем мощностью 308,8 кВт (406 л. с.), имеющего 16 передач переднего хода (табл. 2).

Как видим, в данном случае силовой агрегат как источник шума доминирует на всех передачах, исключая высшую; начиная с XVI передачи достаточно сильно проявляется шум шин (их вклад во внешний шум составляет 1—2 дБА); шум ведущего моста, наоборот, на всех передачах, исключая высшую, в 1,5—3 раза ниже шума силового агрегата. Чтобы обеспечить требования Правил № 51-01 ЕЭК ООН (84 дБА), необходимо на 1—3 дБА снизить шум на VIII—XIII передачах; чтобы выполнить требования Правил № 51-02 (80 дБА), внешний шум нужно снизить, в зависимости от номера передачи, на 2—6 дБА.

Результаты разделения источников шума позволяют не только разработать акустические требования к основным агрегатам автомобиля, но и наметить более оптимальный путь их реализации. В частности, для рассматриваемого автомобиля шум, создаваемый шинами, редукторами ведущего моста и газодинамической составляющей системы выпуска для различных

Таблица 2

Источник шума	Уровни звука, дБА, на передачах									
	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XIV	
Общий шум автомобиля:										
исходный вариант	86,9	86,7	84,6	85,1	85,9	84,7	83,2	81,6	81,8	
после капсулирования	81,6	82,5	82,4	81,9	82,6	82,4	81,4	79,7	80,8	
Силовой агрегат:										
исходный вариант	86,3	85,6	82,5	82,6	83,9	83,2	80,2	78,6	76,5	
после капсулирования	79,3	78,9	78,0	77,3	76,0	76,1	74,9	72,4	72,2	
Ведущий мост	74,7	77,8	78,4	78,6	79,0	78,4	77,6	74,0	77,7	
Система выпуска	72,4	72,0	71,6	65,6	64,5	56,1	62,6	—	—	
Шины	70,0	74,1	74,1	74,3	77,7	77,7	76,6	76,8	76,6	



передач по отдельности, составляет 79—81 дБА. При этих условиях внешний шум автомобиля не превысит 84 дБА только в случае, если структурный шум силового агрегата не будет превышать 82 дБА. Значит, структурный шум двигателя нужно снизить как минимум на 2,5 дБА. Такой результат может дать экранирование или частичное капсулирование силового агрегата. Если же требуется выйти на уровень Правил № 51-02, то шум силового агрегата нужно убавить уже на 15 дБА, что довольно сложно. Например, за счет капсулирования с помощью звукопоглощающих материалов можно рассчитывать на выигрыш не более 7—8 дБА. Причем шум, проникающий от силового агрегата, будет равнозначен шуму, генерируемому редукторами ведущего моста, а также шуму, создаваемому шинами обоих мостов. Поэтому недостающие 7—8 дБА придется набирать, снижая шум редукторов ведущего моста на 3—4 дБА, шум шин обоих мостов — на ~3 дБА, шум газодинамической составляющей системы выпуска — на 1 дБА.

Это и было сделано с помощью специально разработанной капсулы типа "металл—пластик—металл" со специальным покрытием из звукопоглощающего материала (общая площадь капсулы — 3,3 м<sup>2</sup>). В итоге внешний шум автомобиля снизился с 86,9 до 82,5 дБА, а силовой агрегат остался доминирующим источником только на VIII передаче.

Учитывая, что силовой агрегат автомобиля служит основным источником шума автомобиля, в НИЦИ-АМТе разработали метод выявления локальных источников шума именно у двигателя. Разработчики метода исходили из следующих очевидных соображений. Первое: шум создают процессы сгорания, выхлопа и передвижение элементов конструкции. Второе: по механизму генерации общий шум складывается из структурного (излучаемого наружными поверхностями) и газодинамического шумов. Поэтому акустический баланс двигателя можно представить в следующем виде:  $P_{двс} = P_{мк} + P_{бк} + P_{кк} + P_{гд} + P_{ост}$ . (Здесь  $P_{двс}$  — акустическая мощность двигателя;  $P_{мк}$  — акустическая мощность, излучаемая поверхностью масляного картера;  $P_{бк}$  — акустическая мощность, излучаемая поверхностью блок-картера;  $P_{кк}$  — акустическая мощность, излучаемая поверхностью клапанной крышки;  $P_{гд}$  — акустическая мощность, излучаемая газодинамическими источниками шума;  $P_{ост}$  — акустическая мощность, излучаемая остальными поверхностями ДВС.)

Акустическую мощность, излучаемую различными наружными поверхностями, определяют, согласно данному методу, измерением интенсивности звука либо вычислением звуковой мощности по результатам измерения виброскорости на каждой конкретной поверхности. Для выявления шума, генерируемого процессом сгорания, и шума, генерируемого различными соударениями, измеряют либо звуковое давление, либо его интенсивность при работе двигателя с полной нагрузкой, прокрутке от стенда или работе на холостом ходу. Испытания во всех случаях проводят в полузаглушенной камере. Их технология сводится к следующему.

Силовой агрегат устанавливают на подmotorные стойки; балансирная машина, вынесенная за пределы камеры, соединяется с двигателем карданными валами. Затем начинаются собственно измерения, которые выполняют в несколько этапов.

На первом получают общие акустические характеристики двигателя, измеряя уровни звука при его работе по внешней скоростной характеристике и при работе на холостом ходу. Точки для измерения — согласно ОСТ 37.001.266. Применительно к упоминавшемуся выше дизелю двухосного седельного тягача установлено: наибольшие уровни звука наблюдаются с фронтальной стороны двигателя; увеличение частоты вращения коленчатого вала на 100 мин<sup>-1</sup> приводит к возрастанию уровня звука на 0,9 дБА; при работе на частотах вращения до 1600 мин<sup>-1</sup> наиболее значимую роль в формировании шума играет процесс сгорания, на остальных режимах доминируют шумы механического происхождения; в целом шум, генерируемый двигателем, определяется частотным диапазоном 500—5000 Гц.

На втором этапе исследуют звуковую мощность, излучаемую через плоскости, параллельные передней, задней и боковым поверхностям двигателя. Делается это измерением интенсивности звука на расстоянии 0,5 м от двигателя с последующим построением карт интенсивности звука для различных режимов его работы. Ранжирование поверхностей по их вкладу в шум выполняется измерением интенсивности звука в ближнем поле (на расстоянии 0,1 м от поверхностей).

Полученные результаты приведены в табл. 3, из которой следует, что зона забора воздуха вентилятором, поверхность картера, клапанные крышки и масляный картер — наиболее значимые источники шума того же дизеля.

Третий этап — моделирование колебательных характеристик элементов конструкции двигателя.

Практически вся акустическая мощность двигателя генерируется, как видно из табл. 3, его наружными поверхностями. Поэтому на данном этапе решается задача улучшения акустических характеристик именно этих поверхностей. Наименее трудоемкий способ — использование расчетных методов. В частности, при определении динамических характеристик деталей решают следующее уравнение:  $[M] \times \{X\} + [C] \times \{X\} + [K] \times \{X\} = \{F\}$ . (Здесь  $[M]$  — матрица масс;  $[C]$  — матрица демпфирования;  $[K]$  — матрица жесткости;  $\{F\}$  — вектор силового воздействия;  $\{X\}$  — вектор перемещения.)

В зависимости от способа построения и решения данного уравнения используют два метода — метод конечных элементов, при котором  $[M]$ ,  $[C]$  и  $[K]$  строят с учетом конструктивных особенностей детали, и модальный анализ, когда, преобразовав уравнение для каждой моды к виду  $H(\omega) = (-\omega^2 m + j\omega c + k)^{-1}$  и замеряя передаточную функцию  $H(\omega)$  экспериментально, матрицы строят, используя эту функцию.

Для расчетного исследования колебательных характеристик деталей целесообразно использовать конечно-элементные модели различных уровней сложности. Прежде всего следует выделить две группы конечно-элементных моделей деталей, формирующих наружную поверхность двигателя, — нагруженные и ненагруженные. (Эти детали отличаются по способу возбуждения, имеют значительные различия в сложности их конструктивного исполнения и наличии специфических граничных условий.) Нужно также различать модели для определения колебательных характеристик существующей конструкции и модели,

Поверхность	Площадь $i$ -го участка, м <sup>2</sup>	Отношение площади $i$ -го участка к площади двигателя	Средняя интенсивность по $i$ -й поверхности, Вт/м <sup>2</sup>	Звуковая мощность, излучаемая $i$ -й поверхностью, Вт	Отношение звуковых мощностей, излучаемых $i$ -й поверхностью и поверхностью двигателя, %
Масляный картер	0,300	12,3	0,029	87	8,5
Кожух вентилятора:					
верхний	0,210	8,6	0,030	63	6,1
нижний	0,126	5,2	0,029	36,5	3,6
Картер двигателя (правая поверхность)	0,126	5,2	0,046	58	5,7
Зона забора воздуха вентилятором	0,071	2,9	0,250	177,5	17,3
Зона вокруг отверстия забора воздуха	0,081	3,3	0,150	121,5	11,8
Передняя крышка	0,070	2,9	0,080	56,0	5,5
Масляный радиатор	0,128	5,2	0,169	98,0	9,5
Крышки:					
воздушного фильтра	0,054	2,2	0,027	14,9	1,5
задняя	0,045	1,8	0,011	5,0	0,5
Задняя часть ДВС	0,520	2,1	0,030	15,6	1,5
Картер сцепления	0,350	14,3	0,016	56,0	5,5
Коробка передач	0,256	10,5	0,011	28,2	2,8
Поверхность двигателя (слева)	0,408	16,7	0,027	110,0	10,7
Клапанные крышки	0,165	6,8	0,060	99,0	9,7

предназначенные для оценки различных конструктивных мероприятий.

Основное требование к моделям первого типа — получить достоверные результаты, к моделям второго типа — их структура должна позволять без больших сложностей проводить ее модификацию.

Оценка акустической активности различных форм колебаний ведется либо по квадрату виброскорости, либо по звуковому давлению, создаваемому в точках пространства вокруг детали на определенной моде при задании нормированного возбуждения, т. е. решением задачи о вынужденных колебаниях.

Формула для определения акустической мощности имеет вид:  $P = \sigma r c \overline{v^2}$ . В ней  $P$  — звуковая мощность;  $\sigma$  — коэффициент излучения;  $rc$  — волновое сопротивление среды;  $\overline{v^2}$  — средняя по поверхности виброскорость. При этом последняя для каждой точки модели получается после Фурье-преобразования временного отклика в узловых точках конечно-элементной модели, формирующих поверхность излучения.

Звуковое давление в точке пространства вокруг исследуемой детали определяется из следующего выражения:

$$p_k = \frac{1}{2\pi} \sum_n \frac{\omega \rho}{r_{kn}} v_n e^{-ikr_{kn}} \Delta S_n,$$

где  $p_k$  — звуковое давление в  $k$ -й точке пространства;  $\omega$  — круговая частота колебаний;  $\rho$  — плотность среды;  $v_n$  — средняя по поверхности конечного элемента виброскорость;  $r_{kn}$  — расстояние между  $k$ -й точкой поверхности и  $n$ -м элементом;  $\Delta S_n$  — площадь элемента  $n$ ;  $i$  — мнимая единица.

В процессе конечно-элементного моделирования и модального анализа блок-картера рассматриваемого двигателя были получены частоты и формы собственных колебаний, а также оценена акустическая активность различных форм колебаний при задании случай-

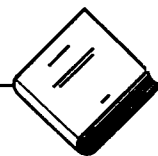
ного возбуждения. Исследуемый диапазон частот собственных колебаний с учетом характерных форм можно разделить на три области: до 950 Гц; 950—1700 Гц; 1700—2500 Гц. Для форм колебаний, находящихся в первой области, характерны колебания противоположных стенок блока в фазе с наибольшими амплитудами в зоне крепления масляного картера; для второй — колебания блока подобно пульсирующему цилиндру, но есть колебания отдельных его поверхностей; третья область характеризуется только колебаниями отдельных его поверхностей.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Выбор правильной концепции снижения внешнего шума автомобиля требует проведения тщательного разделения источников шума.

2. Самыми приемлемыми как в техническом, так и экономическом плане решениями по снижению общего шума АТС следует считать сочетание мероприятий, направленных на снижение шума в источнике и капсулирование. Однако в конкретных обстоятельствах эти меры могут использоваться каждая в отдельности. Например, для уже созданной конструкции автомобиля проще всего прибегнуть к капсулированию. Если же этого мало, чтобы удовлетворить возросшие требования (скажем, появился новый ГОСТ), то целесообразно заняться и самими источниками шума. Но в целом надо помнить, что за счет капсулирования и экранирования, как показали эксперименты, выполненные в НИЦИАМТе на ряде автомобилей, можно снизить шум на 5 дБА, а если поработать с системой охлаждения двигателя, то и больше.

3. Применение расчетных методов для исследования виброакустических характеристик корпусных деталей двигателя позволяет с достаточной точностью проводить работы по их усовершенствованию, сокращая при этом сроки доводки.



УДК 629.(049.32)(075)

**Технология двигателестроения. Учебник для студентов вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / А. И. Дашенко, В. И. Гладков, П. Е. Елхов и др. Под ред. А. И. Дашенко. — М.: Изд. МГТУ "МАМИ", 2001. — 496 с., 200 илл.**

Выход в свет учебника "Технология двигателестроения", в котором рассматриваются передовые технологические методы, процессы и оборудование для изготовления ДВС, с полным основанием можно считать делом актуальным, своевременным. Особенно если учесть, что это второе его издание, т. е. переработанное и дополненное с учетом последних достижений науки и практики.

И еще одно немаловажное обстоятельство: в учебнике доступно, ясно и комплексно рассмотрены современные процессы получения заготовок, прогрессивные технологические процессы механической обработки, сборки и выбора технологического оборудования для ведущих деталей двигателей (корпусных, зубчатых

колес, валов, цилиндропоршневой группы). Причем наиболее полно обобщены, систематизированы и обстоятельно изложены вопросы конструкторско-технологического формирования конкурентоспособных изделий двигателестроения; приведены хорошо зарекомендовавшие себя в практике автомобильных и двигательных заводов отрасли и научных организаций типовые технологические решения применительно к конкретным условиям и специфике работы современных производственных систем.

Содержащийся в учебнике материал, безусловно, окажется полезным будущим квалифицированным инженерам, бакалаврам и магистрам, выпускаемым механико-техно-

логическими, энергомашиностроительными, приборостроительными, инженерно-экономическими факультетами вузов.

Много полезного могут найти в нем также инженерно-технические специалисты промышленных предприятий (службы главного технолога, металлурга, системотехника, метролога), работники НИИ и КБ.

Учебник можно приобрести или заказать в ОАО "НИИТавтопром" по адресу: 115533, Москва, просп. Андропова, 22/30. Секция РОКЭА "Экономика, маркетинг, реклама". Телефоны: (095) 118-30-77, 118-20-00. Факс (095) 118-13-33.

*Е. С. Добринский  
НИИТавтопром*

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхiev X. A. — Экономика АТС с комбинированными силовыми установками	1
Пережатov Ю. А., Гладков В. И., Добринский Е. С., Крылов Е. А. — Технологическое автомобилестроение в рамках концепции его развития	2
АСМ-факты	5

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Карманов К. Н. — Новые троллейбусы для российских городов	6
Коротков М. В., Бондаренко Е. В. — Пробег и экологическая безопасность автомобиля	8
Десянин С. Н., Марков В. А. — Топливо утяжеленного состава и пуск дизеля	10
Ворошин Н. Н. — Колеса и шины автомобилей "Урал"	13
Евграфов А. Н., Высоцкий М. С. — Внешние аэродинамические устройства автопоездов	15
Степанов А. П., Тимофеев М. Ю. — Особенности гидродинамики глissирующих амфибийных машин	17
Читатель предлагает	
Абросимов В. П. — Новые двигатели — реальная основа кардинального снижения удельного расхода топлива	18
В НИИ, КБ и на заводах	21

### АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Яситников В. Н. — Выбор метода обслуживания техники по ее состоянию	22
Лустенков М. Е. — Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ	24

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мирзоев Г. К., Ермолин А. В., Тячко А. В., Семаков В. Г., Понькин А. В., Заплатин А. В. — Новый метод определения коэффициентов форсирования испытаний	26
Блаер И. Л. — Качество сборки резьбовых соединений	28
Секретова Е. П., Сухоруков З. М. — Синтез конструкций инструментов для абразивно-алмазного развертывания	30
Абрамов А. М., Малафеев А. Н. — Комплекс для компьютерного моделирования испытаний АТС на управляемость	34

### ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров	
Подригало М. А., Волков В. П., Клименко В. И., Ефимчук В. М. — Прогноз требований к тормозному управлению АТС	35
Галевко Ю. В., Иванова Т. В. — НИЦИАМТ: комплексный подход к проблеме внешнего шума АТС	36
Вышли из печати	
Добринский Е. С. — Рецензия на учебник А. И. Дашенко и др. "Технология двигателестроения"	40

**Главный редактор Н. А. ПУГИН**

**Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, Н. Н. Волосов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Б. И. Гуров, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карувец, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), Ю. А. Купеев, Э. Н. Ньжульников, В. И. Пашков, С. И. Попова (ведущий редактор), А. М. Серезенкин, Н. Т. Сорокин, Г. А. Суворов, А. И. Титков, С. В. Ушаков, Н. Н. Яценко**

**Белорусский региональный редакционный совет:**

**М. С. Выхоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), П. Л. Мариев, А. Г. Палагин, А. П. Ракомсия, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев**

**Ордена Трудового Красного Знамени  
ФГУП «Издательство "Машиностроение"»**

Художественный редактор Т. Н. Погорелова  
Корректор Л. Е. Сонюшкина

Сдано в набор 04.03.2003. Подписано в печать 22.04.2003.  
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 4,9. Усл.-кр. отт. 11,76. Уч.-изд. л. 6,64. Зак. 561

Адрес редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4  
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97  
E-mail: avtoprom@machin.ru

Отпечатано в Подольской типографии ГУП ЧПК  
142100, г. Подольск, ул. Кирова, 25

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.  
Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная



**ИЖЕВСКИЙ  
ЭКСПОЦЕНТР**

**24-27 июня 2003 года**



# IV ВСЕРОССИЙСКАЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТРАНСПОРТА УДМУРТСКОЙ РЕСПУБЛИКИ  
АДМИНИСТРАЦИЯ ГОРОДА ИЖЕВСКА  
УДМУРТСКОЕ РЕСПУБЛИКАНСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ РОССИЙСКОЙ ТРАНСПОРТНОЙ ИНСПЕКЦИИ  
ГОСУДАРСТВЕННАЯ ИНСПЕКЦИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ МВДУДМУРТСКОЙ РЕСПУБЛИКИ  
УДМУРТСКАЯ ТОРГОВО-ПРОМЫШЛЕННАЯ ПАЛАТА



# “ИЖ-АВТО”

426063, Удмуртская Республика  
г. Ижевск, ул. Гольянский поселок, 54а  
Тел. (3412) 51-10-73, 75-03-08, 75-34-17  
75-47-96, 75-13-19, 76-14-17

E-mail: [postmaster@izhexpocentr.udm.ru](mailto:postmaster@izhexpocentr.udm.ru)  
[izhexp@udmnet.ru](mailto:izhexp@udmnet.ru)  
<http://www.izhexpo.udm.ru>

ОФИЦИАЛЬНЫЙ  
ПАРТНЕР



Удмуртская  
Промышленная  
Компания

ФОЦ “Здоровье”

г. Ижевск

# ЭКСПО ВОЛГА

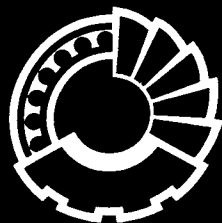
ОРГАНИЗАТОР ВЫСТАВОК С 1986 ГОДА



**24 -27 июня**

САМАРА-2003

2-я Межрегиональная специализированная  
выставка с международным участием



# ПРОМЫШЛЕННЫЙ САЛОН

INDUSTRY

- МАШИНОСТРОЕНИЕ
- СТАНКОСТРОЕНИЕ
- ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ
- МЕТАЛЛООБРАБОТКА
- ВТОРИЧНЫЙ РЫНОК ТЕХНИКИ И ОБОРУДОВАНИЯ



Выставочный центр “ЭКСПО-ВОЛГА”  
142110, г. Самара, ул. Мининская, 23а  
Вологодская областная универсальная научная библиотека  
[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)



# НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ

С точки зрения фирм корпорации **TRAUB&INDEX Werke** все вращается вокруг вас, наши дорогие клиенты. Известность ведущих производителей токарных станков достигнута не только благодаря тому, что используются передовые технологии и гарантируется продукция, но и во многом благодаря ориентации на пожелания потребителей и оказанию широкого спектра услуг. Девиз «Все из одних рук» имеет неоспоримое преимущество для клиентов.

## Токарные станки для тех, кто хочет больше, чем просто «крутить»

- Универсальные токарные станки с ЧПУ (TNE; TNA)
- Токарно-фрезерные центры с ЧПУ (TNA)
- Токарные центры с контршпинделем с ЧПУ (TNC)
- Многопозиционные токарные станки с ЧПУ (TNM)
- Токарные автоматы для фасонно-продольного точения с ЧПУ (TNL)
- Токарные автоматы с ЧПУ (TNK)
- Магазины для прутковых заготовок (DNN)

Главные направления – качество, надежность и технический прогресс – нашли свое отражение в палитре изделий корпорации **INDEX&TRAUB**, девизом которой является рациональное и экономичное производство.

- Токарно-фрезерные центры **INDEX RatioLine** (INDEX G200Compact; G300; G300Flex)
- Промышленные вертикальные токарные центры **INDEX VerticalLine** с ЧПУ (INDEX V200; V250; V300)
- Прутковый станок-автомат с протившпинделем (INDEX ABC SpeedLine)
- Многошпиндельные токарные станки **INDEX MultiLine** с ЧПУ (INDEX MS16E; MS25E; MS32B; MS32P; MS32G; MS42C)
- Вертикальный токарный обрабатывающий центр с ЧПУ (INDEX V100 – НОВИНКА 2003 года!)
- Системы числового программного управления (INDEX C200-4; TIRBO H200 на базе SINUMERIK 840C/840D)



[www.traub.de](http://www.traub.de)

[www.index-werke.de](http://www.index-werke.de)

# INDEX

**INDEX**  
ABC



## ВЫСОКАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ НА ЛУЧШИХ МИРОВЫХ СТАНКАХ INDEX&TRAUB

Проведение консультаций, продажа, ввод в эксплуатацию и сервисное обслуживание высококачественного оборудования, и, прежде всего, станков, обрабатывающих центров и линий, с обучением персонала работе на этом оборудовании. В случае необходимости обеспечиваем запасными частями и расходными материалами ко всем видам станков.