

ISSN 0005-2337

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • 2002



2002 г. № 12



**Российская автомобильная федерация  
Спортивно-технический клуб НИЦИАМТ  
Госкомспорт России**



**проводят**

**1-2 февраля 2003 г.**

**на трассе НИЦИАМТ (г. Дмитров)**

# **Чемпионат России по автокроссу на легковых автомобилях**

**Начало соревнований в 10.00**

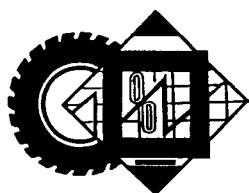
**Проезд: от Савеловского вокзала г. Москвы до железнодорожной станции  
"Дмитров", далее автобусом № 41 до конечной остановки "Автополигон".**

**Справки по телефону: 587-29-35.**



# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • декабрь • 2002



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.658.562.3:65.014.001.73

### CALS-ТЕХНОЛОГИИ – ВАЖНЫЙ ЭЛЕМЕНТ РЕСТРУКТУРИЗАЦИИ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И СРЕДСТВО ЕЕ ИНТЕГРИРОВАНИЯ В МИРОВУЮ ЭКОНОМИКУ

Канд. экон. наук А. А. ИПАТОВ, д-р техн. наук В. А. ЗВОНОВ  
НАМИ

Опыт мирового автомобилестроения доказано: качество и конкурентоспособность автомобиля определяются эффективностью управления процессами на стадиях его жизненного цикла. Поэтому автомобилестроение уже выработало собственные методы повышения этой эффективности. Наиболее известные из них — "тотальное управление качеством" (TQM), "управление потребностью в материалах" (MPR), "управление производственными ресурсами" (MPR-II), "управление ресурсами предприятия" (ERP). Повышение конкурентоспособности также непосредственно связано с обеспечением экологической безопасности в соответствии со стандартами ИСО 14000 "Системы экологического управления" (один из примеров последнего — разработанная ведущими автомобилестроительными фирмами мира концепция "Конструирование для экологии"). Но особое место среди методов повышения эффективности процессов жизненного цикла автомобиля занимают CALS-технологии, т. е. технологии непрерывной информационной поддержки жизненного цикла, точнее — управления информационными ресурсами предприятия. Их считают важнейшим компонентом при решении проблемы повышения конкурентоспособности промышленного изделия. И не только одного конкретного предприятия. Ведь в процессы

полного жизненного цикла автомобиля (как и любого продукта) всегда вовлечено большое число участников, эффективная работа которых без непрерывной информационной поддержки невозможна. Типичный тому пример — создание, производство, эксплуатация и утилизация АТС: если нет обмена информацией о его конструкции, функциях, особенностях технического обслуживания между теми, кто их производит, и теми, кто их эксплуатирует, то говорить об эффективности просто неуместно. Однако обмен такой разнородной информацией требует единого (стандартного) представления о предмете разговора. Иначе все участники жизненного цикла изделия не смогут свободно создавать, передавать своим партнерам и использовать информацию от партнеров. Значит, нужно единое информационное пространство. Его и позволяют создать CALS-технологии. В том числе обеспечивать информационное воплощение изделия ("интеллектуальный продукт"), которое предшествует физическому его воплощению, т. е. до этапа производства. Другими словами, интеллектуальный продукт начинает свое существование вместе с началом жизненного цикла изделия (с этапов маркетинга и изучения рынка) и может продолжать существовать (правда, в "замороженном" виде) даже после окончания этого цикла. То есть на начальных этапах (маркетинг, проектирование, разработка процессов) интеллектуальный продукт для пользователя фактически тождествен самому изделию, хотя физического продукта еще не существует в природе.

Сказать, что такое разделение началось вместе с рождением CALS-технологий, нельзя. Так же как то, что практика не следовала законам механики до тех пор, пока их не сформулировал Ньютон. Например, каждый знал: чтобы сдвинуть предмет с места, к нему нужно приложить силу. Так и каждый конструктор, и каждый производитель старались сделать такой автомобиль, который востребует потребитель. А для этого добывали соответствующую информацию и анализи-

ровали ее. Заслуга же CALS-технологии состоит в том, что она повышает эффективность управления информацией об изделии за счет преобразования жизненного цикла изделия в единый высокоавтоматизированный процесс.

Такой подход стал реальностью благодаря бурному развитию новых технологий обработки, хранения, доступа и передачи информации, их зависимости от способа ее представления, количества и местонахождения (новые технологии хранения данных, обмена ими в глобальных сетях, объектно-ориентированный подход, методы искусственного интеллекта и т. д.).

В настоящее время существуют три группы CALS-технологий — реинжиниринга бизнес-процессов; представления данных об изделии в электронном виде; интеграции данных об изделии в рамках единого информационного пространства.

Реинжиниринг предусматривает новый способ мышления — взгляд на построение фирмы как инженерную деятельность. То есть проектирование фирмы на основе принципов современной инженерии, четкой организации процессов, цель и результат которых — получение кардинальных улучшений. Конкретно это сводится к оптимизации существующих бизнес-процессов; внедрению организационных новаций (параллельное проектирование, тотальное управление качеством, экологическое управление); переходу от бумажного к электронному представлению информации; непрерывному развитию взаимоотношений с другими участниками жизненного цикла автомобиля.

Можно выделить три типа фирм, для которых реинжиниринг — жизненная необходимость.

1. Находящиеся на грани краха, у которых нет выбора: либо они предпримут решительные шаги, либо разорятся.

2. Не находящиеся в текущий момент в затруднительном положении, но руководство предвидит неизбежность возникновения трудноразрешимых проблем. Например, появляются новые конкуренты, изменяются требования потребителей, изменяется экономическое окружение и т. д.

3. Не имеющие проблем в настоящее время, не предвидятся они и в ближайшем будущем. Это компании-лидеры, которые проводят агрессивную политику, не удовлетворяются текущим хорошим состоянием дел и с помощью реинжиниринга хотят добиться лучшего.

Технологии представления данных в электронном виде достаточно известны, поэтому останавливаться на них не будем. Но что касается технологий интеграции данных, то здесь пока такой ясности нет. Многие понимают их как простое суммирование информации. Хотя, по глубинному смыслу, это технологии управления интеллектуальным продуктом, т. е. предназначенны для управления всей информацией, созданной об изделии в ходе его жизненного цикла. Реализуются они с помощью автоматизированных систем управления данными об изделии (PDM). Такие системы, с одной стороны, выступают в качестве хранилища безопасных, легкодоступных, управляемых как объекты всех данных об изделии и его версиях, с другой — взаимодействуют с прикладными программами, создающими или использующими данные об изделии. Причем эти данные, сконцентрированные в любой прикладной программе, передаются на хранение в PDM-систему и становятся доступными любому участнику жизненно-

го цикла изделия, имеющему соответствующие права доступа, повышая тем самым эффективность работы отдельного пользователя. То есть PDM-системы выступают в качестве рабочей среды пользователя, предоставляя ему нужную информацию в нужное время в нужной форме.

Таким образом, PDM-система — это центр информационной интеграции предприятия. Но у него должен быть и центр данных о его ресурсах (ERP), а также прикладные системы, создающие и использующие данные об изделии. Между ними существуют два вида интеграции: вертикальная (PDM и прикладные системы) и горизонтальная (PDM и АСУП). Они и представляют собой полную информационную модель предприятия, в которой нет места повторному вводу данных.

По мнению экспертов, наибольший выигрыш PDM-системы дают в двух областях: сокращают сроки выхода изделия на рынок и повышают его качество. Например, исследования, выполненные известной консалтинговой фирмой "Мак Кинси", показывают: для продукта с длительностью жизненного цикла пять лет PDM-системы сокращают стоимость проектирования на 50 %, благодаря чему прибыль фирмы возрастает на 3,5 %. При сокращении стоимости производства изделия на 9 % прибыль увеличивается на 22 %. При уменьшении сроков поставки изделия на 6 мес. рост прибыли составляет 33 %. В то же время, по исследованиям другой консалтинговой фирмы, "КИМдата", использование PDM-системы приводит к сокращению времени проектирования изделия на 20—30 %.

Нормативная база CALS-технологий — стандарт ИСО 10303-STEP, который состоит из нескольких компонентов, имеющих три уровня (см. рисунок).

Первый уровень можно назвать ядром стандарта, его инструментарием, с помощью которого задаются остальные компоненты стандарта, а также реализуется информационный обмен (язык "Express").

Второй уровень — базовое представление информации об изделии, инвариантное по отношению к предметной области (интегрированные ресурсы). Это представление включает базовую информационную модель изделия, которая задана с помощью инструментария STEP.

Третий уровень — прикладные протоколы, которые содержат информацию об изделии, специфичную для конкретной предметной области (например, машиностроение, автомобилестроение, судостроение и т. п.).



Такое представление включает в себя информационную модель изделия для конкретной предметной области и опирается как на инструментальный СТЕР (первый уровень), так и на базовую модель изделия (второй уровень). Прикладные протоколы — основа создания информационных моделей конкретных изделий.

О важности роли, которую играют CALS-технологии в автомобилестроении, говорят такие факты: одним из первых в серии прикладных стандартов (протоколов) ИСО 10303-СТЕР был подготовлен стандарт именно для автомобильной промышленности (ИСО 10303-214 "Базовые данные для проектирования автомобилей"). В его разработке принимали участие фирмы "Форд", "Дженерал Моторс", "Ауди", "Мерседес-Бенц", "Опель", "Фольксваген", "Скания", "Вольво", "Хонда", "Мицубиси", "Ниссан", "Тойота", "Пежо—Ситроен", "Рено". На собственном опыте они убедились, что время разработки и постановки на производство новой модели автомобиля можно сократить до 1,5—2 лет. Потому что в сферу действия стандарта ИСО 10303 входят: изделия автомобилепроизводителей и их поставщиков, т. е. части (детали) автомобиля, его трансмиссии, ходовой части и внутреннего оборудования, сборочные единицы, инструментальные средства, комплексы инструментальных средств и сырьевые материалы; технологическая информация, которая описывает взаимодействие между частями, инструментальными средствами и используется для производства и управления взаимосвязями между промежуточными стадиями разработки инструментов или частей; представления формы изделия (его частей) или инструмента; другие данные, характеризующие различные стадии жизненного цикла автомобильных компонентов.

Необходимо отметить, что в США, Германии, Франции, Великобритании, Норвегии, Швеции, Японии, Финляндии и некоторых других странах созданы национальные организации по координации CALS-технологий. Россия же пока находится на пороге таких технологий. Но задача у нее та же, что и за рубежом, — создание единого информационного пространства для всех участников полного жизненного цикла и всех этапов жизни изделия на основе использования международных стандартов по CALS-технологиям. Другого пути повышения эффективности производства и укрепления позиций автомобилестроения на отечественном и международном рынках нет. И, надо сказать, первые шаги в этом направлении уже сделаны.

Например, под эгидой Госстандарта и Минпромнауки России создан научно-исследовательский центр CALS-технологий "Прикладная логистика", который становится ведущей организацией по разработке и внедрению этих технологий в оборонной промышленности, а также формированию нормативной базы их применения (стандарты, руководящие документы, методические рекомендации).

К использованию CALS-технологий приступили в оборонной и авиационной промышленности, на предприятиях Атоммаша, в ряде других отраслей и НИИ, в том числе НАМИ. Так, уже организована "Российская ассоциация разработчиков и пользователей ИПИ-технологий", одним из учредителей которой (НАМИ) создан государственный научно-образовательный центр CALS-технологий (ГНОЦ CALS-технологий). Разработаны и утверждены ГОСТ Р ИСО 10303 "Системы автоматизации производства и их интеграция. Пред-

ставление и обмен данными об изделии" и пять его составляющих: ГОСТ Р ИСО 10303-1—99 "Методы описания. Общий обзор и основополагающие принципы"; ГОСТ Р ИСО 10303-21—99 "Методы реализации. Текстовый обменный файл"; ГОСТ Р ИСО 10303-41—99 "Интегрированные родовые ресурсы. Принципы описания продукта"; ГОСТ Р ИСО 10303-11—2000 "Методы описания. Справочное руководство по языку "Express"; ГОСТ Р ИСО 10303-45—2000 "Материалы". В стадии разработки находятся ГОСТ Р ИСО 10303-42 "Геометрическое представление", ГОСТ Р ИСО 10303-43 "Представление структуры изделия", ГОСТ Р ИСО 10303-44 "Конфигурация структуры изделия", ГОСТ Р ИСО 10303-46 "Визуальное представление" и ГОСТ Р ИСО 10303-203 "Проект изделия управляемой конфигурации". Наконец, Госстандарт РФ и Минэкономики России приняли решение о совместном финансировании разработки ряда первоочередных стандартов, которые открывают путь к внедрению CALS-технологий в отечественной промышленности.

Основными направлениями использования CALS-технологий в российском автомобилестроении должны быть, на наш взгляд, два.

1. Создание единого информационного пространства (в рамках предприятия, корпорации, отрасли) на основе PDM-систем, что, в свою очередь, предусматривает автоматизацию отдельных процессов (или этапов) полного жизненного цикла изделий и представление данных на них в электронном виде в соответствии с требованиями единого информационного пространства, а также интеграцию автоматизированных процессов и относящихся к ним данных, уже представленных в электронном виде, в рамках этого пространства.

2. Создание электронных технических руководств по техническому обслуживанию, ремонту и переработке автомобилей по окончании их срока службы.

Наше отставание от Запада в использовании систем автоматизации производства и управления нужно превратить в преимущество: не плестись в хвосте эволюции этих систем, а использовать наиболее перспективные решения в создании "скелета" будущей системы управления, т. е. разумно использовать РДМ-системы, которые производители уже предлагают российскому рынку, конкурируя между собой (см. таблицу).

Система	Фирма-производитель	Цена одного рабочего места при покупке 50 рабочих мест без сервера СУБД, амер. долл.	Примечание
iMAN	UGS	~2500	—
Party PLUS	"Лощия Софт"	389	—
PDM STEP Suite	НИЦ CALS "Прикладная логистика"	1200	—
Search	"Интермех"	~800	—
T-ELEX Docs	"Топ Системы"	395	Включая стоимость клиентского места СУБД "Microsoft SQL Server"
Windchill	PTC	~2500	—
Smart Team	"Смарт Солюшнс"	1200	—

В любом случае предприятие должно осознавать, во-первых, что оно приобретает не просто компьютерную программу, а целый пакет услуг, поэтому необходимо учитывать не только качества самой PDM-системы, но и способность производителя (или дилера) обеспечить ее сопровождение, модернизацию и адаптацию к потребностям предприятия; во-вторых, что конкретные программные продукты отличаются набором реализуемых ими функций PDM-системы; в-третьих, что, с точки зрения трудоемкости и длительности операций информационной интеграции по поиску, хранению, перемещению информации, преобразованию ее формы и структуры, системы можно разделить на легкие, средней тяжести и тяжелые. Но главное, выбор целей внедрения и

типа PDM-системы должен быть основан на тщательном анализе стоимости жизненного цикла изделия, рисков и ожидаемой прибыли. Причем нельзя надеяться на то, что появятся какие-то инструкции по выбору наиболее важных показателей эффективности функционирования информационной системы. Здесь сейчас (и, видимо, в будущем) большую роль играет личный опыт руководства, т. е. в некоторой степени имеет место интуитивный подход. Решение можно считать правильным, если, во-первых, при его реализации техническая информация, необходимая персоналу, стала более удобочитаемой и доступной, позволяет применять его производственный опыт; во-вторых, уменьшено время доступа к международной логистической информации.



-факты

## ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ, УКРАИНЫ И БЕЛОРУССИИ

Предприятие-изготовитель	Объемы выпуска, шт.					
	Сентябрь 2002 г.	Сентябрь 2001 г.	Прирост, %	Январь — сентябрь 2002 г.	Январь — сентябрь 2001 г.	Прирост, %
<i>Автомобили грузовые и шасси</i>						
ЗИЛ	982	1 170	-16,1	8 992	12 552	-28,4
УАМЗ (г. Новоуральск)	35	75	-53,3	331	871	-6,2
ГАЗ	8 778	9 130	-3,9	71 191	63 513	+12,1
КамАЗ	2 380	2 194	+8,5	15 165	16 005	-5,2
АЗ "Урал"; УралАЗ	873	846	+3,2	6 728	6 822	-1,4
"УралАЗ-ИВЕКО"	3	20	-85	68	61	+11,5
УАЗ	1 299	1 611	-19,4	12 127	12 267	-1,1
"Ижмаш-Авто"	1 264	1 834	-31,1	9 052	10 283	-12
"ВАЗинтерсервис"	224	278	-19,4	1 995	2 106	-5,3
БЗКТ	2	3	-33,3	20	47	-57,4
КЗКТ	2	—	—	17	2	+750
*НефАЗ	94	150	-37,3	1 104	1 063	+3,9
*САЗ	40	95	-57,9	558	773	-27,8
*"Метровагонмаш" (г. Мытищи)	61	95	-35,8	887	840	+5,6
*"Криогенмаш" (Тверская обл.)	40	30	+33,3	240	180	+33,3
*Другие предприятия РФ	—	—	—	2	8	-75
КрАЗ	114	151	-24,5	966	1 610	-40
ЛуАЗ	—	1	-100	—	60	-100
МАЗ	1 316	1 252	+5,1	11 474	10 984	+4,5
БелАЗ	79	76	+3,9	601	670	-10,3
МоАЗ	—	20	-100	75	151	-50,3
<i>Автомобили легковые</i>						
ГАЗ	5 208	6 961	-25,2	53 535	59 537	-10,1
УАЗ	2 712	3 314	-18,2	24 531	24 589	-0,2
ВАЗ, в том числе:	64 617	62 982	+2,6	574 253	570 149	+0,7
в основном производстве	63 448	61 987	+2,4	560 575	560 703	-0,02
в опытном производстве	1 169	995	+17,5	13 678	9 446	+43,6
СеАЗ	1 670	1 540	+8,4	14 925	14 097	+5,9
КамАЗ	3 501	3 250	+7,7	29 562	27 987	+5,6
"Ижмаш-Авто", в том числе:	5 839	1 612	+262,2	50 664	23 909	+111,9
"Иж-2126"	2 500	411	+508,3	23 288	22 414	+3,9
"Иж-21261" (универсал)	—	—	—	2	—	—
ВАЗ-2106	3 134	1 200	+161,2	27 033	1 453	+1760,5
ВАЗ-2104, ВАЗ-2107	205	—	—	343	—	—
"РосЛада" (Самарская обл.)	4 159	3 319	+25,3	30 927	29 789	+3,8
"Москвич"	—	117	—	—	667	—
"Завод имени Баранова" (г. Омск)	2	12	-83,3	22	55	-60
ПСА "Бронто"	75	78	-3,8	631	894	-29,4
"Супер-Авто" (г. Самара)	27	70	-61,4	393	448	-12,3
"Лада-Тул"	20	114	-82,5	582	1 000	-41,8
"Автофрамос"	—	—	—	4	—	—
"АвтоТор" (г. Калининград)	418	618	-32,4	4 158	3 096	+34,3
ТагАЗ (Ростовская обл.)	498	395	+26,1	1 417	1 114	+27,2
"АвтоАЗ-ДЭУ"	2 531	1 606	+57,6	15 613	10 670	+46,3
в том числе ЗАЗ	1 648	1 320	+24,8	9 908	8 523	+16,3

Автобусы						
ЗИЛ	11	10	+10,0	91	185	-50,8
ГАЗ	3 008	2 107	+42,8	23 261	15 280	+52,2
УАЗ	1 790	2 121	-15,6	14 019	12 663	+10,7
ЛиАЗ	104	129	-19,4	1 133	1 084	+4,5
ПАЗ	839	933	-10,1	7 411	7 499	-1,2
ГолАЗ	5	10	-50	48	80	-40
*КАвЗ	122	354	-65,5	866	1 358	-36,2
*"Вика лтд"	2	6	-66,7	49	48	+2,1
АЗ "Урал", УралАЗ	42	50	-16	310	352	-11,9
*НефАЗ	26	28	-7,1	374	194	+92,8
в том числе НефАЗ-5299	18	14	+28,6	251	49	+412,2
ВАП "Волжанин"	28	24	+16,7	205	166	+23,5
"Тушино-Авто"	3	44	-93,2	544	396	+37,4
МАРЗ (г. Мичуринск)	23	34	-32,4	257	273	-5,9
*"Псков-Авто"	5	7	-28,6	133	114	+16,7
*"Семар" (Нижегородская обл.)	31	40	-22,5	186	425	-56,2
Другие предприятия РФ	3	9	-66,7	54	78	-30,8
ЛАЗ	14	61	-77	243	471	-48,4
МАЗ	32	29	+10,3	333	319	+4,4

\* На шасси производства других отечественных предприятий.  
Данных по МЗКТ и производству легковых автомобилей на ЛуАЗе нет.



## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.114.5

### СОЧЛЕНЕННЫЙ АВТОБУС ЛАЗ

Канд. техн. наук С. В. НЕМЫЙ

ОАО "ЛАЗ"

Работы по созданию конструкций сочлененных автобусов европейские фирмы начали с 1960-х годов. И сразу столкнулись с проблемой размещения двигателя и компоновки трансмиссии: нужно было найти решения, обеспечивающие необходимое сцепление ведущих колес такого автобуса с дорогой и его устойчивость в движении, в том числе на поворотах. После многочисленных проб и ошибок остановились на двух системах: с двигателем, расположенным в свесе задней секции, и с двигателем в базе передней секции. В первом случае ведущим служит, как правило, мост задней секции (автобусы фирм "Мерседес-Бенц", "Неоплан", МАН, "Кароса" и др.), во втором — задний мост передней секции.

Очевидных преимуществ компоновки с двигателем в заднем свесе несколько. Это, во-первых, хорошее сцепление ведущих колес с дорожным полотном даже при неполной загрузке автобуса, поскольку двигатель своей массой загружает ведущий мост. Во-вторых, при заднем расположении двигателя нет проблем с созданием конструкции автобуса с низким уровнем пола. То есть с выполнением одного из наиболее серьезных требований, предъявляемых к городским автобусам в Европе. В-третьих, данная компоновочная схема сочлененного автобуса обеспечивает удобный доступ к двигателю и хорошую шумоизоляцию салона. В-четвер-

тых, автобусы с двигателем, расположенным в свесе задней секции, можно сделать на базе кузовов больших городских автобусов, т. е. добиться высокой степени детальной и узловой унификации автобусного парка.

Однако конструктивная схема с приводом на ось задней секции имеет, к сожалению, и весьма существенный недостаток: на скользких дорогах не обеспечивает автобусу нужные устойчивость и управляемость. В частности, возможно "складывание" секций со всеми вытекающими отсюда последствиями для безопасности движения. Поэтому конструкторы вынуждены оснащать такие автобусы сложной и дорогостоящей электронно-гидравлической системой контроля угла "складывания" секций и демпфирования поперечных колебаний задней секции.

В последние годы все чаще применяют еще одно решение, препятствующее "складыванию" секций сочлененного автобуса: двигатель оставляют в заднем свесе второй секции, но ведущей делают заднюю ось передней секции. Правда, в такой конструкции крутящий момент от двигателя к средней оси передается многосекционной карданной передачей, проходящей через узел сочленения секций, что довольно сложно. Но зато нет необходимости в электронно-гидравлической системе. Требуемая управляемость автобуса помимо поворачиваемости колес передней оси достигается также за счет управляемой задней оси второй секции. Причем такое решение заставляет применять на данной оси только односкатные колеса. Наконец, при пустом или малозагруженном автобусе из-за недостаточного сцепного веса, приходящегося на среднюю



ведущую ось, может оказаться невозможным движение по скользким дорогам, особенно на подъемах.

Самое удачное, со всех точек зрения, расположение двигателя — под полом в базе передней секции. Здесь хорошо загружаются ведущие колеса средней оси; сравнительно просто решается проблема устойчивости прицепа и предотвращения "складывания" секций; нет необходимости в сложной и дорогостоящей электронно-гидравлической системе управления узлом сочленения. Схема имеет фактически лишь два недостатка: сравнительно высокий (свыше 900 мм) уровень пола в месте расположения двигателя и сложность шумоизоляции салона.

Все перечисленные обстоятельства учитывали специалисты ЛАЗа, приступая к разработке своего сочлененного автобуса, крайне необходимого Украине и другим странам СНГ. Кроме того, они ставили перед собой еще две цели: сделать автобус надежным в эксплуатации и недорогим.

Такой автобус, ЛАЗ-А291, в 2002 г. создан и внедрен в производство (см. рисунок). Его технические характеристики следующие.

Габаритные размеры, мм . . . . .	17200; 2500; 3150
Полная масса, кг . . . . .	27340
Распределение масс по осям, кг:	
передняя . . . . .	6980
средняя . . . . .	10940
задняя . . . . .	9420
Полная пассажировместимость, чел. . . . .	176
Число мест для сидения. . . . .	40
Силовой агрегат:	
тип . . . . .	РАБА D10UTS 190 E2
мощность, кВт (л. с.) . . . . .	190 (258)
Узел сочленения . . . . .	PU283 HUBNER
Ведущий мост:	
тип . . . . .	РАБА A418.90-3300
передаточное отношение . . . . .	5,11
Подвеска . . . . .	Рессорно-пневматическая
Отопление . . . . .	Комбинированное: от жидкостного подогревателя с салонными отопителями радиаторного типа и воздушного отопителя ОВ-95
Максимальная скорость движения, км/ч . . . . .	70
Контрольный расход топлива при скорости 60 км/ч, л/100 км. . . . .	33,9

Двигатель автобуса ЛАЗ-А291 размещается в базе передней секции под полом, с левой ее стороны. Сочетание геометрических размеров при компоновке передней и задней секций, а также узла сочленения выбрано таким, что необходимость в управляемой оси в задней секции отпала. Это позволило применить заднюю ось с двухскатными колесами, соответственно увеличить пассажировместимость и обеспечить поперечную устойчивость задней секции.

Испытания автобуса и результаты подконтрольной эксплуатации опытных образцов подтвердили хорошие его эксплуатационные свойства.

УДК 629.038

## ДВИГАТЕЛЬ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ: КАКИМ ЕМУ БЫТЬ?

Канд. техн. наук В. Г. НЕКРАСОВ

НЕТРОЭН, г. Алма-Ата

Будущее — за автомобилями с гибридными силовыми установками. Такова единая точка зрения значительной части научных и практических работников-автомобилестроителей. Расходятся они в другом — какой из схем гибридных установок отдать предпочтение. Первые одинаково охотно занимаются всеми в принципе возможными схемами, вторые все более склоняются к мысли, что сегодня наиболее реальна лишь одна — последовательная, при которой ДВС играет роль привода бортовой электростанции. И они, видимо, правы: все другие элементы автомобиля, а в этом случае он фак-

тически представляет собой электромобиль с мини-электростанцией на борту, большинство элементов привода которого (электрогенератор, тяговый электродвигатель, устройства управления и рекуперации энергии) выпускаются отечественной и зарубежной промышленностью. Более того, мини-электростанции серийно выпускаются даже комплектно. Типичный тому пример — станция немецкой фирмы "Геоко", укомплектованная бензиновым двигателем фирмы "Хонда": если ее установить на гибридный автомобиль, то, как показывают расчеты, расход топлива последним не превысит

3,5—3,8 л/100 км. По сравнению с обычным автомобилем малого и особо малого класса, у которого расход топлива в городском цикле составляет 7—8 л/100 км и более (например, у ВАЗ-2108 — 8,6 л/100 км, у ЗАЗ-1102 — 6,8 л/100 км), это, как видим, очень неплохой показатель.

К сожалению, и названный двигатель "Хонда", и его аналоги, предназначенные для привода насосов, ручного инструмента, мотоблоков, мотороллеров и т. п., чаще всего проектировали, исходя из предельных допустимых их массы и габаритных размеров, а не топливной экономичности (к примеру, масса ДВС для инструмента не должна превышать 80 кг). Поэтому все они, как правило, имеют удельный расход топлива не менее 350 г/(кВт·ч), или 258 г/(л. с.·ч). И даже применение дизеля не спасает положение: доказано, что при мощности, меньшей 5—8 кВт (6,8—11 л. с.), дизель по рас-



ходу топлива теряет свои преимущества по отношению к двигателю с искровым зажиганием. То есть, чтобы выйти на "заявленные" теорией 1,1—2,9 л/100 км, нужно создавать высокоэкономичный двигатель малой мощности. Почему именно малой, подсказывают жизненные реалии.

Так, статистика США свидетельствует: несмотря на всеобщую автомобилизацию (в стране 150 млн. легковых автомобилей), среднесуточный пробег каждого автомобиля за последние 10—15 лет увеличился с 40 до 52 км, а время поездки от дома до работы составляет  $50 \pm 10$  мин. Практически постоянным остается и число поездок в день, загрузка же пятисемиместных автомобилей в среднем не превышает двух человек. Отсюда легко подсчитать: средние затраты на передвижение легкового автомобиля составляют 0,3 кВт·ч/(пасс.·км), или 0,41 л. с.·ч/(пасс.·км). Если же к этому добавить затраты энергии, зависящие от скорости движения (сопротивление качению колес и аэродинамическое сопротивление), а также принять, что масса современного массового городского легкового автомобиля близка к 1000 кг, то "расходная" энергоемкость бортовых накопителей энергии должна быть равной 7—8 кВт·ч, а мощность ДВС, необходимая для непрерывного восстановления этой части, — 1 кВт (1,36 л. с.).

Гибридная силовая установка с данными параметрами позволит: при движении со скоростью 60 км/ч (режим "зеленая волна") преодолеть расстояние 100 км; на той же скорости, но с 30-секундными остановками у светофоров через каждый 1 км пути — 130 км; на скорости 40 км/ч с остановками через каждые 500 м (движение в часы "пик") — 350 км. Даже при скорости 90 км/ч (разрешенная на загородных дорогах максимальная скорость) и 100 км/ч (автомагистрали) запасы хода составят соответственно 57 и 50 км. И с подъемами нет проблем. Расчет показал: при поездке из Алма-Аты на каток Медео (15 км, подъем на 600 м) накопитель энергии при постоянно работающем ДВС мощностью 1 кВт (1,36 л. с.) разрядится только на 60 %, а при возвращении в город полностью восстановит свой заряд.

Таким образом, гибридный автомобиль с накопителем энергии мощностью 7 кВт·ч и ДВС мощностью 1 кВт (1,36 л. с.) позволил бы сред-

нему пользователю автомобиля доехать от дома до работы и вернуться обратно без подзарядки накопителя энергии от постороннего источника.

Искомый двигатель для гибридной силовой установки, совершенно очевидно, не может быть уменьшенной копией какой-либо высокоэкономичной модели крупного двигателя: элементарного подобию в этом деле, к сожалению, нет. Поэтому здесь нужны принципиально новые решения.

Например, не секрет, что наибольшие перспективы по топливной экономичности имеют комбинированные турбопоршневые двигатели. В частности, турбодизели. Их поршневая часть хорошо справляется со срабатыванием большого перепада давления при малом объеме газов, а турбинная способна срабатывать давление остаточное.

Высоконапорный дизель имеет, по сравнению с двигателями с умеренной степенью сжатия, используемой для бензиновых искровых двигателей, меньшую температуру газов на выпуске, что облегчает работу турбинной части. В итоге, если КПД дизеля достигает 40—45 %, за счет турбокомпаундирования его КПД реально увеличить до 50 % и более.

В нашем случае, т. е. чтобы получить мощность 1 кВт, или 1,36 л. с., требуется одноцилиндровый двигатель рабочим объемом ~15 см<sup>3</sup>. Двигатели такого класса существуют.

Это, например, разработанный для гоночного мотоцикла в 1968 г. японской фирмой "Судзуки" трехцилиндровый дизель общим объемом 46 см<sup>3</sup>. Диаметр его цилиндра равен 28 мм, ход поршня — 25 мм. Правда, расчеты показали: в связи с гиперболической зависимостью удельной поверхности охлаждения от объема (при ходе поршня, равном диаметру цилиндра, что типично для современного двигателестроения) при обычной системе охлаждения, т. е. с отводом теплоты в жидкость или в воздух, дизельный принцип реализовать трудно. Температура газов при сжатии может оказаться ниже температуры воспламенения топливовоздушной смеси. Но если даже предположить, что дизель будет работать, то его эффективный КПД не превысит единиц процентов.

Это известный факт, объясняющий, почему крупные дизели, в частности судовые и тепловозные, имеют высокую эффективность, а их удельный расход топлива достигает 230—240 г/(кВт·ч), или 169—176 г/(л. с.·ч), и менее. В то время как для автомобильных двигателей расход обычно больше. Именно поэтому небольшой (0,45 л, 8 кВт) дизель тульского производства выполнен с масляным или воздушным охлаждением.

Можно ли устранить данный недостаток малолитражного дизеля? Да, можно. Причем двумя способами или их сочетанием. Первый: сниже-

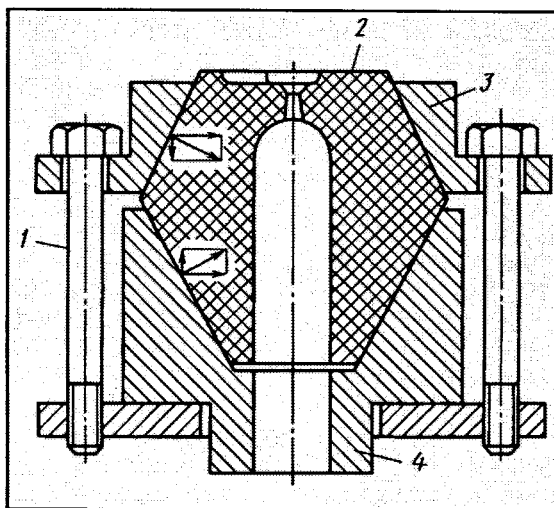


Рис. 1. Конструкция сборного цилиндра с керамической вставкой (стрелками показаны силы, возникающие во вставке при натяге):

1 — стяжной болт (затягивается при нагретых до рабочей температуры двигателя деталях); 2 — торец вставки гильзы (шлифуется, напыляется медью); 3 и 4 — металлическая обойма

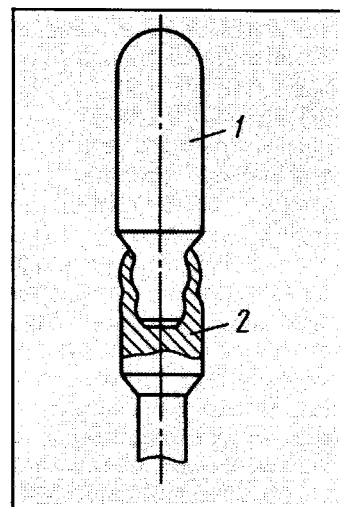


Рис. 2. Конструкция керамического поршня:

1 — поршень (шлифуется и напыляется нитридом титана); 2 — металлический хвостовик (крепится закаткой)

ние теплоотвода от цилиндра и поршня за счет изготовления их из керамики, теплопроводность которой в несколько десятков раз меньше теплопроводности металла. Кроме того, стенки керамической гильзы и поршня по конструктивным соображениям выполняются толще, чем из металла, поэтому теплоотвод от газов в цилиндре снижается не в десятки, а в сотни раз.

Попытки реализовать такое решение (адиабатный процесс) были, но от них отказались из-за сложно-

сти конструктивного исполнения для крупных многоцилиндровых двигателей. В нашем же случае, т. е. при одном цилиндре диаметром 25—30 мм, задача упрощается. Тем более что керамическая вставка может быть зажата в охлаждаемую металлическую оправу, находясь в напряженном состоянии, что исключает разрушение гильзы (рис. 1 и 2).

Второй способ — комбинирование рабочего процесса в двигателе: чистый воздух сжимается до более высокого, чем в двигателе с искровым

зажиганием, давления, а впрыскиваемое топливо поджигается искрой.

Такие двигатели уже давно есть. Это бензиновые ДВС с впрыскиванием топлива, степень сжатия которых доведена до 11—12.

Но наиболее интересный вариант малогабаритного высокоэкономичного двигателя небольшой мощности все-таки должен быть иным — созданным на основе принципа "конструктивные решения, максимально сокращающие потери".

(Продолжение следует)

УДК 629.621.83/85:532

## ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА МоАЗ

Н. В. КОРИТКО, А. А. ВИНАРСКИЙ  
МоАЗ

На Могилевском автозаводе разработана конструкция и освоено производство унифицированной гидромеханической передачи для автомобилей и тягачей с двигателями мощностью 177—430 кВт (240—580 л. с.). Базовый ее вариант — типа "6 + 2".

ГМП — вального типа. Целесообразность применения такой конструкции оправдывается достаточно высоким КПД редукторной ее части и возможностью варьирования силовых элементов.

На первой передаче работают (рис. 1) фрикционы  $\Phi 1$  и  $\Phi 6$ , на второй —  $\Phi 3$  и  $\Phi 6$ , третьей —  $\Phi 4$  и  $\Phi 6$ , четвертой —  $\Phi 1$  и  $\Phi 5$ , пятой —  $\Phi 3$  и  $\Phi 5$ , шестой —  $\Phi 4$  и  $\Phi 5$ , на режиме заднего хода —  $\Phi 2$  и  $\Phi 6$ .

ГМП МоАЗ представляет собой единый агрегат, смонтированный из узлов, собранных в картерной группе, и состоит из гидротрансформатора 1, коробки передач 2 с фрикционными муфтами, шестернями постоянного зацепления и элементов управления, установленных на картере. Как и в любой ГМП, основной ее узел — гидротрансформатор: он обеспечивает автоматическое изменение крутящего момента в зависимости от сопротивления на ведущих колесах автомобиля. Чтобы обеспечить возможность применения ГМП на АТС с разной мощностью двигателей, следовательно, хорошие динамику, тяговые качества и экономические показатели транспортных средств, в картере устанавливаются

дополнительные шестерни системы, согласующей двигатель с гидротрансформатором (согласующий редуктор). Предусмотрена и автоматическая блокировка гидротрансформатора на передачах прямого хода в зависимости от скоростных и нагрузочных характеристик турбинного

колеса. Кроме того, возможны установка клапана принудительной блокировки, замена одного колеса реактора, т. е. повышение энергоемкости гидротрансформатора.

Коробка передач ГМП представляет собой четырехвалый редуктор. На двух его валах (первичном и валу реверса) размещены однополостные фрикционные муфты  $\Phi 1$ ,  $\Phi 2$ ,  $\Phi 3$  и  $\Phi 4$ , на третьем (выходном) — двойная однополостная фрикционная муфта  $\Phi 5$ — $\Phi 6$ .

Конструкция базовой коробки такова, что при незначительных из-

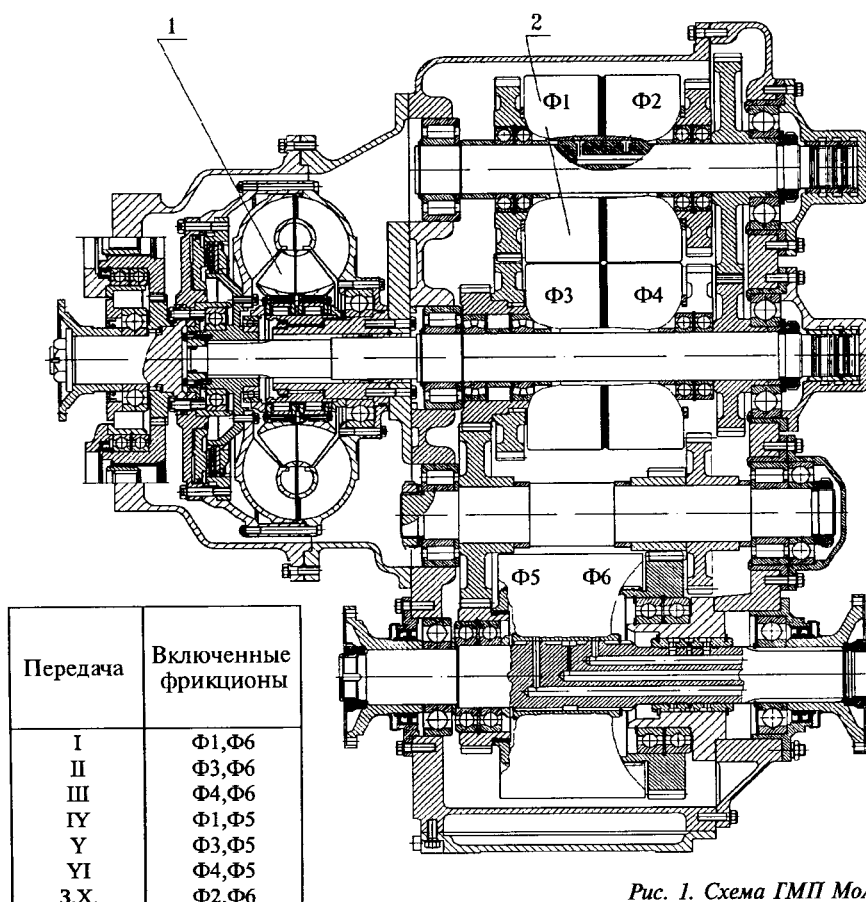


Рис. 1. Схема ГМП МоАЗ

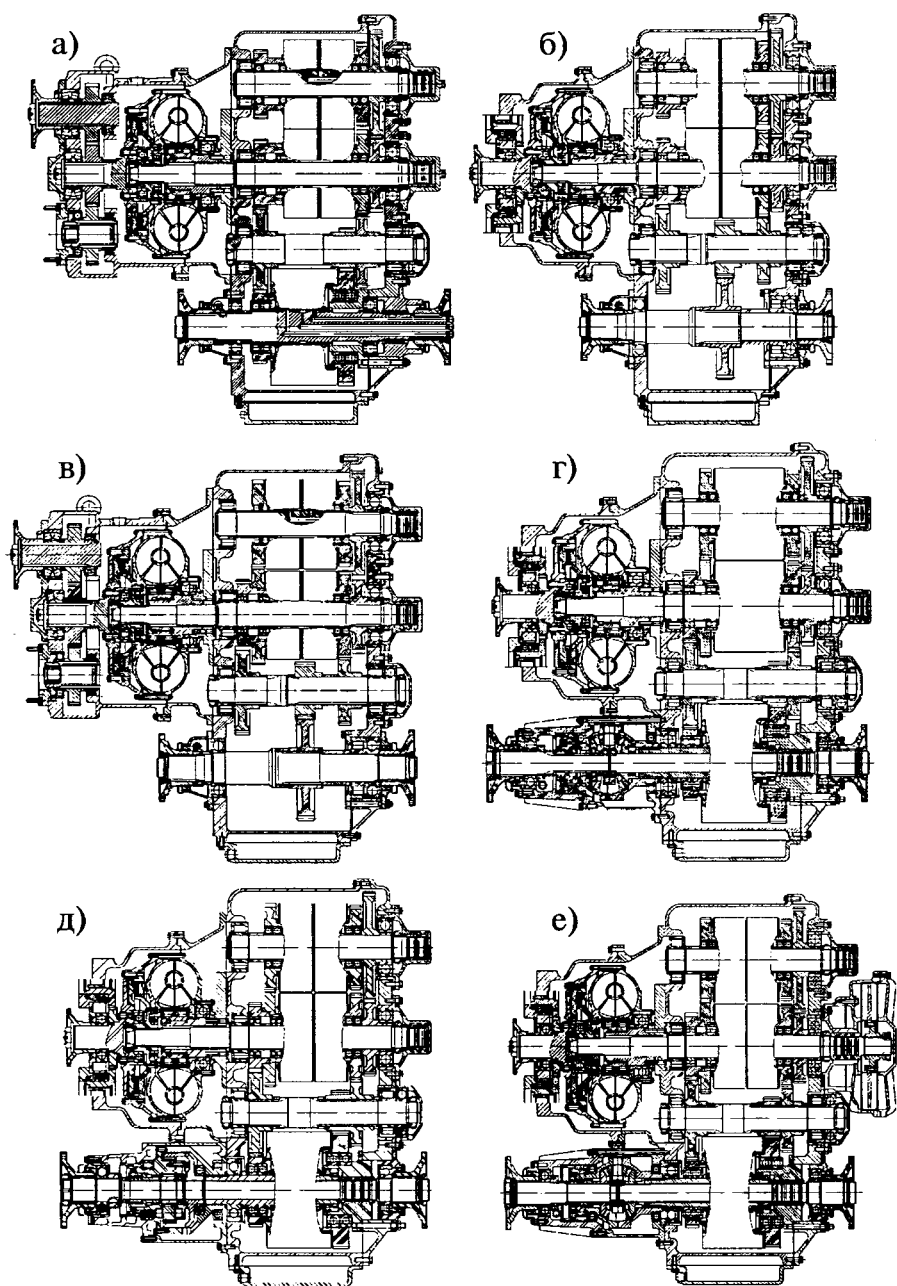


Рис. 2. Варианты исполнения коробки передач ГМП МоА3

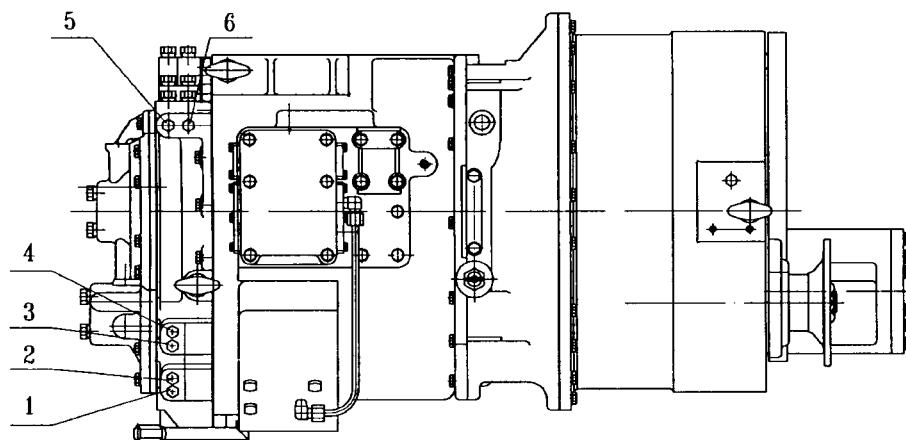


Рис. 3. Точки диагностики фрикционных муфт ГМП МоА3:

1—4 — фрикционы переключения передач; 5 и 6 — фрикционы переключения диапазонов

менениях из нее можно получить варианты "4 + 4" (рис. 2, а), "2 + 2" (рис. 2, б), "3 + 1" (рис. 2, в). Причем каждый вариант — с выходом мощности как вперед, так и назад или только вперед (назад). Кроме того, в базовый вариант легко встроить симметричный (рис. 2, г) и несимметричный (рис. 2, д) дифференциалы, тормоз-замедлитель (рис. 2, е).

Ее конструкция обеспечивает 100 % отбора мощности. В том числе на нее можно устанавливать дополнительные насосы (НШ-100, НШ-50, НШ-10, ГСТ и др.), предназначенные для привода различных оборудования и систем. Но, несмотря на такую многовариантность, ГМП МоА3 имеет одни и те же картерные группы гидротрансформатора и коробки передач.

Конструктивное исполнение схемы обеспечивает высокую технологичность изготовления ее элементов за счет максимальной унификации размеров расточек в картерной группе деталей, коротких шлицевых и посадочных поверхностей на валах, размерной идентичности точных обрабатываемых поверхностей. Собирается ГМП узловым методом (отдельные узлы подаются на окончательную сборку в законченном виде). Это в значительной степени повышает также ремонтопригодность ГМП и снижает стоимость ее ремонта, поскольку последний не требует сложного оборудования и привлечения специалистов высокой квалификации.

Значительно упрощается обслуживание ГМП: уплотнительные элементы подвода рабочей жидкости к фрикционным муфтам вынесены за пределы картерной группы, поэтому их можно заменять, не снимая ГМП с транспортного средства.

Для упрощения проверки рабочего давления во фрикционных муфтах валов на крышке картера ГМП предусмотрены (рис. 3) точки диагностики. Причем система диагностики может быть автоматизирована и вынесена в любое место на машине.

Механизм управления ГМП — электрогидравлический, с пилотной системой шарикового типа.

Таким образом, конструкция ГМП МоА3 позволяет, сохранив картерную группу, с минимальными затратами изготавливать изделие по любой из перечисленных выше схем, т. е. применять ее на одно-, двух- и трехосных АТС различных грузоподъемности и тягового класса.

## ТЕМПЕРАТУРА И АЧХ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДАТЧИКОВ ДЕТОНАЦИИ

Д-р техн. наук Г. Н. ЗЛОТИН, К. И. ЛЮТИН,  
канд. техн. наук Ю. И. МОИСЕЕВ

Волгоградский ГТУ

В современных автомобильных ДВС с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием степень сжатия уже достигла 10–12. Это, с одной стороны, улучшило, по сравнению с предшественниками, их топливную экономичность, с другой — расширило зону детонационно-опасных режимов. Поэтому такие дви-

гатели предъявляют очень жесткие требования к системам автоматической коррекции, т. е. уменьшения, угла опережения зажигания при появлении детонации и ее чувствительному элементу — датчику детонации, который, как известно, обычно размещают на блоке цилиндров, чтобы он воспринимал колебания, которые возникают при детонации.

Датчики могут быть пьезорезонансными или широкополосными, но в обоих случаях в качестве чувствительного элемента используются пьезокерамические пластинки, которые изготавливаются из таких пьезоматериалов, как ЦТС-19, ЦТС-22, ЦТС-24, ЦТС-35.

Данные материалы — на основе кварца, амплитудно-частотные характеристики которого при постоянной температуре отличаются высокой стабильностью. Но температура блока меняется в зависимости от режима работы двигателя. Значит, не исключено, что это может вызвать изменение АЧХ пластинок.

Чтобы выяснить, так ли это, а если изменения есть, то каковы они, в ВолГТУ провели экспериментальное изучение вопроса, используя специальную установку, состоящую из генератора высокочастотных сигналов, частотомера, электрической печи с терморегулятором и термометром.

Методика проведения эксперимента состояла в следующем.

Генератор настраивали на частоту резонанса первой гармоники, которая соответствует максимуму амплитуды на осциллографе. Затем при начальной (293 К, или 20 °С) температуре датчика детонации фиксировали частоту и амплитуду. Далее такие измерения повторяли при других температурах — вплоть до 493 К (120 °С).

Результаты экспериментов приведены на рис. 1. Из него видно, что наименьшее отклонение амплитуды  $A$  колебаний напряжения на частоте резонанса имеет место у пьезокерамики ЦТС-19 (не более 1 %), за ней (в порядке возрастания) — ЦТС-35 (уменьшение амплитуды в рассматриваемом диапазоне температур — 4 %), ЦТС-24 (~5 %) и ЦТС-22 (до 6 %).

Что касается влияния температуры на частоту резонанса, то, как следует из рис. 2, у трех из четырех исследованных пьезоматериалов отклонение этой частоты в рассматриваемом диапазоне температур не превышает 1 %.

Так, у ЦТС-35 оно равно 0,4 %, ЦТС-19 — 0,88, ЦТС-22 — 0,68. И только у ЦТС-24 — 3 %.

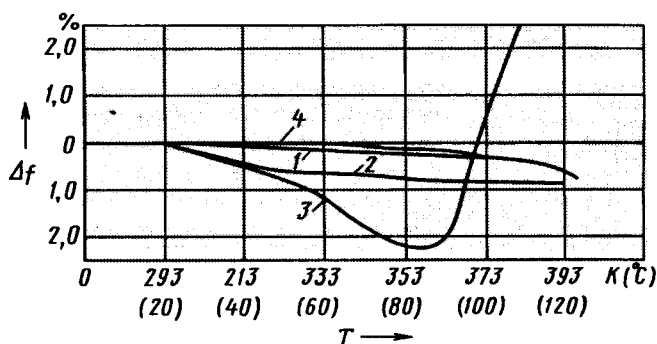


Рис. 1. Зависимость амплитуды колебаний (на частоте резонанса) от температуры пьезоматериалов:  
1 — ЦТС-22; 2 — ЦТС-19; 3 — ЦТС-24; 4 — ЦТС-35

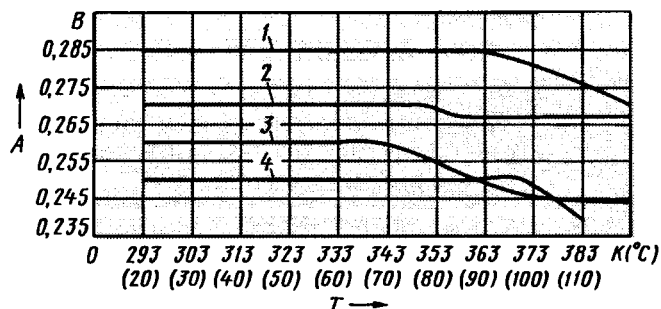


Рис. 2. Зависимость частоты колебаний пьезоматериалов от температуры. Обозначения те же, что и на рис. 1

**Внимание!**

Сообщения по электронной почте в редакцию журнала "АП" следует направлять на адрес:

**avtoprom@mashin.ru**

# ОЦЕНОЧНЫЙ КРИТЕРИЙ ПЛАВНОСТИ ХОДА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ МАЛОГО КЛАССА

Д-р техн. наук А. Л. КАРУНИН,  
канд. техн. наук А. В. КРЕТОВ, М. Ю. КУЛЕШОВ

МГТУ "МАМИ"

В нашей стране при проектировании автомобилей традиционно предпочтение отдается решению вопросов обеспечения устойчивости и управляемости автомобиля, прямо связанных с безопасностью движения. В меньшей степени изучена проблема плавности хода, которая обычно рассматривается только в "комфортном" аспекте и потому считается второстепенной. Между тем плавность хода тоже довольно сильно влияет на безопасность, так как от нее зависит степень утомляемости водителя. Кроме того, недостаточная плавность хода — это снижение привлекательности легкового автомобиля для потребителей, т. е. его конкурентоспособности на рынке. Поэтому всестороннее исследование и улучшение плавности хода отечественных АТС становятся не только технически, но и экономически актуальной задачей.

Разработки в данной области уже есть. Так, хорошо известно, что плавность хода автомобиля определяется в основном сочетанием характеристик упругих и гасящих элементов в подвеске. В обычной (стандартной) подвеске роль таких элементов выполняют пружины и амортизаторы, имеющие фиксированные характеристики. Однако многих потребителей это уже не устраивает, поэтому к настоящему времени ряд зарубежных фирм разработали и успешно применяют подвески нового поколения — активные, или адаптивные, которые способны изменять свои свойства в зависимости от условий эксплуатации и режимов движения. Их, по принципу функционирования систем управления и конструктивным особенностям, можно разделить на два основных типа — подвески реального времени и подвески статистического регулирования. При этом первые работают по принципу непрерывного регулирования параметров упругости и демпфирования, реагируя на сигналы датчиков о текущих условиях движения, а вторые — по принципу дискретного регулирования, т. е. переключением нескольких фиксированных настроек.

Очевидно, что подвески реального времени гораздо сложнее и дороже подвесок статистического регулирования, поэтому на автомобилях массового производства их вряд ли будут использовать. Подвески же статистического регулирования уже, повторяем, применяются, прежде всего — на автомобилях малого класса, в связи с чем все, что говорится ниже об активных подвесках, относится именно к ним.

Существующая оценка плавности хода автомобилей основана на санитарных нормах и регламентируется в ГОСТ 12.1.012—90. При этом в качестве характеристик рассматриваются среднеквадратические значения виброускорения кузова, которые определяются для двух точек — сиденья водителя и рулевого колеса, поскольку они отражают уровень вибронегруженности водителя в различных режимах испытаний.

В применяемых методах натурных испытаний легковых автомобилей на плавность хода (например, в НИЦИАМТе) используются три скоростных режима равномерного движения и два типа дорожного покрытия (табл. 1). Однако эксперименты — дело трудоемкое и дорогое. Кроме того, как видно из таблицы, они не охватывают все разнообразие реальных дорожно-скоростных режимов движения.

Это обстоятельство заставляет применять к решению рассматриваемой проблемы те подходы, которые хорошо зарекомендовали себя при решении других задач. И прежде всего — использовать расчетные методы, или методы математического моделирования: они позволяют существенно расширить диапазон условий испытаний, а также дают возможность прогнозировать свойства различных проектируемых технических устройств, в нашем случае — подвесок, их способность обеспечить необходимую плавность хода автомобиля.

Конечно, и при математическом моделировании есть свои сложности. Они обусловлены, в частности, необходимостью формализации реальных режима движения автомобиля, дорожных условий и стилей вождения. Что, конечно, сложно, но с некоторой долей приближения — можно, если, например, использовать ездочные циклы движения, имеющиеся в отечественных и зарубежных нормативных документах по топливной экономичности. Те же ГОСТ 20306—90 и рекомендации ЕРА (американское агентство по защите окружающей среды): первый предусматривает два типовых скоростных цикла движения, в городе и по автомагистрали, выполняемых на дорогах повышенного качества; второй дает реальные циклы движения, содержащие фактические скоростные режимы на четырех типах дорог. Поэтому в исследованиях, результаты которых приведены ниже, получилось достаточно много ездочных циклов в разных условиях движения.

В ходе исследований каждый из циклов разделили (табл. 2) на множество участков равномерного, с фиксированными значениями скоростей, движения. При этом рассчитывали удельную долю ( $d_i$ ) времени дви-

Таблица 1

Задаваемый параметр	Тип дороги	
	динамометрическая цементобетонная	булыжная ровного мощения
Скорость движения, км/ч	70, 90, 110	30, 45, 50

жения для каждой  $i$ -й постоянной скорости по отношению к общему времени цикла. Режимы разгона и торможения, ввиду их незначительной продолжительности, не учитывали.

Такое многообразие режимов и их формализация дают возможность сравнивать работу подвески автомобиля в более широком, чем обычно, диапазоне дорожно-скоростных условий движения. Но для этого нужен, очевидно, новый, отличающийся от традиционного, оценочный критерий.

В качестве такого критерия предлагается критерий  $K$ , подсчитываемый по формуле

$$K = \frac{1}{K_0} \sum_i (d_i U_i),$$

в которой  $K_0$  — единичный параметр, дБ;  $i$  — число режимов равномерного движения в испытательном

цикле;  $U_i$  — уровень скорректированного по частоте среднеквадратического значения виброускорения на сиденье водителя для заданной скорости, дБ. Он, как видим, рассчитывается на основе показателей виброн нагруженности сиденья водителя, регламентируемых ГОСТом, с учетом предложенных выше значений удельных долей времени движения с  $i$ -й скоростью, которые используются в качестве весовых коэффициентов.

Параметр  $K$  — величина безразмерная и по своей сущности не имеет физического смысла, каким обладают регламентируемые ГОСТом показатели виброн нагруженности. Однако он, по сути, представляет собой величину, производную от ГОСТовских интегральных оценок плавности хода для всех выбранных скоростей цикла. Поэтому и может быть использован в качестве дополнительного параметра — критерия, полезного при сравнительных оценках виброн нагруженности автомобилей, оснащенных различными подвесками, внутри каждого ездового цикла. Кроме того, его можно применять и при проектировании подвесок, в том числе подвесок статистического регулирования, определении эффективности их работы, тестировании свойств и т. д.

В качестве примера использования параметра  $K$  рассмотрим трехмассовую математическую модель автомобиля ВАЗ-2110, в которой учтены упругие и демпфирующие свойства различных вариантов его подвесок и шин: двух, АП-1 и АП-2, вариантов активной подвески статистического регулирования и пяти, с различными амортизаторами, вариантов серийной подвески. При этом будем считать, что настройка АП-1 изменяется в зависимости от типа дороги, а в варианте АП-2 — в зависимости как от типа дороги, так и от скорости движения.

Для стандартной подвески выбрали следующие амортизаторы — "Монро" (Бельгия), "Кони" (Голландия), СААЗ (Россия, г. Скопин), "Торгмаш" (г. Тольятти) и "Плаза" (г. С.-Петербург). Расчеты проводили применительно к дорогам четырех видов: цементобетонной динамометрической; автомагистрали; новой асфальтированной; старой асфальтированной, свойства которой примерно те же, что и у булыжной ровного мощения.

По методике натурных испытаний НИЦИАМТа (см. табл. 1) для тестовых дорожных участков в соответствии с ГОСТом были рассчитаны интегральные показатели виброн нагруженности сиденья водителя (табл. 3). Из таблицы можно сделать следующие выводы.

Во-первых, при использовании всех перечисленных видов амортизаторов уровни виброн нагруженности не превышают значения 115 дБ, т. е. удовлетворяют условиям ГОСТ 12.1.012—90 по общей вертикальной вибрации.

Во-вторых, наилучшими показателями плавности хода обладает автомобиль с активной подвеской.

Таблица 2

Нормативный документ	Цикл движения	Дороги	Скорость движения, км/ч	$d_i$ , %
ГОСТ 20306—90	Городской	Повышенного качества	20	13,8
			30	15,78
			40	21,37
			50	23,4
			60	25,65
	Магистральный	То же	40	6,28
			60	34,56
			70	9,87
			80	6,02
			90	43,27
ЕРА	Городской	"	10	12,3
			20	8
			30	20
			40	22
			50	8,7
			60	8
			70	3,1
			80	6,9
			90	6
	Магистральный	Главные магистрали	70	2
			80	24
			90	74
		Магистрали	70	15,6
			80	68
			90	16,4
		Смешанного типа	50	8,4
			60	25,86
			70	65,74
		Местные	30	3,83
			40	4,26
			50	15,53
			60	21,28
			70	55,1

Таблица 3

Амортизатор, активная подвеска	Уровень вибраций на сиденье водителя, дБ, на динамометрической дороге при скорости, км/ч			Уровень вибраций на сиденье водителя, дБ, на булыжной дороге ровного мощения при скорости, км/ч		
	70	90	110	30	45	60
САЗ	99,04	103,38	106,53	107,05	111,28	112,55
"Кони"	100,45	103,89	106,66	109,28	111,56	112,8
"Монро"	99,37	103,67	106,51	105,64	111,43	113,30
"Торгмаш"	99,71	104,02	107,4	107,08	111,50	113,73
"Плаза"	99,29	104,48	107,26	107,46	112,68	113,03
АП-1	98,99	103,06	106,25	107,22	111,28	112,43
АП-2	98,92	102,73	105,83	104,98	110,52	112,11

Таблица 4

Ездовой цикл	Дорога	Значения <i>K</i> для подвесок						
		САЗ	"Кони"	"Монро"	"Торгмаш"	"Плаза"	АП-1	АП-2
Городской по ГОСТ 20306—90	Динамометрическая	94,16	95,59	93,9	94,62	94,64	93,88	93,57
Магистральный по ГОСТ 20306—90	То же	100,1	101,1	100,3	100,71	100,94	99,88	99,68
Городской по ЕРА	"	92,71	93,93	92,57	93,19	93,28	92,47	91,97
Магистральный по ЕРА	Динамометрическая	102,75	103,47	103,1	103,4	103,89	102,52	102,25
	Автомостраль	103,86	105,72	103,78	104,77	103,33	103,28	102,94
	Новая асфальтиро- ванная	109,98	110,49	109,86	110,36	110,5	109,25	109,14
	Старая асфальтиро- ванная	112,69	113,05	112,97	113,16	113,22	112,5	111,65

В-третьих, в отношении плавности хода автомобиля, оборудованного различными амортизаторами, однозначного заключения сделать нельзя: каждый из амортизаторов на разных дорогах влияет на плавность хода по-разному.

Значения критерия *K*, рассчитанные по документам топливной экономичности (ГОСТ 20306—90 и ЕРА) при движении автомобиля в городском и магистральном циклах, приведены в табл. 4. Из нее тоже следует, что активные подвески во всех случаях лучше подвесок обычных. Что же касается стандартных подвесок, то здесь, в отличие от интегральных показателей ГОСТ 20306—90, можно рекомендовать амортизатор, имеющий минимальное значение *K* и наиболее эффективно обеспечивающий плавность хода в определенном цикле движения. В частности, из таблицы следует, что при движении автомобиля в городских циклах как по ГОСТ 20306, так и ЕРА, выполняемом на динамометрической дороге, наилучшую плавность хода обеспечивают амортизаторы "Монро", а в магистральных — САЗ. На автомагистралях, новых и старых асфальти-

рованных дорогах в городских циклах хорошую плавность хода не способен обеспечить ни один из пяти рассмотренных амортизаторов. В магистральных же циклах неплохо себя проявляют амортизаторы "Плаза" (на автомагистралях), "Монро" (на новых асфальтированных дорогах) и САЗ (на старых асфальтированных дорогах). И только активные подвески, особенно АП-2, обеспечивают, повторяем, наилучшую плавность хода во всех циклах и на всех дорогах.

Дополнительный оценочный критерий *K*, разумеется, не отменяет критерий, узаконенный нормативными документами. Но его, безусловно, можно и нужно использовать при сравнительной оценке плавности хода легковых автомобилей, оснащенных различными подвесками. Особенно если автомобиль предназначен для эксплуатации в узком диапазоне дорожных условий. В перспективе же, когда активные подвески станут массовым явлением, этот критерий упростит поиск законов настройки таких подвесок, т. е. станет инструментом оптимизации их характеристик.





## НОВЫЙ СПОСОБ ТОРМОЖЕНИЯ АТС

М. Д. КОНЕВЦОВ

Об антиблокировочных системах тормозов в последние годы говорят и пишут много. Однако единой точки зрения по ним до сих пор нет. Одни утверждают, что АБС, в зависимости от дорожного покрытия, снижают тормозной путь автомобиля на 10–20 %; другие, наоборот, считают, что, например, на дорогах с высоким коэффициентом сцепления они этот путь увеличивают; третьи — что АБС практически не влияют на величину тормозного пути, но зато препятствуют заносу АТС при торможении. Специалисты едины лишь в одном: несмотря на широкое распространение, АБС нельзя считать полностью доведенными системами. То есть их необходимо совершенствовать.

Действительно, если не вдаваться в детали, то можно сказать, что в основу работы всех современных АБС положен один принцип — импульсное количественное регулирование момента, создаваемого тормозными колодками. И реализуется этот принцип одинаково — изменением давления рабочего тела, жидкости или воздуха, в тормозном приводе. Причем таким образом, чтобы колесо работало на грани "юза".

Такова идея. Однако практическое ее воплощение оказывается делом весьма непростым. Уже хотя бы потому, что, во-первых, работоспособность АБС зависит от фактической величины коэффициента  $\phi$  сцепления колеса с дорогой, который сам определяется многими факторами; во-вторых, для исключения блокировки ("юза") колес АБС должна уметь распознавать значение  $\phi_x$ , максимально допустимое для каждого конкретного условия движения, и в соответствии с ним регулировать давление в тормозном приводе, а это довольно сложно.

Для подтверждения сказанного рассмотрим, каким образом АБС регулирует тормозной момент, например, барабанного тормоза.

Очевидно, чтобы исключить блокировку колеса, момент  $M_6$  на барабане должен быть чуть меньше момента  $M_k$  от продольной силы (реакции  $R_z$ ), возникающей в контакте шины с полотном дороги. То есть должно выполняться неравенство  $M_6 < M_k = R_z \phi_x r_{ст}$ , где  $\phi_x$  — продольная составляющая коэффициента  $\phi$ ;  $r_{ст}$  — статический радиус колеса.

Для простоты рассуждений примем, что  $R_z = \text{const}$  и  $r_{ст} = \text{const}$ . То есть будем считать, что только коэффициент  $\phi_x$  позволяет менять  $M_k$ . Причем использовать  $\phi_x$  на 100 %, т. е. сделать  $\phi_x = \phi$  нельзя, так как боковой коэффициент сцепления ( $\phi_y$ ) при этом станет равным нулю, а это — неизбежный занос АТС при торможении. Поэтому у импульсных АБС  $\phi_x$  стараются хотя бы приблизить к 0,75 $\phi$ . А так как при расчетах принимается, что  $\phi_{\max} = 0,7$ , то получается, что цель разработчиков АБС — получить  $\phi_x = 0,525$ . При этом  $\phi_y$  будет составлять 0,462. Это означает, что и величина замедления автомобиля при его торможении, поскольку она прямо пропорциональна коэффициенту сцепления  $\phi_x$ , тоже не превышает 75 % максимально возможных  $g$ .  $\phi_{x\max} = 9,81 \cdot 0,525 = 5,15 \text{ м/с}^2$ . Отсюда вывод: надо найти способ, который позволил бы повысить процент использования  $\phi_x$  и, следовательно, уменьшить тормозной путь автомобиля, оборудованного АБС.

И еще одно: нынешние АБС не только недоиспользуют  $\phi_x$ , но и сам процесс изменения момента  $M_6$  у них связан с резкими перепадами замедления колеса в относительном движении, что сказывается на плавности торможения автомобиля.

Названные недостатки можно устранить, если вместо импульсного торможения как способа регулирования тормозного момента использовать метод, основанный на ограничении нарастания, фиксации и выдержки дав-

ления рабочего тела в рабочем тормозном цилиндре на определенном уровне. Например, замыкая или почти замыкая объем тормозного привода. Для этого между поршнем главного тормозного цилиндра и педалью тормоза достаточно разместить упругий элемент (пружину): благодаря ему появится возможность с помощью встроенной АБС изменять и контролировать давление в замкнутом объеме тормозного привода без циркуляции рабочего тела.

Один из вариантов такой тормозной системы, предназначенной для автомобиля ГАЗ-53А, приведен на рис. 1.

Как видно из этого рисунка, данная тормозная система представляет собой измененный вариант серийной системы. В частности, в ней — другой главный тормозной цилиндр, а также есть АБС, состоящая из вспомогательного поршня 11, профилированных рычагов 23 и 24, гидроцилиндра 7, механизма управления перемещением поршня 10 и штока 12.

Конструкция главного тормозного цилиндра следующая. Он, как обычно, имеет корпус 3, в котором располагаются два (5 и 11) поршня, пружина 6 и уплотнительная манжета 4. Причем последняя не контактирует с компенсационным отверстием жидкостной полости (это отверстие соединено с клапаном, установленным на бачке с тормозной жидкостью).

Рядом с главным тормозным цилиндром размещается гидроцилиндр 7 АБС — так, чтобы он был соосен или параллелен направлению действия силы  $F$ , создаваемой водителем тормозной педалью на штоке главного тормозного цилиндра. Внутри гидроцилиндра размещен поршень 10 с манжетой 9 и шток 12, который посредством стержня 14 жестко связан со штоком 13 главного тормозного цилиндра.

Гидроцилиндр 7 одним своим отверстием через запорный клапан 2, а вторым — через гидронасос 8 связан с гидробачком 1.

Запорный клапан, в свою очередь, состоит из сборного корпуса 18,



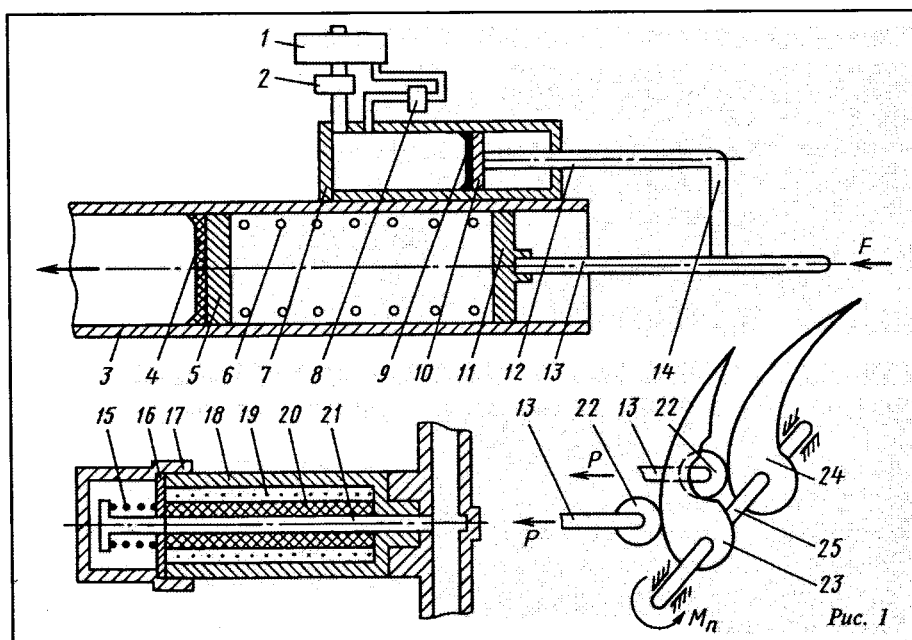


Рис. 1

пружины 15, опорной шайбы 16, колпачковой гайки 17, обмотки электромагнита 19, втулки-изолятора 20 и сердечника 21 (запорный элемент клапана).

При двухконтурной тормозной системе главных тормозных цилиндров два; гидроцилиндров 7 тоже два. Одна из пар работает с передними колесами, вторая — с задними. Поэтому и потребовались два (23 и 24) рычага управления. Располагаются они на валу 25 педали тормоза и каждый из них через ролики 22 взаимодействует со своим главным тормозным цилиндром. Профили рычагов — сложные, построены с учетом нужных величин ходов  $X_1$  и  $X_2$  вспомогательных поршней.

Работают рычаги следующим образом. Как только водитель нажмет на педаль тормоза, рычаги нажимают на штоки 12 и 13. Эти штоки перемещаются влево на величины  $X_1$  и  $X_2$ , задаваемые криволинейной поверхностью рычагов. На столько же сдвигаются влево поршни 10 и 11. При этом поршень 11 поджимает пружину 6 заданной жесткости  $c$  (в нашем случае она равна 490 Н/м, или 50 кгс/см). Пружина, в свою очередь, нажимает на поршень 5, из-за чего в замкнутом объеме "главный цилиндр—рабочий цилиндр" давление повышается, а в тормозном механизме появляется тормозной момент  $M_6$ . Следовательно, если известно, какой нужен момент  $M_6$ , чтобы колеса не блокировались, то по известным математическим

зависимостям можно определить и нужное давление в тормозном приводе. Остается лишь найти способ такого ограничения этого давления, при котором соблюдается неравенство  $M_6 < M_k$ . Роль ограничителя и выполняет цилиндр 7 с его подвижным поршнем 10 и другими узлами механизма управления.

Ход  $X$  поршня 11, а значит, и профиль рычага 23 (24) вычисляются по уравнению  $X = p S_{\text{пл}} c^{-1}$ , в котором  $p$  — давление под этим поршнем;  $S_{\text{пл}}$  — площадь поршня;  $c$  — жесткость пружины 6. Если данную формулу "расшифровать" применительно к автомобилю ГАЗ-53А, то уравнения для подсчета ходов поршней главных тормозных цилиндров 11 передних ( $X_1$ ) и задних ( $X_2$ ) колес примут вид:

$$X_1 = \frac{9,81 \varphi_x m_a r_{\text{ст}} S'_{\text{пл}} (b + h_0 \varphi_x)}{2 S''_{\text{пл}} k r_6 l c L};$$

$$X_2 = \frac{9,81 \varphi_x m_a r_{\text{ст}} S''_{\text{пл}} (a - h_0 \varphi_x)}{2 S''_{\text{пл}} k r_6 l c L}.$$

Уравнения, по сути, есть математические модели колес автомобиля в тормозном режиме. В них:  $\varphi_x$  — продольный коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью, которая может меняться от 0,1 (лед) до 1,0;  $m_a = 7400$  кг — полная масса автомобиля ГАЗ-53А;  $b = 0,905$  м — проекция расстояния от центра масс автомобиля до его задних колес на горизонтальную плоскость;  $a = 2,725$  м — то же для передних колес;  $h_0 = 1,27$  м — вертикальная ко-

ордината центра масс;  $r_{\text{ст}} = 0,457$  м — статический радиус колеса;  $S'_{\text{пл}} = 1,96$  см<sup>2</sup> — площадь поршня главного тормозного цилиндра передних колес;  $S''_{\text{пл}} = 2,32$  см<sup>2</sup> — площадь поршня главного тормозного цилиндра задних колес;  $S'_{\text{пл}} = 9,6$  см<sup>2</sup> — площадь поршня рабочего цилиндра переднего колеса;  $S''_{\text{пл}} = 11,3$  см<sup>2</sup> — площадь поршня рабочего цилиндра заднего колеса;  $k = 0,3$  — коэффициент трения пары "тормозная колодка—барабан (диск)";  $l = 1,8$  — внутреннее передаточное число тормоза (сервоусиление);  $c = 490$  Н/см, или 50 кг/см, — жесткость пружины.

После подстановки этих величин в формулы для случая, когда  $m_a = 7400$  кг, формулы приобретают вид:

$$X_1 = 0,37(2,32 + 3,378 \varphi_x) \varphi_x;$$

$$X_2 = 0,03404(7,42 - 3,37 \varphi_x) \varphi_x.$$

При изменении полной массы автомобиля, очевидно, меняются координаты центра его масс, следовательно, — и цифры, входящие в данные формулы. Но между ними сохраняется и одно общее: если автомобиль работает с постоянной нагрузкой кузова, то величины  $X_1$  и  $X_2$  зависят только от коэффициента  $\varphi_x$ .

Эта закономерность чрезвычайно важна с практической точки зрения: если найти закон изменения  $\varphi_x$ , при котором в любых условиях движения обеспечивается неравенство  $M_6 < M_k$ , то реализовать данный закон можно с помощью подбора величин  $X_1$  и  $X_2$ , т. е. соответствующим профилированием рычагов 23 и 24.

Результаты расчетов  $X_1$  и  $X_2$  при изменении  $\varphi_x$  в диапазоне 0,1—0,7 и полных массах автомобиля ГАЗ-53А, равных 3250 (кузов не загружен), 4400, 5400, 6400 и 7400 кг, приведены в таблице. Из нее следует, например, что при полной массе автомобиля, равной 7400 кг, и изменении  $\varphi_x$  от 0,1 до 0,7 с дискретностью 0,1 значения  $X_1$  составляют 0,98; 2,2; 3,68; 5,38; 7,36; 9,58 и 12 см, а  $X_2$  — 2,39; 4,56; 6,5; 8,21; 9,56; 10,9 и 12 см. Для управления торможением используются приращения  $X_n - X_{n-1} > 0$ ;  $X_n - X_{n-1} = 0$  и  $X_n - X_{n-1} < 0$ . Или, что еще проще, приращения по замедлению:  $j_n - j_{n-1} > 0$ ;  $j_n - j_{n-1} = 0$  и  $j_n - j_{n-1} < 0$ , где  $j_n$  — предыдущее по

времени замедление,  $j_{n-1}$  — последующее.

Посмотрим, как работает данная система при служебном торможении. Для этого обратимся к "стандартной" диаграмме,  $\varphi = f(s)$  (рис. 2).

Из нее видно, что служебное торможение можно вести в диапазоне изменения коэффициента скольжения до  $s = 0,15-0,16$ . В этом диапазоне в контакте колес имеется "запас" бокового ( $\varphi_y$ ) коэффициента сцепления

и потому за счет его можно получить боковую реакцию, противодействующую заносу автомобиля, а кривая  $\varphi = f(s)$  имеет положительный знак производной, т. е.  $\varphi_n - \varphi_{n-1} > 0$  (или  $j_n - j_{n-1} > 0$ ). Штатный акселеро-

Полная масса	Параметр	Коэффициент сцепления, $\varphi_x$						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
3250	Тормозная сила, Н:							
	$R_1$	786	1682	2687	3801	5025	6359	7802
	$R_2$	806	1503	2090	2569	2937	3196	3345
	Тормозной момент, Н·м:							
	$M_{61}$	359	769	999	1737	2296	2906	3382
	$M_{62}$	868	687	955	1174	1342	1460	1528
	Давление жидкости, МПа:							
	$p_1$	1,94	4,16	5,41	9,41	12,4	15,7	18,3
	$p_2$	1,58	2,96	4,11	5,06	5,78	6,29	6,58
	Ход поршня, см:							
4400	$X_1$	0,77	1,60	2,14	3,73	4,90	6,20	7,20
	$X_2$	0,73	1,37	1,90	2,35	2,00	2,90	3,05
5400	Тормозная сила, Н:							
	$R_1$	809	1766	2872	4125	5528	7078	8776
	$R_2$	1349	2559	3603	4507	5263	5871	6331
	Тормозной момент, Н·м:							
	$M_{61}$	370	807	1312	1885	2526	3235	4011
	$M_{62}$	616	1165	1646	2060	2405	2683	2893
	Давление жидкости, МПа:							
	$p_1$	2,00	4,37	7,10	10,20	13,60	17,50	21,70
	$p_2$	2,65	5,02	7,09	8,88	10,30	11,50	12,40
	Ход поршня, см:							
5400	$X_1$	0,79	1,73	2,81	4,08	5,38	6,93	8,59
	$X_2$	1,22	2,32	3,28	4,12	4,74	5,33	5,75
6400	Тормозная сила, Н:							
	$R_1$	876	1935	3176	4599	6203	7990	9958
	$R_2$	769	3557	4762	5985	7027	7886	8564
	Тормозной момент, Н·м:							
	$M_{61}$	400	884	1451	2101	2835	3651	4551
	$M_{62}$	808	1625	2176	2935	3211	3604	3914
	Давление жидкости, МПа:							
	$p_1$	2,16	4,78	7,86	11,30	15,30	19,70	24,60
	$p_2$	2,65	5,02	7,09	8,88	10,30	11,50	12,40
	Ход поршня, см:							
6400	$X_1$	0,85	1,90	3,11	4,47	6,08	7,80	9,70
	$X_2$	1,61	3,24	4,35	5,42	6,40	7,19	7,79
7400	Тормозная сила, Н:							
	$R_1$	956	2127	3515	5117	6936	8970	11220
	$R_2$	2180	4145	5893	7472	8744	9845	10371
	Тормозной момент, Н·м:							
	$M_{61}$	437	972	1606	2338	3170	4099	5127
	$M_{62}$	996	1894	2693	3415	3996	4490	4904
	Давление жидкости, МПа:							
	$p_1$	2,36	5,26	8,70	12,60	17,10	22,20	27,70
	$p_2$	4,29	8,16	11,60	14,70	17,20	19,40	21,10
	Ход поршня, см:							
7400	$X_1$	0,93	2,08	3,44	5,00	6,77	8,79	10,90
	$X_2$	1,99	3,78	5,38	6,82	7,98	9,00	9,80
7400	Тормозная сила, Н:							
	$R_1$	1005	2960	3764	5517	7520	9772	12274
	$R_2$	2621	4992	7114	8986	10610	11983	13108
	Тормозной момент, Н·м:							
	$M_{61}$	459	1033	1720	2521	3437	4466	5609
	$M_{62}$	1197	2281	3251	4107	4849	5476	5990
	Давление жидкости, МПа:							
	$p_1$	2,48	5,59	9,31	13,60	18,60	24,20	30,30
	$p_2$	5,16	9,83	14,00	17,70	20,90	23,60	25,80
	Ход поршня, см:							
7400	$X_1$	0,98	2,2	3,68	5,38	7,36	9,58	12,00
	$X_2$	2,39	4,56	6,50	8,21	9,56	10,90	12,00

метр, подавая конкретные величины замедлений, позволяет ЭВМ решать данные неравенства. Поршень 11 при нажатой тормозной педали повышает усилие затяжки пружины 6, а при уменьшении этого нажатия ослабляет затяжку пружины. Поршень 10 перемещается так же, как и поршень 11, поскольку ЭВМ команду на закрытие клапана 2 не подает. То есть при служебном торможении АБС не работает.

При экстренном (аварийном) торможении тормозная педаль нажата до конца. По диаграмме  $\varphi = f(s)$  видно, что наибольший тормозной эффект будет тогда, когда  $\varphi_x \approx \varphi_{\max}$ . Это соответствует области, где  $\varphi_{x_n} - \varphi_{x_{n-1}} \approx 0$  или  $j_n - j_{n-1} \approx 0$  (например, отличаются на  $0,01 \text{ м/с}^2$ ). И когда разница между предыдущей и последующей величинами замедления приблизится к нулю, ЭВМ решит уравнение для перемещения ( $X_1$  или  $X_2$ ), используя замедление, равное  $j_n$ , зафиксирует  $X_1$  ( $X_2$ ) в памяти и подаст команду на закрытие клапана 2 (можно и наоборот — закрыть клапан и решить уравнение). Клапан закроется, поэтому объем жидкости в цилиндре "замкнется" при максимально допустимом давлении жидкости в исполнительном органе тормозного привода. Момент на барабане возрастет, но останется меньшим, чем момент на колесе. После этого водитель, с какой бы силой ни нажимал на педаль тормоза, уже не может воздействовать на процесс торможения. Если от аварийного нужно перейти на служебное торможение, клапан 2 принудительно выключается (выключатель — кнопка под педалью тормоза).

При замкнутом объеме жидкости могут быть три ситуации: коэффициент  $\varphi_x$  не меняется; возрастает; уменьшается.

В первом случае спустя какое-то время после начала торможения скорость автомобиля становится равной нулю, т. е. он останавливается. ЭВМ выключает клапан 2, и система снова готова к дальнейшей работе.

Во втором случае ЭВМ, получив от акселерометра информацию о возросшем замедлении, подает команду на включение гидронасоса. Последний начинает откачивать жидкость из цилиндра 7 в емкость 1. Поршень 10,

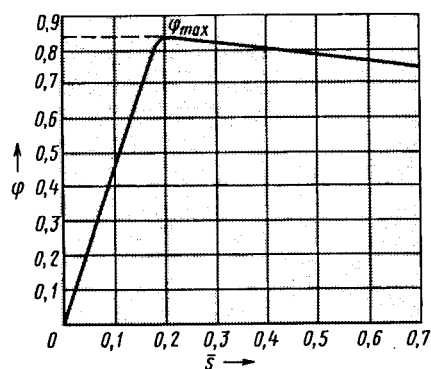


Рис. 2

поскольку педаль тормоза нажата, перемещается в цилиндре 7, давая тем самым возможность поршню 11 сжимать пружину 6, т. е. повышать давление в исполнительном органе тормозного привода. Момент  $M_6$  на барабане возрастает, но опять-таки остается меньшим, чем момент  $M_k$  на колесе. Замедление автомобиля возрастает, а ЭВМ продолжает решать неравенство  $j_n - j_{n-1} > 0$  до тех пор, пока оно не станет равенством ( $j_n - j_{n-1} = 0$ ). ЭВМ, используя  $j_n$  как максимальное замедление, решает уравнение  $X_1$  ( $X_2$ ) и результат фиксирует в памяти, после чего подает команду на отключение насоса. Объем жидкости снова замкнут. Торможение идет с максимальным замедлением до полной остановки АТС, после чего ЭВМ подает команду на отключение клапана 2.

В третьем случае замедление автомобиля уменьшается, что и фиксирует акселерометр. ЭВМ по его сигналу определяет величину перемещения  $X_1$  ( $X_2$ ) при  $j_m$ , сравнивает ее с  $X_1$  ( $X_2$ ) из памяти, получает разницу, величина которой указывает, на сколько надо переместить поршни 10 и 11, чтобы уменьшить силу упругости пружины 6 и тем самым исключить блокировку колес.

Предположим,  $X_1 = 8,3$ , а  $X_1' = 4,9$  см. То есть разница между ними равна 3,4 см. Это и есть величина, на которую следует переместить поршни, включив гидронасос. Например, НИШ-5, производительность которого при частоте вращения его вала  $700 \text{ мин}^{-1}$  равна  $3500 \text{ см}^3/\text{мин}$ , или  $5 \text{ см}^3/\text{об.}$ ; время одного его оборота —  $0,08 \text{ с}$ . Отсюда легко определить нужную площадь  $S$  цилиндра 7 управления.

Допустим, что  $S = 10 \text{ см}^2$ . Тогда объем  $V$  жидкости, который надо

вытолкнуть насосу, чтобы поршни переместились на 3,4 см, будет равен  $(10 \cdot 3,4) = 34 \text{ см}^3$ . То есть насос, чтобы подать такой объем, должен сделать  $\sim 7$  оборотов, на что уйдет  $0,08 \cdot 7 = 0,56 \text{ с}$ .

Все это просчитывает ЭВМ и дает команду на реверсное включение насоса. Насос забирает жидкость из емкости 1 и подает ее в цилиндр 7. После 7 об. ЭВМ дает команду на остановку насоса.

За 7 об. поршень 10 переместится на 3,4 см, сила упругости пружины 6 уменьшится, соответственно уменьшится давление в тормозном приводе и величина момента  $M_6$ . Торможение будет идти при меньшем замедлении, но блокировки колес не будет.

Из сказанного видно, что предлагаемая тормозная система наилучшим образом адаптируется к изменяющемуся коэффициенту сцепления.

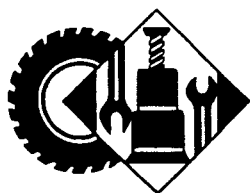
Величина бокового коэффициента сцепления ( $\varphi_y$ ), судя по публикациям, должна быть равной  $0,15-0,2$ . Допустим, что  $\varphi_y = 0,2$ . При нем продольный коэффициент сцепления  $\varphi_x$  равен  $0,67$ . То есть составляет 96 % от  $\varphi = 0,7$ . Тогда как при импульсном торможении только стремится к 75%-му использованию коэффициента  $\varphi$ , т. е. не превышает, как уже упоминалось,  $0,525$ .

Такое недоиспользование  $\varphi_x$  значительно снижает продольную тормозную эффективность АБС и в то же время оставляет неоправданно большим ( $-0,43$ ) значение  $\varphi_y$ .

Наконец, тормозной путь ( $S_{\text{та}}$ ).

Известно, что установившееся замедление  $j_{\text{уст}}$  равно произведению  $9,81 \cdot \varphi_x$ . Следовательно, при импульсном торможении  $j_{\text{уст}} = 5,15 \text{ м/с}^2$ , а в случае рассматриваемой системы  $j_{\text{уст}} = 6,57 \text{ м/с}^2$ . Тормозной путь  $S_t$  с допустимой точностью можно подсчитать по формуле  $S_t = Av_0 + v_0^2/(26j_{\text{уст}})$ , в которой  $v_0$  — начальная скорость торможения;  $A$  — коэффициент, учитывающий временные промежутки и для автомобиля ГАЗ-53А равный  $0,19 \text{ с}$ . Тогда при  $v_0 = 80 \text{ км/ч}$  ( $22,2 \text{ м/с}$ )  $S_t = 52,6 \text{ м}$  и  $S_t' = 60 \text{ м}$ .

Таким образом, при импульсном торможении тормозной путь оказывается на 7,2 м, или на 17 %, больше, чем при способе ограничения роста давления рабочего тела, его фиксации и выдержке в процессе торможения.



## МЕТОД И УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОПЕРАТИВНОЙ ИНТЕГРАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ТРАНСМИССИОННЫХ МАСЕЛ

В. Н. ЯСИТНИКОВ

Общевойсковая академия ВС РФ

КПД и ресурс трансмиссии автомобиля во многом зависят от применяемого в ней масла: оно должно обладать определенным запасом качества. Однако все существующие методы оценки этого запаса весьма трудоемки, требуют сложного лабораторного оснащения и высокой квалификации специалистов. Другими словами, их нельзя применять в полевых условиях. Даже в случае, если метод предусматривает оценку не множества частных, а небольшого числа комплексных показателей качества трансмиссионного масла. Таких, например, как изменение кинематической вязкости, кислотного числа и др.

Взять, скажем, показатель, предложенный В. Ф. Буяновским, который он назвал результирующим. Данный показатель — безразмерный, вычисляется по формуле  $\Pi = \Delta\nu \Delta C_k \Delta C_t / C_{\text{щ}}$ , в которой  $\Delta\nu$  и  $\Delta C_k$  — изменения кинематической вязкости (%) и кислотного числа (мг · КОН/г) по отношению к записанным в ТУ на данную марку масла;  $\Delta C_t$  — щелочное число (мг · КОН/г);  $C_{\text{щ}}$  — количество нерастворимых продуктов (%).

Исследования подтвердили, что показатель  $\Pi$  применим для функциональной оценки качества обширного класса автомобильных трансмиссионных масел. Причем его значение не должно превышать 110. В противном случае возникает предпосылка к отказу трансмиссии из-за качества масла.

Однако показатель  $\Pi$  тоже не так прост, как кажется на первый взгляд. Экспериментальные исследования, проведенные как на стенде, так и в реальных условиях эксплуатации, свидетельствуют: изменение показателя  $\Pi$  по мере наработки масла представляет собой резко нелинейную, возрастающую на несколько порядков функцию, поэтому "уловить" грань между оценками "еще пригодно к эксплуатации" и "масло надо срочно менять" очень и очень трудно. Для этого нужно довольно часто, причем чем больше наработка, тем чаще, измерять четыре параметра масла, входящих в формулу, фиксировать их в табличной форме, подсчитывать  $\Pi$ , наносить его на график и уже по графику пытаться угадать, через какое время показатель достигнет своего граничного значения — цифры 110.

Если же учесть, что показатель  $\Pi$  — величина абстрактная, лишенная прозрачного физического смысла, то становится ясно, что он задачу оперативной оценки

реального запаса качества трансмиссионного масла и прогноза эволюции качественного состояния последнего не решает.

Войсковая (и не только войсковая) практика говорит, что нужен какой-то новый показатель — надежный и вместе с тем доступный для широкого круга пользователей. Такой показатель, условный ресурс наработки трансмиссионного масла, и разработан специалистами Общевойсковой академии РФ.

Данный показатель,  $t_y$ , по существу, эквивалентен результирующему показателю В. Ф. Буяновского, связан с ним зависимостью  $\Pi = 7 \cdot 10^{-15} t_y^6$  и имеет размерность "ч<sup>-6</sup>". Но он лишен главного (принципиального) экономического недостатка результирующего показателя: не требует одновременного определения и обработки нескольких единичных показателей, т. е. проведения большого объема лабораторных испытаний.

Показатель  $\tau_y$  определяется по теплофизическим характеристикам работающего трансмиссионного масла. Для этого используется один простейший инструмент — горизонтально расположенная проволока, помещаемая в предварительно нагретое исследуемое масло. Под действием теплового потока с его стороны поверхность проволоки нагревается до температуры  $T$ . Затем температуру проволоки и масла постепенно увеличивают. При определенном значении теплового потока (его назвали критической плотностью  $q_k$ ) теплопроводность масла резко возрастает (точка А на рис. 1). И, как показали специальные исследования, значение  $q_k$  (его размерность — Вт/см<sup>2</sup>) очень сильно коррелировано с  $\tau_y$ :  $\tau_y = 890 - 21,7 q_k$ .

Измерительное устройство представляет собой (рис. 2) емкость, заполненную предварительно нагретой водой, в которой размещена металлическая ячейка длиной 130, глубиной 90 и шириной 30 мм, заполняемая испытываемым маслом.

На упругих стальных вводах АБ ячейки натянута платиновая проволока длиной 106 мм и диаметром 50 мкм

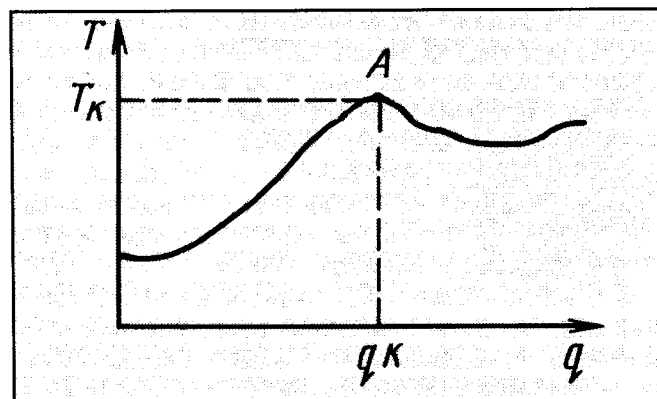


Рис. 1. Зависимость теплового потока, воспринимаемого проволокой-датчиком, от температуры трансмиссионного масла

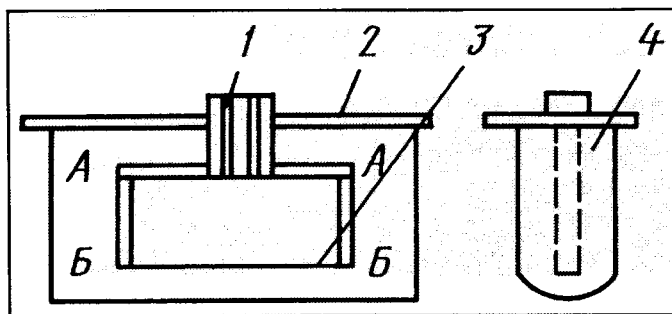


Рис. 2. Устройство для определения показателя  $t_p$ :

1 — электроразъем; 2 — крышка; 3 — платиновая проволока; 4 — корпус

(проволочный датчик). Емкость закрывается крышкой, в которой имеется загерметизированное отверстие диаметром 10 мм, предназначенное для электрического разъема, соединенного с проволокой по четырехпроводной схеме.

Применение тонких проволочных элементов, изотермических по сечению и длине, позволяет свести изучаемую картину к одномерной схеме с преимущественной ориентацией процесса вдоль одной координатной оси проволоки. Кроме того, работа с проволочными нагревательными элементами создает условия для изучения теплопроводности и автоволновых процессов в полидисперсных средах.

Таким образом, измерительное устройство — это симбиоз проволочного датчика, водяного термостата с температурой 313—343 К (40—70 °С) и ячейки для масла.

Датчик запитывается постоянным током  $I_0$  от управляемого компьютером генератора. Напряжение с датчика  $U_p$  поступает на контроллер, где усиливается и преобразуется в цифровой код. Контроллер подает цифровой сигнал на ЭВМ, которая управляет экспериментом, обрабатывает, накапливает и выдает результаты измерения. В процессе измерения компьютер медленно, по линейному закону, изменяет ток датчика, диагностирует текущие значения температуры проволоки и плотности теплового потока, фиксирует значение критической плотности потока и по приведенному выше уравнению определяет условный ресурс наработки трансмиссионного масла.

Температура проволоки вычисляется по уравнению  $T_0 - 273 = I/\alpha[(U_0/I_0 \cdot R_0) - I]$  (здесь  $\alpha$  — температурный коэффициент сопротивления материала проволоки), а текущее значение теплового потока  $q$  — по уравнению  $Q = U_0 I_0 / \pi l d$ , где  $l$  — длина проволоки,  $d$  — ее диаметр.

Проволока прокалибрована по зависимости сопротивления от температуры в минеральном масле средней вязкости.

Включение и выключение тока, запуск и остановку аппаратуры управления выполняет ЭВМ.

УДК 629.621.436.068

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

Д-р техн. наук В. А. МАРКОВ

МГТУ имени Н. Э. Баумана

Объемная концентрация токсичных веществ в отработавших газах дизелей составляет 0,2—2 %. Причем на долю пяти из них (оксиды азота, монооксид углерода, легкие углеводороды, альдегиды и диоксид серы) приходится 80—95 %. Есть в отработавших газах и твердые частицы — сажа; сульфаты (соли оксидов серы); вещества, образующиеся при сгорании моторного масла; металлы и их оксиды, т. е. продукты изнашивания деталей двигателя и компоненты присадок к топливу и моторному маслу. Но при работе дизеля на режимах с полной нагрузкой большую часть (до 90 %) массы твердых частиц составляет именно сажа. Однако напрямую нормируются, как известно, не все токсичные компоненты отработавших газов, а лишь четыре из них — оксиды азота, монооксид углерода, углеводороды и твердые частицы. Что касается оксидов серы, то здесь нормирование косвенное, через ограничение содержания серы в топливе. Причины такого ограничения очевидны: например, высокое содержание альдегидов отмечается только при работе непрогретого двигателя, т. е. кратковременно.

Наиболее опасным токсичным компонентом отработавших газов дизелей считаются оксиды азота: хотя их доля в суммарных токсичных выбросах составляет 30—80 % по массе, по эквивалентной токсичности она равна 60—95 %. Причем это соотношение зависит не от качества топлива, а только от температуры в камере сгорания. Поэтому ограничение их эмиссии в отработавшие газы современных форсированных дизелей стало одной из важнейших проблем.

На втором месте по токсичности — выбросы сажи (точнее — твердых частиц). Дымление дизелей становится видимым, если содержание сажи в отработавших газах превышает 0,1 г/м<sup>3</sup>.

Два названных компонента — не только самые токсичные из четырех нормируемых, но и наиболее сложные с точки зрения уменьшения их количества. Дело в том, что они связаны между собой обратной пропорциональной зависимостью: с уменьшением эмиссии оксидов азота растет эмиссия сажи. И наоборот. Кроме того, любое воздействие на рабочий процесс дизеля с целью снижения выброса оксидов азота, как правило, ведет к ухудшению топливной экономичности дизеля.

Разорвать этот своеобразный "замкнутый круг" очень непросто. Например, за рубежом широко применяются нейтрализаторы и фильтры — устройства, предназначенные для улавливания или нейтрализации образовавшихся в камере сгорания токсичных компонентов. Они, как показывает опыт, достаточно эффективны по отношению к монооксиду углерода, углево-

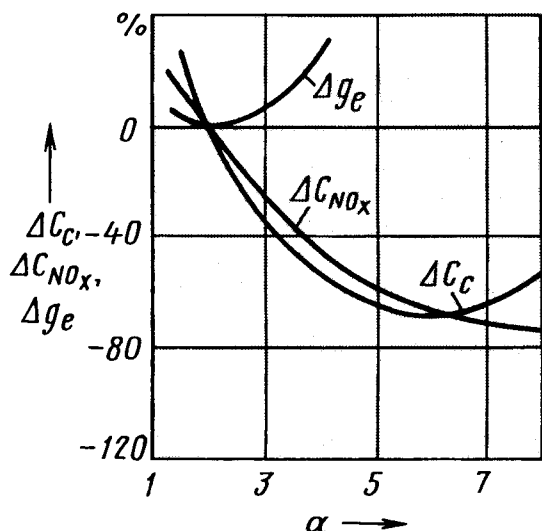


Рис. 1. Зависимость удельного расхода топлива и содержания оксидов азота и сажи в отработавших газах дизелей от коэффициента избытка воздуха

дородам и твердым частицам (саже). Но, к сожалению, по отношению к оксидам азота их эффективность невелика. Здесь могут помочь методы, позволяющие воздействовать на рабочий процесс дизеля. Это оптимизация значений коэффициента избытка воздуха, увеличение давления впрыскивания, управление углом опережения впрыскивания, рециркуляция отработавших газов.

Если суммировать все сказанное выше, то напрашивается вывод: методов борьбы с вредными компонентами отработавших газов дизелей в настоящее время существует достаточно много. Что уже само по себе говорит о неравноценности этих методов.

Данный вывод подтверждают рис. 1–4, на которых приведены обобщенные<sup>1</sup> зависимости изменений ( $\Delta$ ) концентраций оксидов азота, сажи и удельного эффективного расхода топлива в отработавших газах дизелей от коэффициента избытка воздуха (рис. 1), максимального давления впрыскивания топлива, т. е. максимального давления в подыгольной полости форсунки (рис. 2), угла опережения впрыскивания топлива (рис. 3) и количества рециркулируемых отработавших газов (рис. 4).

Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля с целью улучшения его экологических показателей является, как известно, совершенствование процесса топливopодачи. Объяснение тому простое: основная масса токсичных

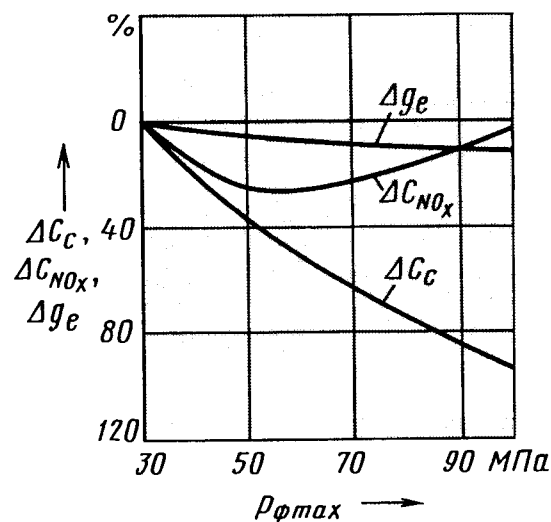


Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива и содержания оксидов азота и сажи в отработавших газах дизелей от максимального давления впрыскивания топлива

компонентов представляет собой продукты сгорания топлива. Для решения задачи нужно обеспечить оптимальные значения цикловой подачи, момента начала подачи (угла опережения впрыскивания), давления впрыскивания и некоторых других параметров топливopодачи.

Так, цикловая подача непосредственно влияет на полноту сгорания топлива, поскольку определяет (см. рис. 1) состав смеси в камере сгорания дизеля (коэффициент избытка воздуха).

Зависимость удельного эффективного расхода  $g_e$  топлива от коэффициента избытка воздуха имеет выра-

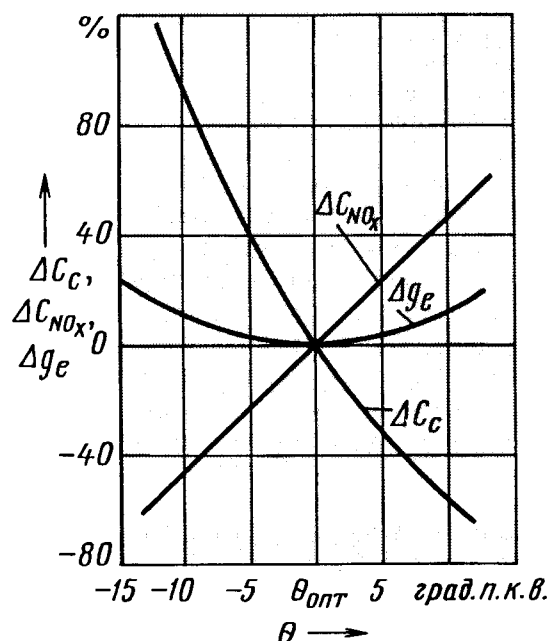


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива и содержания оксидов азота и сажи в отработавших газах дизелей от угла опережения впрыскивания топлива

<sup>1</sup> Зависимости построены по экспериментальным данным Н. А. Мочешникова, А. И. Френкеля, В. А. Звонова, В. А. Лиханова, А. М. Сайкина, В. И. Смайлиса и автора данной статьи для отечественных дизелей ЯМЗ-236 (6 ЧН 13/14), ЯМЗ-238 (8 ЧН 13/14), 1 Ч 13/14, СМД-14 (4 Ч 12/14), 1 Ч 12/14, Д-21 (2 Ч 10,5/12), Д-245 (4 ЧН 11/12,5), КамАЗ-7406 (8 ЧН 12/12), Д-108 (4 Ч 14,5/20,5), 6 Ч 21/21, 12 ЧН 23/26 и др., а также для ряда зарубежных дизелей.

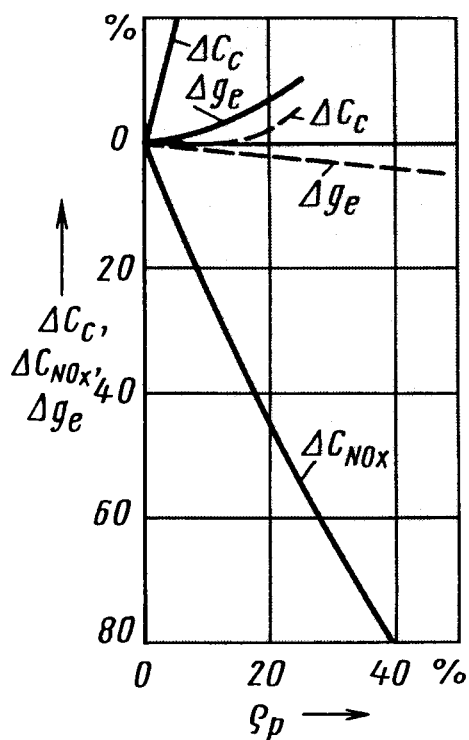


Рис. 4. Зависимость удельного расхода топлива и содержания оксидов азота и сажи в отработавших газах дизелей от степени рециркуляции отработавших газов на режиме с полной нагрузкой (сплошные кривые) и режиме с частичной (~50 % от полной) нагрузкой (пунктир)

женный минимум при  $\alpha \approx 2$ . При меньших  $\alpha$  наблюдается ухудшение качества рабочего процесса, показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов; при больших  $\alpha$  снижаются температуры сгорания и содержание оксидов азота, но ухудшается топливная экономичность.

Так, при возрастании  $\alpha$  до  $2-3g_e$  увеличивается на 10 %, концентрация оксидов азота и сажи падает на 35 и 40 % соответственно. (Следует, однако, отметить, что концентрация оксидов азота зависит не только от общего коэффициента избытка воздуха, но и от локальных его значений.)

Зависимости содержания продуктов неполного сгорания топлива (в том числе сажи  $C$ ) от коэффициента избытка воздуха имеют выраженный минимум при  $\alpha = 4-6$  (см. рис. 1). Увеличение их эмиссии при больших  $\alpha$  объясняется ухудшением качества смесеобразования при малых цикловых подачах топлива.

Оптимальное значение  $\alpha$  можно обеспечить изменением подач топлива или воздуха. Наиболее простой способ — управление топливоподачей. Но повышение  $\alpha$  за счет снижения подачи топлива (как делалось при получении характеристик на рис. 1) приводит к снижению мощностных показателей дизеля, что неприемлемо. Поэтому более целесообразен другой путь — управление процессом воздушоснабжения в дизелях с турбонаддувом, позволяющим увеличивать подачу воздуха на режимах с низкими  $\alpha$ .

В последнее время в качестве одного из эффективных методов снижения токсичности рассматривается интенсификация процесса топливоподачи, т. е. повышение давления впрыскивания, которое определяет такие важные параметры струи топлива, как ее дальность, угол конуса, дисперсность распыливания. При этом первые два параметра определяют степень охвата струей пространства камеры сгорания. В частности, длина струи влияет на протекание пристеночных процессов. Дисперсность же распыливания определяет динамику испарения топлива, от которой зависит скорость тепловыделения.

Увеличение давления впрыскивания позволяет, кроме того, уменьшить общую продолжительность топливоподачи, что создает предпосылки для своевременного выделения теплоты при сгорании топлива во время нахождения поршня вблизи ВМТ.

В качестве параметра, определяющего уровень давлений впрыскивания, обычно рассматривается максимальное давление впрыскивания ( $p_{\phi \max}$ ).

Ряд зарубежных фирм ("Бош", "Катерпиллер", AVL, "Лукас" и др.) разработали системы топливоподачи, в которых это давление достигает 130—160 МПа (1300—1600 кгс/см<sup>2</sup>) и даже 200 (2000). Однако в отечественных транспортных дизелях до недавнего времени данный параметр, как правило, составлял 30—40 МПа (300—400 кгс/см<sup>2</sup>) и лишь в связи с введением современных нормативных документов на токсичность отработавших газов (нормы "Евро") стал возрастать. Причем исследованиями доказано: для быстроходных транспортных дизелей целесообразным уровнем максимальных давлений впрыскивания можно считать 100—150 МПа (1000—1500 кгс/см<sup>2</sup>). Далее увеличивать его нецелесообразно: ухудшается динамика сгорания топлива. Кроме того, часть топлива начинает попадать на относительно холодные стенки камеры сгорания, что снижает топливную экономичность процесса.

И второе. Длина струи топлива увеличивается только до  $p_{\phi \max} \approx 80$  МПа (800 кгс/см<sup>2</sup>), а при дальнейшем увеличении давления впрыскивания заметно растет эмиссия оксидов азота.

Тем не менее повышение давления впрыскивания в диапазоне  $p_{\phi \max} = 30-100$  МПа (300—1000 кгс/см<sup>2</sup>) позволяет более равномерно распределять топливо по объему камеры сгорания, ликвидировать локальные зоны с низким  $\alpha$  и обеспечить тем самым более полное сгорание. В результате показатели топливной экономичности и эмиссии продуктов неполного сгорания топлива улучшаются (см. рис. 2). Например, удельный расход топлива снижается на 10 %, а содержание сажи в отработавших газах — на 90. Причем снижение удельного эффективного расхода топлива наблюдается и дальше — до  $p_{\phi \max} = 140-160$  МПа (1400—1600 кгс/см<sup>2</sup>). Однако при дальнейшем повышении  $p_{\phi \max}$  отмечается резкое увеличение затрат энергии на привод топливной аппаратуры и, как результат, — увеличение расхода топлива.

Более сложная зависимость характерна для концентрации оксидов азота.

Так, при повышении  $p_{ф\max}$  с 30 до 50 МПа (с 300 до 500 кгс/см<sup>2</sup>) количество этих оксидов снижается на 25 %, но при увеличении до 100 МПа (1000 кгс/см<sup>2</sup>) уже заметна тенденция к росту их содержания (см. рис. 2). Хотя оно все же на ~5 % ниже, чем при  $p_{ф\max} = 30$  МПа (300 кгс/см<sup>2</sup>). Причем данная тенденция при дальнейшем увеличении  $p_{ф\max}$  сохраняется.

Уменьшение количества оксидов азота, сопровождающее увеличение давления впрыскивания в диапазоне  $p_{ф\max} = 30\div 50$  МПа (300—500 кгс/см<sup>2</sup>), объясняется выравниванием локальных температур по объему камеры сгорания, а увеличение при  $p_{ф\max} > 50$  МПа (500 кгс/см<sup>2</sup>) — ростом среднемассовых температур.

Выбросы нормируемых токсичных компонентов и топливная экономичность дизеля сильно зависят от угла опережения впрыскивания топлива. Так, при позднем впрыскивании количество оксидов азота уменьшается, а продуктов неполного сгорания, наоборот, растет. Потому что снижаются максимальные температуры сгорания, эффективность рабочего процесса и время, отводимое на процессы окисления продуктов сгорания. Одновременно ухудшается топливная экономичность процесса (рис. 3).

При работе дизеля на номинальном режиме угол опережения впрыскивания  $\theta$  сильнее всего влияет на концентрацию оксидов азота и сажи: изменение этого угла всего лишь на 1 град п. к. в. меняет то и другое на 5—10 % (см. рис. 3). Причем в противоположных направлениях. Например, если в отечественном дизеле уменьшить угол впрыскивания на 10 град п. к. в., то содержание оксидов азота уменьшается на 50 %, а концентрация сажи возрастает на 90 %. Правда, зависимость удельного эффективного расхода топлива от данного угла выражена менее ярко и имеет оптимум. В дизелях с неразделенной камерой сгорания, работающих на номинальном режиме, отклонение  $\theta$  от  $\theta_{\text{опт}}$  на 10 град п. к. в. в любую сторону ухудшает топливную экономичность на 10 % (см. рис. 3).

В качестве одного из наиболее действенных методов снижения эмиссии оксидов азота в настоящее время рассматривается рециркуляция отработавших газов, т. е. возвращение некоторой их части в цилиндры дизеля. Идея такого разбавления свежего заряда отработавшими газами довольно проста: содержащийся в газах нейтральный диоксид углерода (углекислый газ)

отодвигает во времени начало сгорания и замедляет его развитие, что приводит к снижению температур сгорания и, следовательно, эмиссии оксидов азота. Но нужно учитывать, что при организации рециркуляции в топливовоздушной смеси меньше кислорода. Значит, неизбежны и снижение топливной экономичности, и рост концентрации продуктов неполного сгорания топлива, в том числе сажи. Так, из рис. 4 следует: при степени рециркуляции, равной 25 %, в дизеле, работающем на режиме с полной нагрузкой, концентрация оксидов азота уменьшается на 55 %, однако количество сажи при этом увеличивается на 100 %, а удельный эффективный расход топлива — на 10. На практике эти цифры несколько иные: поскольку при рециркуляции количество газов, выбрасываемых в атмосферу, уменьшается, то при степени рециркуляции 25 % выброс оксидов азота уменьшается не на 55 %, а на 73, эмиссия сажи возрастает не на 100 %, а на 75.

Результаты анализа данных рис. 1—4 приведены в таблице. При ее составлении учитывали, что любое мероприятие по улучшению показателей токсичности отработавших газов обычно приводит к ухудшению топливной экономичности дизеля. Поэтому в технических условиях на конкретный дизель величину такого ухудшения обычно ограничивают. Например, в условиях на дизель Д-245, устанавливаемый на автомобиль ЗИЛ-5301 "Бычок", записано, что удельный расход топлива может возрасти не более чем на 10 %. Поэтому диапазоны изменения параметров взяты такими, чтобы рост  $g_e$  не превышал эти 10 %.

Данные таблицы свидетельствуют: одним из наиболее эффективных методов снижения токсичности отработавших газов дизелей является повышение максимального давления впрыскивания. Причем рост  $p_{ф\max}$  в рассматриваемом диапазоне 30—100 МПа (300—1000 кгс/см<sup>2</sup>) приводит как к улучшению топливной экономичности, так и к уменьшению содержания в отработавших газах оксидов азота и сажи. Но, поскольку содержание оксидов азота и сажи связаны между собой обратно пропорциональной зависимостью, то при  $p_{ф\max} > 50$  МПа (500 кгс/см<sup>2</sup>) давление впрыскивания необходимо выбирать с учетом компромисса между ними.

Привлекателен и метод снижения токсичности оптимизацией значения  $\alpha$ : при увеличении коэффициента избытка воздуха в рассматриваемом диапазоне ( $\alpha = 2\div 3$ ) наблюдается одновременное снижение содержания оксидов азота, сажи и других продуктов неполного сгорания топлива. Однако топливная экономичность дизеля может ухудшиться.

Наиболее сильное влияние на эмиссию основного токсичного компонента отработавших газов дизелей, оксидов азота, оказывают управление углом опережения впрыскивания и рециркуляция: они позволяют сократить содержание оксидов на 50—55 %. Но, поскольку при этом могут резко возрасти концентрации сажи и других продуктов неполного сгорания топлива, оба мероприятия по снижению токсичности целесообразно применять в сочетании с повышением давле-

Методы снижения токсичности отработавших газов дизеля	№ рисунка	Диапазон изменения параметра	Изменение показателя, %		
			$\Delta g_e$	$\Delta C_{NO_x}$	$\Delta C_c$
Оптимизация $\alpha$	1	2—3	+10	—35	—40
Повышение $p_{ф\max}$ , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	2	30—100 (300—1000)	—10	—5	—90
Управление $\theta$	3	$\theta_{\text{опт}} \pm 10$ (запаздывание)	+10	—50	+90
Рециркуляция ( $\rho_p$ ), %	4	0—25	+10	—55	+100



ния впрыскивания, которое эффективно снижает дымность отработавших газов.

Приведенные на рис. 2—4 зависимости построены в основном по экспериментальным данным при условии, что дизель работает на режимах с полной нагрузкой, т. е. на режимах внешней скоростной характеристики. Здесь, как известно,  $\alpha$  минимален, а выбросы оксидов азота и сажи, наоборот, максимальны. Поэтому изменение рассматриваемых параметров (коэффициента избытка воздуха, максимального давления впрыскивания топлива, угла опережения впрыскивания топлива, количества рециркулируемых отработавших газов) дает значительное изменение показателей топливной экономичности и токсичности. На режимах же с невысокими нагрузками и режимах холостого хода зависимость этих показателей выражена менее заметно. В частности, уменьшение цикловой подачи топлива на 20—30 % от полной (и соответствующее снижение  $\alpha$ ) сопровождается снижением выброса сажи на 80—90 % своего максимального значения.

Влияние угла опережения впрыскивания топлива на топливную экономичность и токсичность отработавших газов наиболее четко проявляется также на режимах полной нагрузки. Причина: при работе с большими  $\alpha$  (с малыми цикловыми подачами топлива) время, отводимое на процесс сгорания, достаточно для полного сгорания топлива. Поэтому на режимах с неполной нагрузкой имеется возможность снижения угла опережения впрыскивания с целью уменьшения эмиссии оксидов азота практически без ухудшения топливной экономичности и увеличения выбросов сажи и других продуктов неполного сгорания.

Из-за сильной зависимости топливной экономичности и выбросов продуктов неполного сгорания топлива от параметров работы дизеля на режимах с полной нагрузкой при организации рециркуляции перепуск отработавших газов обычно предусматривают на режимах с нагрузкой, не превышающей 75 % номинальной. На этих режимах, отличающихся повышенным коэффициентом избытка воздуха, концентрация кислорода в камере сгорания достаточна, и даже при высокой степени рециркуляции наблюдается полное сгорание топлива с приемлемой экономичностью.

Так, в соответствии с приведенными на рис. 4 данными по дизелю, работающему на режиме с неполной нагрузкой (~50 % от полной, см. характеристики, показанные на рис. 4 пунктиром), организация рециркуляции сопровождается лишь незначительным ростом содержания сажи в отработавших газах, а ее выброс даже снижается. Наблюдается и небольшое уменьшение удельного эффективного расхода топлива.

Таким образом, можно сделать вывод: каждому скоростному и нагрузочному режимам работы дизеля соответствуют свои, оптимальные по топливной экономичности и токсичности отработавших газов, значения  $\alpha$ ,  $p_{\text{ф max}}$ ,  $\theta$  и  $p_r$ . Значит, чтобы обеспечить высокие экономические и экологические показатели дизеля, названные параметры нужно изменять именно в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами его работы, а также корректировать их при изменении ат-

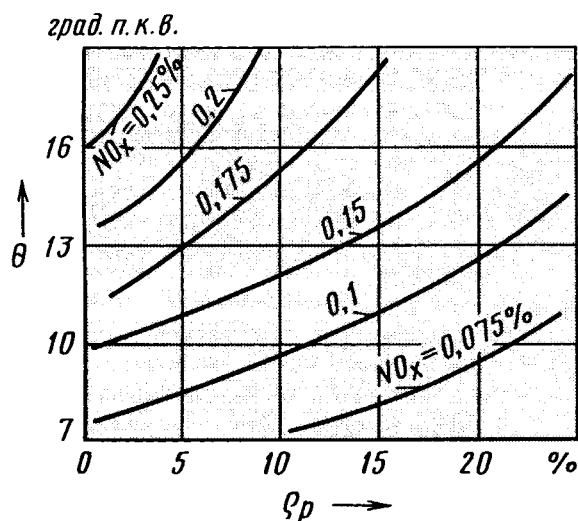
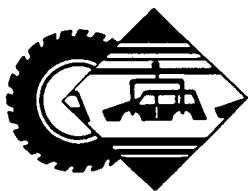


Рис. 5. Зависимость содержания оксидов азота в отработавших газах дизеля воздушного охлаждения мощностью 75 кВт (102 л. с.) от угла опережения впрыскивания топлива и степени рециркуляции

мосферных условий, свойств применяемого топлива и на неустановившихся режимах. Эту сложную задачу вполне способны решать электронные (микропроцессорные) системы автоматического управления. Попытки же управлять только каким-либо одним из параметров систему управления, конечно, упрощают, но, к сожалению, не обеспечивают удовлетворение современных жестких требований к токсичности отработавших газов. С этой точки зрения гораздо лучше вариант, при котором управление рециркуляцией отработавших газов сочетается с управлением топливоподачей. Например, фирма БМВ получила неплохие результаты на вихрекамерном дизеле легкового автомобиля, применив управление рециркуляцией совместно с управлением углом опережения впрыскивания топлива в соответствии с изменениями скоростного и нагрузочного режимов. Так, при его работе с малыми ( $\theta = 7—8$  град п. к. в. до ВМТ) углами опережения впрыскивания и степенью  $p_r$  рециркуляции, равной 10—15 %, концентрация оксидов азота не превышает 0,07—0,08 % (рис. 5). Увеличившиеся при этом выбросы продуктов неполного сгорания топлива устранены с помощью нейтрализатора отработавших газов.

Рассмотренные выше методы снижения токсичности отработавших газов не исчерпывают, разумеется, всех возможных и даже всех используемых на практике. Например, в их число не вошли такие, как управление температурой наддувочного воздуха, охлаждающей жидкости и масла; применение систем отключения цилиндров и циклов и др. Но проведенный анализ подтвердил наибольшую эффективность управления процессом топливоподачи. И, кроме того, из анализа следует: непрерывно ужесточающиеся требования к экологическим показателям дизелей можно удовлетворять лишь при наличии комплексных САУ, обеспечивающих взаимосвязанное управление параметрами дизеля.



# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113.658.562.5

## НИИТАВТОПРОМ:

### ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ АТС

Е. С. ДОБРНСКИЙ, С. М. КРУГЛОВ, Е. А. КРЫЛОВ

НИИТАвтопром

Специалисты утверждают, что три четверти затрат, связанных с производством автомобиля, "лежат на острие карандаша конструктора". Роль технологии на этом этапе жизни АТС в денежном отношении скромнее: она сводится к созданию идеологии и архитектуры производства. Но технология — основа качества готового изделия, т. е. главного этапа его существования, эксплуатации. И если проанализировать причины отказов АТС, то оказывается, что они едва ли не в большинстве случаев имеют производственно-технологический характер. Вот несколько конкретных примеров.

Фирма "Фольксваген" отозвала для ремонта почти 1 млн. автомобилей моделей "Поло" и "Лупо", сошедших с конвейера в 1998—1999 гг. Причина — претензии к качеству материала, из которого изготовлены шланги привода усилителя тормозов. "Хонда Мотор" сделала то же самое в отношении 2,57 млн. своих автомобилей, произведенных в Японии, США и Канаде, на общую сумму 182 млн. амер. долл., из-за повышенного износа контактов системы зажигания, что могло привести к ее отказу в пути. По данным одного из специализированных английских изданий, 13 % легковых автомобилей выпуска 1997—1999 гг. имели неисправности в эксплуатации, а модели "Альфа Ромео" и "Ленд Ровер" — более 20 %. Британские же эксперты считают: 25 % неисправностей на модель — тот предел, с которого ее нужно считать ненадежной.

Интересны и другие данные, приводимые в зарубежных публикациях. Специалисты, изучив характеристики 100 новых автомобилей четырех ведущих зарубежных фирм, установили: в первые 90 дней эксплуатации, т. е. фактически в период приработки деталей, автомобили всех фирм без исключения нельзя назвать безотказными (см. таблицу). Но из таблицы следует также: все фирмы работают над повышением безотказности своей продукции. И это им удается. Особенно японцам. Причем не только и не столько за счет

конструктивного совершенствования изделий, сколько за счет улучшения технологий их изготовления.

Такой путь, как показывает опыт, актуален и для российской автомобильной промышленности. Именно он позволяет повысить технический уровень, эксплуатационную надежность и конкурентоспособность отечественных АТС, снизить энерго- и трудозатраты на их производство.

Данный путь не только актуален, но, что не менее важно, достаточно доступен, поскольку, несмотря на все неурядицы реформ, в стране все-таки удалось сохранить некоторые отраслевые НИИ и их кадры. Например, НИИТАвтопром. Да и автозаводы (такие, как ВАЗ, ГАЗ, КамАЗ и др.) уже поняли, что без совершенствования технологий выжить кое-как можно, но занять достойное место в мировом автомобилестроении — вряд ли. Поняли и то, что не решает задачу покупка западных технологий. Во-первых, дело это чрезвычайно дорогое; во-вторых, нам продадут то, что завтра будет уже "днем вчерашним" (зачем им растить конкурентов для себя?).

Выход из создавшегося положения один — интеграция новейших зарубежных и отечественных технологий. База такой интеграции — инженерно-технологические центры, которые по заказам российских предприятий исследуют те или иные западные технологии, испытывают технологическое оборудование и при положительных результатах дают рекомендации на их приобретение. Таким образом, предприятие принимает решение о закупке апробированных технологий и оборудования и осваивает их с помощью специалистов, обученных западными партнерами.

Такая система, с одной стороны, обеспечивает поставку и внедрение на российский рынок прогрессивных технологий, оборудования и приборов, которые не разрабатываются отечественной промышленностью, а с другой — способствует привлечению средств для производственных инвестиций в качество отечественной продукции. Дальнейшее развитие — разработка отечественного оборудования (взамен приобретаемого по импорту) применительно к конкретным условиям и специфике работы наших предприятий.

Первый в России ИТЦ, организованный НИИТАвтопром совместно с "АСМ-холдингом" и американской фирмой "ЗД Системс", работает в области быстрого компьютерного прототипирования новых узлов и деталей машин, а также изготовления сложной оснастки методом лазерной стереолитографии. В результате в короткие сроки можно получить прототип любого изделия (от блока цилиндров до мелких сложнопрофильных деталей), используя его при конструкторских доработках и испытаниях (применение лазерной стереолитографии сокращает сроки подготовки производства в 2—5 раз). Например, за последние два года центр многое сделал для внедрения на автомобильной технике электроуправляемых зеркал заднего вида, которые по своим показателям ни в чем не уступают ранее

Фирма	Число неисправностей на 100 автомобилей	
	в 2002 г.	среднее за предыдущие 10 лет
"Дженерал Моторс"	130	146
"Даймлер-Крайслер"	141	—
"Хонда"	113	133
"Тойота"	107	115

закупавшимся по импорту. В частности, за 24 ч изготовил стереолитографические модели корпусных деталей зеркал и детали из модельных холоднотвердеющих пластмасс, предназначенные для отработки дизайна и проведения испытаний на одном из конкретных автомобилей. Доработанные по результатам контрольных обмеров и испытаний по обзорности и с учетом замечаний заказчика модели корпусных деталей были затем использованы в качестве мастер-моделей для получения временной оснастки. Метод быстрого прототипирования очень хорошо себя зарекомендовал при отработке конструкций кузовов легковых и грузовых автомобилей, протекторов шин, изделий светотехники.

Второй ИТЦ создан совместно с немецкой фирмой СФБ. Он занимается проблемами электростатическо-

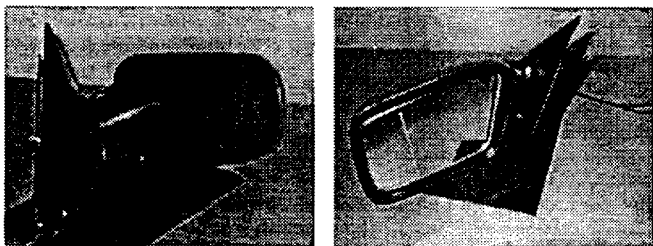


Рис. 1. Конструкторский прототип электроуправляемого зеркала заднего вида для автомобиля "Москвич-Святогор"

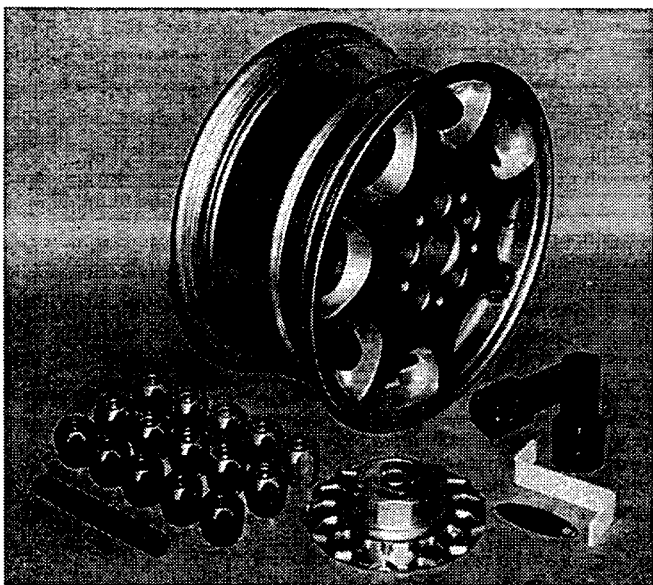


Рис. 2. Автомобильные компоненты, окрашенные порошковыми красками

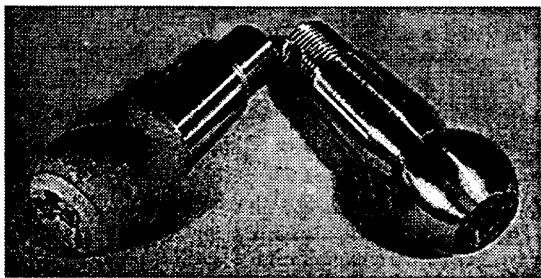


Рис. 3. Шаровые пальцы рулевого управления, упрочненные плазменным напылением

го нанесения порошковых покрытий на детали машиностроительной продукции, в том числе на автомобильные компоненты — диски колес, бамперы, элементы тюнинга и др.

В самом НИИТавтопроме организован гибкий технологический комплекс кузовостроения, функционирующий на нетрадиционном подходе объединения оригинальных технологий. В том числе таких, как лазерный раскрой и резка заготовок, штамповка крупногабаритных элементов на прессе "Аида", светолучевая сварка и пайка, дизайнерское и конструкторское моделирование методом быстрого прототипирования. С его помощью, например, для ОАО "Москвич" удалось в сжатые сроки разработать и освоить технологию ускоренного изготовления мелких серий кузовных элементов для новых моделей автомобилей "Москвич", в том числе освоить производство крыш, дверей, 28 наименований элементов жесткости кузовов и ходовой части, панелей приборов оригинальной конструкции и т. д.

Институт также создал гамму высокопроизводительных технологий упрочнения деталей, оснастки и инструмента плазменными, ионно-плазменными, газоплазменными и детонационными методами, упрочнения литейно-штамповой оснастки методом диффузионного насыщения. В частности, автоматизированные технологические комплексы упрочнения вилок переключения передач и колец синхронизаторов коробок передач, шаровых пальцев автомобилей ЗАЗ и МАЗ, шкворней карьерных самосвалов БелАЗ. Такие покрытия повышают износостойкость и эксплуатационную стойкость изделий в 3—5 раз.

Еще одна "высокая" технология, разработанная в НИИТавтопроме, — электропроводящие покрытия "Викон" (вакуумные, ионные, контактные), наносимые на контакты реле, выводные контакты микросхем, штекеры и т. п. Отличительные особенности этих покрытий: высокоплотная равновесная структура, прочность на истирание и стойкость к электрической эрозии, сохранение работоспособности контактов при наличии следов электрокоррозии, надежная защита контактов от механического воздействия.

НИИТавтопром — разработчик комплексных сборочно-сварочных линий автомобильных и тракторных колес: такими линиями уже оснащены Челябинский кузнечно-прессовый завод, Кременчугский колесный и Заинский автотракторный заводы. На гибкой автоматической линии сборки—сварки изготавливаются колеса как для камерных, так и бескамерных шин (посадочные диаметры — от 6,75 до 11,25" и высота — от 20 до 24"). Аналогичная линия сборки—сварки колес 10 типоразмеров грузовых автомобилей различного назначения поставлена в Югославию (завод ФАП).

Здесь освоена также оригинальная технология изготовления дисков колес, отливаемых из алюминиевых сплавов (автомобили ВАЗ, ГАЗ, "Москвич"). Ее база: литье под низким давлением, обработка на станках с ЧПУ, 100%-й рентгеновский контроль, окраска порошковыми материалами.

По заказу Минпромнауки завершены НИОКР по созданию надежных и малозумных агрегатов трансмиссий автомобилей и сельскохозяйственных машин. Их результат — многопарные зубчатые зацепления, достоинства которых ранее были известны лишь в теоретическом плане.

# КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАК ИНСТРУМЕНТ СКВОЗНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ САМОХОДНЫХ МАШИН

Канд. техн. наук Е. В. КУЗНЕЦОВ

Могилевский государственный технический университет

Системы автоматизированного проектирования (САПР) позволяют максимально приблизиться к так называемому сквозному проектированию, т. е. автоматизированным способом решать многие задачи, начиная с разработки технического задания и кончая изготовлением рабочих чертежей, а в мелкосерийном производстве — и программ для станков с ЧПУ. Однако это по силам не всем САПР: с помощью многих из них удастся справиться лишь с локальными задачами проекта. Например, САД-системы предназначены только для автоматизированного изготовления чертежей, САЕ-системы — для анализа напряженно-деформированного состояния конструкций и т. д. Кроме того, технология использования САПР, разработанная исследователями и учеными (И.Б. Барский, Н.А. Микшик, В.П. Тарасик и др.), чаще всего относится к этапу функционального проектирования. То есть она не рассчитана на сквозное проектирование. Следовательно, неизбежно ведет к значительным затратам средств и времени на доводку вновь разрабатываемого изделия.

В том, что положение именно таково, не сомневаются уже большинство практических работников, прежде всего конструкторы и технологи. Причем даже те, кто, приобретая первые САПР, считали, что они сыграют роль панацеи в их деле. Поэтому сторонников идеи сквозного, или комплексного, автоматизированного проектирования становится все больше. Тем не менее внедряется оно медленно. Здесь сказывается, конечно, недостаток финансовых средств, необходимых для закупок вычислительных средств и программного обеспечения. Но главная помеха все-таки — теоретическая незавершенность проблемы сквозного проектирования на новом уровне инструментального обеспечения. И в

первую очередь — алгоритмов такого проектирования. В связи с чем алгоритм, приведенный на рис. 1, думается, должен представлять не только теоретический, но и практический интерес для многих.

Как видно из рисунка, сердцевиной данного алгоритма, его "дерево связей", — комплексное математи-

ческое и физическое моделирование процессов в механизмах и системах создаваемой машины. То есть совокупность математических и физических моделей, разрабатываемых с помощью ЭВМ и предназначенных для решения очень широкого круга задач. Таких, как исследование кинематики и динамики механизмов и систем, термодинамический анализ рабочего тела, определение и выбор напряженно-деформированного состояния деталей и конструкций и т. д. Другими словами, задач функционального и конструкторского проектирования.

Комплексное проектирование выполняется, как следует из того же рисунка, в два этапа.

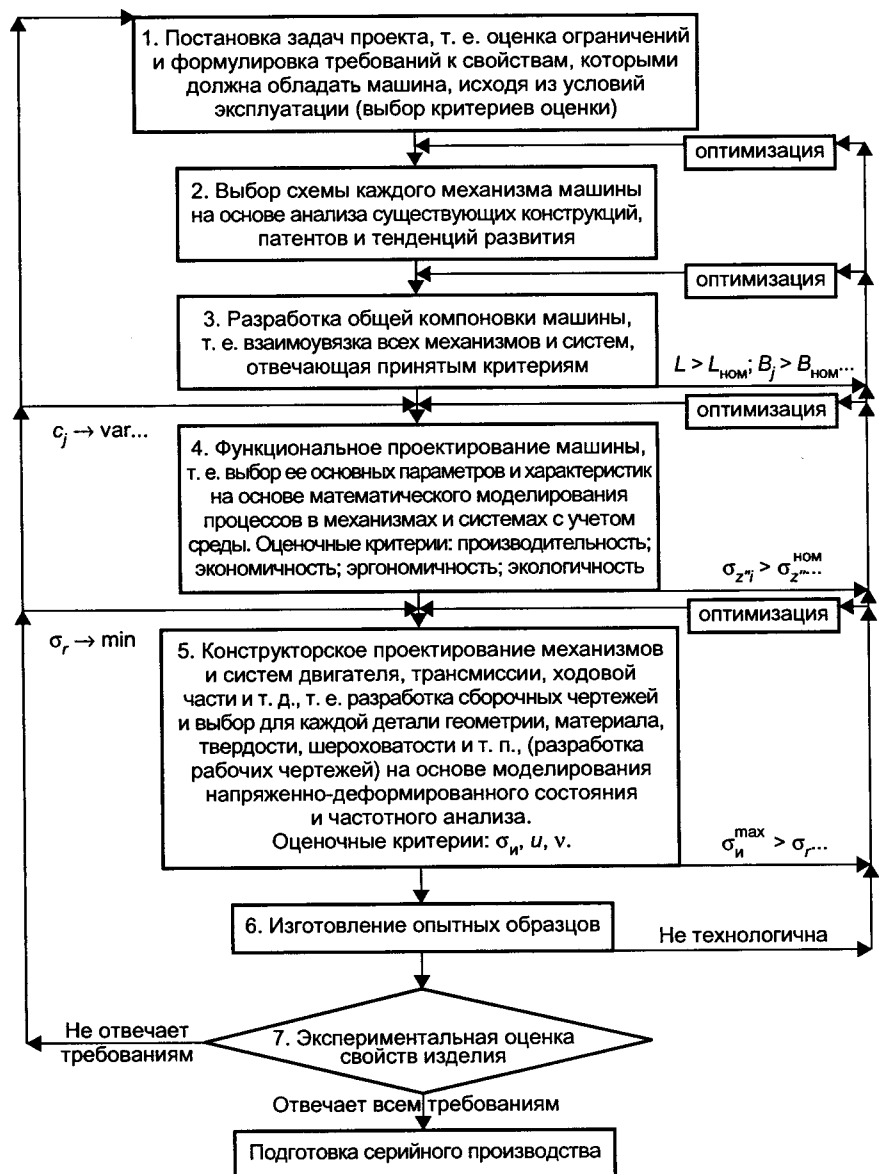


Рис. 1. Алгоритм сквозного проектирования

Первый этап — функциональное проектирование, при котором используется модель машины в целом. В ее состав входят уравнения с переменными "сосредоточенными" параметрами, которые описывают основные процессы, протекающие в двигателе, трансмиссии и ходовой части. И так как самоходная машина представляет собой сложную динамическую систему, где каждый элемент может изменять свои параметры и характеристики, модель рассматривается с учетом воздействий внешней среды и оператора. Это позволяет адекватно оценивать нагруженность механизмов и систем, обоснованно выбирать их основные параметры и характеристики.

На втором этапе, конструкторского проектирования, применяются модели с "распределенными" параметрами, дающие возможность оценить напряжения, деформации и резонансные частоты конструкций. Причем нагрузки задаются именно те, которые получены на предыдущем этапе.

На обоих этапах (особенно в начале — при формулировке требований к изделию, выборе схем механизмов и разработке общей компоновки) используются регрессионные модели и корреляционный анализ, позволяющие выяснить зависимость оценочных характеристик от варьируемых параметров, а значит, принимать оптимальные конструкторские решения по форме каждой детали механизма, ее размерам, материалу и т. д. То есть гарантируют высокое качество конструкторской документации, не требующей значительных корректировок по результатам натурных испытаний.

Это весьма актуально для отечественной автотракторной техники. Ведь не секрет, что многим моделям наших самоходных машин, даже разработанным с привлечением САПР, присущи повышенные материалоемкость, не укладывающаяся в мировые нормы, токсичность отработавших газов, шумность, недостаточные надежность, производительность и топливная экономичность.

В добавление к сказанному остановимся еще на нескольких принципах комплексного проектирования.

Так, на этапе функционального проектирования машины окончательный выбор параметров меха-

низма или системы делается с помощью того или иного метода оптимизации, использующего минимаксный подход. При этом существенную роль играют начальные значения оптимизируемых параметров: они — базовые для последующего уточнения методами математического моделирования на ЭВМ. Их, по традиции, предварительно выбирали, ориентируясь на лучшие из существующих аналогов. Однако предпочтение все-таки следует отдавать аналитическим методикам, применяя их с учетом нормативных требований. Тем более что они уже есть. Например, хорошо себя зарекомендовали такие из них, как методика предварительного выбора основных параметров подвески; модель, позволяющая уточнить предварительно выбранные параметры и характеристики шасси и двигателя полноприводной четырехколесной машины, и т. д. Особенно далеко в этом направлении продвинулись создатели моделей, предназначенных для исследования общей динамики самоходных машин, в том числе моделей двигателя. Причем очень часто используются выходные характеристики систем и агрегатов машин — топливная экономичность двигателя, нагруженность трансмиссии, движителя и т. п. К примеру, многие специалисты предлагают следующую модель для среднего крутящего момента  $M_e$  дизеля при его работе на стационарном режиме:  $M_e = b_0 + b_1 g_T + b_2 g_B$ . То есть модель, в которой две переменные — цикловые подачи топлива ( $g_T$ ) и воздуха ( $g_B$ ). Используется и модель для переходных режимов работы дизеля, которая на  $i$ -м шаге ( $dt$ ) интегрирования имеет вид:  $M_{ei} = M_{ei-1} + (M_e - M_{ei-1})e^{dt/T_n}$ , где  $T_n$  — постоянная

времени системы питания дизеля. Причем цикловые подачи топлива и воздуха определяются в зависимости от положения ( $\gamma_d$ ) рычага управления подачей топлива и угловой скорости  $\omega_d$  коленчатого вала. Но модель, рассматривающая крутящий момент  $M_e$  как функцию угловой скорости коленчатого вала  $\omega_d$  и положения  $h_{pd}$  рейки ТНВД, как известно, в принципе не позволяет выявить истинный (колебательный) характер изменения  $M_e$ , определяемый давлением в цилиндрах и спецификой кривошипно-шатунного механизма. То есть, в конечном счете, не дает возможности правильно оценить нагруженность трансмиссии и ходовой системы. В связи с этим в Могилевском ГТУ создана модель рабочего цикла дизеля, учитывающая его параметры и фазы работы, что позволило представить крутящий момент на коленчатом валу в следующем виде:

$$M_d + M_{ei} + b_3 \sin(b_4 \varphi_d) + b_5 \sin[b_6(\varphi_d + b_7)].$$

(Здесь  $\varphi_d$  — угол поворота коленчатого вала.)

Пример применения данной модели приведен на рис. 2. В качестве объекта исследования взяли полноприводную машину полной массой 1200 кг, работающую в режиме интенсивного (10 ч) разгона. Двигатель — четырехцилиндровый дизель номинальной мощностью 42 кВт (57 л. с.); частота вращения коленчатого вала — 500 рад/с (4800 мин<sup>-1</sup>); коробка передач — пятиступенчатая механическая. Максимальная высота ординат микропрофиля опорной поверхности ( $q_{max}$ ) приняли равной 3 мм.

Порядок и особенности сквозного функционального проектирования рассмотрим на примере

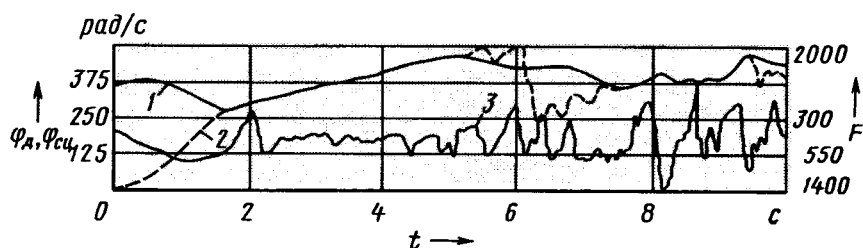


Рис. 2. Оциллограммы изменения угловых скоростей маховика дизеля (кривая 1), его ведомого диска сцепления (кривая 2) и упругой силы (кривая 3) в левом переднем лонжероне при интенсивном разгоне машины

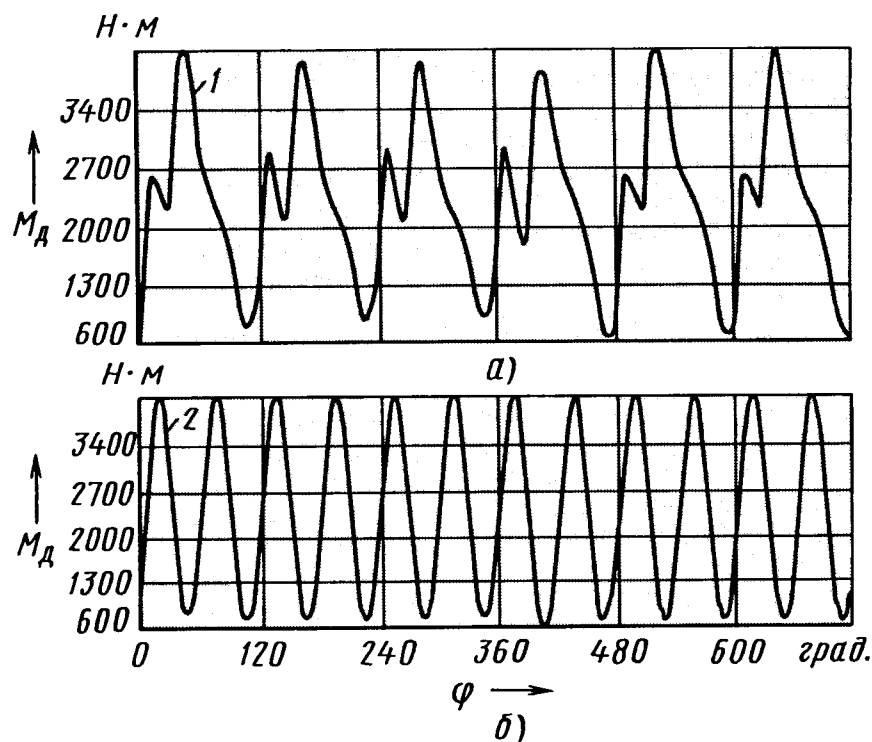


Рис. 3. Изменение крутящего момента на коленчатом валу дизеля в зависимости от типа КШМ (подача топлива — полная,  $\omega = 220$  рад/с, или  $4800$  мин<sup>-1</sup>): 1 — КШМ дизеля ЯМЗ-845-10; 2 — КШМ, обеспечивающий рабочий ход через каждые 60° п. к. в.

трансмиссии карьерного самосвала БелАЗ-7555.

При создании любой трансмиссии, как известно, особое внимание уделяется крутильным колебаниям, генерируемым двигателем и ходовой системой. Но это особенно актуально для машин большой мощности.

В качестве оценочных показателей для рассматриваемого БелАЗа были приняты два параметра — максимальные крутящие моменты  $M_{i\max}$  на валах и коэффициенты  $K_{di}$  их динамичности, т. е. отношение  $M_{i\max}/M_{ср}$ , где  $M_{ср}$  — среднее значение крутящего момента на  $i$ -м валу. Факторы варьирования: коэффициент  $c_1$  жесткости упругой муфты трансмиссии; коэффициент  $\mu_1$  ее сопротивления; моменты инерции маховика  $J_1$  двигателя и ведомой части ( $J_2$ ) муфты; тип КШМ дизеля (в одном случае КШМ брали такой же, как у дизеля ЯМЗ-845.10, во втором — КШМ, обеспечивающий одинаковые интервалы между одноименными тактами в последовательно работающих цилиндрах).

Результаты исследования таковы.

В варианте КШМ для 12-цилиндрового дизеля ЯМЗ-845.10 (угол развала между блоками цилиндров —

90°, коленчатый вал — с шестью шатунными шейками и углом между ними 120°; чередование одноименных процессов в последовательно работающих цилиндрах —  $\delta_\phi = 90^\circ$  и  $\delta_\phi = 30^\circ$ ) суммарный момент на коленчатом валу, если считать его абсолютно жестким, изменяется так, как показано на рис. 3 (кривые 1). Однако, если бы процессы в цилиндрах чередовались через одинаковые

интервалы по углу п. к. в., т. е. через 60° (второй вариант КШМ), то картина имела бы вид кривой 2 на том же рисунке. Движение самосвала с установившейся скоростью на ровной опорной поверхности с заблокированным гидротрансформатором на каждой передаче при работе дизеля на различных скоростных режимах иллюстрирует таблица.

Результаты исследований, отраженные на рисунках и в таблице, из-за недостатка места и их очевидности комментировать, думается, нет нужды. Но на общих результатах исследований остановиться нужно. А они показали: при снижении частоты вращения коленчатого вала амплитуды крутильных колебаний, генерируемых дизелем, на всех валах трансмиссии растут, причем их максимум ( $K_{d1} \approx 1,24$ ) в упругой муфте наблюдается при движении на третьей передаче и минимальной (80 рад/с, или  $670$  мин<sup>-1</sup>) угловой скорости коленчатого вала; если коэффициент  $\mu_1$  сопротивления упругой муфты увеличить, что эквивалентно применению демпфера крутильных колебаний, то ее нагруженность снижается, но при этом существенно увеличивается динамическая нагруженность всех последующих элементов трансмиссии и в наибольшей степени — переднего карданного вала; наибольший эффект в защите трансмиссии от крутильных колебаний, генерируемых двигателем, дают КШМ, обеспечивающий равномерное че-

Варьируемый параметр	Значения варьируемого параметра	Оценочные показатели валов № 1, 2 и 3 трансмиссии					
		$M_{1\max}$ , Н·м	$K_{d1}$	$M_{2\max}$ , Н·м	$K_{d2}$	$M_{3\max}$ , Н·м	$K_{d3}$
$c_1$ , кН·м/рад	166,0	2888	1,22	2921	1,23	1732	1,01
	45,0	2884	1,22	2919	1,23	1732	1,01
	20,0	2889	1,22	2924	1,23	1736	1,01
	9,3	2891	1,22	2928	1,23	1739	1,01
	0,5	2736	1,15	2763	1,17	1728	1,01
$\mu_1$ , кН·м·с/рад	1,0	2803	1,18	2829	1,19	1729	1,01
	3,5	2895	1,22	2929	1,24	1731	1,01
	4,0	2901	1,10	2943	1,28	1751	1,02
	1,0	4041	1,70	4154	1,75	1772	1,03
	7,0	2646	1,12	2665	1,13	1709	1,01
$J_2$ , кг·м <sup>2</sup>	10,0	2552	1,08	2565	1,09	1701	1,01
	0,028	3358	1,35	3377	1,35	1892	1,02
	1,00	3041	1,28	2866	1,21	1729	1,01
$J_3$ , кг·м <sup>2</sup>	2,80	3638	1,54	2731	1,15	1713	1,01
	90; 30	2885	1,22	2920	1,23	1731	1,01
	60	2761	1,07	2740	1,06	1846	1,00

редование одноименных тактов в цилиндрах, и увеличение момента  $J_1$  инерции маховика двигателя.

Полученные в ходе функционального проектирования данные использовали для оценки напряженно-деформированного состояния серийных и экспериментальных упругих элементов муфт трансмиссии самосвала БелАЗ-7555 методом конечных элементов. В итоге установлено, что упругие элементы серийной муфты работают и на сжатие, и на изгиб. Причем максимальная интенсивность нормальных напряжений в эластичном материале (резине) муфты при ее реальном нагружении может достигать 27 МПа ( $270 \text{ кгс/см}^2$ ), что превышает предел выносливости применяемого материала. При этом максимальные перемещения последнего составляют 5,4 мм, что соответствует принятому в математической модели коэффициенту жесткости всей муфты  $c_1 = 93 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$ . В случае же муфты, работающей только на сжатие (экспериментальный образец), максимальная интенсивность нормальных напряжений в эластичном материале не превышает 2,5 МПа, а наи-

большие перемещения — 1,2 мм. (Рассчитывали эту муфту при условиях: жесткое закрепление всех узлов на правой половине внутренней поверхности одной втулки резинометаллического элемента "штромаг"; сосредоточенные силы прикладываются в направлении, перпендикулярном линии, соединяющей центры металлических втулок, к узлам левой половины внутренней поверхности второй металлической втулки; сумма всех приложенных сил в конечноэлементной модели эквивалентна максимальному крутящему моменту от упругих сил в муфте  $M_{1 \text{ max}} = 4350 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . То есть по варианту нагружения, который соответствует крутящему моменту, действующему в муфте на самом опасном, как упоминалось, режиме движения самосвала — установившемся движении на третьей передаче, максимальной подаче топлива и  $\omega_1 = 80 \text{ рад/с}$ , или  $n = 670 \text{ мин}^{-1}$ . Считалось также, что эластичный материал каждого резинометаллического элемента упругой муфты работает на растяжение.)

Из сказанного можно сделать два важных для практики вывода.

1. Увеличение жесткости наружной обоймы упругого элемента (например, за счет большей ее толщины) ведет к тому, что нагрузка от маховика двигателя прикладывается ко всей поверхности наружной обоймы, а не только к одной ее кромке. Результат — рост долговечности резинометаллических элементов муфты.

2. Аналогичный эффект можно получить, заменив с консольного на двухстороннее крепление внутренней обоймы муфты к ее ведомой части, поскольку такая замена предупредит перекос внутренней обоймы и ее эластичного материала и снизит уровень максимальных напряжений.

В заключение один факт: благодаря комплексному моделированию, представленному в данной статье, одному специалисту удалось всего лишь за два месяца разработать оригинальный двигатель для малогабаритной коммунальной техники. Данный двигатель (его мощность — 2,9 кВт, или 4 л. с.) имеет выходные характеристики не только на уровне лучших мировых аналогов, но и значительно дешевле их.

УДК 629.488.27

## СТЕНД-ПЛАТФОРМА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУХА И КАЧЕНИЮ КОЛЕС АТС

Д-р техн. наук В. А. ПЕТРОВ

Сила сопротивления воздуха и сила сопротивления качению колес — параметры, чрезвычайно важные для оценки совершенства конструкции автомобиля и ее расчета. Поэтому методами их определения занимались и занимаются многие специалисты. Однако все известные сегодня методы весьма несовершенны. Например, силу аэродинамического сопротивления легкового автомобиля в настоящее время чаще всего находят, продувая в аэродинамической трубе его натурный образец, а в случае грузовых автомобилей, автопоездов и автобусов — их уменьшенные копии-модели. Но, к сожалению, условия обтекания в такой трубе заметно отличаются от обтекания АТС при его движении на дороге. В связи с чем приходится вводить поправочные коэффициенты,

что, естественно, снижает точность расчетов.

Более дешевые технологии определения аэродинамических сил основаны на так называемом методе выбега. Причем самой совершенной из них считается технология, разработанная Куртом и Уайтом, которая предусматривает двойные ("порожний" — полностью загруженный) заезды автомобиля, что позволяет исключить влияние силы сопротивления качению.

Метод выбега сам по себе достаточно прост и универсален. Однако он требует весьма трудоемкого "сопровождения". Так, чтобы с его помощью найти величину коэффициента сопротивления качению, необходимо экспериментально определить момент инерции колеса и построить семь графиков. Да и ко-

нечная точность при этом оставляет желать лучшего.

Между тем законы физики позволяют построить довольно простой стенд, дающий возможность очень точно определять и аэродинамические силы (сопротивления и подъемную), и силы сопротивления качению (раздельно задних и передних колес), не прибегая ни к аэродинамическим трубам, ни к методу выбега. И автор статьи его построил.

Данный стенд представляет собой (см. рисунок) платформу 4, верхняя поверхность которой выполнена "заподлицо" с полотном дороги, но имеет зазор по отношению к нему. Платформа подвешена на тросах 6 и задней своей плоскостью прижата пружиной 5 к упору 7, снабженному пьезоэлектрическим датчиком силы, сигнал от которого поступает на измерительное устройство 8.

При испытаниях автомобиль, перемещаясь своим ходом с постоянной скоростью (для легкового автомобиля, например, 120—140 км/ч, при которых  $C_x$  стабилен), проходит



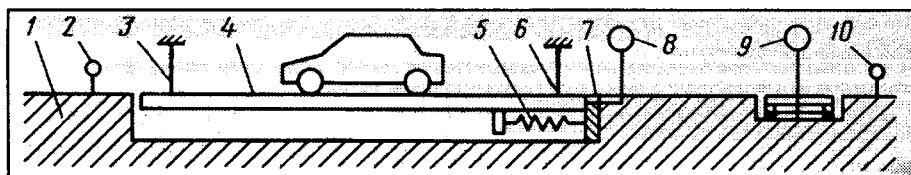


Схема стенда платформы:

1 — дорога; 2 и 10 — датчики; 3 и 6 — тросы; 4 — платформа; 5 — пружина; 7 — упор с пьезодатчиком; 8 и 9 — измерительно-записывающие устройства

три этапа взаимодействия с платформой.

Первый: передние колеса на платформе, задние — на дорожном полотне; второй: все колеса на платформе; третий: передние колеса на дорожном полотне, задние — на платформе.

Очевидно, что первый этап в случае заднеприводного автомобиля позволяет измерить силу сопротивления качению передних колес: она равна разности между силой, создаваемой пружиной 5, и силой, с которой платформа давит на упор, т. е. измеряемой устройством 8.

На втором этапе автомобиль действует на платформу с силой, равной силе сопротивления воздуха. Дело в том, что в этом случае в системе "автомобиль—платформа" сила сопротивления качению колес — сила внутренняя, которая не выходит за пределы системы, следовательно, не может быть измерена устройством 8. Другими словами, дан-

ное устройство фиксирует только силу сопротивления воздуха и силу пружины 5. Значит, аэродинамическая сила есть разность показания измерительного устройства 8 и силы пружины 5.

На третьем этапе устройство 8 фиксирует только силу сопротивления качению задних колес. Она равна его показанию минус силы сопротивления воздуха и пружины 5.

Аналогичным образом определяют силу сопротивления качению передних и задних колес переднеприводного автомобиля.

На всех этапах движения автомобиля платформа не перемещается (величина сжатия пьезодатчика ничтожна), поэтому нет и инерционных сил, способных исказить точность измерений.

На рисунке показаны несколько других ее элементов. Их назначение следующее.

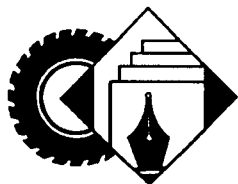
Это, прежде всего, датчики 2 и 10. Они фиксируют время, в течение

которого любая, взятая в качестве контрольной точка автомобиля преодолевает расстояние между ними. То есть дают вычислительному блоку возможность рассчитать скорость автомобиля.

Следующий элемент — измерительное устройство 9. Оно фиксирует нормальные силы, с которыми передние и задние колеса прижимаются к опорной поверхности.

Располагая величинами перечисленных выше сил, легко подсчитать соответствующие коэффициенты.

Так, по силе сопротивления воздуха при заданной скорости и лобовой площади автомобиля подсчитывают коэффициент  $C_x$  лобового аэродинамического сопротивления; по нормальной реакции при движении и силе веса, приходящейся на колеса при остановленном автомобиле, — коэффициент  $C_z$  аэродинамической подъемной силы, распределенной по колесам, и коэффициент  $m_x$  аэродинамического опрокидывающего момента; по силе сопротивления качению колес и нормальной реакции на колеса — коэффициент  $\phi$  сопротивления качению передних и задних колес. Причем такие расчеты, если даже их выполнять вручную, не требуют больших затрат времени и труда.



## ИНФОРМАЦИЯ

*В Ассоциации автомобильных инженеров*



УДК 629.113:006.03(ААИ)

### ПРОЕКТ СТАНДАРТА АССОЦИАЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ИНЖЕНЕРОВ РОССИИ "АВТОТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА. ПАССИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ПРОЧНОСТИ ВЕРХНЕЙ ЧАСТИ КОНСТРУКЦИИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА СООТВЕТСТВИЕ ТРЕБОВАНИЯМ ГОСТ Р.41.66—99 (Правила ЕЭК ООН № 66)"

#### 1. Область применения

Настоящий стандарт распространяется на одноэтажные пассажирские транспортные средства категорий М2, М3 и троллейбусы вместимостью более 16 сидящих или стоящих пассажиров, исключая водителя и членов экипажа.

#### 2. Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты: ГОСТ Р.41.66—99 (Правила

ЕЭК ООН № 66); "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности верхней части конструкции".

#### 3. Определения

В настоящем стандарте приведены термины, применяемые в ГОСТ Р.41.66 с соответствующими определениями.



3.1. "Тип транспортного средства" — категория транспортных средств, не имеющих между собой существенных различий в отношении конструктивных характеристик и параметров, указанных в настоящем стандарте.

3.2. "Пассажирский салон" — пространство, предназначенное для пассажиров, исключая пространство, в котором расположено стационарное оборудование (бары, кухни, туалеты).

3.3. "Отделение водителя" — пространство, которое предназначено исключительно для водителя и в котором находятся сиденье водителя, рулевое управление, приборы и другие устройства, необходимые для управления транспортным средством.

3.4. "Порожняя масса в снаряженном состоянии" — масса транспортного средства в снаряженном состоянии без пассажиров и груза, но с учетом массы водителя (75 кг), массы топлива, заполнившего 96 % вместимости топливного бака, указанной заводом-изготовителем, а также масс охлаждающей жидкости, смазки, инструментов и запасного колеса (в случае его наличия).

3.5. "Остаточное пространство" — пространство, которое должно сохраняться в пассажирском салоне во время и после проведения одного из испытаний конструкции. Оно представляет собой объем пассажирского салона, образуемый путем перемещения вертикальной плоскости по прямой (или прямым) таким образом, чтобы точка R каждого внешнего заднего сиденья переместилась через точку R каждого внешнего промежуточного сиденья до точки R внешнего переднего пассажирского сиденья своего ряда. Точки R вертикальной плоскости располагаются на 500 мм выше уровня пола под ногами пассажира, на расстоянии 300 мм от внутренней обшивки кабины (салона) и на расстоянии 100 мм вперед от спинки сиденья, измеренном по центральной линии внешних сидений (ГОСТ Р.41.66—99).

3.6. "Верхняя часть конструкции" — часть конструкции, расположенная выше основания (рамы), которая определяет прочность и деформированное состояние конструкции транспортного средства в случае его опрокидывания.

3.7. "Секция кузова" — часть конструкции транспортного средства, включающая основание (раму), панели боковины и крыши, имеющая с каждой стороны либо шпангоуты с вертикальными стойками боковин, либо их комбинацию с задней и передней частями кузова.

3.8. "Шпангоут" — поперечный элемент каркаса кузова с замкнутой силовой схемой, включающий стойки боковин.

3.9. "Общая энергия" — расчетное значение энергии удара при испытаниях транспортного средства методом опрокидывания (приложение 5 к настоящему стандарту).

#### **4. Общие требования**

4.1. Заявку на официальное утверждение типа транспортного средства в отношении прочности верхней части его конструкции представляет предприятие-изготовитель или его уполномоченный представитель.

4.2. К заявке прилагаются документы:

4.2.1. Подробное техническое описание верхней части конструкции типа транспортного средства с указанием размеров, формы, использованных материалов, методов сборки и способов крепления ее к основанию (раме) транспортного средства.

4.2.2. Комплект необходимой чертежно-технической документации конструкции верхней части с узлами крепления ее к основанию (раме) и тех частей внутреннего оборудования, которые влияют на прочность и деформированное состояние верхней части конструкции и остаточного пространства.

4.3. К заявке прилагаются данные:

4.3.1. Порожняя масса в снаряженном состоянии (для сочлененного транспортного средства эти данные указывают отдельно для каждой из сочлененных частей), приходящаяся на каждую ось.

4.3.2. Положение центра масс порожнего транспортного средства в продольном, поперечном и вертикальном направлениях.

4.3.3. Максимальное расстояние между центральными линиями внешних сидений для пассажиров.

4.3.4. Результаты испытаний секций и их элементов, если таковые проводились.

4.3.5. Скорость деформации и динамический предел текучести, соответствующий этой скорости.

4.4. Для официального утверждения представляется транспортное средство в целом или секция (секции) верхней части конструкции, характеризующие тип транспортных средств, подлежащих официальному утверждению, или официальное утверждение, основанное на расчетах.

4.5. Транспортное средство, представленное на испытании, должно быть технически исправным и соответствовать техническим условиям предприятия-изготовителя (разработчика).

4.6. Выбор и изготовление секций для испытаний.

Секция или секции, предназначенные для испытаний, выбираются на основе анализа верхней части конструкции транспортного средства и должны быть максимально типичными для всего транспортного средства. Выбор выполняется совместно с предприятием-изготовителем на основе следующих предположений.

4.6.1. Секция должна иметь с каждой стороны в продольном направлении не менее двух шпангоутов.

4.6.2. Элементы секции должны быть, по возможности, максимально типичными для всего кузова.

4.6.3. Секция должна иметь, по возможности, наибольшую, по сравнению с другими секциями кузова, снаряженную массу.

4.6.4. Наиболее целесообразны секции в зоне расположения первого или последнего ряда пассажирских сидений.

4.6.5. Допускается проводить испытания секции, не полностью тождественной выбранной конструкции.

4.6.5.1. Основание секции может отличаться от основания кузова транспортного средства, если прочность и жесткость, а также граничные условия крепления шпангоута к основанию идентичны выбранной конструкции, а также сохранена внутренняя высота пассажирского салона.

4.6.5.2. Возможно отсутствие элементов секции, оказывающих незначительное влияние на прочность кузова (пол, обшивка, люки крыши, стекла окон и т. д.).

4.6.6. В случае испытания методом опрокидывания секция должна иметь жесткие опоры, которые обеспечили бы расположение оси вращения и центра масс тождественным расположением этих параметров при опрокидывании комплектного транспортного средства.

4.7. До выдачи официального утверждения компетентный орган проверяет, имеются ли удовлетворительные условия для обеспечения эффективного контроля соответствия производства.

#### **5. Требования к прочности верхней части пассажирского транспортного средства**

5.1. Верхняя часть конструкции транспортного средства должна быть достаточно прочной для того, чтобы во время и после ее испытания в соответствии с одним из предусмотренных настоящим стандартом методов испытаний или расчетов выполнялись следующие требования.

5.1.1. Ни одна из сместившихся частей транспортного средства не выступает в остаточное пространство.

5.1.2. Ни одна из частей остаточного пространства не выступает за пределы деформированной конструкции.

5.2. Требования 5.1 касаются всех частей конструкции, элементов, панелей и всех выступающих частей (таких, как полки для багажа, вентиляционное оборудование и т. п.) транспортного средства, но не относятся к перемышкам, перегородкам, ребрам жесткости или другим частям, служащим для повышения прочности верхней части конструкции транспортного средства, а также стационарного оборудования (такого, как бары, кухни или туалеты).

5.3. Для сочлененного транспортного средства каждая его часть должна соответствовать требованиям 5.1.

5.4. Если транспортное средство, представленное на официальное утверждение в соответствии с настоя-

щим стандартом, удовлетворяет требованиям п. 5.1—5.2, то данный тип транспортного средства считается официально утвержденным.

Сообщение об официальном утверждении, отказе в официальном утверждении, распространении официального утверждения, отмене официального утверждения, окончательном прекращении производства выполняется по специальной форме, приведенной в приложении 1 к настоящему стандарту.

#### **6. Методы испытаний.**

Каждый тип транспортного средства подвергают проверке в соответствии с одним из следующих методов по усмотрению предприятия-изготовителя или согласно методу, одобренному технической службой:

6.1. Испытанию на опрокидывание комплектного транспортного средства — в соответствии с приложением 2 к настоящему стандарту.

6.2. Испытанию секции или секций верхней части конструкции, типичных для всего транспортного средства, — в соответствии с приложением 3 к настоящему стандарту.

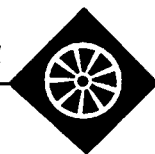
6.3. Испытанию на маятниковом копре секции или секций — в соответствии с приложением 4 к настоящему стандарту.

6.4. Проверке прочности экспериментально-расчетным методом по результатам неразрушающих испытаний полнокомплектного транспортного средства — в соответствии с приложением 5 к настоящему стандарту.

6.5. Проверке прочности верхней части конструкции посредством расчетов — в соответствии с приложением 6 к настоящему стандарту.

6.6. Если методы, предписанные в п. 6.2, 6.3 или 6.5, не позволяют учесть значительное расхождение между секциями транспортного средства (например, в силу наличия установки для кондиционирования воздуха на крыше), то для технической службы указывают дополнительные методы испытаний или расчетов. В случае отсутствия такой дополнительной информации транспортное средство может быть подвергнуто испытанию в соответствии с методом 6.1.

## *Из истории отечественного автомобилестроения*



### **Б. Л. Шапошник**

*(к 100-летию со дня рождения)*

17 декабря 2002 г. исполнилось 100 лет со дня рождения Бориса Львовича Шапошника — главного конструктора СКБ-1 (в дальнейшем — УГК-2) Минского автозавода, героя Социалистического Труда, лауреата Ленинской и Государственной премий СССР, Заслуженно-

го деятеля науки и техники БССР, доктора технических наук, кавалера многих государственных наград. Человека, с чьим именем связаны разработки и освоение в производстве множества разнообразных автотранспортных средств, в том числе таких, которые осваивались в стране

впервые. Особое место в этом ряду занимают полноприводные многоосные шасси и тягачи для перевозки крупногабаритных, неделимых, тяжеловесных грузов в условиях различных дорог и местности.

Будущий главный конструктор родился в 1902 г. в белорусском городе Пинске в многодетной семье скорняка-ремесленника. В неполных 15 лет начал трудиться по найму: с 1917 по 1920 г. был подручным

на мелких строительных работах. В 1920 г. уехал в Москву и поступил учиться на рабфак при механическом институте имени М. В. Ломоносова, а после его окончания стал студентом лучшего технического вуза страны — МВТУ имени Н. Э. Баумана, где не только учился. Еще будучи студентом-дипломником, в 1929 г. работал на Московском автозаводе сначала техником рессорного цеха, а в декабре 1930 г., после защиты диплома, — инженером-конструктором конструкторского отдела. Здесь он прошел практически все конструкторские должности, в том числе такие, как временно исполняющий обязанности главного конструктора (декабрь 1938 — середина 1939 г.) и, наконец, главный конструктор.

В ноябре 1941 г. Б. Л. Шапошник, как и большинство работников предприятия, эвакуирован в г. Ульяновск, где стал главным конструктором вновь организованного Ульяновского автозавода. Об успехах его труда в годы Великой Отечественной войны свидетельствует тот факт, что в 1944 г. Президиум Верховного Совета СССР удостоил его высшей трудовой награды того времени — ордена Трудового Красного Знамени. Как сказано в Указе, "за выполнение заданий по производству автомобилей".

В 1946 г. в связи с переводом объекта производства на Новосибирский автозавод министр автомобильной промышленности своим приказом назначает Бориса Львовича главным конструктором этого завода, а в январе 1949 г. откомандировывает его на Минский автозавод, назначив главным конструктором — начальником "конструкторского бюро объекта" с задачей "разработать конструкторскую документацию, изготовить и провести испытания опытных образцов, поставить на серийное производство автомобиль-самосвал МАЗ-525 грузоподъемностью 25 т". Этот приказ (№ 561 от 01.11.1949 г.) сохранился. Вот что записано в его первом пункте: "Перевести с Новосибирского автомобильного завода личный состав отдела главного конструктора и экспери-

ментального цеха во главе с главным конструктором тов. Шапошником Б. Л. на Минский автомобильный завод".

Был выполнен не только этот, но и все другие пункты приказа, причем в сроки, которые даже по нынешним временам кажутся рекордно короткими: разработана конструкторская документация по МАЗ-525, изготовлены опытные образцы, проведены их испытания и уже в сентябре 1950 г. начат серийный выпуск нового автомобиля. То есть на все это, включая переезд к новому месту работы, ушло всего 10 месяцев.

В 1951 г. в составе МАЗа был организован цех тяжелых АТС, в котором выпускали 25-тонные самосвалы (рис. 1). Спустя семь лет, в 1958 г., Жодинский завод "Дормаш" преобразован в Белорусский автозавод, специализированный на выпуске карьерных самосвалов. Он с 1959 г. и начал выпуск автомобилей МАЗ-525. Но еще раньше, в сентябре 1953 г., приказом директора Минского автозавода от 30.09.1953. в составе отдела главного конструктора организовывается конструкторское бюро по дизель-моторам, а в составе экспериментального цеха — лаборатории двигателей, топлив и масел. Руководство конструкторскими и экспериментальными работами по дизелестроению приказ возлагал

на главного конструктора объекта Б. Л. Шапошника. И он, как всегда, с задачей справился. Новое конструкторское бюро выполнило большой объем работ по созданию и доводке 12-цилиндрового двигателя для большегрузных машин. Об их уровне и качестве говорит тот факт, что руководитель КБ, заместитель главного конструктора Г. Д. Чернышев, в 1960 г. назначен главным конструктором Ярославского моторного завода.

В 1954 г. постановлением Совета Министров СССР в составе Минского автозавода создано специальное конструкторское бюро № 1 (СКБ-1). Его задача — проектирование и постановка на серийное производство многоосных большегрузных полноприводных тягачей специального (военного) назначения. Главным конструктором СКБ-1 назначается Б. Л. Шапошник, ставший к тому времени ведущим специалистом страны в этой специфической области, обладающим отличной инженерной подготовкой, широким техническим кругозором и богатым практическим опытом. Он сумел сплотить в единый дружный коллектив как высококвалифицированных, так и молодых специалистов, создать в нем творческую товарищескую обстановку, обеспечить технический и профессиональный рост



Рис. 1

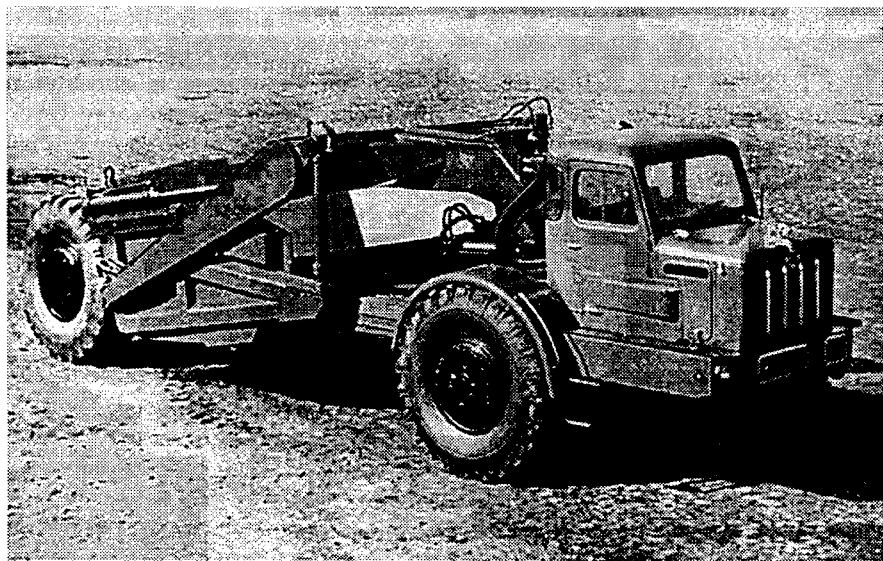


Рис. 2



Рис. 3

молодежи. В частности, поручая молодым специалистам сложные конструкторские разработки, прививая им чувство ответственности за качество и своевременность их выполнения, приучая не бояться новых и сложных задач. Например, одновременно с проектированием многоосных полноприводных тягачей СКБ-1 занимается созданием инженерных землеройных машин: в 1955 г. по его проекту изготовлены два тягача MAZ-528, ставшие прототипами инженерного колесного тягача, а в 1956 г. — первый одноосный тягач MAZ-529 (рис. 2), который после заводской доработки и государствен-

ных испытаний идет в серийное производство. Кроме того, по результатам испытаний MAZ-528 для обеспечения универсальности базы землеройного оборудования изменили как схему, так и компоновку тягача. В итоге — опытные образцы нового универсального инженерного колесного тягача (ИКТС) MAZ-538 (рис. 3). Конструкторскую документацию по нему в 1963 г. передали Курганскому заводу колесных тягачей, который и приступил к его серийному производству.

Тягач MAZ-538 получился универсальным: он был способен работать с монтируемым спереди и сзади

(толкаемым и буксируемым) инженерным оборудованием. При этом транспортные перемещения и буксировка прицепов выполнялись всегда управляемыми колесами вперед, что значительно облегчало управление тягачами. Поэтому КЗКТ выпускал этот тягач до начала 1990-х годов, т. е. в течение почти 30 лет.

Технику, разработанную СКБ-1 под руководством Б. Л. Шапошника, выпускали не только MAZ, БелАЗ и КЗКТ, но и Могилевский завод. То есть практически все предприятия страны, занятые полноприводными тяжелыми тягачами АТС. Но основным направлением работы Б. Л. Шапошника были многоосные полноприводные тяжелые тягачи специального назначения, соответствующие техническим требованиям Министерства обороны. Проектирование этих сложных машин было начато фактически с нуля. Причем главному конструктору, чтобы удовлетворить потребности армии, приходилось принимать неординарные конструкторские решения не только по компоновке, но и по всем узлам и системам тягачей. Тем не менее ему и возглавляемому им коллективу конструкторов всегда удавалось в кратчайшие сроки разрабатывать и утверждать в установленном порядке эскизно-технические проекты тягачей, изготавливать опытные образцы и проводить их испытания. Типичный пример — тягачи MAZ-535A и MAZ-537 (рис. 4): конструктивное исполнение почти всех их узлов было действительно "впервые в отечественном автомобилестроении". Например, их высокие проходимость, грузоподъемность и тягово-динамические характеристики достигнуты за счет применения колесной формулы  $8 \times 8$ ; силовой установки, обеспечивающей высокую удельную мощность; оригинальной ГМП; двухскоростной раздаточной коробки; тележечной  $(2 + 2)$  схемы размещения мостов; управления колесами двух передних мостов; полной дифференциальной схемы привода всех колес; независимой подвески всех колес, обеспечивающей им большой ход при минимальных ускорениях (в том числе вертикальных) благо-

даря шинам низкого давления, торсионам и гидроамортизаторам; двухступенчатых приводов мостов (в том числе колесной планетарной передачи); пневмогидравлических тормозов; просторных, удобных кабин; центральной, управляемой из кабины водителя системы накачки шин и др.

Первые партии тягачей МАЗ-535А и МАЗ-537 так же, как и тягачей МАЗ-529 и МАЗ-538, всегда изготавливали на МАЗе, а затем конструкторскую документацию на них передавали на КЗКТ для организации их серийного производства. Причем следует отметить добротность и прогрессивность конструкций СКБ-1: к примеру, одна из модификаций тягача МАЗ-537, КЗКТ-537, выпускается до настоящего времени.

В начале 1960-х годов Б. Л. Шапошник приступил к выполнению очередного задания — созданию специального шасси высокой проходимости, предназначенного для монтажа ракетных пусковых установок. Используя наработанный опыт по полноприводным тягачам, коллектив СКБ-1, как всегда, в сжатые сроки разработал конструкторскую документацию, значительно увеличив число новых технических решений, обеспечивающих необходимое повышение технических характеристик и многолетний серийный выпуск шасси. Итог — шасси МАЗ-543 (рис. 5), обладающее многими преимуществами по сравнению с зарубежными шасси-аналогами.

Во-первых, у него была сравнительно небольшая собственная масса, поскольку для изготовления нагруженных деталей применили (опять впервые) высоколегированные стали, а для тяжелонагруженных кронштейнов, картерных деталей, ободьев колес — литейные алюминиевые сплавы.

Во-вторых, конструкторы обеспечили небольшие вертикальные ускорения, действующие на груз, выполнив раму из тонкого низколегированного стального листа, что сделало ее упругой, а также применив широкопрофильные шины низкого давления и независимую торсионную подвеску.

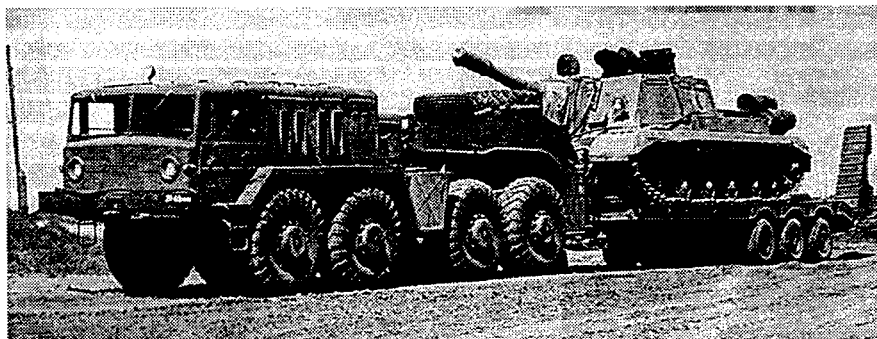


Рис. 4

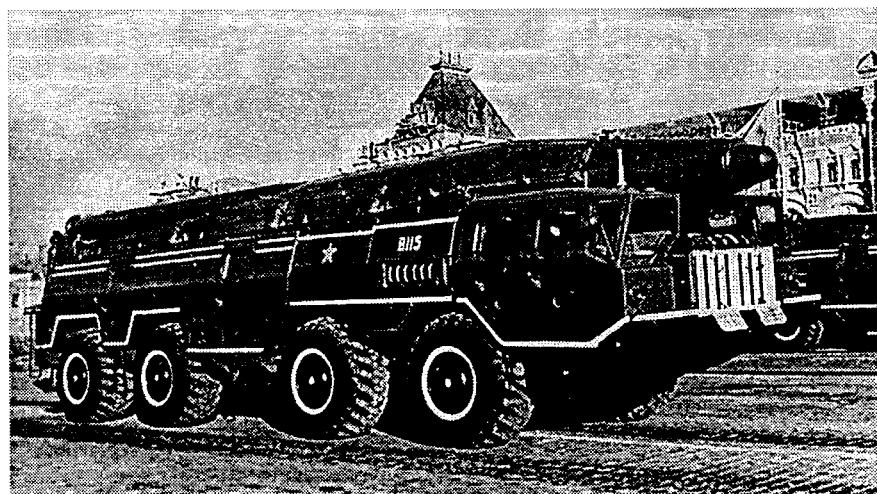


Рис. 5

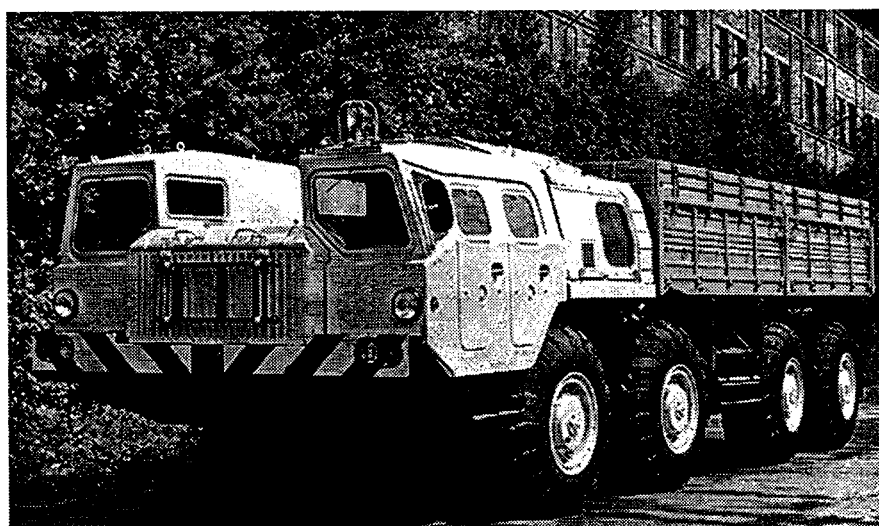


Рис. 6

В-третьих, используя стеклопластик, конструкторы сумели сделать кабину (и некоторые другие крупногабаритные детали) обладающей высокими термошумоизоляцией, прочностью и ремонтпригодностью, т. е. не боящейся повторных пусков ракет.

Таким образом, есть все основания утверждать, что шасси МАЗ-543

стало для автомобильной промышленности событием этапным, той основой, на которой в дальнейшем проектировались еще более оригинальные и не менее надежные, чем МАЗ-543, шасси. Это были прежде всего модификации, расширявшие его возможности, различавшиеся компоновкой и монтажной площадью (для ракетных комплексов ПВО,





Рис. 7

систем залпового огня, артиллерийских систем, агрегатов для транспортировки элементов комплексов). Кроме того, на базе МАЗ-543 созданы АТС высокой проходимости, предназначенные для народного хозяйства: автомобиль МАЗ-7310 (рис. 6), плетевоз МАЗ-73101 и самосвал МАЗ-7516, внесшие большой вклад в освоение нефтегазовых районов Западной Сибири и других регионов.

Для серийного выпуска изделий, разработанных коллективом СКБ-1 под руководством Б. Л. Шапошника, в составе Минского автозавода было создано производство специальных колесных тягачей, выделившееся в 1991 г. в самостоятельный завод — ныне Минский завод колесных тягачей (МЗКТ).

Очередной этап творческой работы Б. Л. Шапошника — создание унифицированных полноприводных шасси повышенной грузоподъемности колесной формулы 12×12 (МАЗ-547А) и 14×12 (МАЗ-7912, рис. 7), ставших, в свою очередь, базой для создания самоходных пусковых установок для межконтинентальных ракетных комплексов стратегического назначения.

На этом этапе главному конструктору пришлось решать еще больше технических проблем. Назовем лишь основные: увеличение нагрузки на ось до 15 т; применение двигателя большей мощности; минимизация собственной массы при значительном увеличении грузоподъемности (коэффициент грузоподъемности возрос до 2,1); вве-

дение пневмогидравлической подвески и автоматизированной ГМП, новой конструкции рамы и др. Испытания подтвердили правильность принятых решений, и шасси сразу же пошли в серию.

Вся творческая жизнь Б. Л. Шапошника, как видим, постоянно, почти без перерывов, была заполнена решением сложных технических задач по ускоренному созданию новой техники. Таких неординарных, например, как разработка полноприводных внедорожных шасси грузоподъемностью 150 и 220 т. Вместе с тем он успевал работать и на перспективу. Например, под его руководством созданы и прошли необходимые испытания уникальные шасси с электроприводом колес на переменном токе, с газотурбинным двигателем: МАЗ-547Э колесной формулы 12×12 и МАЗ-7907 формулы 24×24 (рис. 8).

Таким образом, Борис Львович проявил себя высококвалифицированным специалистом, незаурядным конструктором, крупным организатором создания новой автомобильной техники. Ему было присуще чувство ответственности за порученное дело, умение видеть и поддерживать все новое и прогрессивное. Он был руководителем чутким, отзывчивым, внимательным к людям, пользовался большим авторитетом у всех, кто его знал. Его имя навсегда вошло в историю отечественного автомобилестроения и как поистине великого конструктора, и как воспитателя конструкторской школы, ученики которой не только сохранили сложившиеся при нем традиции, но и развили их. Все основные транспортные работы и в подвижных, и в стационарных ракетных комплексах стратегического назначения выполняются транспортными средствами, созданными под его руководством. И весьма символично, что 17 декабря — день рождения и главного конструктора, и РВСН.

Умер Борис Львович Шапошник 12 сентября 1985 г.

*В. Е. Чвялев  
Минский завод  
колесных тягачей*

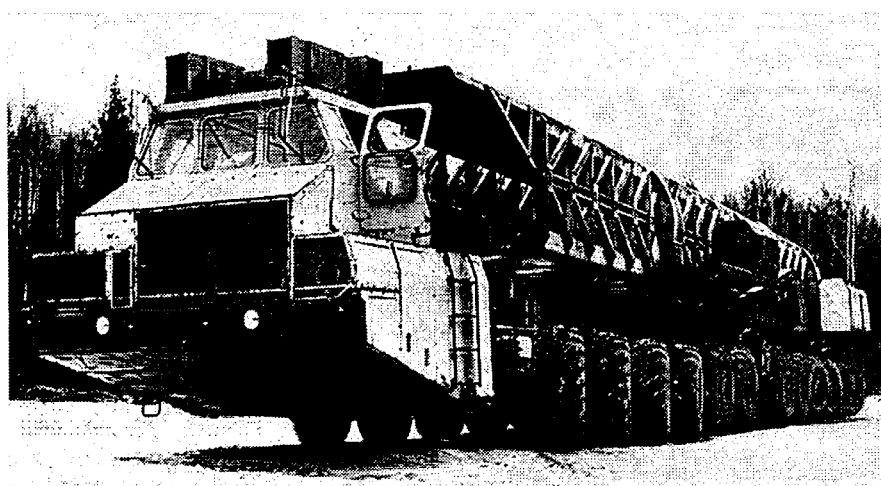


Рис. 8

# Указатель статей, опубликованных в 2002 г.

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Вальтер О. Э., Зевеке О. Ю. — Макроэкономические показатели развития рынка российской автомобильной продукции .....	5
Долгов Л. Е. — От сверхцентрализации — к корпорации .....	10
Ипатов А. А., Звонов В. А. — CALS-технологии — важный элемент реструктуризации отечественной автомобильной промышленности и средство ее интегрирования в мировую экономику .....	12
Кириллов Н. Г. — Сжиженный природный газ может и должен стать моторным топливом для российского транспорта .....	4
Кисуленко Б. В. — Сертификация автомобильной техники. Итоги первого десятилетия .....	6
Мариев П. Л. — Второе рождение БелАЗа .....	2
Мерзляков Ю. Г., Олейник А. В. — Серийное производство отечественных нейтрализаторов отработавших газов налажено .....	6
Минкин И. М., Карницкий В. В. — Газодизель — силовая установка XXI века .....	5
Моднов А. И. — База системы управления качеством ..	1
Набоких В. А. — Концептуальное электрооборудование автомобилей .....	10
Некрасов В. Г. — Легковое автомобилестроение стран СНГ. Поиски и решения .....	8
Пашков В. И. — Автомобилестроение России в 2001 году .....	3
Пашков В. И. — Планы и проблемы российского автопрома .....	4
Пашков В. И. — Автомобильная промышленность России в первом полугодии 2002 г. ....	9
Пронин Е. Н. — Природный газ на международных автоперевозках. Проект "Голубой коридор" .....	9
Рябчинский А. И., Литвинова Т. А. — Проблемы управления безопасностью дорожного движения .....	11
Сорокин Н. Т. — Грузовой автотранспорт России. Потребности и возможности .....	2
Сорокин Н. Т. — "Концепция развития автомобильной промышленности России" .....	7
Субботин Ю. Г., Желтяков В. Т., Григорьев М. А., Озимов П. Л. — Новые дизели ЯМЗ и проблемы их внедрения .....	8
Харитонашвили В. А., Ратман А. С. — Рационализация развития парка автомобильного транспорта .....	1
Экологическое нормирование АТС. Позиция Госстандарта России .....	3
АСМ-факты .....	1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12

## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Барыкин А. Р. — Вязкостные муфты. Регулирование характеристик .....	2
Барыкин А. Ю. — Безразмерная характеристика автоматического дифференциала .....	9
Белоусов Б. Н., Попов С. Д., Ловцов А. Н. — Всесоюзное рулевое управление для большегрузных многоосных АТС .....	3
Гаврюшин С. С., Тычина К. А. — Гибкие металлоэластичные колеса. Расчет, проектирование и перспективы применения .....	7
Галаяутдинов Р. Т., Кашапов Н. Ф., Лучкин Г. С. — Для улучшения автомобильных зеркал .....	3

Ган Р. С., Проскуряков В. Б. — Динамические качества автомобиля и мощность двигателя .....	8
Геллер С. В. — Энергосиловая установка с рекуперативным контуром .....	9
Гладов Г. И., Лобанов М. Н. — Конструктивно-компоновочные схемы многоопорных АТС и их подвесок ..	4
Гладов Г. И., Осипов Д. В. — Нелинейный закон управления автопоездом большой грузоподъемности .....	11
Горячий Г. Я., Егоров А. Н., Шишко С. А., Чернушевич С. Н. — Шарнирно сочлененный самосвал БелАЗ-7528 .....	11
Гулиа Н. В., Юрков С. А. — Адаптивный вариатор и его возможности. Результаты экспериментальной проверки .....	3
Гулиа Н. В., Военков К. С. — Маховик с "мягкой" рабочей характеристикой .....	11
Давыдов Д. А. — АГТД, работающий по циклу Хольцварта .....	6
Дмитриев В. В. — Четырехосные автомобили "Урал" ...	9
Драгунов Г. Д., Быков Р. В. — Новый тип привода трехосного автомобиля .....	1
Дьяков И. Ф., Кузнецов В. А. — Комплексная оптимизация передаточных чисел трансмиссии .....	7
Елисеев Ю. С. — Транспортные газотурбинные установки .....	2
Заяц Ю. А., Бойков В. А., Курис О. А. — Невозвратный клапан — надежное средство очистки дизельного топлива от влаги .....	1
Злотин Г. Н., Лютин К. И., Моисеев Ю. И. — Температура и АЧХ пьезокерамических элементов датчиков детонации .....	12
Карабцев В. С., Валеев Д. Х. — Характеристики двигателя большегрузного автопоезда. Методика обоснования ..	7
Карабцев В. С., Валеев Д. Х. — О КПД и коэффициенте эффективности автотранспортного средства .....	10
Карманов К. Н. — Троллейбус ВМЗ-463 .....	7
Каруний А. Л., Кретов А. В., Кулешов М. Ю. — Оценочный критерий плавности хода легковых автомобилей малого класса .....	12
Кириллов Н. Г. — Автомобильные рефрижераторы и кондиционеры на сжиженном природном газе .....	10
Кольга А. Д. — Привод тормозной системы автомобиля. Возможности повышения эффективности .....	6
Коневцов М. Д. — Новый способ торможения АТС .....	12
Коритко Н. В., Винарский А. А. — Гидромеханическая передача МоАЗ .....	12
Коротнев А. Г., Кульчицкий А. Р., Честнов Ю. И. — Конструкция проточной части распылителя форсунки и параметры дизеля .....	2
Коротнев А. Г., Кульчицкий А. О., Грехов Л. В. — Аккумуляирование утечек топлива в надьольном объеме форсунок и экологические показатели дизеля .....	4
Кравец В. Н. — Натяжители цепи двигателей ЗМЗ-406 ..	3
Крохотин Ю. М. — Основы компоновки аккумуляторных топливных систем .....	8
Кузнецов Е. В. — Параметры дизеля и его характеристики ..	9
Кульминский А. Ф., Павлюк В. А., Черных Л. Н. — Полурицеп-сортиментовоз мод. 9312 (ЛК-30) на конвейере .....	2
Лошаков П. А. — Оребрение гильзы как способ улучшения температурного состояния поршней дизеля ....	10
Макарян Р. Г., Акопян Э. Б. — Движение автомобиля на спуске .....	5
Макарян Р. Г. — "Неклассические" случаи криволинейного движения автомобиля .....	9
Максимов Ю. Б., Кудрявцев Ю. В. — Модернизация дизелей семейства ГАЗ-560 до уровня норм "Евро-3" ..	5
Малахов Д. Ю., Степанов А. П. — Мореходная машина и участки пробойной зоны .....	4

Мамити Г. И., Льянов М. С. — Расчет эффективности и энергоемкости тормозов . . . . .	10	Фролов Н. Н., Власов В. М., Иванькин И. С. — Повышение долговечности цилиндропоршневых групп двигателей мотороллеров . . . . .	6
Марков В. А., Аникин С. А., Сиротин Е. А. — Экологические показатели ДВС . . . . .	2	Чистов М. П., Ковалев В. В., Макаров А. И., Быкин В. В. — Опорная проходимость полноприводных АТС грузоподъемностью 0,8—2,5 т . . . . .	4
Марков В. А., Сиротин Е. А. — Формирование частичных регуляторных характеристик дизеля . . . . .	6	Шмидт А. Г. — Дизельные легковые автомобили. Топливная экономичность . . . . .	1
Медведев Ю. С. — Каталитический нейтрализатор-автомат . . . . .	4	Шухман С. Б., Переладов А. С. — Оценка воздействия движителей автомобиля на почву . . . . .	6
Москвин Р. К. — УралАЗ: модельный ряд техники . . . . .	3	Эйдинов А. А., Каменев В. Ф., Лежнев Л. Ю. — Электро-мобили и автомобили с КЭУ . . . . .	11
Москвин Р. К. — "Автомодуль-3249" . . . . .	5	Эйдинов А. А., Яковлева О. А. — Математические модели энергетики комбинированных силовых установок . . . . .	1
Москвин Р. К. — "Алыткам-2002" . . . . .	6	В НИИ, КБ и на заводах . . . . .	1, 2, 4, 5, 8, 10
Назаров А. Д. — Расположение противовесов, нагруженность и изнашивание коренных подшипников коленчатого вала . . . . .	4	<b>АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ</b>	
Нарбут А. Н., Мухитдинов А. А., Мартынов К. В. — Оптимизация разгона АТС . . . . .	1	Аджиманбетов С. Б., Мамити Г. И., Льянов М. С. — Двухступенчатая система пуска двигателя . . . . .	8
Некрасов В. Г. — Двигатель для комбинированной силовой установки: каким ему быть? . . . . .	12	Базаров Б. И., Шарипов К. Р., Холмурзаев Б. Х. — Турбулизаторы топливовоздушной смеси и показатели двигателя с искровым зажиганием . . . . .	11
Некрасов В. Г. — Крейцкопф — радикальное средство повышения механического КПД поршневого двигателя . . . . .	11	Витковский С. Л., Синегибская А. Д. — Октановое число бензина и его влияние на работу двигателя ЗМЗ-53. . . . .	8
Немый С. В. — Автобусы с дизелями ЯМЗ. Привод вспомогательных агрегатов . . . . .	1	Воробьев В. В. — Технологии утилизации автотракторных шин . . . . .	3
Немый С. В. — Проблема стеклоочистителей для автобусов . . . . .	5	Евсеев П. П. — Об экономичном управлении автомобилем . . . . .	4
Немый С. В. — Автобусы ЛАЗ с двигателями ЯМЗ . . . . .	10	Евсеев П. П. — Графоаналитический метод оценки расхода топлива автомобилем . . . . .	7
Немый С. В. — Сочлененный автобус ЛАЗ . . . . .	12	Кириллов Н. Г. — Канализационный биометан как моторное топливо . . . . .	1
Оленев Е. А. — Холодная плазма — средство совершенствования рабочего процесса ДВС . . . . .	10	Колтунов Г. А. — Новые масляные фильтры . . . . .	6
Оширов В. А. — Высокоэффективная модификация искровой свечи зажигания . . . . .	11	Кульчицкий А. Р., Честнов Ю. И., Петров В. Л. — Оценка дымности отработавших газов дизелей. Цикл ELR . . . . .	6
Патрахальцев Н. Н., Савастенко А. А., Виноградский В. Л. — Дизели: система регулирования начального давления впрыскивания . . . . .	3	Кунин В. Н., Плешивцев В. С., Маковецкая-Абрамова О. В. — Оператор деконволюции и задача идентификации автотранспортных средств . . . . .	11
Пинский Ф. И., Чишков Ю. П., Лебедев С. Н. — Пути улучшения характеристик топливных форсунок . . . . .	7	Кутовой С. С. — Функциональные тренажеры дискретной деятельности. Теория и опыт разработки . . . . .	9
Пирковский Ю. В., Шухман С. Б. — Теория движения полноприводного автомобиля с автоматической бесступенчатой трансмиссией. Нужна ли она? . . . . .	8	Марков В. А. — Сравнительная эффективность методов снижения токсичности отработавших газов дизелей . . . . .	12
Пишулин М. В. — Стереотипы, мешающие развитию ДВС . . . . .	3	Назаров А. Д. — Прогноз ресурса коренных шеек коленчатых валов ДВС . . . . .	5
Пишулин М. В. — Испарительный карбюратор-смеситель . . . . .	8	Ракомсин А. П., Корсаков В. В., Мальцев Н. Г. — Об электронике и требованиях к бортовым системам ее контроля и диагностирования . . . . .	10
Подзирей Ю. С. — Многоосные АТС с линейным двигателем . . . . .	5	Слепнягин А. Г., Козлов В. И., Нечволод В. Л. — Причины и меры предупреждения дисбалансов колес АТС . . . . .	10
Ракомсин А. П., Корсаков В. В., Мальцев Н. Г. — Коэффициент качества работы ABS/EBS . . . . .	4	Шмаков А. Г., Рогозин А. М., Минсеев А. С., Моккин П. А. — О терминах "дефект" и "дефектация" . . . . .	7
Ракомсин А. П., Корсаков В. В., Титович А. И. — Автомобили МАЗ. Новое поколение . . . . .	8	Шульгин В. В., Ложки В. Н., Барков О. А. — Способы предпусковой подготовки двигателей городских автобусов . . . . .	1
Рудой Б. П., Вахитов Ю. Р., Еникеев Р. Д. — Улучшение эффективных показателей и снижение шума выхлопа четырехтактного ДВС . . . . .	9	Яситников В. Н. — Метод и устройство для оперативной интегральной оценки качества трансмиссионных масел . . . . .	12
Свещинский В. О. — Предпосылки двухступенчатого разложения аэрозолей картера ДВС . . . . .	7	Яценко Н. Н., Литвинова Т. А., Землянкевич Ф. В. — Интерактивный информатор о замедлении движения АТС . . . . .	2
Смирнов И. Г., Козадаев А. И., Коровин Ю. В. — Шпонка — деталь, в соединении "вал—шестерня" лишняя . . . . .	6	<b>ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ</b>	
Сонкин В. И., Цапов Н. Н. — Многоклапанные бензиновые двигатели ЗМЗ: состояние, перспективы, проблемы . . . . .	1	Атаманов Ю. Е., Сафонов А. И. — Согласование параметров дизель-генераторной установки и тягового электродвигателя троллейбуса . . . . .	10
Степанов А. А. — От гидросистемы самолета — к гидрообъемной передаче АТС . . . . .	5	Блаер И. Л. — Пайка сердцевин радиаторов в струе при- поя . . . . .	3
Тарасик В. П., Рынкевич С. А. — Интеллектуальная система управления автомобилем . . . . .	2		
Тарасик В. П., Рынкевич С. А. — Эффективность интеллектуального управления городским автобусом . . . . .	11		
Топалиди В. А., Никульников Э. Н., Кузнецов Н. В. — Система контроля и управления устойчивостью движения автопоездов . . . . .	1		



Бражкин Б. С., Миротворский В. С., Пилюгин П. Г. — Координатно-измерительная машина ТВ-800 . . . . .	10	Ракомсин А. П., Гаухштейн И. С., Гурченко П. С., Михлюк А. И. — Объемно-поверхностная закалка — эффективный метод упрочнения тяжело нагруженных шестерен . . . . .	7
Буйлов Е. А. — Технологические смазки и износостойкость поверхности, обработанной деформирующим протягиванием . . . . .	2	Ревин А. А., Дыгало В. Г. — Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем . . . . .	11
Веденов В. М., Сиротский А. А. — Автоматизированный контроль осей отверстий деталей . . . . .	3	Симдянкин А. А. — Улучшение трибологических свойств рабочей поверхности гильзы цилиндра ДВС . . . . .	8
Высоцкий М. С., Виленчик Б. Б., Горбачев М. И., Попов В. К. — Программно-аппаратный комплекс для натурных исследований аэродинамики автопоездов . . . . .	6	Ситкевич М. В., Бакин В. А., Сидоренко М. И. — Холодная химико-термическая обработка инструмента . . . . .	6
Герашенко В. В. — Стенд для построения амплитудно-частотной характеристики дизеля . . . . .	4	Солдатенко В. А., Федоров Г. Ф., Оршанский Ю. И., Солдатенко М. В., Кульнева Е. В. — Аккумуляторные батареи: сбыт плюс сбор . . . . .	6
Гурченко П. С., Демин М. И. — Индукционный нагрев и качество стальной литой дроби . . . . .	4	Степанов И. С., Сулайман М. А. — Экспериментальное определение тангенциальной жесткости шин . . . . .	3
Гусев Ю. Б., Косоногова С. А., Мишакин В. В. — Микрогеометрия поверхности автолиста и качество окрашенного кузова автомобиля . . . . .	7	Таланцев Н. Ф. — Виртуальные вероятностные сетки — средство определения контрольных ресурсов упругих элементов подвесок . . . . .	7
Демьянушко И. В., Есеновский-Лашков Ю. К., Вахромеев А. М. — Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление, контроль качества . . . . .	9	Устименко В. С., Манохин В. И., Валеев Д. Х. — Испытания двигателя на безотказность. Стенд вместо дороги . . . . .	5
Добринский Е. С., Круглов С. М., Крылов Е. А. — НИИТавтопром: технологическое обслуживание безопасности и надежности АТС . . . . .	12	Устименко В. С., Сингур А. Г., Назаров Н. М., Быкин В. В. — Расчет и доводка характеристик системы поддрессирования АТС . . . . .	6
Жеребятъев К. В., Чернов Н. С. — Промышленный робот ПР 166 . . . . .	5	Фоченков Б. А., Рябов И. В. — Модифицирование сплавов системы Al—Si—Cu при литье поршней . . . . .	2
Игошин А. Н., Розанов Н. В. — Универсальный микропроцессорный БУС-М . . . . .	11	Фоченков Б. А., Рябов И. В. — Заэвтектические силумины для поршней ДВС . . . . .	10
Карпеева Н. А. — Обратное водоснабжение автоматического пресса . . . . .	4	Щукин В. В., Фоченков Б. А. — Масса порции шихты и производительность индукционной канальной печи . . . . .	5
Кондрашкин А. С., Филькин Н. М., Сальников В. Ю. — Методика оптимизации параметров энергосилового установли автомобиля . . . . .	4		
Корсаков В. В., Горбачев М. И., Слабко И. А., Сидоренко Д. Н. — "Холодная" клепка рам АТС . . . . .	1	<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
Кузнецов Е. В. — Выбор параметров и оценка характеристик несущих систем АТС . . . . .	8	МИМС-2002 . . . . .	10
Кузнецов Е. В. — Комплексное моделирование как инструмент сквозного проектирования самоходных машин . . . . .	12	Нарбут А. Н. — А. Н. Островцев — конструктор и ученый . . . . .	6
Любимов А. К., Дьяченко В. Л., Саранов О. В. — Ресурс подмоторной поперечины рамы малотоннажного грузового автомобиля. Доводочные испытания . . . . .	8	Эйдельман А. Л. — Выставка экологически безопасного транспорта . . . . .	7
Малышева Г. В. — Надежность клеевых соединений . . . . .	5	Эйдельман А. Л. — "НАМИ-Экспо" . . . . .	2
Михайленко И. Е., Балашова О. Л. — Антикоррозионные составы для алюминиевых сплавов . . . . .	1	Из истории отечественного автомобилестроения	
Муллагулов М. Х., Валеев В. Ш., Васильев В. В., Мусалимов И. Х. — Устройство для закрепления тонкостенных цилиндров при обработке их внутренней поверхности . . . . .	9	Носаков В. Н. — Развитие компоновки легкового автомобиля . . . . .	3
Носов В. А. — Технология сборки и наладки сборочно-сварочного кондуктора . . . . .	1	Чвялев В. Е. — Б. Л. Шапошник (к 100-летию со дня рождения) . . . . .	12
Павленко П. Д., Шамин А. Н. — Стендовые испытания кузовов легкового автомобиля особо малого класса . . . . .	2	В Ассоциации автомобильных инженеров	
Павловский В. А. — Переработка автомобильных катализаторов . . . . .	9	XXXVI конференция ААИ . . . . .	3
Петров В. А. — Стенд-платформа для определения сил сопротивления воздуха и качению колес АТС . . . . .	12	XXXVIII научно-техническая конференция ААИ . . . . .	9
Петров И. Л. — Гальванические покрытия, модифицированные ультрадисперсным алмазом . . . . .	11	Проект стандарта ААИ по материалам внутреннего интерьера АТС . . . . .	8
Пинчук Ф. М., Захарченко В. И., Мураев В. Е., Скрипник В. П. — Электрошлаковые технологии на жодинском Кузнечном заводе тяжелых штамповок . . . . .	11	Проекты стандарта ААИ по методам контроля прочности кузовов автобусов и троллейбусов . . . . .	12
Прокопович В. Н. — Сварочные технологии, применяемые в автобустроении Белоруссии . . . . .	2	Анацкий В. С., Седов С. Н., Мартынов С. В. — Для уменьшения внутреннего шума легкового автомобиля . . . . .	7
Прохоров С. П., Сахаров К. Г. — Лабораторный испытательный комплекс НТЦ ВАЗа . . . . .	1	Багдасаров А. М., Абдувалиев А. А. — Оценка экологической безопасности АТС . . . . .	4
		Гинцбург Л. Л., Кисуленко Б. В., Никульников Э. Н. — Экспериментально-расчетный метод оценки устойчивости самосвалов АТС против опрокидывания в поперечной плоскости . . . . .	10
		Евграфов А. Н., Высоцкий М. С. — Задачи и алгоритм аэродинамического проектирования магистральных автопоездов . . . . .	10
		Киндеев Е. А., Латышев М. В. — Метрологическое обеспечение АТК . . . . .	1

Макаров А. И., Сингур А. Г. — Новые технологии и российский автомобильный рынок .....	4	Савченко А. С. — Дизели для легковых автомобилей ...	4
Мишин А. И., Жарченков Ю. Н., Тайц В. В., Демидовский К. В., Левинский С. С. — Влияние комплексной обработки дизельного топлива на его характеристики .....	5	Свешинский В. О. — Численный эксперимент как инструмент проектирования ДВС .....	5
Николаенко А. В., Картошкин А. П. — Экологические проблемы утилизации автомобильных отработавших масел .....	5	Степанов А. П., Тимофеев М. Ю. — Американские скоростные амфибийные машины .....	2
Носаков И. В., Носаков В. Н. — Методика оценки и прогнозирования конкурентоспособности автомобилей типа "джип" .....	8	Эткин Д. М. — Продажи автомобилей на рынке США	2
Нюнин Б. Н., Плетнев А. Е., Юдин С. И. — Расчетно-экспериментальное исследование как средство снижения инфразвука и низкочастотного шума в салоне автобуса .....	1	Эткин Д. М. — Массовый американский автомобильный рынок в 2002 г. ....	9
Самков В. М. — Стандартизация в автомобилестроении — проблемы и перспективы .....	11	Эткин Д. М. — Надежность автомобилей, продаваемых на рынке США в 2002 г. ....	11
Сунцов В. З., Стерхов К. В. — Снижение шумности мотоциклов "Иж" до норм Правил № 41-02 ЕЭК ООН	7	Вышли из печати	
За рубежом		Есеновский-Лашков Ю. К. — Рецензия на книгу А. Н. Еврафова, М. С. Высоцкого "Аэродинамика колесного транспорта" .....	5
Бернадский В. Н. — Лазерная сварка составных заготовок	8	Карунин А. Л., Селифонов В. В. — Рецензия на книгу А. В. Богатырева и др. "Автомобили" .....	6
Ганноверская ярмарка-2002 .....	2	Шухман С. Б. — Рецензия на книгу А. А. Енаева "Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения" .....	11
Ипатов А. А., Карницкий В. В., Минкин И. М. — АТС с комбинированными силовыми установками .....	7	Коротко о разном .....	5, 6, 7, 9, 10
Карманов К. Н. — Чешские троллейбусы .....	6	Юбилей	
Кисуленко Б. В., Мясковский М. И. — Система сертификации автомобилей в Японии и ее гармонизация с европейской. ....	1	Гусарову А. П. — 60 лет .....	3
		Устименко В. С. — 70 лет .....	3
		Некрологи	
		Памяти друга (Л. В. Гуревич) .....	2
		Памяти Г. П. Покровского. ....	5

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Ипатов А. А., Звонов В. А. — CALS-технологии — важный элемент реструктуризации отечественной автомобильной промышленности и средство ее интегрирования в мировую экономику .....	1
АСМ-факты .....	4

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Немый С. В. — Сочлененный автобус ЛАЗ .....	5
Некрасов В. Г. — Двигатель для комбинированной силовой установки: каким ему быть? .....	6
Коритко Н. В., Винарский А. А. — Гидромеханическая передача МоАЗ .....	8
Злотин Г. Н., Лютин К. И., Моисеев Ю. И. — Температура и АЧХ пьезоэлектрических элементов датчиков детонации .....	10
Карунин А. Л., Кретов А. В., Кулешов М. Ю. — Оценочный критерий плавности хода легковых автомобилей малого класса .....	11
Читатель предлагает	
Коневцов М. Д. — Новый способ торможения АТС .....	14

### АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Ясютников В. Н. — Метод и устройство для оперативной интегральной оценки качества трансмиссионных масел .....	18
Марков В. А. — Сравнительная эффективность методов снижения токсичности отработавших газов дизелей. ....	19

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Добринский Е. С., Круглов С. М., Крылов Е. А. — НИИТавтопром: технологическое обеспечение безопасности и надежности АТС .....	24
Кузнецов Е. В. — Комплексное моделирование как инструмент сквозного проектирования самоходных машин .....	26
Петров В. А. — Стенд-платформа для определения сил сопротивления воздуха и качению колес АТС .....	29

### ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров	
Проект стандарта ААИ по методам контроля прочности кузовов автобусов и троллейбусов .....	30
Из истории отечественного автомобилестроения	
Чвялев В. Е. — Б. Л. Шапошник (к 100-летию со дня рождения) .....	32
Указатель статей, опубликованных в 2002 г. ....	37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

### Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), П. Л. Мариев, А. Г. Палагин, А. П. Ракомсин, К. И. Ремишевский, И. С. Сазонов, В. Е. Чвялев

Ордена Трудового Красного Знамени  
ФГУП «Издательство "Машиностроение"»

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

Сдано в набор 04.09.2002. Подписано в печать 17.10.2002.  
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 4,9. Усл.-кр. отт. 11,76. Уч.-изд. л. 6,82. Зак. 1450

Адрес редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4, комн. 210 и 214  
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97  
E-mail: avtoprom@umail.ru; avtoprom@mashin.ru

Отпечатано в Подольской типографии  
Чеховского полиграфического комбината Комитета РФ  
по печати, 142100, г. Подольск, ул. Кирова, 25

# **Все** адресно-телефонные справочники и путеводители!

**ВСЕ отрасли и регионы России, стран СНГ, Европы**

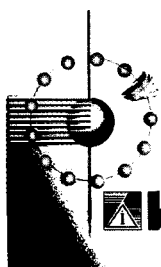
**Самое полное собрание новейших адресно-телефонных справочников и баз данных по всем отраслям, регионам и городам России:**

- 1. Универсальные справочники и БД;**
- 2. Справочники по всем отраслям промышленности;**
- 3. Пищевая промышленность;**
- 4. Медицина и фармацевтика;**
- 5. Торговля (оптовая и розничная);**
- 6. Сельское хозяйство;**
- 7. Услуги, бизнес;**
- 8. Строительство и строительные материалы;**
- 9. Транспорт;**
- 10. Города и регионы России;**
- 11. Страны СНГ;**
- 12. Зарубежные страны.**

**ВСЕ МОЖНО ЗАКАЗАТЬ  
ПО ТЕЛЕФОНУ (095)**

**133-51-40,  
131-16-09.**

**Свежие поступления смотрите  
на сайте [www.i-union.ru](http://www.i-union.ru)**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ИнформЮнион**

Вологодская областная универсальная научная библиотека

**119331 г.Москва, пр.Вернадского, 29**

[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)

5-я ВЫСТАВКА МЕЖДУНАРОДНОГО ВЫСТАВОЧНОГО ПРОЕКТА



СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ  
МЕЖДУНАРОДНАЯ  
ВЫСТАВКА

25–28 ФЕВРАЛЯ 2003



ТРАНСПОРТ  
ДЛЯ  
ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ

МОСКВА, АВТОМОТОРНАЯ УЛ. 2,  
ГНЦ РФ НАМИ, ДИЗАЙН-ЦЕНТР

Тел./факс(095) 456-31-96 e-mail:namiexpo@mtu-net.r