

УЧРЕДИТЕЛИ:

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март— 2014



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 331.103

ОЦЕНКА ТРУДА РАБОЧИХ, ЗАНЯТЫХ ОБСЛУЖИВАНИЕМ И РЕМОНТОМ ОБОРУДОВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИИ МАССОВОГО ПРОИЗВОДСТВА

Е.И. ШВЕЁВА

Набережночелнинский институт, филиал К(П)ФУ
(8552. 58-97-16)

Рассматриваются основные проблемы в системе активизирования ремонтного персонала на предприятиях массового производства машиностроительного комплекса.

Ключевые слова: предприятие, массовое производство, труд, рабочий-ремонтник.

Shveyova E.I.

**EVALUATION OF LABOR WORKERS ENGAGED MAINTENANCE AND REPAIR EQUIPMENT
FOR MASS PRODUCTION COMPANY**

The main problems in the system activate the repair personnel at the enterprises of the mass production of machine-building complex.

Keywords: enterprise, mass manufacturing, work, the worker-repairman.

Техническое обслуживание и ремонт технологического оборудования машиностроительного предприятия представляет собой неотъемлемую часть производственного процесса, следовательно, в условиях рыночных отношений — такую же часть конкурентной борьбы между предприятиями-аналогами, ее успеха. Что, в общем-то, вполне объяснимо: эффективность машиностроительного производства, т.е. качество и себестоимость выпускаемой им продукции, напрямую зависит от того, насколько своевременно и качественно ремонтируется и поддерживается в работоспособном состоянии активная часть основных производственных фондов. Однако это — не только чисто техническая проблема, но и проблема мотивации рабочего персонала, прежде всего, как того требу-

ют рыночные условия, экономического его стимулирования. И здесь, как показывает опыт двух последних десятилетий, дела у наших машиностроительных предприятий пока что далеки от благополучных. Из-за чего в том числе они во многом проигрывают своим зарубежным конкурентам.

Так, в настоящее время на отечественных предприятиях массового производства нет справедливой оплаты труда рабочих-ремонтников, система оплаты их труда крайне негибкая, не способная реагировать на изменения в качестве трудовой деятельности каждого рабочего-ремонтника; отсутствует эффективная система стимулирования его индивидуальной трудовой деятельности. То есть нынешняя система мотивации утеряла даже то положительное, что

было хорошим во времена СССР, и сохранила все, что было плохим. Поэтому требует новых подходов к ее организации. В частности, настала пора отказаться от поощрения рабочих-ремонтников только за рост количественных показателей и перейти к стимулированию на основе зависимости оплаты труда работников от его трудового вклада в достижение результатов работы ремонтной службы предприятия, наиболее полно отвечающим как сегодняшним требованиям основного производства, так и рассчитанным на долгосрочную перспективу. Для этого на предприятии должны быть разработаны показатели деятельности ремонтников, с одной стороны, понятные им и способные "подтолкнуть" их к плодотворной работе, а с другой — экономически обоснованные.

Все, что сказано выше, для многих предприятий такого типа не новость: на них мотивационная система уже внедрена. Но, к сожалению, с ее помощью не все они добились желаемых результатов, т.е. увеличения производительности труда, заинтересованности работника в достижении высоких показателей его трудовой деятельности. И виновата здесь не сама система мотивации, а неумение руководителей учитывать особенности каждого конкретного предприятия, адаптировать ее к современной специфике автомобильно-строительной отрасли, где содержание труда ремонтного персонала, в отличие от содержания труда работников в других отраслях, характери-

зуется огромным разнообразием выполняемых ремонтных работ [1]. Отсюда – необходимость более широких, чем на предприятиях других отраслей, перечней показателей, активизирующих трудовую деятельность ремонтного персонала, а также форм и методов егоощрения [2]. Например, одна из таких форм может предусматривать премирование рабочих-ремонтников на основе рейтинговой (количество, качество труда, многооперационность и т.д.) оценки их трудовой деятельности. Кроме того, результативность выполненной работы должна быть напрямую связана не только с оплатой труда, но и с продвижением по карьерной лестнице. Иначе говоря, работник, прикладываящий больше усилий для того, чтобы предприятие реализовало свою миссию и успешно достигало своих целей, должен вознаграждаться не только деньгами, но и признанием его успехов. Такое премирование за усилия и трудовой вклад в работу повышают лояльность ра-

ботника к предприятию: он понимает, что, работая в интересах предприятия, он тем самым увеличивает вероятность того, что он быстрее и надежнее достигнет своих собственных целей. И здесь очень важно именно подчеркнуть роль рейтинговой оценки: она – инструмент, который позволяет изменить систему оплаты труда и, как результат, усилить мотивацию работников к улучшению продуктивности их трудовой деятельности, а администрацию предприятия – осуществлять оплату труда каждого работника в соответствии с качеством выполненных им работ. Она, оценка, гарантирует: чем выше место работника в рейтинговой таблице, тем активнее он стремится повысить свой профессионально-квалификационный уровень, изучать нововведения, нужные для осуществления прогнозируемых его новых должностных обязанностей в ближайшем будущем [2]. Практичность рейтинговой оценки заключается также в том, что она способствует созда-

нию улучшенной мотивационной системы, предусматривающей индексацию фонда премиальных выплат (если средний рейтинг работников увеличивается, то растет и нормативный показатель для каждого из них).

Таким образом, можно сказать, что грамотно продуманная и детально разработанная система стимулирования ремонтных рабочих на предприятиях массового производства – способ мобилизовать их трудовые потенциалы, создавать необходимую заинтересованность в росте индивидуальных показателей, улучшении качества выполняемых ремонтных работ, проявлении творческой активности и, как следствие, повышении уровня их компетентности.

Литература

1. Кузнецов Н.Б. Оценка трудового вклада и эффективности труда работников // Молодой ученый. 2013. № 1. С. 136–138.
2. "Система рейтинговой оценки" – специализированная система оценки и стимулирования труда сотрудников // Inter Trust. Режим доступа: URL: <http://www.intertrust.ru/partners/pnews/545/>.



-факты

**ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЬНОЙ
ТЕХНИКИ
ПРЕДПРИЯТИЯМИ
РОССИИ В 2013 г.**

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2013 г.	Декабрь 2012 г.	Прирост, %	Январь– декабрь 2013 г.	Январь– декабрь 2012 г.	Прирост, %
<i>ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</i>						
Группа "ЗИЛ":						
АМО ЗИЛ	–	16	–	114	978	–88,3
*Смоленский ААЗ	–	14	–	38	143	–73,4
Петровский завод автозапчастей	–	30	–	25	157	–84,1
Группа "ГАЗ":						
АЗ "ГАЗ"	10 125	8 989	+12,6	95 624	88 498	+08,1
АЗ "Урал"	688	430	+60,0	5 727	6 494	–11,8
*Саранский завод автосамосвалов	117	71	+64,8	1 301	1 271	+2,4
Группа "КамАЗ":						
КамАЗ	4 134	3 442	+20,4	42 858	47 215	–9,2
НефАЗ:						
*автосамосвалы	–	–	–	3	2	+50,0
**самосвальные установки	1 299	617	+110,5	11 851	11 791	+0,5
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	561	312	+79,8	3 676	2 283	+61,0
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	432	184	+134,8	2 619	2 183	+20,0
УАЗ	1 461	2 009	–47,3	23 889	24 336	–1,8
"Соллерс-Исузу"	132	300	–56,0	1 056	1 596	–33,8
"Форд Соллерс Елабуга"	1 239	1 106	+12,0	13 678	10 457	+30,8
"Бау-Рус Мотор Корпорэйшн", "Бау Мотор Корпорэйшн"	155	231	–32,9	1 957	2 073	–5,6
Брянский АЗ	14	9	+55,6	151	126	+19,8
Группа компаний "Автотор"	196	110	+78,2	1 205	378	+218,8
"Вольво Восток"	352	696	–49,4	4 017	6 256	–35,8
МЗ "Тонар"	1	1	0,0	23	79	–70,9
Предприятия Орловской обл.	2	–	–	4	3	+33,3
ИВЕКО-АМТ	340	324	+4,9	1 233	1 020	+20,9
ПСА "ВИС-АВТО"	372	249	+49,4	4 250	3 610	+17,7
"Скания-Питер"	110	192	–42,7	1 125	1 328	–25,3
"МАН Трак Энд Бас Продакшн Рус"	56	–	–	112	–	–
"Катерпиллар Тосно"	4	18	–77,8	88	103	–14,6
*Другие предприятия Санкт-Петербурга	1	–	–	32	43	–25,6
"Комацу Мануфэкчуринг Рус" (Ярославская обл.)	2	3	–33,3	27	22	+22,7
"Челябинские строительно-дорожные машины"	2	–	–	13	–	–

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2013 г.	Декабрь 2012 г.	Прирост, %	Январь— декабрь 2013 г.	Январь— декабрь 2012 г.	Прирост, %
*"Бецема"	73	134	-45,5	599	1 341	-55,3
*Великолужский завод "Лесхозмаш"	—	—	—	1	5	-80,0
*Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	1	3	-66,7	15	9	+66,7
*Пермский завод грузовой техники	—	—	—	42	—	—
*ЗТО "Камея" (Нижегородская обл.)	227	194	+17,0	2 429	2 164	+12,2
*"Спектр Авто"	163	167	-2,4	1 855	1 638	+13,2
*"Чайка-НН"	20	202	-90,1	792	1 103	-28,2
*РИАТ	115	320	-64,1	650	1 055	-38,4
<i>ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</i>						
Группа "АвтоВАЗ":						
АвтоВАЗ	27 760	44 723	-37,9	459 268	552 162	-16,8
ОАГ (Ижевский АЗ)	2 286	5 969	-61,7	57 938	46 643	+24,2
ПСА "Бронто"	3	18	-83,3	60	386	-84,5
"Супер-Авто"	584	499	+17,0	5 775	7 418	-22,1
"GM-АвтоВАЗ"	4 852	5 511	-12,0	56 911	62 979	-9,6
Группа компаний "Автотор"	29 176	14 467	+101,7	242 797	249 635	-2,7
"Автофрамос"	17 275	15 777	+9,5	198 825	168 099	+18,3
АМО ЗИЛ	—	1	—	1	3	-66,7
ИМС (Московская обл.)	1 966	2 349	-16,3	18 859	23 904	-21,1
УАЗ	2 391	2 478	-3,5	27 260	32 388	-15,8
"Форд Соллерс-Елабуга"	2 486	538	+362,1	20 407	7 601	168,5
Предприятия Приморского края, в том числе:	5 385	5 316	+1,3	68 103	36 209	+88,1
"Соллерс-Дальний Восток"	—	3 394	—	2 161	32 773	-93,4
"Соллерс-Буссан"	855	—	—	7 813	—	—
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	4 530	1 922	+135,7	58 129	3 436	+1591,8
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	26	266	-90,2	2 152	17 835	-87,9
ТаГАЗ (Таганрогский филиал)	—	120	—	515	7 052	-92,7
"ТаГАЗ Интернэшнл"	26	16	+62,5	642	4 045	-84,1
"Эйч Ти Авто"	—	130	—	995	6 738	-85,2
АК "Дервейс"	5 226	7 200	-27,4	49 725	46 646	+6,6
"Чечнавто"	176	180	-2,2	791	1 070	-26,1
"Форд Мотор компани"	1 113	4 170	-73,3	68 893	107 724	-36,0
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Хёндэ Мотор Мануфэкчуринг Рус", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус")	37 056	32 504	+14,0	395 655	389 331	+1,6
"Фольксваген Груп Рус", в том числе:	17 010	16 063	+5,9	201 204	179 922	11,8
"Фольксваген Груп Рус"	9 274	16 063	-42,3	157 246	179 922	-12,6
"Фольксваген Груп Рус" (Н. Новгород)	7 736	—	—	43 958	—	—
"ПСМА Рус"	3 200	2 000	+60,0	45 012	39 925	+12,7
<i>АВТОБУСЫ</i>						
Группа "КамАЗ"	4 465	6 627	-32,6	52 584	57 928	-9,2
НефАЗ, в том числе:	79	58	+36,2	652	743	-12,2
*вахтовые	—	—	—	2	1	+100,0
"КамАЗ-Марко"	8	—	—	71	—	—
Группа "ГАЗ"						
АЗ "ГАЗ"	848	1 891	-55,2	12 148	15 442	-21,3
АЗ "Урал" (вахтовое)	50	78	-35,9	378	528	-28,4
"Русские Автобусы", в том числе:	1 188	1 526	-22,1	12 717	14 347	-11,4
ПАЗ	821	1 271	-25,4	9 850	11 523	-14,5
ЛиАЗ	270	178	+51,7	1 580	2001	-21,0
ГолАЗ	57	14	+307,1	832	110	+656,4
КавЗ	40	63	-36,5	455	713	-36,2
УАЗ	606	1 437	-57,8	11 294	13 712	-17,6
"Форд Соллерс Елабуга"	21	8	+162,5	265	250	+6,0
"Спецтранс"	5	35	-85,7	453	424	+6,8
"Бау-Рус Мотор Корпорэйшн", "Бау Мотор Корпорэйшн"	23	—	—	27	18	+50,0
Предприятия Волгоградской обл., в том числе:	120	119	+0,8	710	932	-23,8
ВАП "Волжанин"	30	78	-61,5	413	717	-42,4
"Волгобас"	90	41	+119,5	297	215	+38,1
СТ "Нижегородец"	1 011	1 040	-2,8	8 349	7 384	+13,1
ПКФ "Луидор"	448	370	+21,1	5 390	3 715	+45,1
"Кузбасс-Авто"	58	12	+383,3	113	127	11,0
"Хорс-А"	—	—	—	17	—	—
ГК "Ирито"	160	214	-25,2	2 207	1 236	+78,6
"Промтех"	150	264	-43,2	2 265	1 609	+40,8
<i>ТРОЛЛЕЙБУСЫ</i>						
"Тролза"	35	68	-48,5	399	260	+53,5
"Транс Альфа Электро"	12	30	-60,0	84	94	-10,6
Башкирский ТЗ	11	—	—	34	26	+30,8
Примечания:						
* На шасси других отечественных предприятий						
**Надстройки без шасси						



УДК 621.433

ДВИГАТЕЛЬ С КОЛИЧЕСТВЕННЫМ БЕЗДРОСсельНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ МОЩНОСТИ

Д-р техн. наук Г.Г. ТЕР-МКРТИЧЬЯН
ФГУП "НАМИ" (495. 456-30-81)

Рассматриваются вопросы обеспечения работы газового двигателя, конвертированного из дизеля без потери мощности и индикаторного КПД.

Ключевые слова: газовый двигатель, дизель, степень сжатия, процесс впуска.

Ter-Mkrtichian G.G.

ENGINE WITH QUANTITATIVE
THROTTLES POWER REGULATION

The questions of ensuring operation of the gas engine converted from the diesel without loss of power and indicator efficiency are considered.

Keywords: gas engine, diesel, extent of compression ratio, admission process.

Газодизели для грузовых автомобилей и автобусов создаются, как известно, практически без доработки базовых дизелей. Газовые же двигатели, предназначенные для тех же целей, требуют доработки головки блока цилиндров, замены форсунки свечой зажигания и оснащения аппаратурой подачи газа во впускной трубопровод или во впускные каналы. Кроме того, для предотвращения детонации степень сжатия дизеля нужно снижать, дорабатывая его поршень. При этом приходится решать одну из двух задач: обеспечивать работу двигателя на стехиометрической смеси ($\alpha = 1$) либо на смеси бедной с $\alpha = 1,4 \dots 1,6$. Но какую бы схему дизель, конвертируемый в газовый двигатель, не использовал, он приобретает следующие принципиальные отличия от базового дизеля: воспламенение газозвушной смеси в нем – от искры (вместо воспламенения от сжатия); смесеобразование – внешнее (вместо внутреннего); регулирование – количественное (вместо качественного); мощность – меньшая, а топливная экономичность – хуже, чем у базового дизеля. Снижение мощности объясняется уменьшением наполнения цилиндров топливозвушной смесью за счет замещения части воздуха газом, имеющим больший, по сравнению с жидким топливом, объем. Чтобы его компенсировать, применяют наддув, что требует дополнительного уменьшения степени сжатия и из-за чего индикаторный КПД газового двигателя получается тоже меньше, а топливная экономичность на всех эксплуатационных режимах – хуже. Последнему способствует и сам способ количественного регулирования мощности: он, в отличие от качественного регулирования мощности в дизелях, требует применения дроссельной заслонки во впускном трубопроводе, а дросселирование значительно увеличивает насосные потери, значит, снижает топливную экономичность. Тем не

менее газовые двигатели, конвертированные из дизелей, становятся все более востребованными: они экологичнее ДВС, работающих на жидких топливах, и даже дизелей, поэтому находят все более широкое применение на грузовых автомобилях и автобусах городского, коммунального и общественного транспорта. При этом чаще всего используется стехиометрический вариант их рабочего процесса. В связи с этим автор, занявшись выявлением возможностей конвертации современного дизеля в газовый двигатель с внешним смесеобразованием и количественным регулированием и сохранением мощности и топливной экономичности на уровне экономичности базового дизеля, остановил свой выбор именно на этом варианте конвертации дизелей ЯМЗ. Их геометрическая степень сжатия (ϵ) – 17,5, номинальная мощность – 180 кВт (245 л.с.) при частоте n вращения коленчатого вала, равной 2300 мин⁻¹. Фазы газораспределения дизеля такие. Впуск: открытие – 21° п.к.в. до ВМТ; закрытие – 37° п.к.в. после НМТ; выпуск: открытие – 54° до НМТ; закрытие – 22° после ВМТ.

При моделировании рабочего процесса октановое число топлива, при котором газовый двигатель работает без детонации, определялось по методу Даунда–Эйза, разработанному в МГТУ имени Н.Э. Баумана А.С. Кулешовым [1]. (Природный газ, как известно, на 98 % состоит из метана, для которого предельная величина октанового числа, соответствующая границе детонации, принималась равной 110.)

Зависимость (рис. 1) максимальной мощности $N_{e \max}$ газового двигателя от степени ϵ сжатия (граница детонации) иллюстрирует то, что в нем при тех же фазах газораспределения, что и у базового дизеля, заданная номинальная мощность 180 кВт (245 л.с.) без детонации может быть обеспечена только при значительном (с 17,5 до 10,0) снижении геометрической степени сжатия последнего. Но это сопровождается уменьшением на 8 % индикаторного КПД. Однако избежать детонации без снижения или при минимальном снижении геометрической степени сжатия, а значит, и минимальном уменьшении индикаторного КПД все-таки можно: нужно лишь реализовать цикл с ранним (до прихода поршня в НМТ) закрытием впускного клапана. Благодаря этому после закрытия данного клапана и движению поршня к НМТ газозвушная смесь сначала расширяется и охлаждается, а затем, после НМТ и движения к ВМТ, – сжимается. Связанные же с этим потери наполнения цилиндров можно компенсировать, повысив давление p_k наддува.

Такова идея. Чтобы проверить ее истинность, автор провел специальное исследование, задачами которого были определение возможности работы газо-

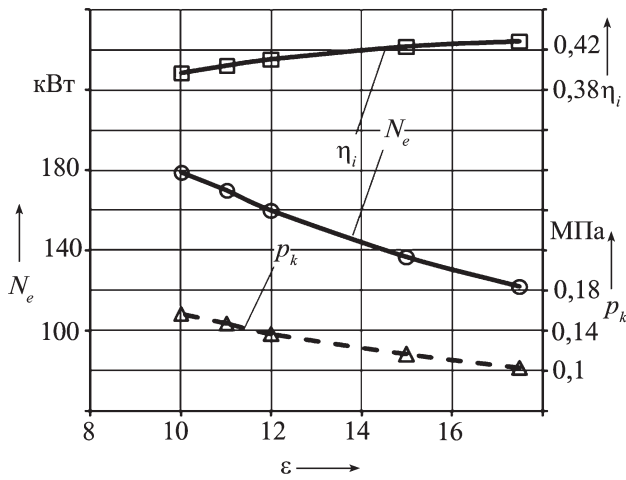


Рис. 1. Зависимость максимальной мощности, давления наддува и индикаторного КПД газового двигателя от степени сжатия (граница детонации)

вого дизеля, конвертированного из дизеля без потери мощности и снижения индикаторного КПД, за счет манипулирования фазами газообмена, в первую очередь, фазой впуска; осуществления количественного бездроссельного регулирования мощности такого двигателя на режимах малых нагрузок: поиск принципиальных технических решений по оптимальному управлению процессом впуска. Рассмотрим, как они решались.

Сначала в процессе исследования изучали вопрос изменения геометрической (ϵ) и фактической (ϵ_{ϕ}) степени сжатия ДВС обоих вариантов.

Начало процесса сжатия в любом ДВС совпадает с моментом закрытия впускного клапана φ_a . Если это происходит в НМТ, то фактическая степень ϵ_{ϕ} сжатия, очевидно, равна геометрической степени ϵ сжатия. Но при традиционной организации рабочего процесса впускной клапан с целью улучшения наполнения за счет дозарядки закрывается через $20...40^\circ$ после НМТ, а при реализации цикла с укороченным впуском впускной клапан – до НМТ. Следовательно, в реальных двигателях $\epsilon_a \neq \epsilon$. При этом ϵ_{ϕ} можно определить по формуле № 1 (табл. 1). Результаты расчетов по этой формуле приведены на рис. 2.

Как видим, закрытие впускного клапана на одинаковую величину либо до (знак “–”), либо после (знак “+”) НМТ вызывает одинаковое уменьшение фактической степени сжатия по отношению к геометрической степени ($\varphi_a = 0$) сжатия. Так, при изменении φ_a на 30° п.к.в. до или после НМТ ϵ_{ϕ} уменьшается на $\sim 5\%$.

Относительный объем ψ наполнения цилиндра в диапазоне изменения φ_a до 60% с точностью до 1% подчиняется приближенной зависимости, записанной в виде формулы № 2, а связь между ψ , ϵ и ϵ_{ϕ} дает формула № 3.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\epsilon_{\phi} = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V}{V_c} = 1 + \psi(\epsilon - 1) = 1 + 0,5 \left[(1 + \cos \varphi_a) + \frac{\lambda(1 - \cos 2 \varphi_a)}{4} \right] (\epsilon - 1)$	V_a – объем цилиндра в момент закрытия впускного клапана; V_c – объем сжатия; V – объем цилиндра, ограниченный положением поршня от ВМТ до момента закрытия впускного клапана (объем наполнения); $\psi = \frac{V}{V_h}$ – относительный объем наполнения; V_h – рабочий объем цилиндра; φ_a – угол закрытия впускного клапана; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна
2	$\psi \approx 1 - 0,55 \cdot 10^{-4} \varphi_a^2$	–
3	$\psi = \frac{\epsilon_{\phi} - 1}{\epsilon - 1} \approx \frac{\epsilon_{\phi}}{\epsilon}$	–
4	$\eta_V = \frac{\epsilon_{\phi} p_a T_k}{p_k T_a (\epsilon - 1) (1 + \gamma_z)} = \frac{K_p \epsilon_{\phi}}{K_T (\epsilon - 1) (1 + \gamma_z)}$	–
5	$K_p = K_{p0} - a_p \varphi_a; \quad K_T = K_{T0} - a_T \varphi_a; \\ \eta_V = \eta_{V0} - K \varphi_a$	K_{p0} , K_{T0} , η_{V0} – значения коэффициентов K_p , K_T и η_V при открытии впускного клапана в ВМТ и НМТ
6	$p_m = p_{тр} + p_{ин}$	–
7	$p_{тр} = a p_c + b p_k$	–
8	$p_{ин} = \Delta p_{кл} + (p_m - p_k)$	–
9	$p_{ин} = p_{др} + \Delta p_{кл}$	–
10	$\Delta p_{кл} = K_{кл} p_k c_n^2$	$K_{кл}$ – коэффициент, определяющий потери давления в клапанах
11	$\frac{p_c}{T_c} = \frac{\epsilon_{\phi} p_a}{T_a}$	–

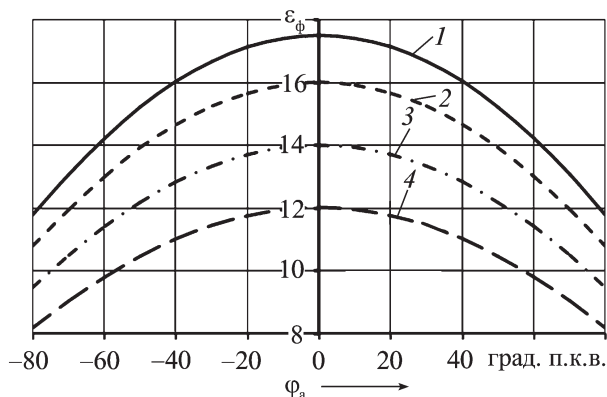


Рис. 2. Зависимость фактической степени сжатия газового двигателя от угла закрытия впускного клапана и геометрической степени сжатия:

1 – $\varepsilon = 17,5$; 2 – $\varepsilon = 16$; 3 – $\varepsilon = 14$; 4 – $\varepsilon = 12$

Второй вопрос – процесс газообмена, или фазы газораспределения (изменение параметров рабочего тела в процессе наполнения).

Основными параметрами, характеризующими процессы газообмена в двигателе, являются коэффициенты наполнения (η_V) и остаточных газов ($K_{ор}$), а также затраты E энергии на осуществление данных процессов. Или, что одно и то же, насосные потери. К оптимизации параметров данных процессов, т.е. минимизации насосных потерь, существует два подхода – традиционный и новый. При первом, характерном для основной массы двигателей, которые выпускались до конца XX столетия, в качестве показателя эффективности (целевой функции) принимается коэффициент η_V наполнения, максимум которого всегда стремились сделать при работе двигателя по внешней скоростной характеристике на характерном режиме эксплуатации автомобиля. Почему – понятно: максимальной величине этого коэффициента, как правило, соответствуют минимальные значения коэффициента $K_{ор}$ остаточных газов и давления $p_{мп}$ насосных потерь. И делается это за счет выбора геометрических параметров органов газообмена и фаз газораспределения: открытие впускного клапана всегда начинается до прихода поршня в ВМТ на угол опережения впуска – с таким расчетом, чтобы для минимизации гидравлических потерь уже в начале движения поршня от ВМТ к НМТ имелась достаточная площадь проходного сечения клапана. Закрывается же этот клапан после ВМТ, при движении поршня к НМТ и уменьшении объема цилиндра. Но при увеличении запаздывания его закрытия, с одной стороны, возрастает его "время–сечение", что вызывает улучшение наполнения, а с другой – при слишком позднем его закрытии возможен обратный выброс заряда. Очевидно, что и то и другое крайне нежелательно. Поэтому оптимальный угол закрытия выбирают в сочетании с оптимальными для определенного скоростного режима работы двигателя геометрическими характеристиками впускного тракта.

Это, повторяем, традиционные решения. Но в настоящее время, когда широкое распространение получают электронные системы управления, стало воз-

можным регулирование фаз впуска и выпуска, а также подъема клапанов, следовательно, такое воздействие на коэффициенты наполнения и остаточных газов, которые соответствуют конкретным условиям работы двигателя. При этом для снижения нагрузки коэффициент наполнения можно уменьшать, обеспечивая более раннее закрытие впускного клапана. Что и подтвердилось в ходе исследований автора.

В газовом двигателе автор сначала сохранил фазы выпуска такими же, как и в базовом дизеле. В итоге оказалось, что при раннем закрытии впускного клапана и неизменной, такой же, как и у базового дизеля, продолжительности фазы впуска (238° п.к.в.), впускной клапан пришлось бы открывать задолго до ВМТ, т.е. создавать чрезмерно большое перекрытие клапанов. А это неизбежно привело бы к чрезмерному же росту коэффициента остаточных газов и нарушениям протекания рабочего процесса. Поэтому раннее закрытие впускного клапана нужно сопровождать значительным, до 180° п.к.в., уменьшением продолжительности фазы впуска.

На рис. 3 приведена зависимость давления p_a газовоздушного заряда в процессе наполнения цилиндра от угла φ_a закрытия впускного клапана и продолжительности φ_z этого закрытия. Как видим, давление p_a в конце наполнения получается ниже давления во впускном трубопроводе, причем эта разница тем больше, чем раньше до НМТ закрывается впускной клапан.

На рис. 4 показано влияние давления p_k во впускном трубопроводе и угла φ_a закрытия впускного клапана на относительное изменение давления ($k_p = p_a / p_k$) и температуры ($k_T = T_a / T_k$) в конце процесса наполнения цилиндра. Из него видно, что при закрытии впускного клапана в ВМТ температура T_a заряда в конце наполнения выше температуры T_k во впускном трубопроводе (кривая 1). При более раннем закрытии впускного клапана температуры T_a

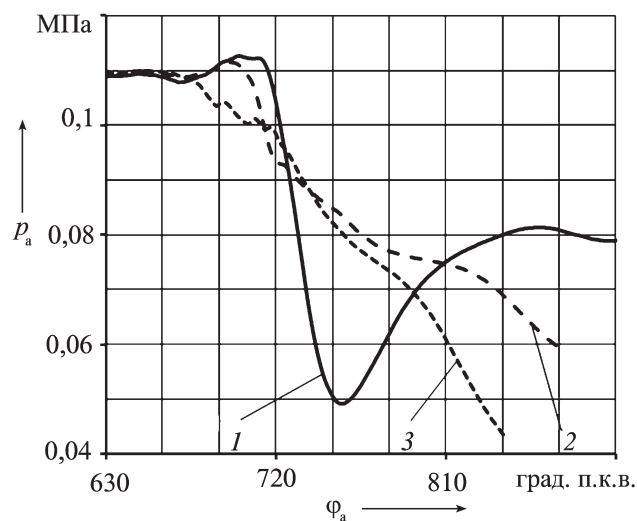


Рис. 3. Зависимость давления наполнения цилиндра газового двигателя от угла закрытия его впускного клапана:

1 – $\varphi = 0^\circ$ п.к.в.; 2 – $\varphi = 30^\circ$ п.к.в.; 3 – $\varphi = 60^\circ$ п.к.в.

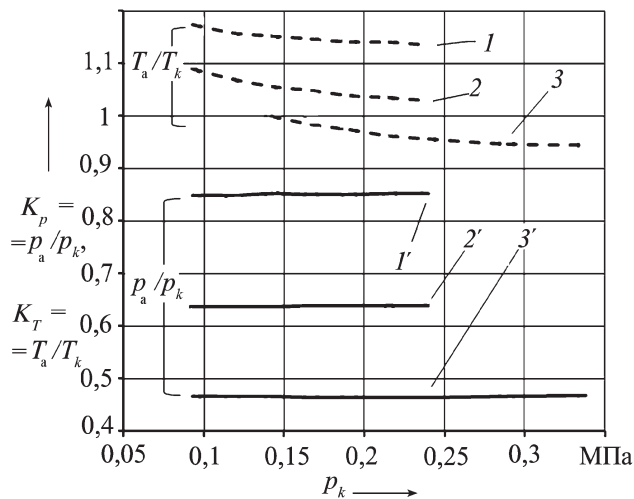


Рис. 4. Зависимость коэффициентов K_p и K_T от угла закрытия впускного клапана газового двигателя:

1 и 1' – $\varphi_a = 0^\circ$ п.к.в.; 2 и 2' – $\varphi_a = 30^\circ$ п.к.в.; 3 и 3' – $\varphi_a = 60^\circ$ п.к.в.

и T_k сближаются и при $\varphi_a > 35...40^\circ$ п.к.в. заряд в ходе наполнения не нагревается, а наоборот, охлаждается (кривая 3). Что касается относительного изменения давления заряда при наполнении цилиндра, то оно определяется только углом φ_a закрытия впускного клапана и практически не зависит от давления p_k и температуры T_k во впускном трубопроводе.

Третий вопрос исследования – коэффициент наполнения.

Трансформировав известную формулу для коэффициента наполнения с учетом изменения фактической степени ε_ϕ сжатия при вариации угла φ_a закрытия впускного клапана, получим известную формулу для данного коэффициента – формулу № 4, из которой следует, что в диапазоне углов закрытия впускного клапана $\varphi_a = 0...60^\circ$ п.к.в. до НМТ при узкой фазе впуска совокупное изменение давления и температуры заряда, а также фактической степени сжатия приводит к снижению коэффициента η_v наполнения практически прямо пропорционально углу опережения закрытия впускного клапана и частоте вращения коленчатого вала (рис. 5). При этом относительное изменение давления и температуры заряда, а также коэффициента наполнения может быть аппроксимировано формулами № 5.

Четвертый вопрос – затраты энергии в процессе наполнения цилиндров газозооной смесью.

Основной задачей управления процесса газообмена при количественном регулировании нагрузки является обеспечение на каждом режиме работы двигателя необходимого заряда цилиндра при минимальном уровне механических потерь. Чтобы добиться такого результата, будем исходить из следующего: известно, что среднее давление p_m механических потерь может быть представлено в виде суммы средних давлений, соответствующих затратам энергии на преодоление трения ($p_{тр}$), на осуществление процессов газообмена (насосных потерь $p_{нп}$), т.е. в виде форму-

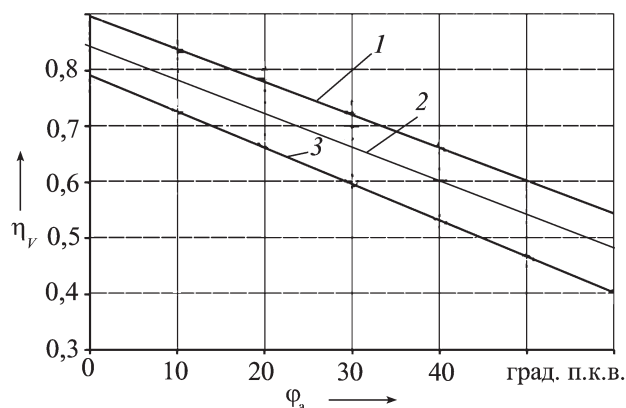


Рис. 5. Зависимость коэффициента наполнения газового двигателя от угла закрытия впускного клапана и частоты вращения коленчатого вала:

1 – $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$

лы № 6. В свою очередь, потери $p_{тр}$ на преодоление трения в узлах двигателя включают потери на граничное ($p_{гр}$) и жидкостное ($p_{ж}$) трение. Первые из них имеют место в основном в сопряжениях поршневых колец с гильзой цилиндра, и их средняя за цикл величина зависит от упругости поршневых колец и "заключенного" давления, обобщенно определяемого одним из характерных давлений цикла. Например, в работах, проведенных автором, доказано, что граничное трение в двигателях с КШМ определяется давлением p_c конца сжатия. При этом не имеет значения, каким способом изменяется p_c (вариацией фактической степени сжатия или давления на входе в цилиндры). Среднее же давление $p_{ж}$ жидкостного трения пропорционально скорости скольжения в сопряжениях механизмов двигателя, характеризуемых средней скоростью c_m . Таким образом, потери $p_{тр}$ трения могут быть аппроксимированы формулой № 7, первый член которой характеризует граничное, а второй – жидкостное трение.

Насосные потери ($p_{нп}$) в двигателе состоят из суммарного давления $\Delta p_{гп}$ гидравлических потерь в выпускных и впускных клапанах и разности средних давлений в выпускном (p_m) и впускном (p_k) трубопроводах (формула № 8).

В двигателях с газотурбинным наддувом на режимах больших нагрузок $p_r > p_m$, что может быть обеспечено при достаточно высоком КПД турбокомпрессора. Но среднее давление $p_{нп}$ насосных потерь может иметь и отрицательное значение, т.е. за период газообмена газами будет выполнена положительная работа, снижающая механические потери. В этом случае энергия сжатого в компрессоре воздуха не только компенсирует потери энергии на осуществление газообмена, но и обеспечивает некоторый выигрыш энергии, который будет тем выше, чем больше p_k отличается от p_m . Для двигателей же без наддува и двигателей с наддувом на режимах малых нагрузок, если пренебречь потерями давления от гидравлических сопротивлений воздушного фильтра, глушителя шума выпуска и нейтрализатора отработавших газов,

Фаза впуска	Углы фазы впуска, ° п.к.в.			$K_{кл}$	K_p	K_t	η_V
	Открытие φ_s	Закрытие φ_a	$\Delta\varphi_{вп}$				
Стандартная	21° от ВМТ	37° за НМТ	238	0,255	1,082	1,170	0,898
Узкая	ВМТ	НМТ	180	0,355	0,841	1,127	0,790
	30° п.к.в. до ВМТ	30° до НМТ		0,256	0,638	1,038	0,604
	60° п.к.в. до ВМТ	60° до НМТ		0,380	0,457	0,941	0,401

давление $p_{нп}$ насосных потерь складывается из давления $p_{др}$ дроссельных потерь ($p_{др} = p_0 - p_k$) и суммарного давления $\Delta p_{кл}$ (формула № 9).

Потери $\Delta p_{кл}$ давления в клапанах пропорциональны плотности ρ_k заряда во впускном трубопроводе и квадрату средней скорости c_n поршня. Но в связи с тем, что при использовании охлаждения наддувочного воздуха температура заряда во впускном трубопроводе меняется незначительно, можно считать, что плотность заряда в этом трубопроводе определяется только его давлением и квадратом средней скорости c_n поршня (формула № 10). Значение коэффициента $K_{кл}$ зависит от входящего в данную формулу отношения площади $S_{кл}$ проходных сечений впускных и выпускных клапанов к площади S_n поршня, а также фаз газораспределения. Для двигателей с четырехклапанными головками цилиндра и со стандартными фазами газораспределения оно равно $(2,5 \dots 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ с}^2/\text{м}^2$.

Величины коэффициентов, определяющих потери в клапанах и параметры заряда в конце процесса наполнения при работе двигателя на номинальном скоростном режиме ($c_n = 9,81 \text{ м/с}$), даны в табл. 2. Из нее видно, что при укороченной фазе впуска минимальные потери в клапанах обеспечиваются при закрытии впускного клапана за 30° п.к.в. до НМТ.

Пятый вопрос – работа газового двигателя на режиме номинальной мощности. Наддув двигателя и повышение степени его сжатия ограничиваются, при прочих равных условиях, одним и тем же явлением – детонацией. Очевидно, что при одинаковых коэффициентах α избытка воздуха и углах φ_a опережения зажигания условия ее возникновения соответствуют определенным значениям давления p_c и температуры T_c заряда в конце сжатия, зависящим от фактической степени ε_ϕ сжатия. Причем при изменении момента закрытия впускного клапана объем V_c сжатия остается постоянным, а объем V_a меняется. Поэтому если пренебречь утечками через поршневые кольца в процессе сжатия, то можно сказать, что отношение p_c / T_c меняется пропорционально ε_ϕ (формула № 11).

И очевидно, что при одной и той же геометрической степени ε сжатия и, следовательно, одним и том

же объеме V_c сжатия это отношение однозначно определяет количество свежего заряда в цилиндре. Причем, что тоже очевидно, p_c / T_c пропорционально плотности ρ_k заряда. Поэтому можно сделать вывод: фактическая степень ε_ϕ сжатия показывает, насколько увеличивается плотность рабочего заряда в процессе сжатия.

Но на параметры рабочего тела в конце сжатия влияет не только фактическая степень ε_ϕ сжатия, а и те же давление p_c и температура T_c заряда в конце наполнения, определяемые протеканием процессов газообмена, в первую очередь, процесса наполнения.

Рассмотрим варианты газового двигателя с одинаковой геометрической степенью ε_ϕ сжатия и одинаковой величиной среднего индикаторного давления p_i . При этом будем считать, что один из двигателей имеет стандартную продолжительность ($\Delta\varphi_{вп} = 230^\circ$ п.к.в.) впуска, а у второго впуск укорочен ($\Delta\varphi_{вп} = 180^\circ$ п.к.в.).

Параметры данных двигателей приведены в табл. 3. Как видим, в первом варианте впускной клапан закрывается через 30° п.к.в. после ВМТ, а во втором – за 30° п.к.в. до ВМТ. Фактическая степень сжатия ε_ϕ у этих вариантов одна и та же.

Среднее индикаторное давление p_i при неизменной величине коэффициента η_V избытка воздуха пропорционально произведению индикаторного КПД на величину заряда в конце наполнения. Но значение первого из этих показателей при прочих равных условиях определяется геометрической степенью сжатия, которая в двигателях рассматриваемых вариантов одинакова. Поэтому и значение индикаторного КПД можно считать одинаковым для обоих двигателей. Величина же заряда в конце наполнения определяется произведением его плотности ρ_k на впуске на коэффициент η_V наполнения. Но, как сказано выше, эффективные охладители наддувочного воздуха позволяют поддерживать температуру заряда во впускном трубопроводе примерно постоянной, независимо от степени повышения давления в компрессоре. Поэтому в первом приближении можно принять, что плотность ρ_k заряда в этом трубопроводе прямо пропорциональна давлению p_k наддува.

В варианте со стандартной продолжительностью впуска и закрытием впускного клапана после НМТ

Таблица 3

$\Delta\varphi_{вп}$, ° п.к.в.	φ_a , ° п.к.в.	p_k , МПа	T_k , К (°С)	p_a , МПа	T_a , К (°С)	ρ_a , кг/м ³
230	30 за НМТ	0,2	313 (40)	0,216	366 (93)	2,05
180	30 до НМТ	0,3	313 (40)	0,191	325 (52)	2,05

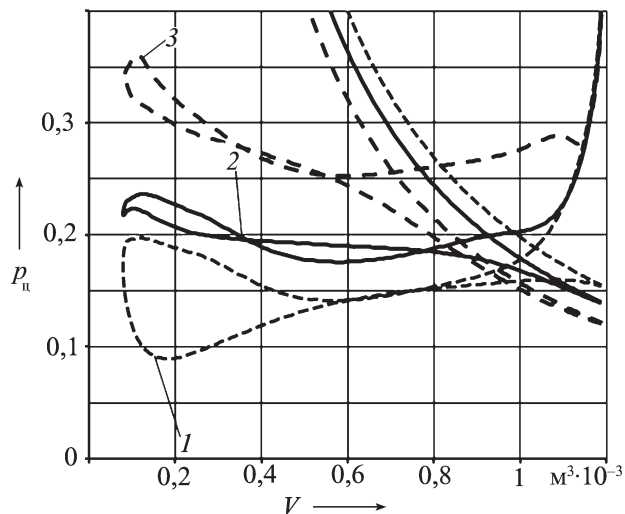


Рис. 6. Диаграмма газообмена в газовом двигателе при различных углах закрытия впускного клапана:

1 – $\varphi_a = 0^\circ$ п.к.в.; 2 – $\varphi_a = 30^\circ$ п.к.в.; 3 – $\varphi_a = 60^\circ$ п.к.в.

коэффициент наполнения на 50 % выше, чем в варианте с укороченным впуском и закрытием впускного клапана до НМТ.

Значит, при уменьшении коэффициента наполнения для поддержания среднего индикаторного давления на заданном уровне необходимо пропорционально, т.е. на те же 50 %, увеличить давление p_k наддува. При варианте с ранним закрытием впускного клапана и давление, и температура заряда в конце наполнения будут на 12 % ниже, чем соответствующие давление и температура в варианте с закрытием впускного клапана после НМТ. А так как в рассматриваемых вариантах фактическая степень сжатия одинакова, то давление и температура конца сжатия в варианте с ранним закрытием впускного клапана будут тоже на 12 % ниже, чем при закрытии впускного клапана после НМТ. Это означает, что при сохранении неизменным среднего индикаторного дав-

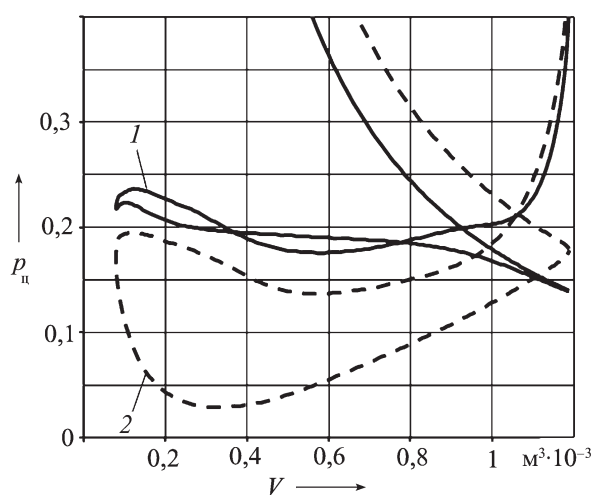


Рис. 7. Диаграммы газообмена в газовом двигателе при $\varepsilon_\phi = \text{const}$:

1 – $\varphi_a = 0^\circ$ п.к.в. до ВМТ; 2 – $\varphi_a = 30^\circ$ п.к.в. до ВМТ

Параметр	№ варианта двигателя		
	1	2	3
Геометрическая степень сжатия	10,0	15,0	15,0
Открытие впускного клапана φ_s , °п.к.в.	21	30	60
Закрытие впускного клапана φ_a , °п.к.в.	37	30 до НМТ	60 до НМТ
Продолжительность открытия впускного клапана, °п.к.в.	238	180	
Степень повышения давления в компрессоре	1,65	2,41	3,44
Давление, МПа:			
трения	0,153	0,153	0,151
насосных потерь	0,024	0,019	0,054
механических потерь	0,177	0,172	0,205
Коэффициент наполнения	0,907	0,611	0,418
КПД:			
индикаторный	0,397	0,426	0,226
механический	0,889	0,891	0,872
эффективный	0,353	0,380	0,373
Давление смеси во впускном трубопроводе, МПа	0,156	0,229	0,331
Температура смеси во впускном трубопроводе, К (°С)	308 (35)	319 (46)	331 (58)
Давление начала сжатия p_a , МПа	0,174	0,174	0,155
Температура начала сжатия, К (°С)	368 (95)	326 (33)	312 (39)

ления вероятность появления детонации в газовом двигателе с укороченным впуском и закрытием впускного клапана до НМТ гораздо меньше, чем в двигателе со стандартной продолжительностью впуска и закрытием впускного клапана после НМТ. Другими словами, это один из способов снижения данной вероятности.

Параметры этих двух вариантов газового двигателя при его работе на номинальном режиме ($N_e = 180$ кВт, $n = 2300$ мин⁻¹) приведены в табл. 4, диаграммы газообмена при различных углах закрытия впускного клапана и одинаковой продолжительности наполнения – на рис. 6, а диаграмма газообмена при одинаковой фактической степени сжатия и разной продолжительности наполнения – на рис. 7.

Из табл. 4 следует, что на режиме номинальной мощности угол закрытия впускного клапана $\varphi_a = 20^\circ$ п.к.в. до НМТ, фактическая степень сжатия $\varepsilon_\phi = 14,2$ и степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 2,41$. При этом обеспечивается минимальный уровень насосных потерь. При более раннем закрытии впускного клапана в связи со снижением коэффициента наполнения требуется существенно (на 43 %) увеличить давление p_k наддува ($\pi_k = 3,44$), что

сопровождается значительным ростом давления $p_{\text{нп}}$ насосных потерь.

При укороченном впуске и раннем закрытии впускного клапана температура T_a заряда в начале такта сжатия вследствие его предварительного расширения на 42 К ниже, чем в случае стандартных фаз впуска. Такое внутреннее охлаждение рабочего тела, сопровождающееся отбором части теплоты от наиболее горячих элементов камеры сгорания, снижает риск детонации и калильного зажигания. Однако коэффициент η_V наполнения при этом уменьшается на треть. Но выгода от такого охлаждения все-таки есть: появляется возможность работать без детонации со степенью сжатия 15 против 10 при стандартной продолжительности впуска.

Несмотря на повышение давления p_k наддува и более высокую степень ϵ_ϕ сжатия в газовом двигателе с укороченным впуском из-за раннего закрытия впускного клапана и, следовательно, более низкого давления p_a начала сжатия среднее давление p_c в цилиндре не увеличивается. Поэтому не повышается и давление $p_{\text{тр}}$ трения. С другой стороны, при укороченном впуске ощутимо (на 21 %) снижается давление $p_{\text{нп}}$ насосных потерь, что приводит к небольшому росту механического КПД.

Реализация более высокой степени сжатия в двигателе с укороченным впуском вызывает рост индикаторного КПД и в сочетании с некоторым ростом механического КПД сопровождается повышением эффективного КПД на 8 %.

Шестой вопрос исследования – организация количественного бездрессельного регулирования мощности газового двигателя на режимах малых нагрузок.

В табл. 5 даны составляющие насосных потерь в рассматриваемом двигателе при стандартных фазах газораспределения в случаях средней ($p_k = 0,1$ МПа) и малой ($p_k = 0,05$ МПа) нагрузок. Из нее видно: для уменьшения величины заряда цилиндра в 2,5 раза при переходе на малую нагрузку давление p_k во впускном трубопроводе необходимо снизить примерно в 2 раза – с 0,1 до 0,05 МПа. При этом вне зависимости от скоростного режима работы двигателя потери на клапанах уменьшаются на 50 %, а суммарные насосные потери за счет дроссельной составляющей, наоборот, возрастают. Этот рост очень сильно зависит от частоты вращения коленчатого вала: при переходе на высокую частоту они возрастают в 2,4 раза, а на низкую – уже в 9 раз.

Баланс дроссельных потерь и потерь на клапанах тоже существенно зависит от скоростного режима двигателя. Так, на номинальном режиме доля дроссельных потерь в общих насосных потерях составляет 80 % (20 % приходится на потери в клапанах), а при снижении скоростного режима доля первых увеличивается до 94 %, а вторых – снижается до 6 %. Поэтому на режимах малых частот вращения коленчатого вала и нагрузок, наиболее характерных для работы автомобильного двигателя в городских условиях, уменьшение именно дроссельных потерь особенно актуально.

Рисунок 8 иллюстрирует изменение на номинальной частоте вращения коленчатого вала параметров газового двигателя с узкими фазами впуска при снижении нагрузки и двух способах регулирования – за счет дросселирования и за счет изменения угла ϕ_a закрытия впускного клапана при повороте впускного кулачка. При первом способе впускной клапан закрывается в НМТ ($\phi_a = 0$), поэтому $\epsilon_\phi = \epsilon = 15$. Снижение нагрузки осуществляется при практически неизменном коэффициенте η_V наполнения за счет уменьшения давления p_k во впускном трубопроводе при дросселировании; при втором – угол опережения закрытия впускного клапана при снижении нагрузки увеличивается от нуля до 60° п.к.в. на холостом ходу. При этом фактическая степень ϵ_ϕ сжатия снижается с 15 до 12. Уменьшение же нагрузки осуществляется при неизменном p_k за счет снижения коэффициента η_V наполнения.

Регулирование с дросселированием сопровождается уменьшением давления p_c конца сжатия и, как следствие, снижением давления $p_{\text{тр}}$ трения. Однако регулирование за счет изменения ϕ_a сопровождается более значительным уменьшением p_c и $p_{\text{тр}}$. Причина – уменьшение фактической степени сжатия.

При первом способе регулирования с дросселированием насосные потери при снижении нагрузки монотонно возрастают, при втором – меняются незначительно и при малых ($p_e = 0,35$ МПа) нагрузках становятся вдвое меньше, чем при регулировании дросселированием. Совокупное снижение потерь трения и насосных потерь при бездрессельном регулировании мощности ведет к повышению механического КПД и, следовательно, улучшению топливной экономичности (по сравнению с регулированием дросселированием на 12...13 %). Для режимов же с низкими частотой вращения коленчатого вала и нагрузкой улучшение топливной экономичности может составить 15...17 %.

Таблица 5

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Давление, МПа					
	наддува	дроссельных потерь	потерь на клапанах	насосных потерь	$p_{\text{др}} / p_{\text{нп}}$	$\Delta p_{\text{кл}} / p_{\text{нп}}$
1200	0,10	0	0,006	0,006	0	1
2300	0,05	0,05	0,003	0,053	0,94	0,06
2300	0,10	0	0,027	0,027	0	1
2300	0,05	0,05	0,013	0,063	0,79	0,21

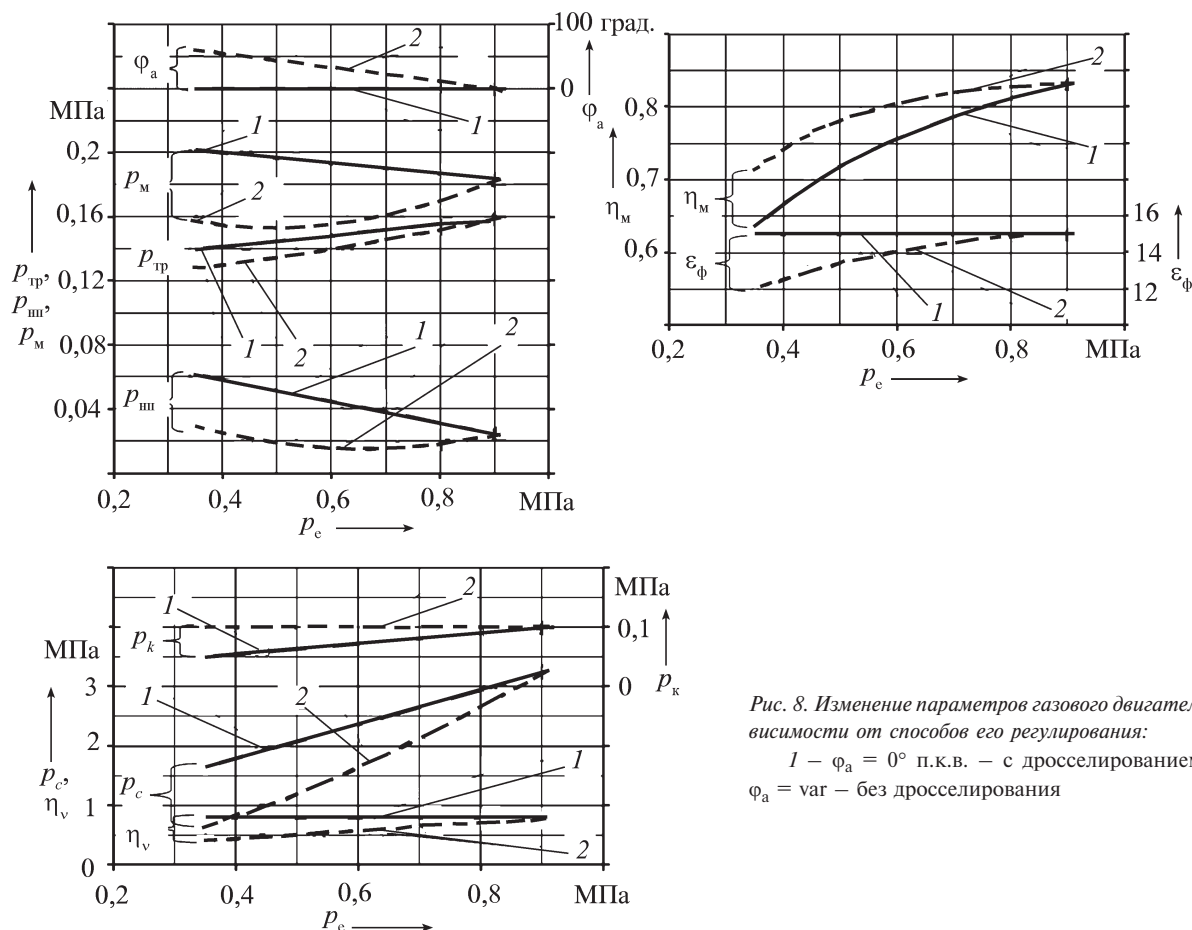


Рис. 8. Изменение параметров газового двигателя в зависимости от способов его регулирования:
 1 – $\phi_a = 0^\circ$ п.к.в. – с дросселированием; 2 – $\phi_a = var$ – без дросселирования

Наконец, последний – седьмой вопрос исследований – управление процессом впуска в газовых двигателях с одним распределительным валом.

"Время–сечение" впускных клапанов любого, в том числе газового, двигателя, в принципе, можно изменять, регулируя высоту их подъема. Однако такой способ достаточно сложен в реализации, поэтому в настоящее время применяется довольно редко. Что же касается управления фазами газораспределения, то оно хорошо отработано за последние 25 лет и широко применяется в серийной продукции большинства автомобильных фирм. Его суть – использование двух распределительных валов и фазовращателей, позволяющих при неизменной продолжительности открытия клапана менять угол его открытия и закрытия. Такое управление практически реализовано. Это газораспределительный механизм "Камин-Кам", разработанный и выпускаемый немецкой фирмой "Махле" [2]. Он содержит (для впускных и выпускных клапанов) два коаксиальных кулачковых вала с двумя фазовращателями и позволяет осуществлять независимое управление фазами впуска и выпуска.

Однако в двигателе же, ставшем объектом исследования, выполненного автором, есть только один распределительный вал, управляющий как впускными, так и выпускными клапанами. Но и для него решение найдено. Дело в том, что на нем управлять нужно

только фазой впуска, что легко обеспечить поворотом только одного впускного распределительного вала. Это возможно осуществить с помощью разнообразных технических решений. Например, применив коаксиальный распределительный вал со стандартным одиночным фазовращателем, не попадающим под патентный "зонтик" "Махле".

Таким образом, результаты проведенных автором исследований говорят о том, что манипулирования фазами газообмена, в первую очередь, фазой впуска, позволяют обеспечить работу газового двигателя, конвертированного из дизеля. Причем без потери его мощности и индикаторного КПД. Более того, количественное бездрессельное регулирование мощности этого двигателя на режимах малых нагрузок, примененное вместо качественного регулирования, позволяет значительно, на 12...17 %, улучшить его топливную экономичность.

Литература

1. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 123 с.
2. Schneider F., Lettmann M. MAHLE CamInCam, die neue Lösung für variable Ventilsteuerzeiten. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Aachen. 2007.

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Канд. техн. наук **Г.Л. АНТИПЕНКО**,
д-р техн. наук **В.П. ТАРАСИК**
Белорусско-Российский университет
(+375.29. 745-34-95)

Проведен ретроспективный анализ этапов развития и автоматизации трансмиссий мобильных машин, а также тенденции и направления совершенствования их конструкций и систем управления.

Ключевые слова: трансмиссия, гидротрансформатор, сцепление, фрикцион, зубчатая муфта, синхронизатор, тормоз-синхронизатор, импульсная система, преселективная коробка передач.

Antipenko G.L., Tarasik V.P.

STATE AND PROSPECTS OF DEVELOPMENT OF TRANSMISSIONS MOBILE MACHINES

Conducted a retrospective analysis of stages of development and automation of transmissions of mobile machines and trends, directions of improvement of the structures and management systems and prospects of development of mechanical, hydro-mechanical and preselected transmissions for mobile machines.

Keywords: transmission, torque converter, clutch, gear coupling, synchronizer, brake-synchronizer pulse system, preselectivnaya transmission.

К трансмиссиям современных мобильных машин предъявляется много требований. И одно из основных — увеличение числа ступеней. Связано оно не столько с необходимостью повышения тягово-скоростных показателей и улучшением плавности движения машины, сколько с ужесточением экологических норм токсичности выхлопа их двигателей: двигатель, чтобы соответствовать современным нормам "Евро", должен выдавать крутящий момент в очень узком диапазоне изменения угловых скоростей вращения коленчатого вала. При этом, разумеется, не отменяются и традиционные требования — такие, как высокий КПД трансмиссии, динамичность разгона машины, легкость управления ею, в том числе в плотных транспортных потоках на городских улицах и т.д. Но с увеличением числа ступеней резко усложняются управление коробкой передач и выбор оптимальных режимов движения. Поэтому разработчики трансмиссий все чаще автоматизируют управление ими. Причем, вариантов автоматизации довольно много, и они зависят от типа трансмиссии.

Так, наиболее приспособлены к автоматизации гидромеханические трансмиссии — трансмиссии, в состав которых входит коробка передач с гидродинамическим преобразователем крутящего момента (гидротрансформатором). Однако с появлением гидротрансформаторов споры о целесообразности их применения в коробках передач не утихают. И неслучайно. У гидротрансформатора помимо его сложности есть и еще один существенный недостаток — невысокий КПД, что обусловлено двойным преобразованием энергии: механической в динамический напор жидкости и обратно в механическую, сопровождающимся неизбежными ее потерями. С другой стороны, в гидромеханической трансмиссии легко увеличить число ступеней, потому что не усложняется ее управление, поскольку исполнительные элементы бортовой систе-

мы управления хорошо приспособлены к взаимодействию с фрикционными или тормозами такой трансмиссии. Поэтому в настоящее время наиболее распространенными автоматическими коробками передач являются именно гидромеханические. Например, в США ими оснащается 98 % выпускаемых легковых автомобилей, в Японии — 60, а в Германии — 30 %.

Основные достоинства таких коробок — бесступенчатое изменение крутящего момента в зависимости от сопротивления движению и скорости машины; упрощение управления за счет исключения педали сцепления; плавный, без прерывания передачи крутящего момента, разгон машины, что повышает ее комфортабельность и проходимость. Кроме того, благодаря демпфирующим свойствам гидротрансформатора увеличивается срок службы деталей трансмиссии, так как он гасит крутильные колебания и поглощает энергию ударов со стороны дороги. К примеру, опыт показывает, что ресурс двигателей, работающих с ГМП, значительно выше, а иногда они расходуют и меньше топлива.

Однако у европейцев мнение другое: они считают, что повышение комфорта, получаемое за счет использования автоматической коробки передач, не оправдывает их высокую стоимость, повышенный расход топлива и ухудшение динамических свойств автомобиля. Поэтому здесь такую коробку устанавливают главным образом по заказу и, как правило, на дорогие легковые автомобили.

Но есть одна область, где расхождений в точках зрения нет. Это область тяжелых мобильных машин, автобусов, карьерных самосвалов. Правда, есть нюансы. Они заключаются в эффективности использования гидротрансформаторов в процессе эксплуатации таких АТС.

Поскольку в гидротрансформаторе диапазон регулирования потока мощности с достаточно высоким КПД небольшой, то за ним устанавливают многоступенчатую коробку передач. Переключение же ступеней в такой коробке можно осуществлять только фрикционными муфтами, так как при разрыве потока мощности турбинный вал гидротрансформатора разгоняется до угловой скорости коленчатого вала двигателя, а выходной, наоборот, замедляется, в результате чего величина относительной угловой скорости соединяемых валов последующей ступени получается значительной. Отсюда необходимость применения фрикционных муфт переключения передач в многоступенчатых коробках мобильных машин, а следовательно, существенное усложнение их конструкции, увеличение массы и габаритных размеров.

Так, в 1970-х гг. были распространены компактные, но не очень экономичные (КПД 80...85 %) трехступенчатые ГМП, в 1980-х — появились более экономичные, но и более громоздкие четырехступенчатые. Желание снизить потери за счет работы гидротрансформатора на более высоких значениях КПД заставило уменьшать его рабочий диапазон и, как следствие, — увеличивать число ступеней в коробке передач и продолжительность работы на заблокированном гидротрансформаторе. Итог: сегодня стандарт — пяти- или шестиступенчатая ГМП, но предла-

гаются уже и семиступенчатые (фирмы "Даймлер-Бенц", "Цанрадфабрик") и даже восьмиступенчатые (фирма "Аллисон" — для карьерных самосвалов). Более того, ведутся работы над 10-ступенчатой ГМП. Понятно, что размеры и масса ГМП при этом еще более возрастают, как и их сложность.

Попытки уменьшить эти негативные последствия за счет замены вальной КП планетарной предпринимались неоднократно. Но они кардинально проблему не решили, поскольку существенно увеличивалась трудоемкость производства и ремонта такой коробки. Кроме того, в планетарной коробке при большом числе ступеней сложно получить необходимый геометрический ряд передаточных чисел.

Между тем выход из сложившегося, по существу, тупицкого положения, есть. Улучшить массогабаритные показатели ГМП можно за счет замены фрикционных муфт зубчатыми: они имеют высокую нагрузочную способность при небольших размерах и массе. Для их включения необходимо одно — обеспечить синхронизацию угловых скоростей включаемых зубчатых полу муфт в пределах $0,1...5,0$ рад/с. Однако обычные инерционные синхронизаторы в этом случае непригодны, поскольку при выравнивании угловых скоростей зубчатых полу муфт гидротрансформатор не прекращает передачу крутящего момента, поэтому синхронизатор не разблокируется. Применение же синхронизаторов без блокирующего звена ухудшает качество процесса переключения, увеличивает динамические нагрузки на заходные кромки зубьев полу муфт, что сказывается на их долговечности.

Но решения этой проблемы уже найдены. Одно из первых — наличие в конструкции ГМП сцепления, разъединяющего двигатель и гидротрансформатор на время переключения ступеней в коробке передач (трактор ДТ-175С). Правда, такая схема трансмиссии не прижилась из-за своей громоздкости. Поэтому появилось второе решение: вместо сцепления применили опорожняемый гидротрансформатор (трактор ВТ-200). Однако вместе с ним появились дополнительные моменты инерции от гидротрансформатора, что потребовало либо установки многодисковых синхронизаторов, сокращающих время переключения передач, либо переключения их на остановках. Кроме того, при опорожнении и заполнении гидротрансформатора возникала кавитация, разрушающая его лопаточную систему.

Таким образом, полная замена фрикционных муфт зубчатыми не получилась. Но выбранное направление оказалось правильным. Свидетельство тому — ГМП военной гусеничной машины (изделие 950). Здесь, чтобы повысить качество процесса включения зубчатых муфт ГМП на остановках, в ее конструкцию включили специальный тормоз-синхронизатор, затормаживающий турбинный вал гидротрансформатора. В ней для технологической передачи (I), реализующей максимальную силу тяги по сцеплению, и для реверса (R—D) использовали зубчатые муфты, включаемые на остановленной машине (рис. 1).

Для управления тормозом-синхронизатором первоначально предполагалось использовать систему,

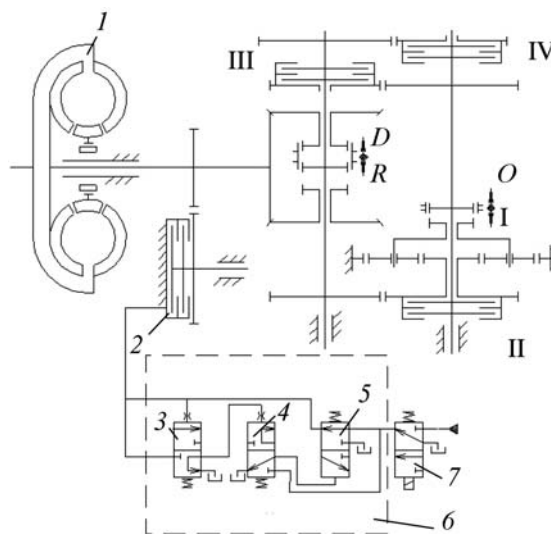


Рис. 1. Гидромеханическая передача с зубчатыми муфтами и тормоз-синхронизатором:

1 — гидротрансформатор; 2 — тормоз-синхронизатор; 3 — ограничитель импульсов давления; 4 — реле выдержки времени; 5 — золотник-переключатель; 6 — устройство формирования импульсов давления; 7 — распределитель

которая давала бы разрешение на включение зубчатой муфты при достижении в процессе затормаживания турбинного вала угловой скорости, равной 5 рад/с. Но время, в течение которого зубчатые полу муфты находятся в диапазоне угловых скоростей от 5 рад/с до полной остановки, где они включаются бесшумно и безударно, было столь малым, что исполнительный механизм не успевал переместить зубчатую полу муфту, связанную с турбинным валом, для включения до ее полной остановки. В результате обе включаемые зубчатые полу муфты оказывались неподвижными, и при несовпадении зубьев одной со впадинами другой процесс включения завершиться не мог. В этом случае нужна не синхронизация угловых полу муфт (формально они синхронизированы), а наоборот, их десинхронизация — принудительное вращение ведущей зубчатой полу муфты с угловой скоростью $0,1...5,0$ рад/с относительно ведомой. Для этого авторами было предложено управлять тормозом-синхронизатором, модулированным по амплитуде и по частоте давлением, с помощью устройства формирования импульсов давления.

Это устройство включает ограничитель амплитуды импульсов давления, устанавливающий пороги изменения давления, при котором тормоз-синхронизатор гарантированно затормаживается и растормаживается; реле выдержки времени, позволяющее ведущей зубчатой полу муфте после растормаживания разогнаться до угловой скорости не более 5 рад/с. Кроме того, в него входит и золотник-переключатель, который попеременно соединяет напорную и сливную гидролинии, позволяя затормаживать и растормаживать турбинный вал гидротрансформатора с частотой 5...10 Гц. При этом величина десинхронизации угловых скоростей включаемых полу муфт находится в диапазоне $0,1...5,0$ рад/с, необходимым для бесшумно-

го и безударного их включения. Но поскольку зубчатые муфты включаются на остановках, то для упрощения конструкции тормоз-синхронизатор можно заменить двумя одновременно включаемыми и выключаемыми фрикционными базовой коробки передач, управляемыми устройством формирования импульсов давления (А.с. № 1496401 А9F16Н47/06).

От идеи замены хотя бы части фрикционных муфт зубчатыми не отказались до сих пор. Так, в ГМП современного форвардера "Амкодор-2661" введены зубчатые муфты, разделяющие транспортный и рабочий диапазоны, переключение которых осуществляется на остановках машины, хотя качество переключения ступеней, по вышеназванным причинам, невысокое.

Для транспортных АТС, из-за разнородности элементов управления фрикционными и зубчатыми муфтами, резко усложняются алгоритмы автоматического управления переключением ступеней, а сложность самих исполнительных устройств сводит на нет эффект от упрощения конструкции ГМП. Поэтому реализация этого направления целесообразна лишь для неавтоматизируемых технологических машин – таких, как малогабаритные вилочные погрузчики, лесотрелевочные машины и др.

На этом возможности совершенствования ГМП по критерию минимизации ее массы и размеров исчерпываются.

А как обстоят дела с механическими трансмиссиями? Они тоже развиваются, хотя отточенная многими десятилетиями эксплуатации механическая коробка передач состоит почти из одних достоинств: она проста, надежна, недорога в производстве и обслуживании, обеспечивает хорошую динамику АТС и небольшой расход топлива. У нее только один недостаток: ручное управление и манипуляции с педалями, что в сложных дорожных условиях или в городском цикле (автобусы и др.) снижает их привлекательность, так как требует значительных затрат времени на переключение ступеней из-за необходимости синхронизации угловых скоростей включаемых зубчатых полумуфт, что в результате всегда ведет к разрыву потока мощности. Поэтому для сокращения времени переключения ступеней до 1...1,5 с и учитывая, что моменты инерции вращающихся масс, связанных с первичным валом коробки передач, у большегрузных АТС достаточно большие, приходится применять многодисковые синхронизаторы, которые по сложности конструкции сопоставимы с фрикционными муфтами. Кроме того, такие коробки гораздо труднее гидромеханических поддаются автоматизации, поскольку требуют существенного изменения самой их конструкции.

Однако и здесь не все безнадежно. Дело в том, что есть два класса машин, где использование механических коробок передач принципиально различно. Это АТС, рассчитанные на движение с большими постоянными скоростями, – прежде всего магистральные автопоезда, эксплуатирующиеся в хороших дорожных условиях, и различные технологические машины.

Для первого из этих классов сравнительно большая (1...1,5 с) продолжительность процесса переключения ступеней не является недостатком, так как при

движении с высокой скоростью накапливается огромная кинетическая энергия, и разрыв потока мощности за это время на дорогах с небольшим сопротивлением движению при переключении ступеней на скорости движения практически и не сказывается. Поэтому автоматизация таких трансмиссий сводится к автоматизации сцепления и разработке исполнительного механизма переключения зубчатых муфт коробки. Правда, здесь сразу возникает проблема: откуда брать необходимую для этого энергию. Устанавливать гидронасос, который создает давление 1...2 МПа, позволяющее создать компактную систему управления, можно. Но он снизит КПД трансмиссии. Использовать разряжение во впускном коллекторе двигателя (если он не турбирован) или давление воздуха от пневмопривода тормозов тоже не выход: и то и другое приведет к тому, что система управления станет громоздкой и малопривлекательной. Электрический привод, конечно, более приемлем, но у него энергоемкость недостаточна. Поэтому распространение на автопоездах получили не автоматические, а полуавтоматические механические трансмиссии, у которых автоматизируют только сцепление, что при нынешнем уровне развития электроники каких-либо особых трудностей не представляет. Главное же, такие системы управления способны сформировать наиболее выгодные, с минимальным буксованием, режимы работы фрикционного сцепления при разгоне машины, регулируя момент трения сцепления по заданной характеристике изменения частот вращения коленчатого вала двигателя и ведущего вала коробки передач, при сохранении высоких тягово-скоростных ее свойств. В этом случае за водителем сохраняется лишь одна функция: он управляет только педалью подачи топлива.

Примером такой системы управления могут быть коробка "Драйв-Матик" немецкой фирмы "Петри унд Лер" и сервофрикцион S итальянской фирмы "Гуидосимплекс", где на период переключения передач и при снижении частоты вращения коленчатого вала до уровня холостого хода двигателя сцепление выключается принудительно.

Интересна с этой точки зрения и система автоматического управления английской фирмы "Аутоматив Продакт": она выключает сцепление, как только водитель берет за рычаг переключения передач, и включает его, когда переход на очередную ступень закончится. В этом случае на время переключения передач дроссельная заслонка двигателя с помощью шагового электродвигателя (актуатора) для выравнивания скоростей при изменении передаточного числа коробки передач автоматически переводится в нужное положение. То есть такая автоматизированная ступенчатая коробка передач (ASG) занимает промежуточное положение между ступенчатыми коробками с ручным и автоматическим управлением.

О своем желании переключить передачу водитель сообщает простым нажатием клавиши или перемещением рычага. Электроника проверяет, соответствует ли частота вращения коленчатого вала двигателя и его нагрузка диапазону, подходящему для процесса переключения, самостоятельно выбирает необходи-

мый момент переключения и управляет исполнительными элементами. И поскольку блок управления постоянно учитывает рабочие характеристики двигателя и внешние нагрузки, ASG может переключать передачи более экономично, чем это в состоянии сделать самый опытный водитель. Но у этих КП имеется недостаток – прерывание потока мощности при переключении.

Автоматические коробки передач иногда называют роботизированными. Название свидетельствует о том, что водитель и условия движения формируют только входную информацию для системы управления, а работой коробки руководит электронный блок с определенным алгоритмом управления. Простой "робот" – обычная механическая коробка, дополненная блоком управления и двумя гидравлическими или электрическими приводами, один из которых выключает и включает сцепление, а второй – управляет механизмом переключения передач.

При гидравлическом приводе ступени переключаются с помощью гидроцилиндров, которые управляются электромагнитными клапанами. Такой вид привода еще называют электрогидравлическим. Его недостаток – необходимость постоянного поддержания давления в системе, а значит, большие затраты энергии. Но, с другой стороны, он – быстрый. Некоторые роботизированные коробки передач с таким приводом, устанавливаемые на спортивные автомобили ("Феррари", "Ламборджини" и др.), имеют время переключения передач, не превышающее 0,05...0,06 с. Эти качества определяют область применения "роботов" с гидравлическим приводом – на дорогих автомобилях.

В электрическом приводе исполнительными органами служат сервомеханизмы (электродвигатель и механическая передача). В ряде конструкций "роботов" с таким приводом используется гидромеханический блок с электродвигателем для перемещения главного цилиндра привода сцепления.

Электрический привод отличает невысокая скорость работы (время переключения передач 0,3...0,5 с) и меньше, чем у гидравлического, энергопотребление. Кроме того, электрические исполнительные элементы значительно удобнее гидравлических, и это не в последнюю очередь благодаря тому, что обеспечить электропитание в автомобиле достаточно просто, поэтому в настоящее время наблюдается очевидная тенденция к переходу именно на такой привод.

Все роботизированные коробки передач имеют режим ручного переключения ступеней. Модульное устройство таких коробок позволяет предлагать их или с автоматизацией, или без нее. Конструкция механической части остается без изменений, а сцепление и механизм переключения передач можно полностью автоматизировать. При этом необязательно, чтобы и сама коробка, и устройство для ее автоматизации были производства одной фирмы. Например, автоматическая коробка "Сенсо Драйв", устанавливаемая на автомобилях "Ситроен С2" и "Ситроен С3", состоит из самой коробки разработки фирмы "Ситроен" и авто-

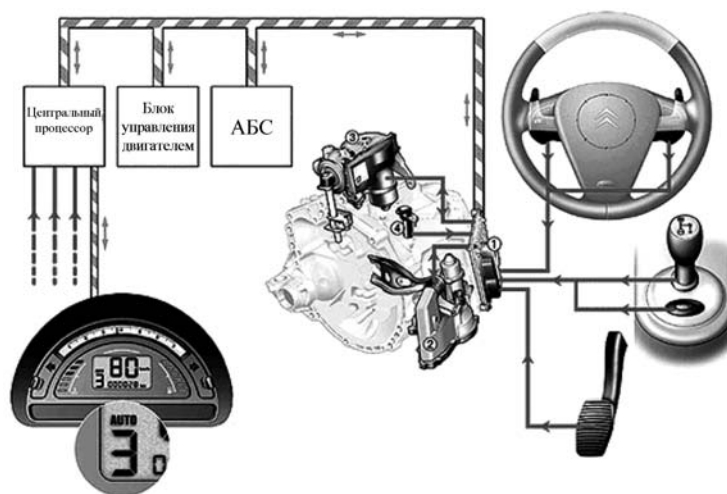


Рис. 2. Роботизированная коробка передач

матизирующего модуля, поставляемого фирмой "Цанрадфабрик" (рис. 2).

Основным недостатком роботизированных коробок передач является сравнительно большое время переключения передач, что приводит к рывкам и провалам в динамике колесной машины и, соответственно, снижает уровень комфортности управления ею. Поэтому при переключении ступеней в механических коробках передач управление двигателем и сцеплением все чаще передают бортовому компьютеру. Так, в 1996 г. создана автоматическая ступенчатая механическая коробка передач с гидравлическим приводом исполнительных механизмов, время переключения ступеней у которой составляет всего лишь 80 мс (высокомощный спортивный БМВ М3). Недостаток – высокая цена, связанная с наличием дополнительного гидравлического контура. Сложность и дороговизна такой системы сводит на нет преимущества в экономичности.

Для второго класса мобильных машин (лесовозы, трейлеры, краны), тракторов с механической коробкой передач и т.п., где важно обеспечить переключение ступеней за минимальный промежуток времени или без разрыва потока мощности, применяют коробки с переключением ступеней фрикционными муфтами, а если требуется большое число передач – базовую коробку с фрикционными муфтами и диапазонную коробку с переключением диапазонов зубчатыми муфтами (трактор К-700). Но поскольку при выключенных фрикционных муфтах имеется момент поводок (остаточный момент трения), раскручивающий входной вал диапазонной коробки, то она также оснащается тормозом-синхронизатором, который затормаживает корпус фрикциона, связанного с ведущим валом коробки. Но в этом случае при переключении диапазона на остановленной машине возникает проблема включения зубчатых муфт при неподвижных валах. Однако она решаемая: для облегчения переключения диапазонов создана (А.с. № 1652119 А1 В60К20/00) импульсная система, обеспечивающая не-

обходимую величину десинхронизации угловых скоростей включаемых зубчатых полумуфт.

В таких и подобных им условиях актуальной становится система активной синхронизации, в которой ведущий и ведомый валы коробки передач на время переключения охватываются, например, гидравлической связью, пропорциональной передаточному числу включаемой ступени (пат. № 1498 F16H3I12, РБ). Для этого при наличии бортового компьютера угловую скорость первичного вала коробки можно регулировать с помощью шагового электродвигателя, анализируя относительные угловые скорости ведущего и ведомого валов в переходном процессе, как это предложено фирмой "Вольво". Что позволяет переключать ступени механических коробок с минимальным разрывом потока мощности.

Решением проблемы разрыва потока мощности при переключении передач является также и реализация идеи, предложенной еще в 1935 г. А. Кегрессом: выполнять механические передачи с двумя сцеплениями или, как их называют, передачи с двухпоточным сцеплением (DKG) (хотя такое название не совсем точно: поток мощности в них всегда один).

Такая передача состоит из двух механических коробок — для четных и нечетных ступеней, и каждая из них обслуживается своим сцеплением. И так как ступени включаются заблаговременно, то у такой коробки есть и еще одно название — преселективная. Если у нее передачи выключаются последовательно, то на это тратятся миллисекунды.

Таким образом, передача Кегресса сочетает в себе положительные качества коробки передач с фрикционными муфтами переключения (малое время переключения и возможность переключения без разрыва потока мощности), компактность и высокую надежность зубчатых муфт. Но главное, они сравнительно легко поддаются автоматизации, поскольку одна коробка переключает четные передачи, а вторая — нечетные, и всегда имеется возможность предварительного выбора последующей передачи и переключения без разрыва потока мощности, выключая одно сцепление и включая другое.

Передачи с двумя сцеплениями — изобретение, открытое давно. Но раньше их применяли только в автомобильном спорте, потому что несовершенство систем делало их непригодными для автомобилей массового производства. Теперь решение проблемы найдено: фирма "Борг Ворнер" создала для автомобилей фирмы "Фольксваген" систему управления и пластинчатое двухдисковое сцепление, работающее в масляной ванне (мокрое сцепление) и позволяющее переключать передачи без разрыва потока мощности. Кроме того, два "мокрых" сцепления с гидравлическим управлением обладают большой теплоемкостью и обеспечивают лучшие характеристики при переключении, чем сцепления "сухие". Поэтому "Фольксваген" и запустил такую трансмиссию в серийное производство под названием "Директшальтгетрибе—DSG" и с 2003 г. устанавливает шестиступенчатый ее вариант на автомобилях "Гольф". Сцепления и вилки переключения передач на этом автомобиле имеют гидрав-

лический привод от интегрированного в коробку передач механикоэлектронного (мехатронного) блока управления.

То же самое сделала со своим автомобилем "ТТЗ.3" и фирма "Ауди". Более того, обе эти фирмы планируют в ближайшие годы заменить все применяемые в настоящее время автоматические трансмиссии передачами с двойным сцеплением. Потому что трансмиссия DSG способствует сокращению расхода топлива, делает включение ступеней более плавным и имеет повышенную, по сравнению с автоматической гидромеханической трансмиссией, надежность. Сначала такими трансмиссиями будут оснащать все переднеприводные автомобили с поперечно расположенным двигателем, а потом — и с продольным его расположением. Специалисты считают: к 2015 г. автоматические преселективные коробки передач займут примерно 29 % рынка Европы.

Традиционное расположение муфт сцепления перед коробки передач требует применения полых валов, а необходимость установки синхронизаторов на каждую ступень для обеспечения плавного включения передачи усложняет и удорожает конструкцию и обслуживание трансмиссии (рис. 3) [1]. Но такие коробки создают водителю максимальный комфорт, обеспечиваемый современной автоматической гидромеханической трансмиссией, а автомобилю — невысокий расход топлива, КПД и динамику разгона, характерные для механической коробки, и, кроме того, переключение передач без рывков и разрыва потока мощности. Поэтому понятно, что новые концепции коробок передач не смогут быстро вытеснить автоматические гидромеханические передачи. Такие качества, как высокий уровень комфорта и способность передавать значительный крутящий момент — гарантия существования последних. Прежде всего в сегменте высокомоментных автомобилей. Дело в том, что анализ тенденций развития трансмиссий мобильных машин показал: в этом сегменте в обозримом будущем альтернатив ГМТ нет, но механическая их часть должна претерпеть существенные изменения, цель которых — замена части фрикционных муфт зубчатыми, автоматизация процессов управления и переключения ступеней. И предпосылки для этого имеются: на легковых автомобилях появляются преселективные передачи, управляемые бортовыми компьютерами.

Вообще говоря, гидромеханические преселективные трансмиссии известны давно, с 1984 г. (пат. № 4488446, США). Но использование полых валов, необходимость применения синхронизаторов и специальных приводов для включения зубчатых муфт наряду с системой управления фрикционными четных и нечетных передач нивелировало преимущества таких трансмиссий, и широкого распространения они не получили. Но этих недостатков можно избежать. Например, на рис. 4 приведена кинематическая схема преселективной (пат. № 12526 P16H3/08 РБ) коробки передач, разработанная для тяжелых мобильных машин. Особенность данной схемы состоит в том, что она содержит четыре параллельных вала: ведущий 1, на котором установлены фрикционы 4 и 6

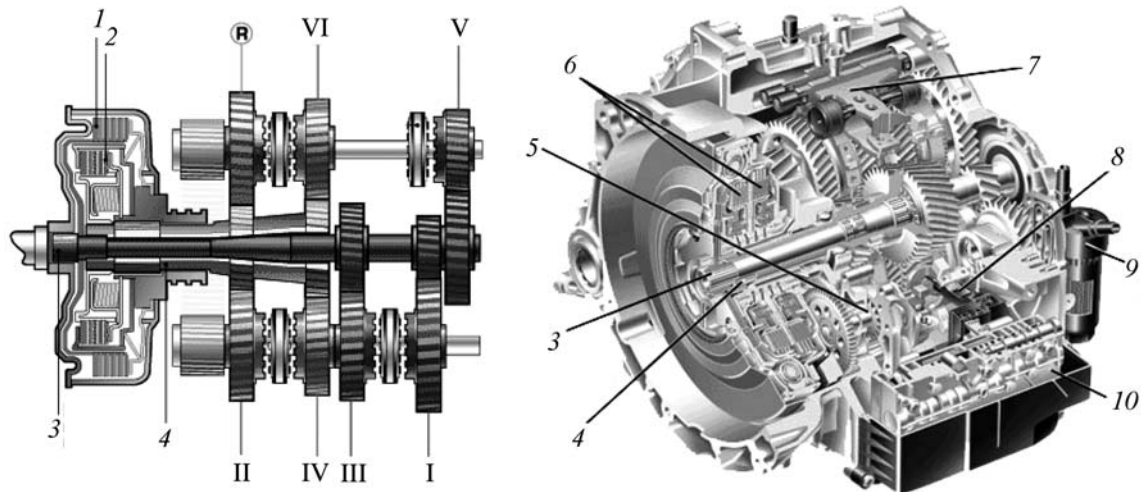


Рис. 3. Схема и конструкция преселективной автоматической коробки передач:

1 – "нечетное" сцепление; 2 – "четное" сцепление; 3 – вал "нечетного" сцепления; 4 – вал "четного" сцепления; 5 – масляный насос; 6 – "мокрые" сцепления; 7 – механизм переключения с гидроприводом; 8 – датчик положения шестерни; 9 – масляный фильтр; 10 – блок управления

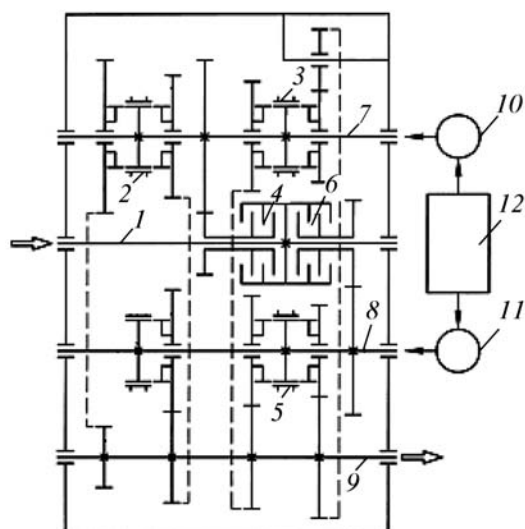


Рис. 4. Схема преселективной коробки передач с системой активной синхронизации муфт:

1 – ведущий вал; 2, 3 – зубчатые муфты нечетных передач; 4, 6 – фрикционы нечетных и четных передач; 5 – зубчатая муфта четных передач; 7, 8 – промежуточные валы; 9 – ведомый вал; 10, 11 – устройства активной синхронизации; 12 – электронный блок

нечетных и четных передач; промежуточные 7 и 8 и ведомый 9 валы. На промежуточных валах установлены дистанционно включаемые зубчатые муфты 5, 2 и 3 четных и нечетных передач с устройствами активной синхронизации 10, 11 их угловых скоростей,

управляемыми от бортового компьютера 12. Это существенно упрощает конструкцию коробки передач, поскольку позволяет исключить из нее все синхронизаторы, заменив их двумя устройствами активной синхронизации 10, 11, связанными с валами четных и нечетных передач. Эти передачи управляются бортовым компьютером, обеспечивая быструю синхронизацию угловых скоростей зубчатых полумуфт смежной передачи при подготовке к включению высшей или низшей ступени (в зависимости от того, разгоняется машина или снижает скорость движения). После завершения подготовительного этапа включения новой передачи окончательный этап выполняется фрикционной муфтой 4 при одновременном выключении второй муфты 6 или наоборот, в зависимости от того, какой фрикцион был включен. Затем выключается зубчатая муфта предыдущей передачи, и система ожидает следующей команды.

В перспективе такая коробка передач с гидротрансформатором или без него придет на смену вальным и планетарным гидромеханическим передачам с фрикционными муфтами и тормозами переключения ступеней, что должно существенно улучшить их массогабаритные показатели и повысить надежность в эксплуатации. Это особенно актуально для выпускаемых в РБ карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности.

Литература

1. Обзор концепций современных коробок передач // Автостроение за рубежом. 2006. № 12.

ИМПУЛЬСНЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ СИСТЕМЫ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

Д-р техн. наук **В.И. САРБАЕВ**, канд. техн. наук **Ю.В. ГАРМАШ**, **Т.С. ВАЛОВА**
МГИУ, Современный ТИ, г. Рязань (4912. 30-06-30),
Рязанское военное воздушно-десантное командное училище

Предлагается инновационная система впрыскивания топлива для автомобильного бензинового двигателя, обеспечивающая значительное уменьшение времени срабатывания форсунки.

Ключевые слова: *впрыск топлива, время срабатывания, электромагнит, быстродействие.*

Sarbaev V.I., Garmash Yu.V., Valova T.S.

PULSE CONVERTER OF PARAMETERS ELECTRIC ENERGY IN SYSTEMS OF INJECTION OF FUEL

The innovational system of injection of fuel of the automobile engine of the internal combustion, providing significant reduction of time of operation of an atomizer is offered.

Keywords: *injection of fuel, time of operation, an electromagnet, speed.*

Системы впрыскивания топлива повышают топливную экономичность и снижают токсичность отработавших газов, оптимизируют процесс смесеобразования в ДВС [1]. Однако они сложнее в изготовлении и обслуживании систем карбюраторной топливоподачи, поскольку содержат гораздо больше подвижных прецизионных механических элементов и электронных устройств. Тем не менее в последние годы их применение стало массовым, так как их достоинства превышают их недостатки.

Такие системы, в принципе, могут быть двух типов: с центральным и распределенным впрыскиванием топлива. Для первого типа характерна подача топлива во впускной коллектор, для второго – в зону впускного клапана каждого цилиндра. При этом распределенное впрыскивание может происходить без согласования момента впрыскивания с процессами впуска воздуха в каждый цилиндр (несогласованное впрыскивание) или каждой форсункой в определенный момент времени, согласованный с открытием соответствующих впускных клапанов цилиндров (согласованное впрыскивание). Но второй тип предпочтительнее. Он обеспечивает хорошую приемистость автомобиля, надежность пуска, ускоряет прогрев, повышает мощность двигателя.

Однако у таких систем погрешность дозирования топлива больше, чем у систем центрального впрыскивания. Дело в том, что при центральном впрыскивании топлива во впускной коллектор подается много, а при распределенном цикловые подачи форсунок невелики. И если в первом случае идентичность составов топливовоздушной смеси по цилиндрам в большей степени зависит от неравномерности дозирования топлива форсунками, то во втором дозировать его коли-

чество при малых цикловых подачах очень трудно. Ведь основное время $t_{впр}$ впрыскивания топлива форсункой – время для получения смеси с теоретически необходимым коэффициентом избытка воздуха. Значит, чтобы компенсировать неравномерность цикловых подач, есть два способа: "подогнать" количество воздуха, поступающего в цилиндр за цикл, под каждую цикловую подачу топлива форсункой или сокращать $t_{впр}$.

На практике делается и то и другое. Количество воздуха за цикл рассчитывается блоком управления по данным датчика расхода воздуха и частоты вращения коленчатого вала двигателя, а $t_{впр}$ корректируется по напряжению питания форсунки, температурам охлаждающей жидкости во время прогрева двигателя и воздуха на впуске.

Однако такая корректировка не всегда обеспечивает нормальную работу ДВС на всех его режимах. Именно поэтому для каждой модели автомобиля и двигателя существуют свои форсунки, а работа по их совершенствованию идет постоянно. При этом разработчикам приходится решать множество задач. Дело в том, что работа электромагнитной форсунки связана с одновременным протеканием механических, электромагнитных и гидравлических процессов. И обеспечить все требования, предъявляемые к данному топливоподающему устройству (равномерность подачи топлива по цилиндрам, нелинейность характеристики дозирования топлива в пределах 2...5 % на протяжении всего срока службы, надежность функционирования в импульсном режиме с частотой от 10 до 200 Гц и даже выше, режиме при вибрации двигателя и повышенных температурах [2]), действительно крайне сложно и главная из этих задач – сокращение $t_{впр}$ с тем, чтобы свести к минимуму колебания цикловых подач.

Рассмотрим возможные пути ее решения. В корпусе форсунки расположен запирающий элемент клапана, прижимаемый к седлу пружиной. Когда электронный блок управления подает на обмотку электромагнита электрический импульс прямоугольной формы определенной длительности, запирающий элемент перемещается, преодолевая сопротивление пружины, открывает отверстие распылителя и топливо поступает в двигатель. После прекращения электрического сигнала запирающий элемент под действием пружины возвращается в седло. То есть количество топлива, впрыскиваемого форсункой за цикл (при постоянстве давления в подводящем трубопроводе), должно зависеть только от длительности управляющего импульса. Но в реальной форсунке картина совершенно другая: время открытого состояния клапана не совпадает с длительностью импульса, задаваемого блоком управления. Потому что после подачи этого импульса в обмотке электромагнита форсунки возникает ток самоиндукции, препятствующий нарастанию магнитного потока в системе, а при прекращении подачи управляющего импульса сохраняющийся из-за самоиндукции магнитный поток препятствует быстрому отпуску запирающего элемента. В итоге продолжительность цикловой подачи увеличивается, что не может не сказаться на качестве смесеобразования.

Конечно, тем, кто разрабатывает форсунки, все это хорошо известно, поэтому они предпринимают меры по повышению быстродействия электромагнитных форсунок. В частности, уменьшают индуктивность их обмотки. Но при этом уменьшается активное сопротивление и увеличивается потребляемый ею ток. То есть данное решение – не из лучших. А других пока нет. Поэтому абсолютное большинство авторов публикаций считает, что задача уменьшения срабатывания времени электромагнитной форсунки в настоящее время остается пока нерешенной [2 и др.].

И это действительно так. Применяемые электронные системы управления впрыскиванием топлива программного типа, содержащие постоянное запоминающее устройство, в котором хранится характеристика управления, работают по заранее заданному закону управления. Отсюда и их недостатки: они не учитывают индивидуальных особенностей двигателя и изменения его параметров в процессе эксплуатации, слабо корректируют быстродействие системы и не менее слабо обеспечивают ее помехоустойчивость.

Чтобы оценить возможности устранения этих недостатков и прежде всего возможности регулирования времени

№ формулы	Формула	Примечания
1	$U = iR + \frac{d\psi}{dt}$	U – напряжение источника питания цепи обмотки; i – мгновенное значение тока в обмотке; R – сопротивление цепи обмотки; ψ – мгновенное значение полного потокосцепления обмотки; t – время
2	$t_n(t) = \frac{U \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}}\right)}{R} = \frac{U \left(1 - e^{-\frac{tR}{L_i}}\right)}{R}$	L_i – начальная индуктивность, найденная при исходном значении зазора в магнитной цепи форсунки
3	$t_k(t) = \frac{U \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_k}}\right)}{R} = \frac{U \left(1 - e^{-\frac{tR}{L_k}}\right)}{R}$	–
4	$t_{тр} = \frac{L}{R} \ln \left(1 - \frac{\delta_n R}{NU} \sqrt{\frac{2F_y}{\mu_0 S}}\right)$	δ_n – ширина воздушного зазора электромагнита форсунки; N – число витков ее электромагнита; F_y – сила упругости пружины; μ_0 – магнитная постоянная вакуума; S – площадь поперечного сечения электромагнита форсунки

срабатывания форсунки, начнем с некоторых общих вопросов расчета переходных процессов на примере подключения последовательного контура, RLC-цепи, к источнику постоянной электродвижущей силы.

Принято считать, что переходный процесс в такой цепи можно рассматривать состоящим из двух накладывающихся друг на друга процессов – установившегося и свободного (имеет место только во время переходного режима и благодаря свободным составляющим в нем достигается непрерывное приближение к установившемуся режиму).

Именно второй процесс, очевидно, и представляет наибольший интерес. Поэтому на нем и остановимся. За время $t_{ср}$ срабатывания электромагнита примем, как это обычно делается, продолжительность действия от момента подачи управляющего импульса до момента окончания перемещения якоря электромагнита из одного крайнего положения в другое. Очевидно, что это время тоже можно разделить на две составляющие – время $t_{тр}$ трогания (промежуток времени с момента подачи импульса на обмотку электро-

магнита до момента начала движения якоря) и время $t_{дв}$ движения (промежуток с момента начала движения якоря до полной его остановки во втором крайнем положении).

При включении обмотки электромагнита переходный процесс будет определяться формулой № 1 (см. таблицу). Решив ее, получим известное уравнение для тока I_n при постоянной начальной индуктивности L_n ($L_n = \text{const}$) и исходном зазоре (формула № 2). Для конечной же индуктивности L_k при конечном значении зазора значение тока I_k в магнитной цепи форсунки по аналогии получаем из формулы № 3.

Расчетная осциллограмма тока для ненасыщенного электромагнита показана на рис. 1 сплошной линией, экспериментальная осциллограмма тока форсунки имеет такой же вид.

Как видим, до начала движения якоря ток в обмотке форсунки изменяется согласно формуле № 3 (на осциллограмме это изменение соответствует кривой 1) с постоянной времени τ_n . По истечении времени $t_{тр}$ трогания начинается движение якоря, и ток изменяется по кривой ab , соответствующей движению якоря электромагнита. В литературе [2] отмечается, что при работе на обедненных смесях и на высоких частотах вращения коленчатого вала ДВС время $t_{ср}$ срабатывания должно быть не более 0,3 мс, а точка b , лежащая на кривой 2, соответствует полному времени срабатывания.

Приведенные выше формулы позволяют получить выражение для времени $t_{тр}$ трогания якоря электромагнита (формула № 4), анализ которого показывает, что $t_{тр}$ зависит как от напряжения и питания, так и от активного сопротивления R обмотки. Причем

зависит по-разному: при увеличении U время $t_{тр}$ возрастает, а при повышении R , наоборот, уменьшается.

Казалось бы, задача повышения быстродействия форсунки решается элементарно: достаточно к обмотке форсунки последовательно подключить дополнительное активное сопротивление. Однако такое решение – ошибочное: при возрастании R время $t_{ср}$ срабатывания форсунки действительно снижается. Но, к сожалению, снижается и надежность срабатывания, что обусловлено уменьшением значения установившегося в обмотке тока.

Компенсировать это уменьшение можно только повышением напряжения в цепи лишь с помощью повышающего преобразователя, подключив его в цепь форсунки, например, так, как показано на рис. 2. При этом следует иметь в виду, что напряжение на форсунке должно быть максимальным именно в момент поступления импульса управления: это позволит обеспечить наибольшую скорость $\frac{di}{dt}$ нарастания то-

ка и, соответственно, уменьшить время $t_{ср}$ срабатывания форсунки. Но после завершения процесса срабатывания форсунки в повышенном напряжении нужды уже нет. Оно должно быть таким, чтобы обеспечивать удержание

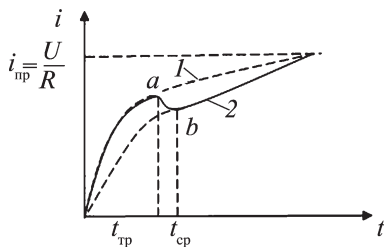


Рис. 1. Осциллограмма тока при ненасыщенной магнитной цепи:

1 – переходной процесс при наличии зазора в магнитной цепи; 2 – переходной процесс при перемещенном якоре (зазор в магнитной цепи отсутствует)

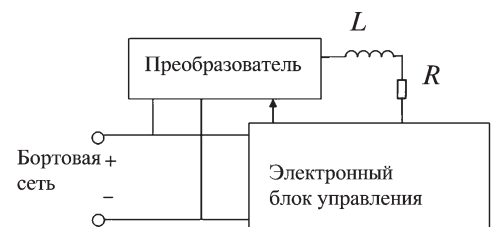


Рис. 2. Подключение форсунки к бортовой сети через преобразователь параметров электрической энергии

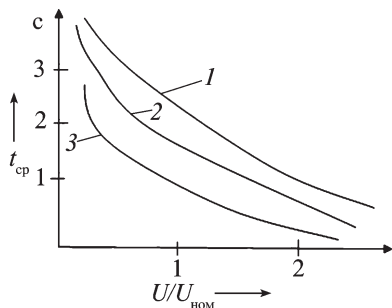


Рис. 3. Экспериментальные зависимости времени срабатывания форсунки от напряжения питания при различных сопротивлениях ее цепи форсунки:

1 – $R = R_{исх}$; 2 – $R = 7,6 \text{ Ом}$; 3 – $R = 19,5 \text{ Ом}$

электромагнита до момента окончания управляющего импульса. Следовательно, преобразователь напряжения должен быть управляемым. Более

того, напряжение на форсунке следует регулировать в зависимости от режима работы ДВС [3].

Что касается электрической схемы повышающего преобразователя, то она, в принципе, может быть любой. Например, построенной по пат. № 2365886 РФ.

Таковы теоретические соображения. Чтобы проверить их правильность, авторы провели соответствующие экспериментальные исследования, в ходе которых время $t_{ср}$ срабатывания форсунок определялось по месту расположения характерного изменения тока на осциллограмме (см. рис. 1). Полученные зависимости времени $t_{ср}$ срабатывания форсунок от напряжения и питания при различных сопротивлениях R , дополнительно включенных в цепь питания форсунок, приведены на рис. 3, из которого следует, что при дополнительном сопротивлении в цепи форсунки, рав-

ном 19,5 Ом, $t_{ср}$ уменьшается, по сравнению с исходным, в 5 раз и составляет около 500 мкс. Это означает, что предлагаемый сравнительно простой способ уменьшения $t_{ср}$ электромагнитной форсунки без существенных затрат обеспечивает плавное регулирование скорости ее срабатывания. В том числе и при изменении режима работы двигателя. Причем без изменения режима работы электронных блоков управления системами впрыскивания топлива и зажигания.

Литература

1. Автомобильный справочник "Бош": пер. с нем. М.: За рулем, 1999. – 895 с.
2. Будыко Ю.И. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей: учебное пособие. Л.: Машиностроение, 1975. – 192 с.
3. Bosh. Системы управления бензиновыми двигателями: пер. с нем. М.: За рулем, 2005. – 432 с.

УДК 629.113.066(075)

АВТОМАТИЗАЦИЯ БЕЗОПАСНОГО ОСВЕЩЕНИЯ АТС ВСТРЕЧНЫМ ТРАНСПОРТОМ

Д-р техн. наук **Д.Ф. МАМЕДОВ**,
канд. техн. наук **С.К. ОРУДЖЕВ**
Сумгаитский ГУ (994.70. 664-40-09)

Рассматриваются системы управления и контроля безопасности освещения автомобиля, основанные на принципах поляризации света.

Ключевые слова: поляризация света, освещение автомобиля, программируемый логический контроллер, турмалин.

Mamedov D.F., Orujev S.K.

AUTOMATION OF SECURE ILLUMINATION OF AUTOMOBILE

Control system for secure illumination of automobile on the base of polarization of light is considered.

Keywords: light polarization, automobile illumination, programming logical controller, tourmaline.

Вождение АТС в ночное время – один из наиболее опасных его вариантов. Во-первых, их собственные фары не могут дать той освещенности полосы движения, которую обеспечивает дневной свет; во-вторых, фары встречных АТС могут ослепить водителя. С этими вредными для безопасности движения явлениями борются и производители автомобильной техники, и организаторы дорожного движения. Первые создают все более мощные по светоотдаче источники света (лампы) для фар, ограничивают направленность их световых потоков, а вторые следят за соблюдением заводских регулировок этой направленности, включают в ПДД требования переключать дальний свет фар на ближний при сближении со встречным АТС. Тем не менее проблема остается нерешенной. При ночном вождении дальний свет встречных АТС как слепил, так и продолжает слепить водителей, на какое-то время выводя из строя передние и задние камеры сетчатой оболочки и нервные клетки их глаз. Тем более что в последние годы, повторяем, источники света (галогенные и другие новые лампы) в фарах становятся все более мощными.

Как всегда, такие критические ситуации пытаются "развести" изобретатели. И одно из последних их предложений – поляризованные очки. Их линзы, как утверждается, улучшают остроту зрения за счет приглушения бликов от поверхностей. Но, к сожалению, ночью и в сумерках, когда освещение, создаваемое фарами, не обеспечивает видимость, равноценной дневной, поляризованные лампы еще больше уменьшают количество света, поступающего в глаза. Следовательно, снижают видение дорожной ситуации. Кроме того, они вредны еще и тем, что создают иллюзию лучшего видения этой ситуации, хотя на самом деле позволяют видеть только отдельные предметы, находящиеся в световой полосе, которую создают фары, одновременно повышая напряжение глаза.

Есть и другие столь же "полезные" предложения. Например, некоторые фирмы поставляют на рынок очки с тонированными линзами, позиционируя их как универсальные или как предназначенные для ночного вождения. Но эти очки еще хуже поляризованных, поскольку просто видят свет фар, отраженный и от дорожной поверхности, и от любых других препятствий.

В этой связи становится очевидным: необходимы новые, построенные на нетрадиционных принципах системы обеспечения безопасного ночного видения при дальнем свете фар АТС. И поиск таких технических решений ведут многие специалисты. Причем безуспешно. Например, некоторые из них, в том числе авторы данной статьи, исходят из того, что при ночном освещении встречным АТС лучи света, излучаемые их фарами, воздействуют на глаза водителя прямолинейно, считают, что для максимального обезвреживания этого воздействия необходимо использовать метод прямолинейной поляризации света. Причем использовать не с помощью поляризованных очков (это тупиковый путь), а применив анизотропные в отношении колебаний электрического вектора (например, некоторые кристаллы) среды. И здесь не нужно "изобретать велосипед": природные кристаллы-поляризаторы давно известны и широко применяются при различных исследованиях. Это, в частности, турмалин [1], который сильно поглощает световые лучи, с электрическим вектором, перпендикулярным оптической оси. И, наоборот, практически не поглощает лучи электрический вектор, который параллелен

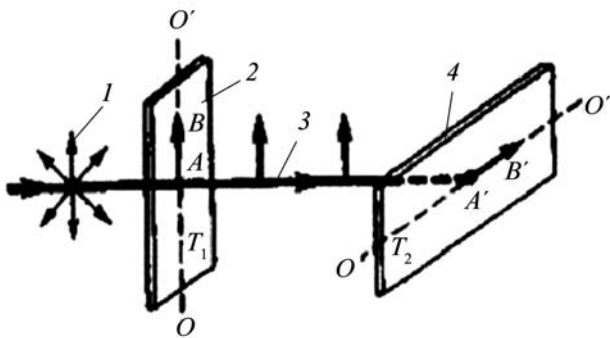


Рис. 1. Схема поляризации света с двумя кристаллами турмалина: 1 – естественный свет; 2, 4 – пластинка турмалина; 3 – плоскополяризованный свет

световой оси. Поэтому естественный свет, пройдя через пластинку турмалина, наполовину поглощается и становится линейно поляризованным с электрическим вектором, ориентированным параллельно оптической оси этой пластинки.

Такое свойство турмалина во многом решает рассматриваемую проблему. Дело в том, что в луче света от обычного источника, той же лампы фары, есть колебания векторов напряженности E электрического поля и магнитной индукции B самых разных направлений (рис. 1), но обязательно перпендикулярных направлению распространения световой волны, которую называют естественной. При прохождении же через кристалл турмалина свет поляризуется, и вектор напряженности E колеблется только в одной плоскости, которая совпадает с осью симметрии этого кристалла. Когда же дальний свет фар встречного АТС направлен перпендикулярно этой пластинке T_1 , вырезанной параллельно ее оптической оси OO' , и пластинка вращается вокруг направления данного луча, никаких изменений интенсивности прошедшего через турмалин света не наблюдается. Однако, если на пути луча поставить вторую пластинку T_2 турмалина и вращать ее вокруг направления луча, то интенсивность света, прошедшего через пластинки, меняется в зависимости от угла α между оптическими осями кристаллов. Происходит это по закону Малюса [2]:

$$I = I_0 \cos^2 \alpha,$$

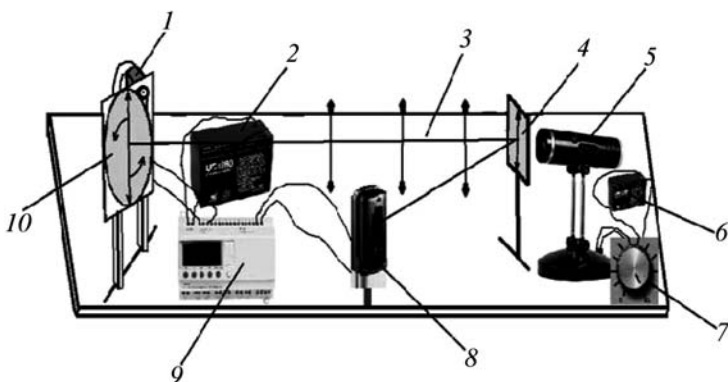


Рис. 2. Схема автоматизации безопасного освещения автомобиля:

1 – исполнительный механизм; 2, 6 – источник электропитания; 3 – прямолинейно направленный свет; 4 – турмалин-поляризатор; 5 – источник света; 7 – устройство управления светом; 8 – фотоэлемент; 9 – логический контроллер; 10 – турмалин-анализатор

где I_0 и I – соответственно интенсивность света, падающего на кристалл T_2 , и интенсивность света, вышедшего из него. Следовательно, интенсивность прошедшего через пластинки света может изменяться от минимума, т.е. полного гашения света при $\alpha = 90^\circ$ (оптические оси пластинок перпендикулярны) до максимума при $\alpha = 0$ (оптические оси пластинок параллельны). Причина таких изменений состоит в том, что амплитуда E световых колебаний, прошедших через пластинку T_2 , будет меньше амплитуды световых колебаний E_0 , падающих на пластинку T_1 . При этом изменение амплитуды E тоже подчиняется тому же закону Малюса:

$$E = E_0 \cos \alpha.$$

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы.

1. Турмалиновая пластинка T_1 , преобразующая свет дальнего ночного освещения в плоскополяризованный, действительно является поляризатором, а пластинка T_2 – анализатором.

2. Если эти пластинки имеют одинаковые размеры и плоскую форму, то их можно менять местами.

3. Интенсивность дальнего света фар АТС можно регулировать, меняя угол α поворота пластинки T_2 .

Последний из выводов и есть теоретическая основа, реализация которой позволяет создать фару, способную не ослеплять водителей встречных АТС, но сохранять дорожную видимость для водителя АТС, на котором такая фара установлена. Причем запускать в действие эту фару может либо дальний свет встречного АТС, либо специальное устройство управления пластинами T_1 и T_2 АТС, в фарах которых они стоят.

Оба эти решения авторы проверяли экспериментально и предпочтение отдали второму из них, поскольку для поворота пластинки T_2 не нужен какой-то силовой привод.

Автоматизированные функции элементов данного устройства обеспечиваются с помощью логической программы TWIDO Soft, которую реализует логический контроллер ПАК-TWIDO. Выбор оптимальной с точки зрения водителями дорожной ситуации интенсивности освещения осуществляется за счет автоматического поворота турмалина – анализатора T_2 на угол α с помощью исполнительного механизма. Для превращения в устройстве световой энергии в электрическую применен фотоэлемент, срабатывающий при воздействии на него света фар встречного АТС.

На основе выбранных элементов системы управления и контроля разработана схема автоматизации безопасного освещения автомобиля (рис. 2), которая работает таким образом: при включении источника 5 освещения поток лучей света проходит через турмалин-поляризатор 4. Поляризованный в нем луч с помощью фотоэлемента 8 частично превращает световую энергию в электрическую, активизирует работу программируемого логического контроллера 9, а также исполнительного механизма 1. Последний, будучи подключенным к программируемому логическому контроллеру, поворачивает турмалин-анализатор 10, обеспечивает постепенное гашение света.

Литература

1. Голубев А. В мире поляризованного света // Наука и жизнь. 2008. № 5.
2. Жевандров Н.Д. Применение поляризованного света. М.: Наука, 1978.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 656.1.053(075)

ТАХОКОНТРОЛЬ – ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТА

Канд. техн. наук **Ю.И. МОИСЕЕВ, К.А. ПИСАРЕВ**
Волжский ПИ – филиал Волгоградского ГТУ
(8443) 33-77-40

Проведен анализ применимости тахографов в Российской Федерации, представлен зарубежный опыт в этой области с экономической оценкой эффективности применения прибора. Рассмотрен российский опыт применения тахографа, оценена перспектива применения тахографа, совмещенного с системой ГЛОНАСС.

Ключевые слова: тахограф, ГЛОНАСС, режим труда и отдыха, перевозка грузов, безопасность движения.

Moiseev Yu.I., Pisarev K.A.

TACHOCONTROL – INSTRUMENT OF INCREASE SAFE TRAFFIC OF AUTOMOBILES

The situation analysis from applicability of tachographs in the Russian Federation is carried out, foreign experience in this area, with an economic assessment of efficiency of use of the device is presented. The Russian experience of use of the tachograph is considered, the prospect of use of the tachograph combined with system GLONASS is estimated.

Keywords: tachograph, GLONASS, mode of work and rest, transportation of goods, traffic safety.

Как свидетельствует статистика по ДТП, безопасность дорожного движения на дорогах России, несмотря на ужесточение требований к качеству подготовки водителей, техническому состоянию АТС и дорог, практически не меняется в лучшую сторону. И одним из факторов, влияющих на нее, является именно человеческий фактор – степень профессиональной подготовки водителя, его водительский стаж, психоэмоциональное состояние и скорость реакции на изменение ситуации на дороге, во многом зависящая от соблюдения им режима труда и отдыха. Поэтому и появляются все новые и новые нормативные документы, задача которых – устранить или хотя бы ослабить действие этого фактора.

Первый из таких документов – Трудовой кодекс Российской Федерации: он обязывает водителей соблюдать временные интервалы работы, второй – Положение об особенностях режима рабочего времени и времени отдыха водителей автомобилей (приказ № 15 от 01.11.2004 г. Минтранса России). К сожалению, требования этих документов очень часто не выполняются. Отсюда чуть ли не ежедневные сообщения в СМИ: "Произошло ДТП там-то и там-то. Водитель уснул за рулем" или "Водитель не справился с управлением" и т.д.

В развитых западных странах контроль режима труда и отдыха водителей решают с помощью технических средств, простейшее из которых – тахограф, т.е. устройство непрерывной регистрации пройденного пути и скорости движения, времени работы и отдыха водителя.

Более полувековой опыт использования таких устройств в странах ЕС показал следующее.

Число ДТП с участием АТС, оснащенных тахографами, снизилось на 22 %; число ДТП со смертельным

исходом – на 55, затраты на ГСМ – на 15 %, межаварийный пробег вырос в 2,5 раза. Это в среднем, если же говорить о конкретных автотранспортных фирмах, то у некоторых из них эффективность использования тахографов еще выше (см. таблицу).

В целом тахографы странам ЕС за год экономят 38,472 млн евро, сохраняют почти 27 тыс. человеческих жизней, уменьшают число раненых в ДТП почти на 70 тыс. человек. Достаточно сказать, что коэффициенты экономической эффективности АТС с тахографом и без него соотносятся как 7:1.

Учитывая все это, Совмин СССР еще в 1978 г. принял решение о присоединении к Европейскому соглашению, касающемуся работы экипажей транспортных средств, которые выполняют международные автомобильные перевозки (ЕСТР). Но реальной работы в этом направлении, к сожалению, не было. И только в 1998 г. был принят, по сути, первый документ – постановление № 922 Правительства РФ "О повышении безопасности междугородных и международных перевозок пассажиров и грузов автомобильным транспортом" и сразу же – приказ № 6 "Об утверждении правил использования тахографов на автомобильном транспорте Российской Федерации". Затем в 2000 г. распоряжение № 46-р правительства, которым Минтранс РФ был наделен полномочиями Компетентного органа по выполнению обязательств, связанных с участием страны в ЕСТР.

Но, как всегда, реально эти документы тоже не заработали. Они фактически были бойкотированы как со стороны производителей автомобильной техники, так и перевозчиками. Правда, благодаря им появились специалисты – тахографисты и несколько мастерских по работе с этими устройствами.

Чтобы исправить сложившуюся ситуацию, в 2008 г. предпринимаются новые шаги по пути внедрения устройств контроля работы и отдыха водителей: в свет выходит постановление № 720 Правительства РФ "Об утверждении технического регламента о безопасности ко-

Источник информации	Уменьшение, %	
	числа ДТП	расходов на ТО и ТР
Проект "Самовар" (Великобритания, Нидерланды, Бельгия)	28	–40
Фирма "WKD Секюрити" (Германия)	30	–60
Полиция г. Вена (Австрия)	18	–40
Автобусная компания "Зюдбаден Бус" (Германия)	18	–59
Фирма "Такси Хатшер" (Германия)	66	Нет данных
Полиция г. Берлин (Германия)	20	–25
Пограничная служба Германии	9	–34
Полиция г. Лондон (Великобритания)	25	Нет данных

лесных транспортных средств", согласно которому все АТС категорий М₂, М₃, N₂ и N₃, осуществляющие перевозки пассажиров и грузов, подлежали оснащению тахографами. Он несколько отличается от ЕСТР, поэтому в отечественной тахографии наблюдается своего рода раскол: те, кто работает на международных перевозках, ориентируются на требования ЕСТР, а тем, кто осуществляет перевозки внутри России, приходится "метаться" между требованиями и постановления № 720. Результат: установка тахографов на АТС так и не становится массовым явлением. Поэтому в 2011 г. законодательная работа возобновляется. В свет выходит постановление № 769 О внесении изменений в акты Правительства Российской Федерации по вопросам транспорта, которое расширяет права Минтранса в отношении законодательных актов и решения возникших вопросов. Кроме того, в 2012 г. принимается несколько федеральных законов, особенно важным из которых стал закон № 78-ФЗ, который, во-первых, ужесточил наказания за отсутствие и ненадлежащее использование тахографов и, во-вторых, вводил в тахограф еще одну функцию – маршрут движения.

На основе этого закона были разработаны постановления № 1213 О требованиях к тахографам, категориях и видах оснащаемых ими транспортных средств, порядке оснащения транспортных средств тахографами, правилах их использования, обслуживания и контроля их работы и приказ № 36 Минтранса Об утверждении требований к тахографам, устанавливаемым на транспортные средства, категорий и видов транспортных средств, оснащаемых тахографами, правил использования, обслуживания и контроля работы тахографов, установленных на транспортные средства. Он ввел понятие "СКЗИ", под которым понимался комплекс, включающий программно-аппаратное, устанавливаемое в тахограф шифровальное (криптографическое) средство, реализующее алгоритмы криптографического преобразования информации, обеспечивающее ее аутентификацию и регистрацию в некорректируемом виде в защищенной памяти, хранение информации ограниченного доступа (ключевой информации), используемой для создания электронной подписи и ее проверки; создание и проверки аутентифицирующей информации; преобразование сигналов ГЛОНАСС в данные о текущем времени и о координатах АТС.

Но производство оказалось не готовым к реализации нововведений. Поэтому она была перенесена на один год, т.е. до 2014 г. Кроме того, сейчас готовятся поправки к этому приказу и приказу № 273 Минтранса "Об утверждении Порядка оснащения транспортных средств тахографами". А пока что на АТС разрешено ставить пять моделей тахографов, соответствующих законодательству РФ и выпускаемых у нас: "Штрих-ТахоRus" производства ООО "НТЦ Измеритель", "Кабси DT-20M" производства ОАО "КЗТА", "Меркурий ТА-001" производства ООО "Астор Трейд", "DTCO 3283" производства ООО "Континентал Автомотив РУС" и "ТЦА-02НК" производства ЗАО "Измеритель-авто". Все они соответствовали нормам ЕСТР, действовавшим до 16 июня 2010 г., когда вступила в силу поправка о переходе на цифровые тахографы, и до 1 октября 2012 г., когда вступила в силу поправка о втором источнике сигнала.

Таким образом, российские нормы снова разошлись с нормами ЕСТР, которые допускают к применению на

АТС всего лишь три тахографа – "VDO DTCO 1381 rel.2.0" производства фирмы "Континентал Автомотив" (Германия); "SE5000 rev. 7.4" производства фирмы "Сторнеридж Электроник АВ" (Великобритания) и "EFAS-4.0 Version 02" производства фирмы "Интеллик" (Австрия). Потому что они существенно повышают безопасность дорожного движения за счет соблюдения водителями режимов труда и отдыха; увеличивают ресурс двигателя, шин, тормозных механизмов и АТС в целом; исключают несанкционированные поездки, так как весь маршрут (скорость–пробег–время) фиксируется на тахограмме или карточке водителя; объективно оценивают профессиональные качества водителя: чем кривая тахограммы ровнее, тем меньше водитель разгоняется и тормозит, реже переключает передачи, т.е. едет равномерно, меньше расходует топливо и экономит ресурс АТС; обеспечивают социальную и правовую защиту водителей: тахограмма является документом и может служить доказательством их вины или невиновности в суде; делают систему подсчета заработной платы водителей более справедливой, учитывающей фактический объем выполненных ими работ; позволяют рассчитываться заказчиком за фактически выполненную работу по перевозке грузов и простоев по различным причинам. И это вполне объяснимо: современный тахограф – цифровое электронное устройство, фиксирующее каждое перемещение АТС путем фиксации перемещений двумя независимыми источниками информации. Например, от датчиков скорости и АБС. И надо сказать, что российские производители тахографов в этом смысле сейчас опережают своих зарубежных коллег: они разработали тахограф, где применили не только два независимых сигнала и систему криптографической записи данных в фискальный блок памяти, но и третий, который дублирует сигналы, полученные с помощью системы ГЛОНАСС. Такая система позволит в будущем усовершенствовать тахограф. Скажем, при наличии GPRS-модема в онлайн-режиме через Интернет отправлять данные о перемещении АТС и соблюдении водителем режима труда и отдыха работодателю, при наличии соответствующих датчиков отслеживать расход топлива, массу перевозимого груза, температуры двигателя и в рефрижераторе и т.д. А это значит, что наши конструкторы поняли: будущее за комплексными едиными приборами, способными решать множество разнообразных, имеющих высокую функциональность, надежность и степень защищенности от манипуляций задач. Их внедрение позволит не только повысить безопасность движения, но и экономить ресурсы, затрачиваемые при перемещении грузов, что, в свою очередь, повысит энергоэффективность транспортной отрасли в целом.

Литература

1. Преимущества использования тахографов: URL: <http://tahograf76.ru/index.php/likbez.html>.
2. Газизов В.А. К вопросу о "черном" ящике на транспорте // Транспортное право. 2012. № 3 С. 33–34.
3. Моисеев Ю.И., Билялов М.Х., Рыбанов А.А. Система идентификации водителя на примере туристического междугородного автобуса Волжанин-5285 // Вестник магистратуры. 2013. № 5. С. 63–67.
4. Интернет ресурс Консультант Плюс. <http://www.consultant.ru>.
5. Официальный сайт Минтранса РФ. <http://www.mintrans.ru>.

УЛЬТРАЗВУКОВАЯ ОБРАБОТКА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ГСМ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПУСКОВЫХ КАЧЕСТВ ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук **В.И. ПЕТЬКО**

Объединенный институт машиностроения
НАН Беларуси (+375 17.294-90-61)

Рассматривается один из наиболее перспективных способов повышения пусковых качеств дизеля – ультразвуковая безреагентная модификация топлива и масла.

Ключевые слова: ультразвук, кавитационная обработка, ультразвуковой капиллярный эффект, дизельное топливо, низкие температуры.

Petjko V.I.

ULTRASONIC PROCESSING OF DIESEL FUEL AND LUBRICANTS FOR OF IMPROVEMENT OF STARTING QUALITIES OF THE DIESEL

One of the most perspective ways of increase of starting qualities of a diesel engine – ultrasonic updating of diesel fuel and oil without the aid of reagents is considered.

Keywords: ultrasound, cavitation processing, ultrasonic capillary effect, diesel fuel, low temperatures.

Низкие температуры, как известно, существенно изменяют свойства дизельного топлива и масел: ухудшают их испаряемость, затрудняют прокачиваемость по трубо- и маслопроводам и через фильтры, снижают воспламеняемость. Что усложняет пуск и эксплуатацию дизельной автомобильной и тракторной техники. Кроме того, в условиях отрицательных температур в дизельном топливе выделяется парафин, что тоже отрицательно сказывается на работе дизеля и особенно его запуске, поскольку парафины образуют студенистую массу, которая забивает топливные и масляные фильтры, топливо- и маслопроводы. То есть в условиях низких температур резко повышается вероятность отказов топливной и смазывающей систем этих ДВС [1].

По перечисленным причинам, как подсчитали специалисты НАТИ и ГОСНИТИ, число поломок и аварий, случаев быстрого изнашивания деталей стандартной техники на Крайнем Севере в 3...5, а иногда в 8...10 раз выше, чем в условиях умеренного климата.

Однако самой большой проблемой был и остается холодный пуск дизеля.

Качество этого процесса оценивается по двум параметрам – нижней предельной температуре надежного пуска и времени подготовки к принятию нагрузки. И оба параметра напрямую зависят не столько от конструкции дизеля, сколько от характеристик используемых им топлива и масла. Первое должно бесперебойно поступать в камеру сгорания и иметь хорошую воспламеняемость, а второе – бесперебойно проходить по маслопроводящим каналам к узлам и агрегатам. Причем наибольшее влияние на пуск дизеля оказывает топливо, его прокачиваемость и воспламеняемость. Поэтому разработчики дизелей и производители дизельного топлива всегда стараются найти и применить меры, улучшающие именно низкотемпературные свойства дизельного топлива. Первые оснащают дизель различными дополнительными устройствами (системами подогрева, свечами накаливания, расположенными во впускаемом коллекторе), разрешают добавлять в топливо 10...50 % технического керосина в соотношении от 1:0,1 до 1:1; применяют низкотемпературную воздушную плазму с запуском плазмохимическо-

го пиролиза и закалкой его продуктов [2]. Вторые делают более легким фракционный состав топлива, занимаются его депарафинизацией, добавляют в него присадки типа изопротил или циклогексилнитраты. Известен и такой способ пуска холодного дизеля, как раскрутка его коленчатого вала от постороннего источника энергии и подача топлива в цилиндры (пат. № 2403432, РФ). При этом в момент, когда коленчатый вал разгонится до пусковой частоты вращения, к нему подключают ТНВД с передаточным отношением 1:1, что обеспечивает подачу топлива в цилиндры дважды за рабочий цикл – в конце такта сжатия и конце такта выпуска. И когда дизель выходит на минимально устойчивую частоту вращения коленчатого вала, передаточное отношение становится равным 1:2, что соответствует штатному режиму подачи топлива. В результате повышается надежность воспламенения подаваемого в цилиндры топлива, сокращается время, необходимое для подготовки пуска, и число оборотов, которые коленчатый вал должен сделать до начала воспламенения топлива в цилиндрах.

Все перечисленные способы известны давно, они основаны на многочисленных исследованиях, в том числе на исследованиях, выполненных в лабораториях НАТИ и ГОСНИТИ, которые показали, что, как сказано выше, качество и скорость смесеобразования действительно зависят как от конструктивных факторов, так и от некоторых физико-химических свойств топлива, главные из которых – его вязкость и фракционный состав. Вязкость оказывает решающее влияние на первую стадию смесеобразования – распыливание, фракционный состав на вторую – испаряемость. Но, к сожалению, они показали и то, что традиционные способы пуска проблему решают далеко не полностью. Поэтому поиск новых решений продолжается. Например, предложен способ, при котором в процессе подачи дизельного топлива в штатную топливную систему оно подвергается безреагентной модификации с помощью ультразвуковой кавитационной обработки [3] и уже модифицированное топливо направляется в цилиндры. При этом топливо существенно меняет именно те самые вязкость и фракционный состав в нужную сторону – снижается уровень его полимеризации и улучшаются его низкотемпературные свойства.

Однако и этот способ имеет тот же недостаток, что и перечисленные выше способы.

Основным недостатком всех (в том числе и последнего) перечисленных способов, улучшающих запуск дизеля, является то, что при их применении не изменяются вязкость масла и его фракционный состав. Поэтому система смазки и топливная система дизеля при его пуске работают несогласованно. В итоге эффективность холодного пуска получается недостаточно высокой. Кроме того, холодный пуск из-за ускоренного износа деталей узлов и агрегатов дизеля резко снижает его надежность.

Перечисленные выше факты и обстоятельства говорят о том, что проблему необходимо решать. И одно из таких решений, по мнению автора, состоит в доработке последнего из названных выше способов улучшения пуска холодного дизеля. Суть этого способа сводится к тому, что коленчатый вал дизеля разгоняется вхолостую, а когда его частота становится равной пусковой к нему подключается ТНВД, обеспечивая подачу дизельного топлива в топливную систему. Но перед подачей топлива в цилиндры дизеля оно проходит ультразвуковую кавитационную обработку. Кроме того, оно во время раскрутки

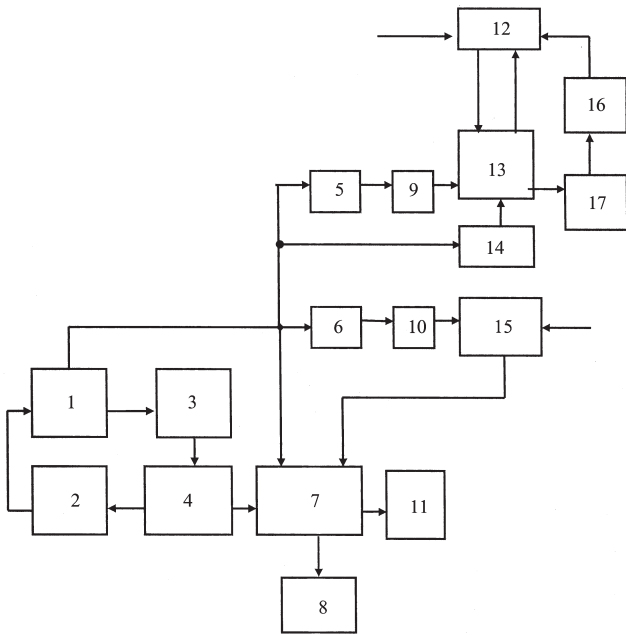


Рис. 1. Структурная схема устройства для реализации предлагаемого способа пуска дизеля:

1 – программируемый блок управления; 2 – тахометрический блок; 3 – электростартер; 4 – коленчатый вал; 5 – первый генератор звуковых волн; 6 – второй генератор звуковых волн; 7 – ТНВД; 8 – цилиндр дизеля; 9 – излучатель первого генератора звуковых волн; 10 – излучатель второго генератора звуковых волн; 11 – двухступенчатый редуктор; 12 – картер дизеля; 13 – ультразвуковая камера; 14 – нагреватель масла; 15 – топливный бак; 16 – смазываемые узлы и агрегаты дизеля; 17 – капиллярная масляная магистраль

коленчатого вала подогревается, что и обеспечивает его хорошее воспламенение. Автор же предлагает, чтобы ультразвуковую обработку и подогрев проходило не только топливо, но и масло. Кроме того, нужно, чтобы это масло доставлялось к смазывающим трущимся парам с помощью капиллярных маслопроводящих магистралей.

Сущность предлагаемого способа рассмотрим на примере его реализации структурной схемой устройства для пуска дизеля, показанной на рис. 1.

Это устройство включает электронный блок 1 управления (например, программируемый блок управления "Январь 5.1"), электростартер 3, коленчатый вал 4, тахометрический блок 2, топливный насос 7 высокого давления, двухступенчатый редуктор 11, топливный бак 15, рабочие цилиндры 8 дизеля, его смазываемые детали, узлы и агрегаты 16, картер 12, ультразвуковую камеру 13, нагреватель 14, первый генератор 5 ультразвуковых волн и его излучатель 9, капиллярную масляную магистраль 17, второй генератор ультразвуковых волн 6 и его излучатель 10.

Все элементы схемы взаимодействуют между собой так. Блок 1 управления своим первым выходом связан со стартером 3, а вторым – с первым входом ТНВД, входами нагревателя 14, первого 5 и второго 6 генераторов ультразвуковых волн. Выходы же последних двух подключены к входам излучателей 9 и 10 соответственно.

Выход нагревателя 14, в свою очередь, подсоединен к первому входу ультразвуковой камеры 13, а стартер 3 через коленчатый вал 4 – к входу тахометрического блока 2. Выход же этого блока соединен с входом блока 1 управления.

Второй выход коленчатого вала подсоединен ко второму входу ТНВД, а первый выход последнего – к входу ступенчатого редуктора 11. Излучатель 10 своим выходом подключается ко второму входу топливного бака 15, а выход этого бака – к третьему входу ТНВД, чей второй выход соединен с цилиндрами 8 дизеля. Первый же вход топливного бака – заправочный.

Излучатель 9 своим выходом соединен со вторым входом ультразвуковой камеры 13, которая связана с масляной ванной картера 12 по принципу сообщающихся сосудов. Третий вход ванны картера – заправочный.

Первый выход ультразвуковой камеры 13 через капиллярную масляную магистраль 17 соединяется со штановыми местами 16 смазки основных деталей, узлов и агрегатов дизеля, откуда отработанное масло стекает в масляную ванную картера по ее второму входу, а из нее – в ультразвуковую камеру 13.

Структурная схема ультразвуковой камеры в разрезе и ее размещение в картере ДВС показано на рис. 2. Причем принятые на нем обозначения позиций те же, что и на рис. 1.

Пуск дизеля осуществляется следующим образом.

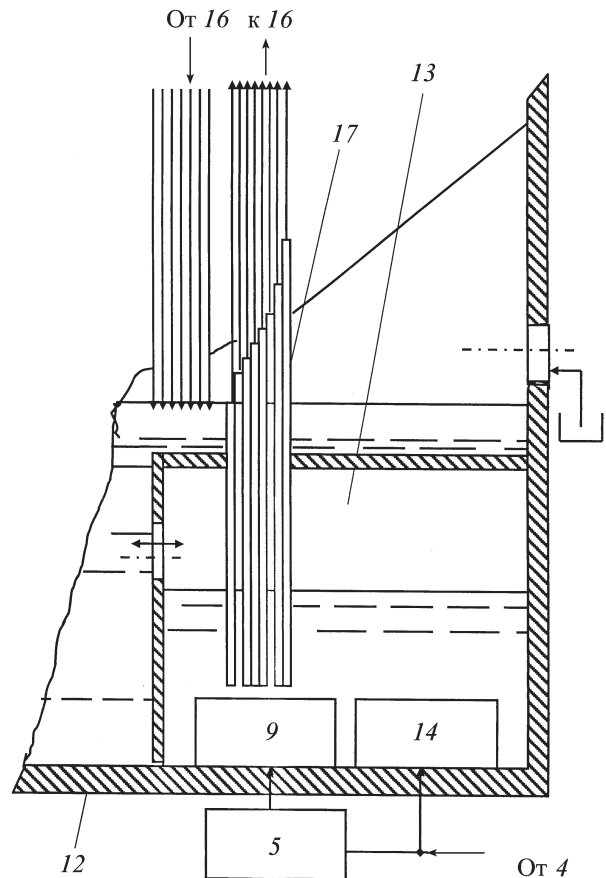


Рис. 2. Структурная схема и размещение ультразвуковой камеры в поддоне картера

Блок 1 управления включает нагреватель 14 и запускает ультразвуковые генераторы 5 и 6. Одновременно стартер 3 раскручивает коленчатый вал 4. При этом его вращение на ТНВД не передается. На находящееся в ультразвуковой камере 13 подогретое излучателем 9, установленным вблизи входа в капиллярную масляную магистраль, оказывается ультразвуковое, в диапазоне частот 17...20 кГц, воздействие. В результате в нем проявляются сначала кавитационный, а затем и ультразвуковой капиллярный эффекты. То есть осуществляется безреагентная модификация масла.

Это масло по капиллярной маслопроводящей магистрали 17 дизеля поступает непосредственно к местам 16 смазки его деталей узлов и агрегатов. Здесь размеры его молекул и частиц уменьшаются (обратимая деполимеризация и диспергирование), благодаря чему его вязкость снижается на ~20 %, а поверхностное натяжение — на 50 % [4].

Масло, имея такие улучшенные характеристики, легко проникает в коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала, втулки коромысел (на схеме не показаны) и т.п. Затем, выполнив свою смазывающую функцию, возвращается (стекает) в поддон картера, а из него — в ультразвуковую камеру 13.

Когда коленчатый вал достигнет пусковой частоты вращения, электронный блок по сигналу тахометрического блока 2 через редуктор 11 подключает ТНВД к коленчатому валу с передаточным отношением 1:1, обеспечивая тем самым подачу топлива из бака 15 в топливную систему. При его движении под действием второго генератора 6 ультразвуковых волн (излучаемая им частота составляет 21...25 кГц) и в нем начинает проявляться и развиваться такой же кавитационный эффект, что и в масле. В результате происходит его безреагентная модификация.

Таким оно и поступает в цилиндры дизеля на каждом обороте коленчатого вала, т.е. дважды за рабочий цикл. Причем доза топлива, поданная в конце такта выпуска, подогрывается теплотой сжатия воздушного заряда в большей степени, чем основная доза топлива, поданная в цилиндр в конце такта сжатия, что повышает надежность его воспламенения. При этом в процессе ультразвуковой кавитационной обработки содержание механических примесей в топливе снижается на 90 %, а его вязкость и уровень полимеризации — на 20 %.

По достижении коленчатым валом минимальной устойчивой частоты вращения холостого хода электронный блок управления переключает через редуктор 11 ТНВД на штатный режим подачи топлива в цилиндры, т.е. с передаточным отношением 1:2.

Таким образом, предлагаемый вариант запуска дизеля отличается от штатного безреагентной модификацией и топлива, и масла.

Для подтверждения сказанного выше, автор провел численные эксперименты, для чего построил и применил конечно-элементную модель процесса впрыскивания топлива в цилиндры и подачи масла в главную масляную магистраль прототипа, т.е. в случае ультразвуковой обработки только топлива, и предлагаемой системы. Температурный фон при эксперименте считался одинаковым как у прототипа, так и у предложенного способа и изменялся в пределах от 248 до 303 К (–25...+25 °С). И этот эксперимент показал следующее.

У прототипа время, затраченное на пуск модели дизеля, складывается из суммы времени, затраченного на предварительную раскрутку коленчатого вала до подключения ТНВД (t_p), подогрев масла совместно с ультразвуковой модификацией топлива ($t_{до}$) и на выход на номинальную нагрузку (t_n). Время t_p составило 3...4 мин, время $t_{до}$, как следует из результатов экспериментальных исследований, проведенных в лабораториях НАТИ, ГОСНИТИ и ИПФ НАН Беларуси, 2,5...3 мин, а время t_n — 3...4 мин. То есть общее время, затраченное на пуск модели прототипа, оказалось равным 8,5...11 мин.

При моделировании же предложенного способа и системы процедуры раскрутки коленчатого вала, подогрев масла и ультразвуковая модификация топлива и масла шли одновременно. Поэтому затраты времени на пуск в сумме не превысили времени, затрачиваемого на раскрутку коленчатого вала, т.е. 3...4 мин. Очень важно и то, что дополнительное воздействие ультразвукового капиллярного эффекта на масло существенно, практически на порядок, снижает время готовности дизеля к принятию эксплуатационной нагрузки. Это время не превышает 1 мин. В итоге, общее время, затраченное на пуск модели дизеля с доработанной пусковой системой, составило 4...5 мин, т.е. сократилось, по сравнению с аналогичным временем у прототипа, минимум в 2 раза. Что, в общем-то, и следовало ожидать. Ведь ультразвуковая кавитационная обработка приводит к глубоким структурным изменениям в молекулярном составе общих углеводородов — и дизельного топлива, и масла. Кавитация сопровождается частичным разрушением самих молекул с образованием свободных радикалов, которые еще больше инициируют процессы сгорания. Облегченный фракционный состав топлива (при том же типе воздушного потока) не только облегчает зимний пуск дизеля, но делает сгорание топлива более равномерным и экономичным, что существенно улучшает полноту сгорания, снижает количество вредных выбросов в отработавших газах, а ультразвуковая модификация масла увеличивает экономичность дизеля и его межремонтный пробег.

Таким образом, предложенный способ пуска холодного дизеля существенно, примерно на порядок, сокращает время принятия им эксплуатационной нагрузки. Это — результат согласованного функционирования его смазывающей и топливной систем, безреагентной модификации дизельного топлива и масла. К достоинствам же применяемых ультразвуковых генераторов можно отнести такие положительные их качества, как отсутствие вращающихся деталей, высокая надежность, небольшие масса и габаритные размеры, высокая производительность, неприхотливость эксплуатации, простота контроля и мониторинга, доступная цена.

Литература

1. Топлива смазочные материалы технические жидкости. Ассортимент и применение. Справочник / Под ред. В.М. Школьников. М.: Изд-во Техинформ, 1999. — 596 с.
2. NF EN 590—2000. Automotive fuels. Diesel. Requirements and test methods (Топливо дизельное для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия).
3. Василевский А.В. Ультразвуковая кавитационная обработка дизельного топлива как способ улучшения пусковых качества дизеля // Автомобильная промышленность. 2012. № 1. С. 28—29.
4. Прохоренко П.П., Дежунов Н.В., Коновалов Г.Е. Ультразвуковой капиллярный эффект / Под ред. В.В.Клубовича. Минск: Наука и техника, 1981. — 135 с.



УДК 621.09.06(076)

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПЕРЕХОД КАК КЛЮЧЕВОЙ ПРОЦЕСС УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ В СООТВЕТСТВИИ С ИСО/ТС 16949:2009

Канд. техн. наук **С.В. КАСЬЯНОВ, Г.Ф. БИКТИМИРОВА**
Филиал ФГАОУ ВПО "Казанский (Приволжский) ФУ",
г. Набережные Челны, "КамАЗ"
(917.262-22-66; 905.372-27-63)

Предложен подход к формированию информационного обеспечения процесса управления качеством продукции по требованию ИСО/ТС 16949:2009 в процессе подготовки производства на основе стандартизированной технологической документации.

Ключевые слова: конкурентные преимущества, производство автокомпонентов, технологическая документация.

Kasianov S.V., Biktimirova G.F.

OPERATING STEP AS A KEY PROCESS OF QUALITY MANAGEMENT ISO/TS 16949:2009

In the preproduction process on the basis of the standard technological documentation a strategy for generation of information support of the product quality management process required by ISO/TS 16949:2009 has been suggested.

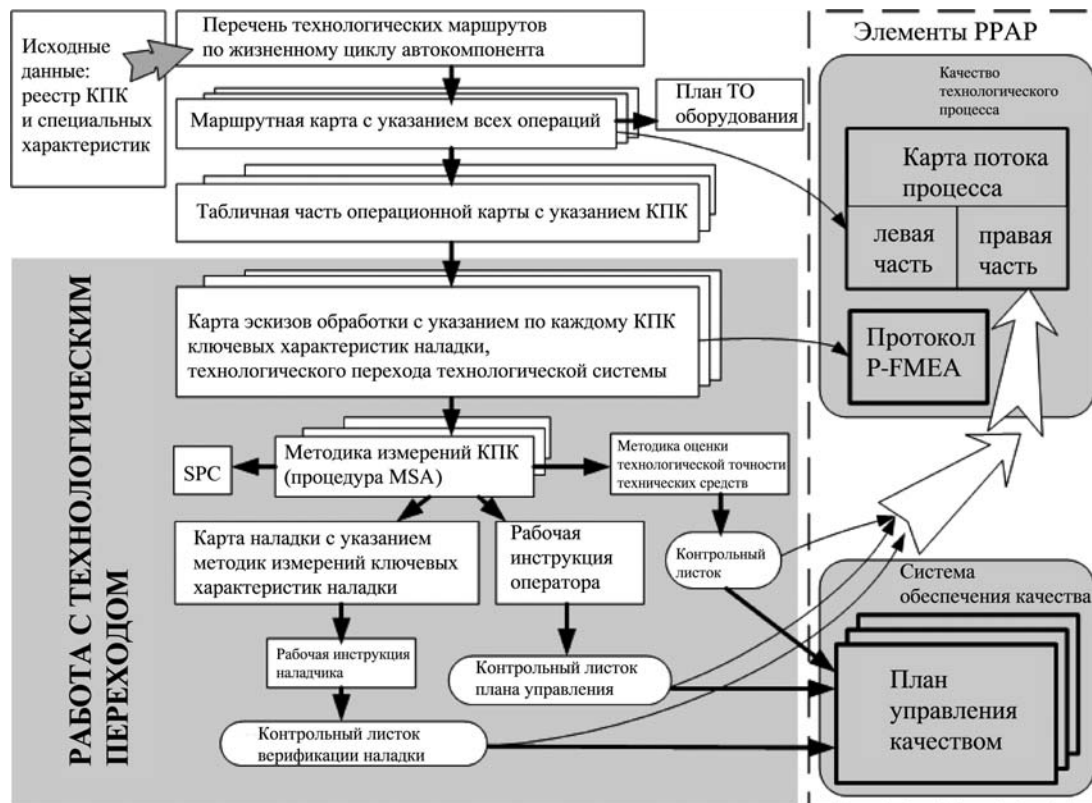
Keywords: competitive advantage, production of autocomponents, technological documentation.

Многие десятилетия на советских и российских предприятиях – производителях автокомпонентов первичным источником информации, необходимой для управления производством, был и остается так называемый комплект технологической документации. Все входящие в него документы разрабатывались в соответствии с требованиями единого стандарта технологической подготовки производства. В них были структурированы процессы изготовления изделий и их компонентов, а также заложен абсолютно необходимый для управления набор требований к качеству полуфабрикатов и параметрам процессов изготовления изделий. Однако они были нацелены, по сути, исключительно на решение одной задачи – контроля качества продукции, выпускаемой по установленным требованиям. Поэтому в них нет информации о причинах потенциальных дефектов; они не содержат перечней действий, необходимых для обеспечения качества компонентов в реальной производственной обстановке, когда, например, заметно изношено оборудование или нестабильно качество заготовок. То есть они изначально не предназначены для управления действующим процессом серийного производства. Кроме того, в ЕС ТПП так и не была введена объективная оценка степени адекватности описания технологического процесса.

Во времена плановой экономики, когда и производство, и распределение готовой продукции находилось в одних руках, с этим приходилось мириться. Однако с переходом к рыночным отношениям все изменилось: продукт нужно не только изготовить, но и продать. Иначе – поражение в непрерывно обостряющейся конкурентной борьбе. Особенно после вступления России в ВТО. Поэтому головные автозаводы (ОАО "АвтоВАЗагрегат", ОАО "КамАЗ", ГК "Ростсельмаш", ООО "УК "Группа ГАЗ") требуют от своих поставщиков представлять комплект документов для одобрения их производства по требованиям ГОСТ Р 51814.4–2004 [1], согласно которому поставщик

обязан подтвердить для заказчика качество самого компонента, стабильность процессов его изготовления (качество процесса), а также характеристику системы обеспечения качества. Это так называемая система одобрения производства поставщика автомобильных автокомпонентов (РРАР), в соответствии с которой технологи обязаны подготовить для головного завода карту потока процесса, план управления качеством, протокол анализа видов и последствий потенциальных дефектов процесса изготовления автокомпонента (Р-FMEA), т.е. то, что регламентирует ИСО/ТС 16949–2009. Но в традиционной технической документации, о которой шла речь выше, эта информация не предусмотрена. Например, в действующем производстве по-прежнему применяются операционные карты. Но, поскольку головной завод их уже не запрашивает, у технологов может создаться впечатление, что их задача при подготовке производства изделия теперь сводится только к формированию РРАР, а ценность отечественного комплекта технической документации сегодня уже вторична: это, мол, всего-навсего лишь идентификация технологических операций в части порядкового номера, закрепленного оборудования, кода рабочей профессии и нормы времени. В результате: некоторые нынешние малые предприятия – производители компонентов, не имеющие достаточно компетентных технологов, практически отказались от традиционной технической документации. Для управления процессами они хотели бы ограничиться упрощенными зарубежными вариантами документов: визуализированными рабочими инструкциями, а также стандартными операционными картами, в которых излагается пошаговый порядок действий рабочего. И в связи с внедрением производственных систем на основе "Бережливого производства" все шире используют данные варианты на рабочих местах действующего производства, хотя набор информации в них достаточно ограничен, а правила по составлению еще не определены.

Такой подход – ошибочен. На самом деле суть требований стандарта [2] заключается в организации такого управления процессами выпуска автокомпонентов, которое обеспечивает постоянное снижение вариаций в характеристиках продукции и параметрах процесса ее производства, т.е. постоянное улучшение. Комплект РРАР – основной инструмент взаимодействия поставщика с потребителем. Чтобы он помогал управлять, надо, чтобы содержание всех документов РРАР по своей внутренней управленческой информации о процессе совпадало с действующей на предприятии документацией. А этого-то зачастую и нет. Но руководство многих предприятий таких несоответствий не может видеть. Оно стремится скорее продемонстрировать внедрение зарубежных новаций. В результате находящийся в постоянном цейтноте технолог вынужден подходить к срочному составлению того же РРАР формально – путем скорейшего заполнения новых форм карт, отчетов, протоколов. Выверка и актуализация действующих технологических документов если и выполняется, то обычно спустя рукава. В результате несогласованности содержания освоенных и давно действующих технологических документов и форм РРАР, наличия в них ошибок и упущений разрушается целостность информационного обеспечения, становится невозможным оперативное решение ни одной проблемы, связанной с качеством продукции, несоответствиями оборудования и оснастки. Получа-



Формирование элементов РРАР по ходу технологического проектирования

ется, что технолог сам себе вредит, "планируя" свою работу исключительно в авральном режиме.

Проанализируем, какие именно действия по формированию информации для управления процессом производства (см. рисунок) должен выполнить технолог, чтобы на деле, а не на бумаге улучшить качество продукции и поддерживать конкурентоспособность предприятия. Начнем с обобщающего документа РРАР по содержанию полного цикла выпуска автокомпонента – карты потока процессов, форма которой приведена в приложении И [1]. В традиционной же документации предусмотрена маршрутная карта. Насколько разнятся карта потока процессов и маршрутная карта?

В первой в качестве наименьшей составляющей производственного процесса определена "операция". Для общего представления заказчика об управляемости процесса изготовления автокомпонента этого, может быть, и достаточно: карта потока довольно компакта, чтобы сторонний специалист мог охватить взглядом весь производственный цикл поставщика. Однако с точки зрения информативности она явно проигрывает нашей маршрутной карте, которая составляется на каждую специфическую технологию (литье, штамповка, формообразование, термообработка, нанесение покрытий, сборка). Например, только при изготовлении деталей можно насчитать до семи технологических маршрутов. С каждым из них работает технолог соответствующего профиля. И если составить карту потока, объединяющую данные маршруты, получится документ из семи частей. Шесть из них будут не нужны никому из этих технологов, а сторонний специалист (заказчик) просто в них запутается.

Вывод очевиден: для специалистов самого поставщика маршрутные карты целесообразно сохранить. Надо только тщательно выверить их содержание, убедиться, не упущены ли промежуточные процессы. Левую часть карты пото-

ка процессов можно будет автоматически формировать из нашей документации. При этом никаких противоречий между ними не будет.

Правда, следует иметь в виду, что информация по ключевым показателям качества автокомпонента (КПК), предусмотренная в карте потока процесса, в маршрутных картах отсутствует. Поэтому правую часть карты потока нельзя начинать заполнять, пока во всех маршрутах не будет проанализировано содержание всех технологических операций, в которых формируется тот или иной ключевой показатель качества компонента.

Напомним далее, что операционная карта состоит из табличной части, в которой приводится перечень технологических переходов в нужной последовательности с указанием режимов, а также комплект карт эскизов (схем обработки или сборки) на каждый из них. Именно в технологических переходах и формируются все составляющие компонента с присущими им показателями качества. Поэтому для удобства последующего анализа каждый ключевой показатель качества в этих формах полезно дополнительно обозначить.

Итак, технолог определил конкретную составляющую процесса формирования КПК – технологический переход. Теперь по требованиям документа [2] надо провести Р-FMEA, т.е. определить, какие именно характеристики технологического перехода в наибольшей степени влияют на величину этого показателя.

Чтобы ничего не упустить, целесообразно их сгруппировать следующим образом.

В первую группу следует включить показатели точности положения модулей оборудования и оснастки в координатах технологической системы, а также их технические характеристики (их придется проверять при оценке технологической точности); во вторую – параметры наладки и настройки (их соблюдение надо верифицировать перед началом выполнения сменного задания и по мере проведения коррекций);

в третью — характеристики процесса взаимодействия в переходе, т.е. технологические режимы и другие значимые условия (их придется измерять по заданному плану статистического управления (SPC)). Все они могут быть дополнительно указаны в операционной карте, а форму бланков технологических документов в настоящее время каждое предприятие вправе регламентировать самостоятельно.

При выверенных требованиях к выполнению перехода для проведения Р-FMEA команде по планированию, разработке, постановке и производству автокомпонента (APQP-команда) в полном составе уже не нужна: в столь малом и специфичном процессе профессиональный технолог без особого труда сумеет выделить основные факторы отклонений. Таким образом, формулировку стандарта "ключевая характеристика процесса" необходимо понимать более конкретно и обозначить ее как "ключевая характеристика технологического перехода" (КХТП).

Более того, из сказанного выше получается, что нынешняя практика быстрого заполнения карты потока процессов без анализа содержания переходов — прямое невыполнение стандарта [2]. Только анализ и дополнительная систематизация позволяет исключить множество неизбежных противоречий в содержании внутренней техдокументации и комплекта РРАР, а при необходимости — оперативно решить любую возникшую проблему.

В работе по новым требованиям появляются и другие нюансы. Так, прежде, чтобы назначить средства измерения и контроля, технологу было достаточно заглянуть в существующий справочник. Требования к правилам измерения в наших стандартизованных технологических картах контроля никак не оговариваются: считается, что их должен знать и применять сам контролер. Теперь же стандарт [1] требует доказать приемлемость процесса измерения каждого КПК по каждому выпускаемому компоненту, а стандарт [3] оговаривает, что эта процедура анализа измерительных систем (MSA) должна выполняться в соответствии с методикой измерения. Значит, у технолога появляется еще одна обязанность — разработать такую методику. Но поскольку речь идет о статистических характеристиках, для уменьшения факторов нестабильности измерительного процесса в ней, методике, крайне полезно задать дополнительные условия измерения КПК, которые необходимо строго соблюдать (число точек измерения, а также их координаты и т.п.). И если технолог грамотный, то он может задать такую схему точек измерений, которая поможет напрямую определить лимитирующие причины отклонения КПК и сразу определить необходимую их коррекцию.

Затем технолог должен задать планы управления технологическими переходами для поддержания их стабильности. В соответствии с предложенной систематизацией КХТП в технологическом переходе (см. рисунок) таких планов должно быть три: верификации наладки; статистического управления в технологическом переходе; оценки технической точности оборудования для обеспечения каждого КПК. Но для этого, очевидно, ему надо сначала проанализировать результаты измерений КПК в изготовленной установочной партии.

От фактического состояния оборудования и стабильности технологического перехода по каждому отдельному показателю будет зависеть жесткость этих планов. Их, опять-таки, тоже можно оформить как приложение к операционной карте.

Только после этого можно сказать, что технолог обеспечил все условия получения объективных данных о технологическом переходе. Теперь их надо довести до исполнителей, сделать их понятными для них. И здесь технолог просто обязан участвовать в разработке рабочих инструкций для операторов и наладчиков на каждом рабочем месте [4].

К содержанию таких инструкций единых жестких требований нет. Однако опыт многих предприятий говорит о

том, что инструкция должна включать необходимые действия по обеспечению безопасности на рабочем месте; порядок выполнения операции, обеспечивающий выпуск качественной продукции с визуализацией и, при необходимости, примеров несоответствий; содержание процесса подготовки к работе, обеспечивающее максимальную производительность и минимальный расход ресурсов; порядок действий по завершению работы. Но это еще не все.

Из стандарта [2] следует, что конкретные действия по реализации плана управления качеством надо включить в состав рабочей инструкции. Но это не очень удобно: планы должны быть более гибкими. Если, например, утверждены типовая или групповая технологический процесс, но в переходах обработки разных деталей формируются разные КПК, то потребуются представить планы на каждый показатель. Поэтому удобнее поставить задачу исполнителю в контрольных листах, где дополнительно указывается содержание методики измерений и задание на их выполнения. Например, для оператора — это схема измерения КПК и ключевых характеристик переходов, а также периодичность взятия выборок, а для наладчика — действия по выполнению плана верификации наладки. И задание, и методике измерения технической точности оборудования также лучше всего отражать в соответствующем контрольном листке характеристик, хотя РРАР не предусматривает представления данных по диагностическому обслуживанию оборудования. Эту задачу, видимо, должен выполнять ведущий технолог.

Можно сказать, что только после этого мы получаем полный набор информации для заполнения плана управления качеством (приложение Т [1]).

Предложенная система информационного обеспечения в несколько раз увеличивает объем переработки информации технологом, что лишний раз подтверждает необходимость перехода на электронный документооборот.

Выгода предлагаемого подхода несомненна. Ведь проведя такую работу, технолог детально разберется в подшефном процессе. А значит, будет готов к оперативному реагированию на любые ситуации. То есть его с полным правом можно будет назвать владельцем своего процесса.

Итак, получается, что формирование документов, необходимых для одобрения производства автокомпонентов головным заводом, следует начинать на стадии технологического проектирования, причем именно с подготовки комплекса технической информации на уровне отдельно взятых технологических переходов. Итог этой работы — логическая система "КПК автокомпонента — технологические переходы — ключевые характеристики технологического перехода".

Очень важно и то, что рассмотренный подход позволяет увязать интересы всех сторон: те, кто управляет процессом на рабочих местах, получают выверенную информацию из технической документации, а потребитель — формы РРАР, содержание которых адекватно отражает управление процессами производства поставщика. То есть создается достоверный комплекс информации для управления качеством, позволяющий на деле перейти от "слепого" контроля советского времени к систематическому анализу стабильности и планированию улучшений процессов.

Литература

1. ГОСТ Р 51814.4—2004. Система менеджмента качества в автомобилестроении. Одобрение производства автомобильных компонентов.
2. ГОСТ Р 51814.6—2005. Менеджмент качества при планировании, разработке и подготовке производства автомобильных компонентов.
3. ГОСТ Р 51814.5—2005. Системы менеджмента качества в автомобилестроении. Анализ измерительных и контрольных процессов.
4. ГОСТ Р ИСО 16969—09. Системы менеджмента качества. Особые требования по применению ИСО 9001:2008 в автомобильной промышленности и организациях, производящих соответствующие запасные части.

ТЕХНОЛОГИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СМАЗКИ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ОБРАБОТАННЫХ ДЕФОРМИРУЮЩИМ ПРОТЯГИВАНИЕМ

Канд. техн. наук **Е.А. БУЙЛОВ**
Университет машиностроения (МАМИ)
(495. 468-35-79)

Показано, что использование смазки при обработке деталей машин и механизмов методом деформирующего протягивания существенно повышает их износостойкость.

Ключевые слова: смазка, деформирующее протягивание, износостойкость.

Bouilov E.A.

TECHNOLOGY AND RESULTS OF ESTIMATION OF INFLUENCE OF GREASE LUBRICANT ON THE SURFACE WEAR RESISTANCE UNDER DEFORMING BROACHING

Using of lubricant at processing of machines and mechanisms under deforming broaching makes it possible considerable to decrease the hard-wearing is showed.

Keywords: oil material, deforming broaching, grease.

Исследованиями, выполненными в МАМИ, доказано, что поверхность отверстия, обработанная деформирующим протягиванием с использованием металлоплакирующих смазок, имеет по сравнению с поверхностью, обработанной с сульфозфрезолом, ряд преимуществ. Это меньшая шероховатость, величины усадки и упрочнения; большая точность обработки, наличие на ней полимерной медьсодержащей пленки. И, как следствие, более высокие эксплуатационные качества. В частности, повышенная износостойкость деталей типа втулок, работающих в режиме трения скольжения. Однако на первом этапе исследований доказательства носили чисто качественный характер (по принципу "лучше-хуже"). Поэтому работы были продолжены – с тем, чтобы выявить количественные результаты замены сульфозфрезолола на металлоплакирующие смазки. И свелись эти работы к сравнительным испытаниям образцов, обработанных в обеих средах, на машине трения СМЦ-2. При этом в качестве метода исследования был выбран метод Амслера – наиболее простой из известных и довольно близкий к реальным условиям работы трения вала во втулке или втулки на валу.

Для его реализации было спроектировано и изготовлено приспособление, которое устанавливалось на машине трения. При этом валик, у которого шейки притерты под размеры вкладышей и вырезаны из полученных после обработки образцов, закрепляли в шпинделе машины СМЦ-2, а вкладыши вставляли в обойму и фиксировали винтами. Затем обойма в сборе с вкладышами помещалась в хомут и закреплялась стопорными винтами так, чтобы вкладыш сидел в обойме свободно и имел возможность самоустанавливаться. Этот комплект размещали на валу, закрепленном в машине трения.

Все образцы были одинаковыми. Их изготавливали из стали 45, имели оптимальные параметры качества рабочей поверхности отверстия и представляли собой вырезанные из средней части деталей. Их ширина составляла 10 мм, наружный диаметр $D_{\text{н}} = 35$ мм, внутренний – $d_{\text{отв}} = 21,6$ мм, длина дуги – $l = 20$ мм.

В качестве истирающего элемента использовался вал из чугуна СЧ-21-40, его наружный диаметр шлифовался до $R_a = 1,25 \dots 0,63$ мкм, а размеры его шейки подгонялись к внутреннему диаметру полувкладышей с точностью $d = -0,005$ мм.

Основными параметрами, влияющими на износ пары "валик–втулка", являются, как известно, сила F нормального давления, частота n вращения (скорость трения) валика или втулки и смазка. Поэтому в качестве скорости трения была принята частота n вращения валика, равная паспортной и соответствующая частоте вращения привода машины трения ($n = 1000 \text{ мин}^{-1} \pm 10 \%$), т.е. $v = 1,13$ м/с. Нормальная же сила принималась соответствующей давлению 3,5 МПа (35 кг/см²).

В качестве критерия износостойкости поверхности образца в период приработки были приняты, как то рекомендуют авторы работ [1, 2], величины износа $\Delta q_{\text{пр}}$ приработки, ее длительность $t_{\text{пр}}$ и интенсивность J_d установившегося износа, подсчитываемая по известной [2] формуле:

$$J_d = \frac{\Delta q_{\text{пр}}}{S_a L},$$

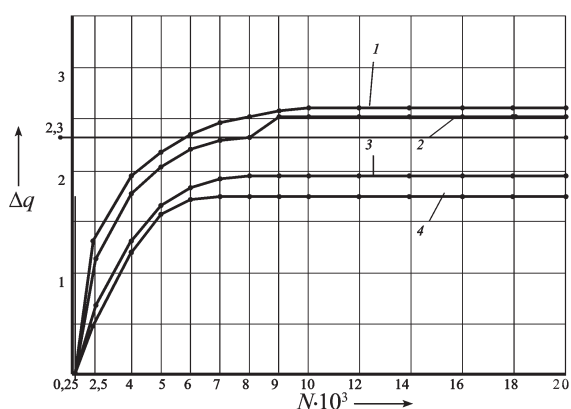
где L – путь трения; S_a – номинальная площадь контакта поверхностей трения.

Входящий в формулу износ $\Delta q_{\text{пр}}$ определялся взвешиванием образцов, а длительность $t_{\text{пр}}$ выбиралась в соответствии с рекомендациями работ [1, 3], составила 10⁶ циклов (оборотов валика), или ~42 ч, и включала ~20-часовой период приработки и часть периода установившегося износа, достаточно продолжительную, чтобы можно было судить об интенсивности этого износа.

Подготовленные к испытаниям вкладыши проходили 15-минутную приработку. После этого их проверяли и ставили на испытания. Эти проверки периодически, через определенные, все более удлиняющиеся промежутки времени (число циклов) повторяли (более частые измерения в начале испытания необходимы из-за более быстрого износа образцов в период приработки). Всего циклов замеров было 12: № 1 – до начала испытаний; № 2 – после удаления выступов (приработка); № 3 – после 2,5·10³ циклов; № 4 – после 25·10⁴ циклов; № 5 – после 5·10⁵ циклов; № 6 – после 6·10⁵ циклов; № 7 – после 7·10⁵ циклов; № 8 – после 8·10⁵ циклов; № 9 – после 9·10⁵ (19 ч) циклов; № 10 – после 12·10⁵ циклов; № 11 – после 16·10⁵ циклов; № 12 – после 20·10⁵ циклов основных испытаний. Все они повторялись в двух сериях испытаний, т.е. в двух различных смазочных средах.

При этом в ходе первой исследовали износостойкость поверхностей вкладышей, обработанных деформирующим протягиванием с применением сульфозфрезолола и металлоплакирующих смазок; испытания проводились в масляной ванне с моторным маслом МБ₃12Г₁. Вторая серия отличалась от первой тем, что в масляную ванну добавляли 10 % присадки МК-18У. Таким образом, в обоих случаях пара трения "валик–вкладыш" работали в условиях жидкостного граничного трения, т.е. в условиях избирательного переноса. При этом чугунные валики при каждой серии опытов заменяли новыми.

Способ обработки поверхности	Номер серии опытов	Условия испытаний	Износ $\Delta q_{пр}$, мг	Длительность $t_{пр}$, ч	Интенсивность J_d износа	R_a , мкм
Деформирующее протягивание в среде "сульфофрезол"	1	Смазка				
		М6 ₃ 12Г ₁	2,6	19,0	10,4	0,32
	2	Смазка	2,5	19,0	10,3	
		М6 ₃ 12Г ₁ +МК-18У	2,3	17,0	10,2	0,28
Деформирующее протягивание в среде "металлоплакирующая смазка"	3	Смазка				
		М6 ₃ 12Г ₁	1,9	14,7	9,2	0,32
	4	Смазка				
		М6 ₃ 12Г ₁ +МК-18У	1,7	12,6	7,1	0,23



Зависимость износа поверхности отверстия от способа его обработки и вида трения:

1 — сульфофрезол, масло М6₃12Г₁; 2 — металлоплакирующая смазка, масло М6₃12Г₁; 3 — сульфофрезол, масло М6₃12Г₁ и присадка МК-18У; 4 — металлоплакирующая смазка, масло М6₃12Г₁ и присадка МК-18У

Результаты испытаний сведены в таблицу, на основе которой затем были построены графические зависимости износов поверхностей отверстий от способа их обработки и вида трения (см. рисунок). Из рисунка следует, что образцы, обработанные в среде "сульфофрезол", при испытаниях в масляной ванне имеют (кривая 1) наибольший износ и самый большой ($\sim 10 \cdot 10^5$ циклов) период приработки. У аналогичных же образцов, обработанных с применением металлоплакирующей смазки, в процессе приработки износ был на 5...6 % меньше, а в процессе последующих циклов испытаний — меньше на ~4 % (кривая 2). Да и продолжительность приработки составляла $\sim 8 \cdot 10^5$ циклов, т.е. она на 20 % меньше.

Картина повторялась и в сериях опытов, выполненных после добавления в масляную ванну присадки МК-18У: наибольшие износы имели образцы, обработанные в среде "сульфофрезол" (кривая 3), а наименьшие —

обработанные с применением металлоплакирующей смазки (кривая 4), а разница между ними составила почти 11 %.

Добавка присадки не только увеличивает разницу в износах образцов, обработанных в различных средах, но и смещает кривые 3 и 4 по отношению кривых 1 и 2 вниз, т.е. в сторону меньших износов. Например, кривая 3 сместилась по отношению к кривой 1 на 27 %, кривая 4 по отношению к кривой 2 — на 32 %, а кривая 4 по отношению к кривой 1 — на 34,6 %. Другими становятся и периоды приработки: на первых сериях опытов число циклов оказывалось равным $\sim 8 \cdot 10^5$, а во второй — $7 \cdot 10^5$.

Из рисунка видно также, что обработка методом деформирующего протягивания с применением металлоплакирующей смазки в случае масляной ванны особенно существенно сказывается в период приработки, а затем на кривой 2 появляется ступенька. Причина — полимерная пленка. Ее толщина невелика, она быстро изнашивается, ее частицы, срываясь, растворяются в общей массе масла. Тем не менее с достаточной степенью уверенности можно сделать вывод: обработка деформирующим протягиванием с применением металлоплакирующей смазки — выгодна. Она позволяет снизить, по сравнению с обработкой в среде "сульфофрезол", продолжительность приработки на ~12 % (кривая 3 и 4), а затем, применив соответствующие присадки, перейти к фактически безыносному процессу трения.

Литература

1. Крагельский И.В., Добычин Н.М., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. — 525 с.
2. Расчетно-экспериментальные методы оценки трения и износа / отв. ред. И.В. Крагельский. М.: Машиностроение, 1984. — 222 с.
3. Гаркунов Д.Н. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса. М.: Машиностроение, 1977. — 215 с.

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ ИСПЫТАНИЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д-р техн. наук **Б.С. НАУМЕНКО, А.Ф. ФОТИАДИ**
 Северо-Кавказский федеральный университет
 (8652. 94-41-25)

Рассматриваются новые методы оценивания силовых параметров на звеньях АТС, основанные на применении систем автоматической идентификации, созданных в СКФУ.

Ключевые слова: инерционный стенд, системы идентификации, моделирование процессов выбега и разгона.

Naumenko B.S., Fotiadi A.F.

AUTOMATIC IDENTIFICATION SYSTEM TESTS OF VEHICLES

Explores new ways of estimation of power parameters for motor vehicle parts, based on the use of automatic identification systems, created by SKFU.

Keywords: inertial stand, system identification, modeling of processes of run-on and Acceleration.

В Северо-Кавказском федеральном университете разработана автоматическая система идентификации (САИ), значительно упрощающая и облегчающая процесс испытаний АТС на инерционном стенде с беговыми барабанами. При этом в качестве объекта идентификации при математическом моделировании и обработке структуры данной системы был принят двухосный заднеприводный автомобиль КамАЗ-4310. Функциональная схема САИ приведена на рис. 1.

Работа двигателя и АТС при исследованиях представляется в следующем виде.

С помощью всережимного регулятора устанавливается определенная цикловая подача q_i топлива, которая при сгорании в цилиндрах двигателя, представленного в виде передаточной функции $W(S)_д$, обеспечивает индикаторное давление p_i , действующее на его поршни. Это давление с помощью КШМ создает на коленчатом валу крутящий момент $M_e = (\bar{\alpha}, \omega_e)$. (Здесь $\bar{\alpha}$ – параметр, характеризующий положение органа подачи топлива для частоты вращения коленчатого вала ω_e .) За счет этого момента на ведущих колесах АТС образуется тяговый момент M_k .

Все перечисленное имеет место как в реальных дорожных условиях, так и в условиях стенда. Следовательно, результаты испытаний, проведенных и в тех, и в других условиях, должны быть одинаковыми. Только стенд позволяет обеспечить меньшие затраты времени на испытания. Поэтому разработчики системы автоматической идентификации предназначили ее именно для стенда с беговыми барабанами. В качестве источника информации об угловой скорости ведущих колес АТС был взят датчик спидометра, а угловой скорости коленчатого вала ДВС – датчик тахометра. Звено привода АТС при исследованиях САИ выбирается оператором с помощью задающего устройства, представ-

ленного на рис. 1 в виде контактов реле P_1 выбора звена привода и реле P_2 выбора состояния i при испытани-

ях. Причем при отсутствии тока в обмотке реле P_1 своим нормально замкнутым контактом подключает блок идентификации "выбег" (состояние $i=1$). При этом автоматически определяется момент M_c сил сопротивления и относительный параметр a_i , зависящий от момента инерции J_i звена привода, выбранного при испытаниях. При подаче тока на обмотку реле P_1 его нормально разомкнутый контакт замыкается и подключает блок идентификации M_e на режим разгона (состояние $i=2$). На выходе блоков идентификации получаются оценки параметров АТС в функции времени переходных процессов при выбеге и разгоне. В блоках же БПХ1 и БПХ2 преобразования характеристик получают характеристики параметров АТС в традиционном представлении, т.е. в функции угловых скоростей звеньев привода.

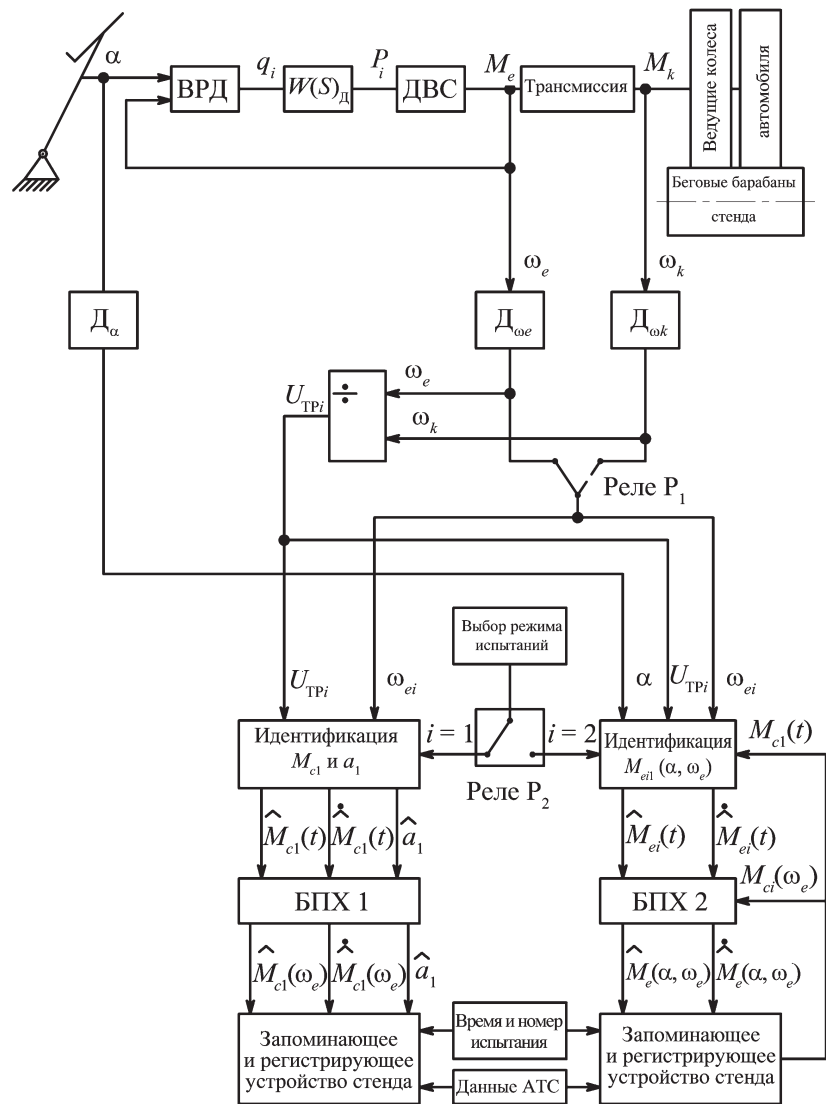


Рис. 1. Функциональная схема стенда и основных составляющих системы автоматической идентификации АТС

Оценки силовых параметров АТС подаются в запоминающие и регистрирующие устройства (блоки) стенда, в которые перед испытаниями вводятся время проведения испытаний и необходимые паспортные данные АТС.

Для обеспечения универсальности рассматриваемой системы идентификации, т.е. ее пригодности для разных как по конструкции, так и по выходным характеристикам АТС, при ее синтезе использовались уравнения с представлением идентифицируемых параметров в относительных переменных и методы современной теории автоматического управления.

Рассмотрим математическое описание АТС и системы идентификации на режимах выбега и разгона при условии, что в состояниях $i = 1$ и $i = 2$ зве-

ном приведения является маховик двигателя.

Так, вектор информационных параметров АТС, который восстанавливается с помощью системы идентификации на данных режимах, дает формула № 1 (см. таблицу). Для ее реализации в состоянии $i = 1$ при заданном передаточном числе $U_{тр}$ трансмиссии, колеса АТС разгоняются за счет изменения угловой скорости ω_e коленчатого вала до ω_{ei} , затем подача q_i топлива в двигатель путем установки рычага настройки регулятора в положение $\bar{\alpha} = 0$ отключается и начинается выбег вращающихся масс, связанных с маховиком двигателя. При этом процесс выбега колес в общем случае описывается дифференциальным уравнением, представленным в виде формулы № 2.

И поскольку в качестве звена приведения принят маховик двигателя, то входящие в эту формулу параметры автомобиля определяются по формулам № 3. Идентификация информационных параметров M_{ci} и a_i осуществляется с помощью САИ1, описываемой формулами № 4. По окончании переходных процессов при выбеге и преобразовании результатов в блоке БПХ1 на регистрирующие устройства выводятся результаты идентификации параметров автомобиля в виде характеристики $\hat{M}_{c1}(\omega_e)$ и значений момента инерции $\hat{J}_{e\sigma}$, которые определяются по формулам № 5. Относительные же ошибки идентификации параметров автомобиля на выбеге рассчитываются по формулам № 6.

№ формулы	Формула	Примечание
1	$W(S) = [M_{ei}, \dot{M}_{ei}, M_{ci}, \dot{M}_{ci}, J_i]^T$	Трансформированная матрица информационных параметров АТС
2	$\dot{\omega}_i = -a_i(\bar{M}_{ci})$	ω_i – угловая скорость звена при i -м состоянии системы; a_i – постоянная времени; \bar{M}_{ci} – относительный момент сил сопротивлений в силовом агрегате и ходовой системе ведущих колес
3	$a_{e\sigma} = M_N J_{e\sigma}^{-1};$ $J_{e\sigma} = J_d + J_k n_k (U_0 U_k)^{-2} + J_6 (U_{ct} U_0 U_k)^{-2};$ $\bar{M}_{c1} = M_N^{-1} \bar{M}_{c1};$ $\bar{M}_{c1} = M_{ca} + M_{ctp} (U_0 U_k)^{-1};$ $\omega_1 = \omega_e$	$J_{e\sigma}$ – суммарный, приведенный к маховику момент инерции системы (двигатель, колеса и барабаны стенда); J_d – суммарный момент инерции двигателя, приведенный к маховику; J_k – момент инерции колеса автомобиля; n_k – число ведущих колес автомобиля; J_6 – суммарный момент инерции беговых барабанов стенда, приведенный к оси барабанов; \bar{M}_{c1} – относительный момент сил сопротивлений в двигателе и агрегатах трансмиссии; M_N – момент двигателя при номинальной мощности; M_{ca} и M_{ctp} – моменты сил сопротивлений в двигателе и агрегатах трансмиссии; ω_e – угловая скорость маховика двигателя
4	$\frac{\dot{\omega}_e}{a_1} = -\bar{M}_{c1}; \bar{M}_{c1} = \hat{M}_{c1}; a_1 = a_{e\sigma};$ $\dot{\omega}_e = -[K_{1b}(\omega_e - \hat{\omega}_e) + \hat{a}_{1и}] \hat{M}_{c1};$ $\hat{a}_1 = K_{2b}(\omega_e - \hat{\omega}_e);$ $\hat{a}_1 = K_{1b}(\omega_e - \hat{\omega}_e) + \hat{a}_{1и}$	\bar{M}_{c1} – оценка момента сил сопротивлений в двигателе и агрегатах трансмиссии; $\hat{\omega}_e$ – оценка угловой скорости маховика двигателя; $\hat{a}_{1и}$ – интегральная составляющая оценки \hat{a}_1 ; K_{1b} , K_{2b} – коэффициенты усиления идентификатора
5	$\hat{J}_{ea} = \hat{J}_{e\sigma} - J_6 (U_{ct} U_0 U_k)^{-2};$ $\hat{M}_c(\omega_e) = \hat{M}_{c1} M_N$	J_6 – момент инерции барабанов стенда; $\hat{J}_{e\sigma}$ – оценка момента инерции системы (двигатель, колеса и барабаны стенда)
6	$\varepsilon_{\omega_e} = 1 - \frac{\hat{\omega}_e}{\omega_e}; \varepsilon_{a_1} = 1 - \frac{\hat{a}_1}{a_1}$	ε_{ω_e} – относительная ошибка оценивания угловой скорости коленчатого вала двигателя $\hat{\omega}_e$; ε_{a_1} – относительная ошибка оценивания постоянной времени \hat{a}_1
7	$\dot{\omega}_i = a_i [\bar{M}_{ei}(\bar{\alpha}_i, \omega_i) - \bar{M}_{ci}(\omega_i)]$	ω_i – угловая скорость коленчатого вала двигателя; a_i – постоянная времени автомобиля; $\bar{M}_{ei}(\bar{\alpha}_i, \omega_i)$ – относительный крутящий момент двигателя; $\bar{\alpha}_i$ – относительный угол поворота рычага всережимного регулятора ТНВД
8	$a_2 = \hat{a}_1 = M_N \hat{J}_{e\sigma}^{-1}; M_{e2} = M_N F_d(\omega_e) \bar{Z};$ $\bar{M}_{e2} = M_N^{-1} M_{e2}; \bar{M}_{c2} = \hat{M}_{c1}; \omega_2 = \omega_e$	a_2 – постоянная времени автомобиля при разгоне; \bar{Z} – безразмерная величина положения рейки ТНВД; $F_d(\omega_e)$ – нелинейная функция внешней скоростной характеристики ДВС при $\bar{Z} = 1$; ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя
9	$\dot{\omega}_e = \hat{a}_2 \{ [K_{1p}(\omega_e - \hat{\omega}_e) + \hat{M}_{en}] - \hat{M}_{c1} \};$ $\dot{M}_{en} = K_{2p}(\omega_e - \hat{\omega}_e);$ $\hat{M}_e = K_{1p}(\omega_e - \hat{\omega}_e) + \hat{M}_{en}$	\hat{a}_2 – оценка постоянной времени на состоянии системы при $i = 2$; \hat{M}_e – оценка крутящего момента двигателя; \hat{M}_{en} – интегральная составляющая \hat{M}_e ; K_{1p} , K_{2p} – коэффициенты усиления идентификатора
10	$\varepsilon_{M_e} = 1 - \frac{\hat{M}_e}{M_e};$ $\varepsilon_{M_N} = 1 - \frac{\hat{M}_N}{M_N}$	ε_{M_e} – относительная ошибка оценивания крутящего момента двигателя $\hat{M}_e(\omega_e, \bar{\alpha})$; ε_{M_N} – относительная ошибка оценивания крутящего момента двигателя при номинальной мощности \hat{M}_N

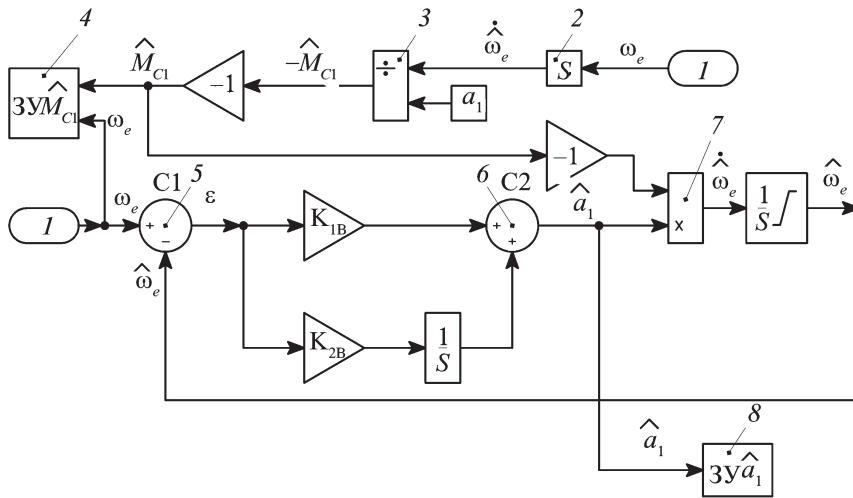


Рис. 2. Структурная схема САИ1 (для режима "Выбег"):

1 – датчик тахометра; 2 – дифференцирующее устройство; 3 – блок деления; 4 – запоминающее устройство; 5 – суммирующее устройство C1; 6 – суммирующее устройство C2; 7 – блок умножения; 8 – запоминающее устройство

Структурная схема САИ1 на режиме выбега при моделировании на ЭВМ приведена на рис. 2. Согласно ей, сигнал ω_e с датчика 1 тахометра поступает на вход дифференцирующего устройства 2 и подается на блок 3 деления, в который вводится и расчетное значение a_1 . На выходе этого блока получается отрицательное значение момента M_{c1} сил сопротивлений, модуль которого поступает в запоминающее устройство 4 характеристики $M_{c1}(\omega_e)$ и на вход блока 7 умножения.

Сигнал угловой скорости ω_e датчика тахометра подается и на плюсовой вход суммирующего устройства 5, на выходе которого формируется сигнал ошибки оценки угловой скорости, а на выходе суммирующего устройства 6 – оценка постоянной времени \hat{a}_1 , которая поступает в запоминающее устройство 8 и включает пропорциональную и интегральную составляющие (см. формулы № 4).

Оценка постоянной времени \hat{a}_1 подается на второй вход блока 7 умножения, на выходе которого получается сигнал $\hat{\omega}_e$. Он после интегрирования подается на минусовой вход суммирующего устройства 5. Таким образом САИ1 выдает оценки $\hat{M}_{c1}(\omega_e)$ и \hat{a}_1 в реальном времени. При идентификации ошибки ε_{ω_e} и ε_{a_1} переходного процесса стремятся к нулю.

Для идентификации характеристики двигателя $M_e(\bar{\alpha}, \omega_e)$ оператор переключает реле P_2 выбора режимов в положение $i = 2$ (разгон). В общем случае для различных состояний i уравнение разгона записывается в виде формулы № 7. Но когда в качестве звена приведения выбран маховик двигателя,

то составляющие, входящие в формулу № 7, определяются по формулам № 8.

САИ2 для идентификации характеристик ДВС, структурная схема которой показана на рис. 3, описывается дифференциальными уравнениями № 9, а ошибки оценки характеристик – формулами № 10. С выходов 4 и 5 САИ2 сигнал поступает в БПХ2 и преобразуется в характеристики $\hat{M}_e(\bar{\alpha}, \omega_e)$ и $\hat{M}_e(\bar{\alpha}, \omega_e)$.

К сказанному добавим, что структуры САИ1 и САИ2, а также величины и знаки коэффициентов усиления синтезированы таким образом, чтобы относительные ошибки идентификации, вычисляемые по формулам № 6 и

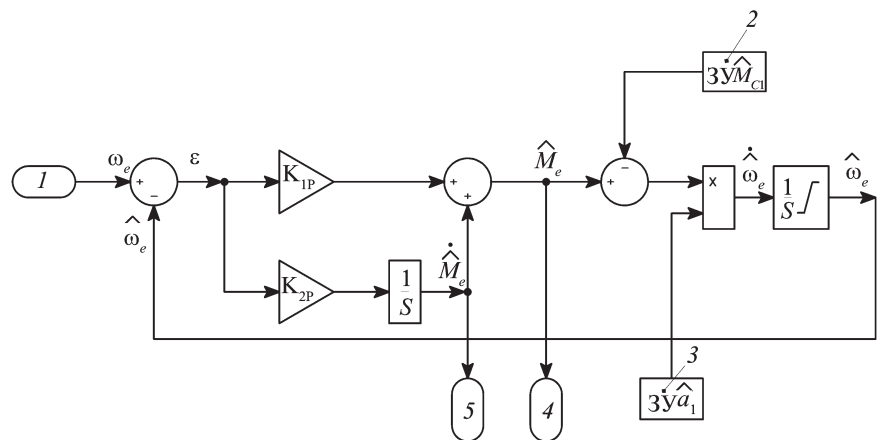


Рис. 3. Структурная схема САИ2 (для режима "разгон"):

1 – датчик тахометра; 2 – запоминающее устройство \hat{M}_{N1} ; 3 – запоминающее устройство \hat{a}_1 ; 4 – выход сигнала \hat{M}_e ; 5 – выход сигнала \hat{M}_e

10, выходили на нулевое значение за время $t_p = 0,15...0,25$ с и чтобы в процессе всего времени испытаний САИ работали в следящем режиме с обеспечением устойчивости при гармоническом или скачкообразном воздействии на систему "АТС–САИ".

На рис. 4 показана блок-схема системы "АТС–САИ", созданная в операционной среде MatLab/Simulink. Эта блок-схема реализует уравнения движения АТС на режимах разгон и выбег и включает всережимный (ВРД) регулятор ТНВД; математическую модель дизеля в виде блока ДВС; блок формирования момента M_c сил сопротивлений внешней среды и блок M_{c1} моментов сил сопротивлений в двигателе и агрегатах трансмиссии. На выходе блок-схемы получается сигнал угловой скорости ω_i на i -м состоянии программы испытаний. Этот сигнал поступает на входы блоков всережимного регулятора ДВС, M_{c1} и САИ. Причем блок САИ построен на основе математических моделей идентификаторов информационных параметров режимов выбег–разгон, приведенных в таблице. На его выходе получают векторы информационных параметров АТС и их оценок на этих режимах. Для соединения соответствующих входов и выходов математической модели системы "АТС–САИ" на заданных режимах испытаний в схеме предусмотрены два реле, которые условно названы реле P_v выбега и реле P_p разгона.

Реле P_v при отсутствии напряжения на обмотке управления с помощью первой группы нормально замкнутых контактов соединяет выход блока гармонического сигнала с входом блока M_{c1} , а с помощью второй группы нормально замкнутых контактов подключает сигнал – "1" на вход блока САИ. При этом нормально замкнутая группа контактов

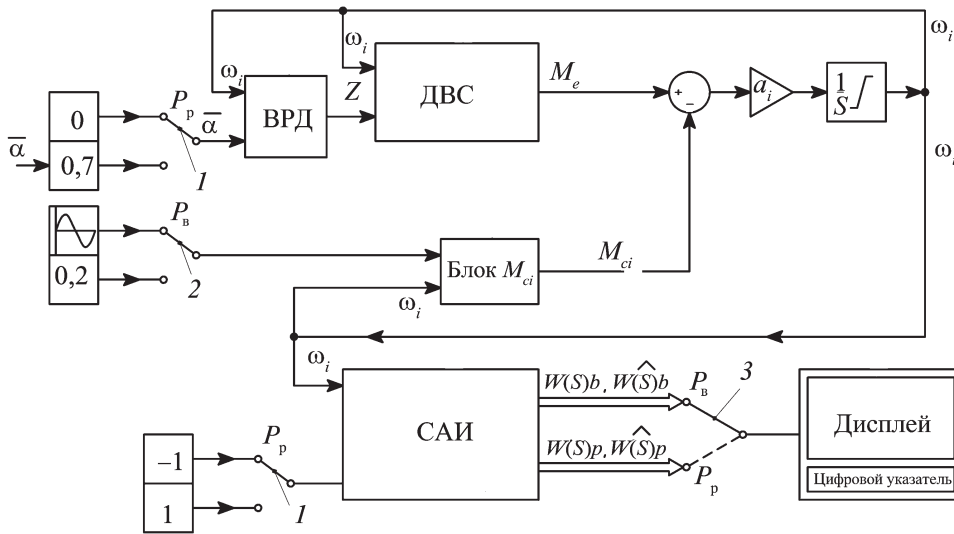


Рис. 4. Блок-схема системы "АТС-САИ" при исследованиях на ЭВМ:

1 – контакты реле разгона; 2 – контакты реле выбега; 3 – контакты реле "выбег-разгон"

реле P_p подключает выход нулевого сигнала на вход блока всережимного регулятора, рейка ТНВД находится в нулевом положении, а цикловая подача q_i равна нулю.

На выходе блока САИ на режиме "выбег" формируются сигналы вектора $W(S)_b$ параметров АТС и вектора $\hat{W}(S)_a$ оценки этих параметров, полученных с помощью блока САИ. Через

нормально замкнутую группу контактов реле P_b эти сигналы подаются на дисплей и цифровой указатель регистрирующей системы. На дисплей же выводятся (в виде графиков, показанных на рис. 5) переходные процессы в системе "АТС-САИ" на выбеге с оценкой ошибок идентификации при скачкообразных и гармонических воздействиях на систему. Из графика, например, видно, что выход оценки $M_{ci}(t)$ на режим слежения с нулевой ошибкой оценки САИ осуществляет через время $t_p = 0,25$ с.

Для оценки адаптивных свойств САИ при выключенном реле P_b на вход блока M_{ci} подавался сигнал с блока гармонического воздействия. Оказалось, что при изменении амплитуды гармонического сигнала от +0,4 до -0,4 ошибка на режиме слежения практически равна нулю (рис. 6). Отсюда можно сделать вывод о хороших адаптивных свойствах САИ, что очень важно для бортовой системы диагностирования АТС.

На режиме "разгон" контактной группой реле P_p на вход блока всережимного регулятора подключается

сигнал о положении (угол $\bar{\alpha}$) органа управления регулятором. Это реле отключает блок гармонических воздействий и подключает постоянную составляющую сил сопротивлений в трансмиссии АТС на вход блока M_{ci} . На вход блока САИ контактная группа этого реле подключает единичный положительный сигнал, что приводит к изменению знаков коэффициентов усиления в структурах САИ1 и САИ2.

Переходные процессы в системе "АТС-САИ2" представлены на рис. 7, из которого следует, что выход оценки $\hat{M}_e(\bar{\alpha}, t)$ на режим слежения с минимальной ошибкой происходит тоже через время $t_p = 0,25$ с.

По результатам экспериментов установлено, что максимальная динамическая ошибка ε_{M_e} в переходном процессе при разгоне АТС не превышает значения 0,4, а при выходе на режим слежения изменяется в пределах 0...0,13.

С помощью относительной ошибки ε_{M_N} (формула № 10) оценивается техническое состояние ДВС. Если $\varepsilon_{M_N} < 0$, т.е. $\hat{M}_N > M_N$, то двигатель в рабочем состоянии способен развивать больший, чем по паспортным данным, момент. Если $\varepsilon_{M_N} > 0$ и выходит за заданный нижний предел, двигатель требует углубленной диагностики для определения причин снижения мощности и принятия решений по ремонту.

Оценка адаптивных свойств САИ2 проверялась на математической модели системы "АТС-САИ" при плавных и скачкообразных изменениях положения органа настройки регулятора $\bar{\alpha}$. Результаты проверки говорят о хороших адаптивных свойствах САИ2.

В заключение нельзя не отметить, что спроектированная САИ2 позволяет оценить скоростные характеристики АТС с двигателем любого типа (дизель или бензиновый) и с любой конструкцией его системы топливоподачи.

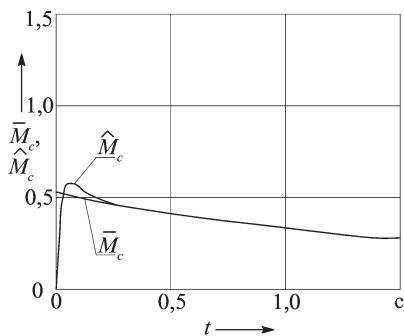


Рис. 5. Переходный процесс при определении момента сил сопротивления вращающихся масс АТС на выбеге

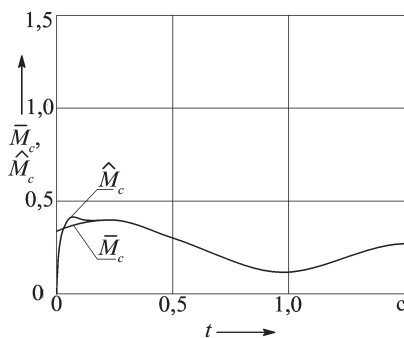


Рис. 6. Переходный процесс на выбеге при гармоническом воздействии на систему "АТС-САИ1"

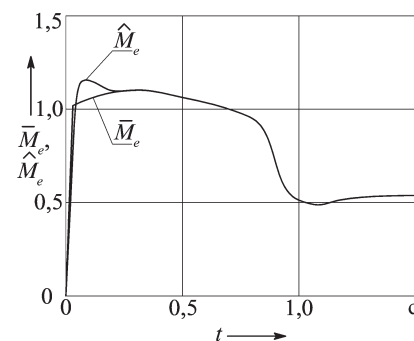
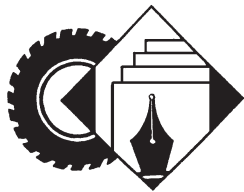


Рис. 7. Переходный процесс при идентификации характеристик ДВС с помощью САИ2



УДК 629.11.012.5

ГЛОБАЛЬНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРАВИЛА ЕЭК ООН НА ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РАДИАЛЬНЫЕ ШИНЫ

Канд. техн. наук **В.Н. ЗАДВОРНОВ**
НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" (495. 994-99-07)

Рассматривается проект глобальных технических правил ЕЭК ООН, касающихся единообразных предписаний в отношении новых пневматических радиальных шин для легковых и легких грузовых (коммерческих) транспортных средств.

Ключевые слова: пневматическая шина, качество, глобальные технические правила, Правила ЕЭК ООН, стандарты США, стендовые и дорожные испытания.

Zadvornov V.N.

GLOBAL VEHICLE REGULATIONS ON NEW PNEUMATIC RADIAL TYPES

Project Global Technical Regulations of UN ECE concerning uniform regulations with regard to new pneumatic radial tyres for car and light trucks is considered.

Keywords: pneumatic tyre, quality, global technical regulations, UN ECE Regulations, standards of USA, bench and road tests.

Современный авторынок – глобальный. Он требует постоянного повышения эксплуатационных качеств АТС, т.е. улучшения всех его важнейших показателей, в том числе характеристик шин. В связи с этим эксперты и специалисты стремятся гарантировать единообразные процедуры оценки последних. Свидетельство тому – предложения ЕЭК ООН по разработке глобальных технических требований, касающихся единообразия предписаний в отношении пневматических радиальных шин для легковых и легких грузовых (коммерческих) транспортных средств. Считается, и не без оснований, что выполнение этих требований позволит поднять на новый уровень качество шин, а значит, и улучшить эксплуатационные качества этих автомобилей.

Во исполнение этих предложений весной 2009 г. в Женеве состоялась международная конференция, на которой рассматривался вопрос о создании гармонизированных Правил ЕЭК ООН по шинам на базе двух существующих направлений развития методологии испытаний шин: европейской системы (Правила ЕЭК ООН) и стандартов США.

Обмен мнениями экспертов по этому вопросу показал, что между обеими системами есть определенные расхождения. В частности, в отношении режимов и условий испытаний, а также вариантов трактовок и оценок значимости отдельных видов испытаний. Правда, большинство расхождений не имеет принципиального характера. Исключение составляют лишь испытания по определению работоспособности шин на высоких скоростях их качения. Однако это не помешало участникам конференции создать согласованный проект Глобальных технических правил на новые пневматические радиальные шины для транспортных средств, масса которых не превышает 4536 кг [1]. Более того, многие экс-

перты считают этот проект окончательным их вариантом.

Основой для предлагаемых Глобальных технических правил стали Правила № 30, 54, 64 и 117 ЕЭК ООН, а также требования стандарта FMVSS 139, разработанного в США под руководством Национальной администрации безопасности дорожного движения. Кроме того, в них перенесены отдельные части стандартов FMVSS 109 и 119, так как они вполне применимы к некоторым видам шин, предназначенным для легких коммерческих транспортных средств (шинам типа LT или C).

Разработка правил осуществлялась в два этапа. Первый из них был посвящен согласованию требований, относящихся только к шинам для легковых автомобилей, а второй – к шинам для легковых грузовых (коммерческих) транспортных средств с обозначением C или LT.

Разработанные Глобальные технические правила для шин легковых автомобилей предусматривают заводские коды, маркировку, определение размеров шин, а также порядок проведения испытаний по определению их работоспособности на высоких скоростях качения; общие ресурсные испытания на выносливость (работоспособность); испытания на прочность; испытание на сопротивление отрыву борта шины (только для бескамерных шин); испытания при низком внутреннем давлении воздуха; оценку эксплуатации шины в спущенном состоянии (для шин, пригодных для использования в таком состоянии); испытания на звук (шум), производимый шинами при качении; испытания на сцепление с мокрым дорожным покрытием.

Аналогичные виды испытаний разрабатываются и для шин легких грузовых транспортных средств. Причем этот этап разработки должен, согласно плану, завершиться к концу 2014 г.

Большинство из перечисленных испытаний хорошо известно, поскольку они давно и широко применяются на практике. Но среди них есть и новые, которые и рассматриваются ниже.

Первая из таких новинок – технология испытаний шин для легковых автомобилей на высоких скоростях. Их цель – определение работоспособности этих шин на таких скоростях и нагрузках. При ее разработке ставилась задача гармонизировать требования американского стандарта FMVSS 139 США и Правил № 30 ЕЭК ООН, которые, как упоминалось выше, весьма отличаются друг от друга и основываются на различных методологических принципах.

Например, испытания на основе стандарта США разработаны таким образом, чтобы обеспечить надлежащее функционирование шины на скоростях, которые значительно превышают национальные предельные значения. Однако требования к этому испытанию не были увязаны с каким-либо из обозначений скорости на самой шине. В соответствии же с требованиями Правил № 30 ЕЭК ООН шина должна быть испытана на

Таблица 1

Категория скорости	Давление, МПа (кгс/см ²) в шинах, предназначенных		Испытательная нагрузка, %, от ее индекса
	для стандартной и легкой нагрузки	для повышенной нагрузки	
<i>T, U, H</i>	0,28 (2,8)	0,32 (3,2)	80
<i>V</i>	0,30 (3,0)	0,34 (3,4)	73
<i>W</i>	0,32 (3,2)	0,36 (3,6)	68
<i>Y</i>	0,32 (3,2)	0,36 (3,6)	68

предельно высокой заявленной производителем скорости. В итоге было принято решение сочетать оба метода проведения испытаний, взяв за основу тот, который является более жестким для шин с различными обозначениями скорости и более оптимален с точки зрения процедуры проведения испытаний. Результат: американский стандарт FMVSS 139 необходимо применять для испытания шин на высоких скоростях с обозначением скорости *S* (180 км/ч) и ниже, а для шин с индексом скорости *T* (190 км/ч) и выше Правила № 30 ЕЭК ООН.

Таким образом, процедура испытаний для шин категорий скорости *F–S* заключается, согласно Глобальным правилам, в их обкатывании на стенде с беговым барабаном диаметром $1,7 \text{ м} \pm 1 \%$ при температуре воздуха в помещении, равной $308 \pm 3 \text{ К}$ ($35 \pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$). При этом внутреннее давление в стандартных и усиленных шинах при испытательной нагрузке 85 % от индекса несущей способности должно быть равным 220 и 260 кПа (2,2 и 2,6 кгс/см²) соответственно. Шина обкатывается на скорости 80 км/ч в течение 2 ч, после чего должна остыть до 311 К (38 °С) для корректировки давления воздуха перед проведением испытаний. Само же испытание проводится в непрерывном режиме в течение 90 мин в три последовательных этапа, каждый продолжительностью 30 мин на скоростях 140, 150 и 160 км/ч.

Процедура испытания для шин категорий скорости *T–W* несколько отличается от рассмотренной: диаметр барабана должен быть равным $1,7 \text{ м} \pm 1 \%$ или $2,0 \text{ м} \pm 1 \%$, температура воздуха в помещении – поддерживаться в диапазоне 293...303 К (20...30 °С) или выше в том случае, если изготовитель шин хочет повысить жесткость испытания.

Испытательные режимы, соответствующие названным выше процедурам, приведены в табл. 1.

Начальная скорость испытания бегового барабана стенда должна соответствовать категории скорости шины – 40 км/ч на барабане диаметром $1,7 \text{ м} \pm 1 \%$ и – 30 км/ч на барабане диаметром $2,0 \text{ м} \pm 1 \%$. При этом барабанам придается постоянное ускорение таким образом, чтобы начальная скорость испытания была достигнута через 10 мин после запуска стенда, которую потом выдерживают в течение 10 мин. Затем в течение 10 мин скорость увеличивают на 10 км/ч, за следующие 10 мин – на 20 км/ч и, наконец, за последние 10 мин – еще на 30 км/ч. Таким образом, конечная скорость ис-

пытаний превышает заявленную производителем максимальную скорость шины на 20 км/ч на барабане диаметром $1,7 \text{ м} \pm 1 \%$ и на 30 км/ч на барабане диаметром $2,0 \text{ м} \pm 1 \%$.

Для шин категории скоростей *Y* (300 км/ч) и *ZR* (свыше 300 км/ч) процедуры испытания имеют свои особенности и отличаются от изложенных выше.

После испытаний на стенде шина должна остыть в течение 15...25 мин. Затем измеряется внутреннее давление в ней: оно должно быть не ниже 95 % первоначального давления. Наружный диаметр шины, измеренный через два часа по окончании испытаний, не должен отличаться более чем на 3,5 % от наружного диаметра, измеренного до испытания.

После этого шина демонтируется с испытательного обода и осматривается на предмет отделения или отрыва протектора, боковины, корда, внутреннего слоя, пояса или борта, расхождений стыка, появления трещин и разрывов корда. При этом для шин, которые проходят испытания при скорости 300 км/ч или выше, допускается образование поверхностных вздутий на протекторе из-за локального нагрева испытательного барабана.

Вторая новинка Глобальных правил – включение в них метода общего ресурсного испытания шин для легковых автомобилей, т.е. метода, который применяется в странах СНГ под названием "определение общей работоспособности (выносливости) легковых шин", и реализуется на стенде с беговым барабаном диаметром $1,7 \text{ м} \pm 1 \%$ при следующих режимах: внутреннее давление в стандартных и усиленных шинах – 180 и 220 кПа (1,8 и 2,2 кгс/см²) соответственно, температура в помещении – $308 \pm 3 \text{ К}$ ($35 \pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$). Испытание проводится без перерыва при испытательной скорости не менее 120 км/ч (110 км/ч для зимних шин, обозначенных трехглавой вершиной со снежинкой). Продолжительность испытательных периодов и прилагаемых нагрузок на шины должны быть не меньше приведенных в табл. 2.

После проведения испытаний на шинах выполняют те же процедуры контроля давления воздуха и осмотра шины, что рассмотрены выше.

Глобальные правила включают два новых вида стендовых испытаний – испытание при низком внутреннем давлении воздуха в шине и процедуру оценки режима ее эксплуатации в спущенном состоянии.

Первый из них осуществляется после общего ресурсного испытания с использованием тех же шин на тех же испытательных колесных ободах. При этом давление в стандартных и усиленных шинах понижается до 140 и

Таблица 2

Период испытания	Продолжительность испытания, ч	Нагрузка, %, от максимальной несущей способности шины
1	4	85
2	6	90
3	24	100

160 кПа (1,4 и 1,6 кгс/см²), которые выдерживаются перед испытаниями не менее 2 ч при температуре в помещении 308 ± 3 К (35 ± 3 °С). Шины должны выдержать режим испытания при приложении 100 %-й испытательной нагрузки на скорости 120 км/ч (110 км/ч для зимних шин) в течение 90 мин на стенде с беговым барабаном диаметром $1,7 \text{ м} \pm 1 \%$ без разрушения и появления дефектов.

Процедура же оценки режима эксплуатации шины в спущенном состоянии для шин, пригодных для использования в таком состоянии (буквенный код *RF* в обозначении размера) заключается в том, что новая шина выдерживается при температуре 303 ± 3 К (35 ± 3 °С) и давлении 0,25 МПа (2,5 кгс/см²) в течение 3 ч. Затем из нее выпускается воздух, и она прижимается к барабану диаметром $1,70 \text{ м} \pm 1 \%$ или $2,0 \text{ м} \pm 1 \%$ с силой, равной 65 % от максимальной нагрузки. После этого барабан в течение 5 мин разгоняется со скоростью 80 км/ч. Продолжительность испытаний на установившейся скорости 80 км/ч – 60 мин.

Шина считается выдержавшей испытание, если ее протектор не отстал от боковин, а высота преломленного профиля не уменьшилась по сравнению с высотой преломленного профиля в начале испытания более чем на 20 %.

Этот вид стендовых испытаний шин, как видим, очень тесно переплетается с дорожным методом по Правилам № 64 ЕЭК ООН, требования которых предусматривают 80 км пробега автомобиля на полностью спущенной шине со скоростью 80 км/ч.

Специалисты в области стендовых испытаний шин сразу обратят внимание на то, что последние два вида испытаний – совершенно новые процедуры и по ним своего опыта нет. Поэтому внедрение этих методов полностью основывается на опыте специалистов ETRTO и экспертов договаривающихся сторон. Отсюда следует, что специалистам шинных заводов необходимо обратить особое внимание на данные режимы и начинать разработку по проведению таких испытаний.

Правила № 117-02 ЕЭК ООН, входящие в Глобальные правила, законодательно закрепляют требования в отношении шума шин при их качении (точнее, звука, производимого ими при качении), сцепления шин на мокрых (и заснеженных – для зимних шин) дорожных покрытиях и их сопротивления качению. Первый вид дорожных испытаний шин по этим Правилам – испытания шин на соответствие требованиям экологии: шумообразованию при качении (дополнение 3 к данным Правилам). Процедура испытаний полностью вошла в Глобальные правила и включает требования к измерительным приборам, условиям выполнения измерения и сам метод измерения, позволяющий определить уровень шума комплекта шин, установленного на испытуемом транспортном средстве, движущемся по специальному дорожному покрытию, которое должно соответствовать стандарту ИСО 10844–1994 и учитывать текстуру, пористость, коэффициент звукопоглощения и его однородность.

Максимальный уровень звукового давления фиксируется дистанционными микрофонами, когда транспортное средство на испытуемых шинах движется накатом, с выключенным двигателем. Скорость заездов для

шин класса C_1 и C_2 должна составлять 70...90 км/ч и 60...80 км/ч – для шин класса C_3 , которые приводятся к контрольной скорости 80 км/ч для шин класса C_1 и C_2 , и 70 км/ч для шин класса C_3 при определении конечного результата испытаний. Окончательный результат испытуемых шин класса C_1 и C_2 учитывает также влияние температуры испытательного покрытия, которая приводится к контрольной температуре покрытия 293 К (20 °С).

Вторым, не менее важным дорожным испытанием шин по Правилам ЕЭК ООН № 117-02 является определение коэффициента сцепления шин на мокром покрытии (Дополнение 5 к данным Правилам). (Это требование возникло из-за опасения, что производители шин могут улучшить их шумовые свойства за счет ухудшения сцепных качеств с мокрой дорогой.) Они заключаются в проведении тормозных испытаний шин-кандидатов в сравнении со стандартной эталонной испытательной шиной (СЭИШ) на одном и том же автомобиле серийного производства, оборудованного АБС, или специальным прицепе-тестере. Аналогичный вид испытаний на заснеженных дорожных покрытиях для зимних шин в сравнении с СЭИШ проводится в соответствии с Дополнением 7 к данным Правилам.

Последним, не менее значимым видом испытаний шин по Правилам № 117-02 ЕЭК ООН является определение сопротивления качению шин (Дополнение 6 к данным Правилам), который широко известен и используется практически всеми мировыми фирмами и шинными предприятиями. Основа метода – стандарт ИСО 28580, который значительно поднимает планку требований к шинам. Испытания проводятся на стенде с беговым барабаном диаметром $2,0 \text{ м} \pm 1 \%$ при соответствующих допустимых отклонениях испытательного оборудования (Дополнение 6, Приложение 1 к данным Правилам). В случае применения стенда, диаметр которого отличается от 2,0 м, необходимо выполнить корректировку в соответствии с требованиями Правил.

Если говорить в целом, то положительной стороной проекта Глобальных технических правил на новые пневматические радиальные шины для транспортных средств является, несомненно, то, что выбранные для включения в него виды испытаний, режимы и условия согласованы всеми договаривающимися сторонами Глобального соглашения. Однако этот проект включает минимальный перечень методов испытаний шин, далеко не достаточный, чтобы полностью оценить их качество и влияние на эксплуатационные свойства автомобиля. В частности, он не охватывает процедур по оценке уводных характеристик шин, качественно определяющих устойчивость и управляемость автомобиля, – подобно тому, как сцепные свойства шин на мокром покрытии влияют на его тормозные качества. Следует также отметить и то, что проект не отражает и не учитывает реальные дорожные условия эксплуатации шин. Как правило, их лабораторные испытания проводятся на стендах с беговым барабаном диаметром 1,7 м (или 2,0 м). Однако кривизна опорной поверхности барабана – фактор, не лучшим образом влияющий на результаты испытаний: они могут значительно отличаться от оценки шин в реальных дорожных условиях. Например, автор статьи установил: хорошая сходимость экспери-

ментальных данных, полученных на барабанном стенде, с данными дорожных испытаний обеспечивается только при отношении диаметра бегового барабана к диаметру испытуемой шины, равной ~40. На практике это означает, что для хорошей сходимости стендовых и дорожных результатов, например, для шины 175/70R13 наружным диаметром 580 мм, необходим стенд, диаметр бегового барабана которого составляет ~2,3 м. Проведение же испытаний шин при заведомо меньших диаметрах бегового барабана связано с искажением удельного давления в контакте, повышенным прогибом и локальным изгибом беговой зоны протектора, связанным с кривизной бегового барабана (отличие от плоской дорожной поверхности). Что, в свою очередь, приводит к увеличению амплитуды циклического напряжения и деформации при перекатывании шины по площади контакта. К тому же, увеличение амплитуды напряжений и деформации в сочетании с уменьшенным по сравнению с реальной эксплуатацией на автомобиле обдувом шины воздушным потоком и постоянным нагревом испытательного барабана приводит к возникновению повышенных температур внутри шины и в зоне массива протектора. Следствие такого нагружения – выкрашивание беговой дорожки протектора, что не ха-

рактерно для условий реальной эксплуатации. Этим, прежде всего, и объясняется то, что режимы качения шины в дорожных испытаниях не могут быть точно реализованы в стендовых условиях. И совсем не случайно, что все передовые зарубежные шинные фирмы определяют износостойкость и выявляют дефекты шин именно в ходе их эксплуатационных и ускоренных дорожных испытаний. Этим во многом и объясняется более высокое, по сравнению с шинами стран СНГ, качество импортных шин: шинники стран СНГ практически исключили эксплуатационные дорожные испытания своих новых шин, сделав ставку только на результаты стендовых ресурсных испытаний. Однако, несмотря на присутствие стендовым испытаниям недостатки, которые не в полной мере отражают объективную оценку ходимости шин в реальных дорожных условиях, вывод напрашивается сам собой: всем нам надо переходить на Глобальные технические правила, касающиеся единообразных предписаний в отношении пневматических радиальных шин для легковых и легких грузовых (коммерческих) транспортных средств. Это позволит поднять на новый уровень качество выпускаемых шин и тем самым существенно улучшить эксплуатационные качества автомобилей.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Швеёва Е.И. – Оценка труда рабочих, занятых обслуживанием и ремонтом оборудования на предприятиях массового производства	1
АСМ-факты	3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Тер-Мкртчян Г.Г. – Двигатель с количественным бездроссельным регулированием мощности	4
Антипенко Г.Л., Тарасик В.П. – Состояние и перспективы развития трансмиссий мобильных машин	12
Сарбаев В.И., Гармаш Ю.В., Валова Т.С. – Импульсный преобразователь параметров электрической энергии для системы впрыскивания топлива	18
Мамедов Д.Ф., Оруджев С.К. – Автоматизация безопасного освещения АТС встречным транспортом	20

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Моисеев Ю.И., Писарев К.А. – Тахоконтроль – инструмент повышения безопасности движения автотранспорта	22
Петько В.И. – Ультразвуковая обработка дизельного топлива и ГСМ для улучшения пусковых качеств дизеля	23

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Касьянов С.В., Биктимирова Г.Ф. – Технологический переход как ключевой процесс управления качеством продукции в соответствии с ИСО/ТС 16949:2009	27
Буйлов Е.А. – Технология и результаты оценки влияния технологической смазки на износостойкость поверхностей, обработанных деформирующим протягиванием	30
Науменко Б.С., Фотиади А.Ф. – Система автоматической идентификации испытаний автотранспортных средств	32

ИНФОРМАЦИЯ

Задворнов В.Н. – Глобальные технические правила ЕЭК ООН на пневматические радиальные шины	36
Юбилей	
90 лет М.А. Григорьеву	40
90 лет А.И. Титкову	40

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор Жиркина С.А.

Корректоры: Сажина Л.И., Соношкينا Л.Е.

Сдано в набор 05.12.2013. Подписано в печать 26.02.2014.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромынский пер., 4

Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98

E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru

www.mashin.ru www.avtomashin.ru

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

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

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



90 лет исполнилось Михаилу Александровичу Григорьеву – фронтовику, доктору технических наук, профессору, лауреату Государственной премии СССР, заслуженному деятелю науки и техники РФ, академику Российской академии проблем качества.

Михаил Александрович относится к тому поколению, на долю которого выпали суровые испытания войной и тяжелыми послевоенными годами. Но трудности его не сломили, а только закалили его характер, укрепили стремление к высотам науки. Получив тяжелейшее ранение под Сталинградом, он сумел вернуться к активной и полноценной жизни.

Успешно окончив МАМИ, он сразу же стал одним из самых активных инженеров Ярославского моторного завода, занимавшихся очень остро стоявшей перед этим предприятием проблемой надежности и износостойкости дизеля. И он достиг в этом деле, даже по меркам сегодняшних дней, очень многого. Об этом говорит тот факт, что ему было предложено перейти в главный научный центр автомобилестроительной отрасли страны – НАМИ. И именно здесь стал очевидным его талант ученого и исследователя: оказалось, что он может решать не только чисто инженерные проблемы, но и глубоко прорабатывать и развивать теорию вопроса.

В подтверждение этому достаточно привести такой факт: разработанные им рекомендации были внедрены на практически всех отечественных автомобильных заводах и позволили получить значительный экономический эффект.

Будучи всесторонне одаренным человеком, Михаил Александрович занимался не только «металлом» и обобщением результатов своих исследований в статьях и книгах, но и проводил огромную работу по подготовке специалистов высшей квалификации. Под его руководством защищено более 40 кандидатских диссертаций, а его монографии «Износ и долговечность автомобильных двигателей», «Качество моторного масла и надежность двигателей» и многие другие по-прежнему остаются эталоном технической мысли, не потерявшими своей актуальности.

Будучи непревзойденным авторитетом для тех, с кем он сталкивался по работе, Михаил Александрович всегда отличался уважительным отношением к коллегам, доброжелательностью по отношению к ним и до сих пор покоряет окружающих своим оптимизмом и жизнелюбием.

Общественное признание деятельности и всей жизни Михаила Александровича очевидно: он награжден боевыми орденами и наградами; в его адрес Президент РФ В.В. Путин прислал свое поздравление и наградил его ценным подарком.

Желаем Вам, дорогой Михаил Александрович, крепкого здоровья, долгих лет жизни и всегда присущей Вас бодрости духа.

Анатолию Ивановичу Титкову – человеку, навсегда вписавшему свое имя в историю советского автомобилестроения, – 90 лет.

Он начал свою трудовую деятельность в 1947 г. конструктором УралЗИСа, а уже в 1952 г. был назначен заместителем главного конструктора, а затем начальником СКБ – главным конструктором УралаАЗа. Под его руководством и при его непосредственном участии было разработано 29 моделей автомобилей и двигателей, из которых более 20 внедрены в серийное производство. Это «Урал-355М» с двигателем мощностью 70 кВт (95 л.с.), сыгравший огромную роль при освоении целинных и залежных земель. Но главным результатом его работы стало создание семейства полноприводных армейских автомобилей высокой проходимости грузоподъемностью 5 т – «Урал-375», в состав которого вошли модификации для работы в условиях Крайнего Севера и тропического климата. Это семейство оказалось настолько удачным, что автомобили до сих пор у нас и за рубежом считаются одними из лучших армейских машин. Многие системы и агрегаты автомобиля «Урал-375» и сейчас применяются на новых полноприводных отечественных автомобилях (КамАЗ, КраЗ, ЗИЛ, ВАЗ), а также автомобилях зарубежных фирм.

В 1969 г. Анатолий Иванович возглавил Управление конструкторских и экспериментальных работ Министерства автомобильной промышленности СССР. Под его руководством были выполнены такие важнейшие разработки отрасли, как базовые модели автомобилей КамАЗ большой грузоподъемности, большегрузные самосвалы БелАЗ, автобусы ЛиАЗ и ПАЗ городского и пригородного назначения, первые переднеприводные модели автомобилей ВАЗ и «Москвич», первые партии электромобилей, автомобили ЗИЛ и ГАЗ, оснащенные дизелями. Причем многие из принятых тогда на производство коммерческих АТС, грузовых автомобилей и автобусов и сейчас сохраняют свои рыночные позиции.

В 1992–2004 гг. А.И. Титков – начальник Научно-технического управления ОАО «Автосельхозмаш-холдинг». Его основная роль – оказание помощи предприятиям отрасли, работающим в новых условиях, в том числе и с точки зрения совершенствования конструкций АТС и комплектующих, улучшения их качества, повышения конкурентоспособности. Он много внимания уделяет подготовке и проведению московских международных выставок, которые сейчас получили международную квалификацию «Московский международный автосалон».

Анатолий Иванович ведет большую работу по подготовке инженерных кадров. Он с 1970 г. – профессор кафедры «Автомобили» МАМИ (ныне «Университет машиностроения»), в 1970–1990 гг. – председатель его государственной экзаменационной комиссии, а с 1990 г. – член государственной аттестационной комиссии. Кроме того, он более 10 лет был председателем ГАК на кафедре колесных машин МГТУ имени Н.Э. Баумана. Он и сейчас принимает активное участие в подготовке молодых кадров для отечественной автомобильной промышленности; его знания и опыт востребованы широким кругом специалистов отрасли.

А.И. Титков – не только блестящий конструктор, организатор и преподаватель. Он – и ученый: на его счету более 50 научных публикаций. К сказанному следует добавить, что А.И. Титков вот уже более 20 лет – член Правления Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) России – межрегиональной общественной организации, основными целями которой являются содействие сотрудничеству на профессиональном уровне специалистам автомобильной промышленности, науки, сферы подготовки кадров, общественности, органов государственной власти. Оценки Анатолия Ивановича как эксперта-аналитика ОАО «АСМ-холдинг» научных и технических решений в области автомобилестроения, как всегда, точны и научно обоснованы.

За большие заслуги в развитии отечественного автомобилестроения Анатолий Иванович удостоен Государственной Премии СССР (1972 г.), Премии Совета Министров СССР (1990 г.), награжден тремя орденами Трудового Красного Знамени (1966, 1971, 1976 гг.), медалью «За доблестный труд», «В ознаменование 100-летия со дня рождения В.И. Ленина» (1970 г.), золотой медалью «Братство по оружию» ГДР (1970 г.), медалями «За освоение целинных земель» (1964 г.) и «Почетный машиностроитель России» (1999 г.), дважды – золотой медалью ВДНХ и многими другими знаками отличия.

С юбилеем Вас, Анатолий Иванович. Долгих лет Вам жизни, здоровья и новых успехов на ниве становления российской автомобильной промышленности и отраслевой науки.

