

ISSN 0005-2357

Автомобильная романтика

№ 6 • 2003





Открытое акционерное общество
"Магнитогорский металлургический комбинат"

Прокат стальной тонколистовой холоднокатаный

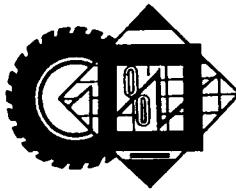
**горячедцинкованный с
непрерывных линий для
автомобильной промышленности**

Толщи-на, мм:	Шири-на, мм:	Способ-ность к вытяжке:	Марка стали	Предел теку-чести, $\sigma_{0,2}$, Н/мм ²	Времен-ное сопротив-ление, σ_B , Н/мм ²	Относит. удлине-ние после разрыва δ_{80} , %, не менее:	Масса покрытия, г/м ² (толщина покрытия, мкм):
от 0,6 до 0,7 вкл.	1000-1250	ВГ	08 пс, 08 ю, 006/IF		270-350	26-28	70-142 (5-10)
		СВ	006/IF	140-205	270-350	32-34	
		ОСВ	006/IF	140-195	270-380	34-36	
		ВОСВ	006/IF	120-185	270-410	38-40	
свыше 0,7 до 1,5.	1000-1500	СВ	006/IF	140-205	270-350	34	70-142 (5-10)
		ОСВ	006/IF	140-195	270-380	36	
		ВОСВ	006/IF	120-185	270-410	40	

**Телефоны службы сбыта:
(3519) 24-77-52, 24-37-58
24-36-08, 24-65-00**

Факс: (3519) 24-75-55

Вологодская областная универсальная научная библиотека
<http://www.mmk.ru>



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113.471:62-5

ПОКАЗАТЕЛЬ "ЗАТРАТЫ" КАК ИНСТРУМЕНТ ЭФФЕКТИВНОГО ВНУТРИФИРМЕННОГО УПРАВЛЕНИЯ

С.Ю. БАХВАЛОВ, канд. техн. наук С.В. КАСЬЯНОВ

Камский ГПИ

Во времена планово-административной экономики системы управления предприятиями машиностроительного комплекса создавались для работы в общих для всех условиях. Наиболее характерными из них, с сегодняшней точки зрения, были следующие: обезличенные потребители с ограниченными правами на выбор продукции; единые для всех стандартные требования к качеству продукции; утвержденная, относительно неширокая номенклатура и стабильные гарантированные объемы ее сбыта на длительные планируемые периоды; назначенные поставщики, обязанные обеспечить запланированные объемы поставок; стабильные отпускные цены на все виды продукции и ресурсов; гарантированное финансирование текущей деятельности в запланированных министерствами объемах. В соответствии с этими условиями создавались и отрабатывались типовые организационные структуры управления и стандартизованный комплекс документооборота на все виды деятельности, информационное обеспечение и технологии управления. В качестве индикаторов состояния объекта управления использовались количественные показатели, в том числе такие наиболее важные из них, как затраты на осуществление деятельности, которые рассчитывались по тем или иным мо-

делям, порой довольно сложным. Например, для машиностроительных предприятий с их исключительно большим разнообразием технологий, потреблением огромной номенклатуры ресурсов. Но основу всех моделей и методов расчета во всех случаях составлял посттатейный учет затрат. Он мог быть позаказным и пооперационным, ориентироваться на фактическую, нормативную или плановую себестоимость. Однако в стабильных условиях работы предприятий такой учет прежде всего был средством контроля за соблюдением нормативов и планов. Важнейшей его функцией были отчеты перед вышестоящими организациями.

В годы реформ действие внешних факторов существенно изменилось. Они стали не только значительно более жесткими, но и динамичными. Конкуренция, непостоянная налоговая политика, частые изменения цен и тарифов на энергоресурсы и многие другие новшества усложнили внутреннюю деятельность предприятий, потребовали создания и развития служб коммерции и маркетинга, диверсификации производства, поиска множества отдельно взятых заказов (особенно заказов на грузовые автомобили) и т. д. Другими словами, предприятиям приходится чуть ли не ежедневно отрабатывать новые оптимальные варианты своей деятельности. Значительно увеличился объем работы специалистов (конструкторов, технологов) по модификации продукции и совершенствованию технологических процессов в условиях хронической нехватки оборотных финансовых средств. Что само по себе многократно усложняет задачи управления, сокращает лимит времени, в течение которого необходимо принять решение.

Чтобы обосновать выбор оптимального финансового, организационного, технологического и других вариантов деятельности, сегодня остро необходимы не только инструмент, позволяющий оперативно и с более высокой точностью, чем в прежние времена, просчитывать ожидаемые затраты на альтернативные проекты, но и хорошо подготовленная база информации, обеспечивающая эффективное использование этого инструмента.

Инструмент — это, очевидно, технология определения затрат. К сожалению, она осталась практически той же, какой была в эпоху плановой экономики. Отдельные группы затрат, связанные с решением локальных задач внутренних служб предприятия, выделяются в рамках привычных для экономистов представлений: по местам возникновения — только для внутрифирменного хозрасчета; видам продукции, работ и услуг — для ценообразования и аналитических исследований; экономическим элементам — для аналитических исследований; калькуляционным статьям — для ценообразования; календарным периодам — для управления финансовыми потоками. То есть имеется много моделей учета затрат, каждая из которых обеспечивает возможность решения своего (частного) набора задач. Но беда не столько в этом, сколько в сути. Например, и в нынешних условиях учет затрат ведется по чрезмерно укрупненным методикам — отчасти для уменьшения трудоемкости учета, отчасти — по инерции. Даже внедрение компьютерных технологий не привело к качественным сдвигам в данной области. Так, если взять затраты по местам возникновения, то их по-прежнему учитывают на уровне цеха и выше. То есть у нас до сих пор нет даже понятий " себестоимость на участке" и " себестоимость на рабочем месте". Естественно, в этом случае страдает объективность информации, а самое главное — исчезает возможность ее использования в целях управления на уровне более "мелких" структурных подразделений, т. е. там, где себестоимость создается. Иначе говоря, показатели затрат перестают быть параметром процесса деятельности, а значит, не пригодны для текущего управления. Затраты на уровне участка или бригады начинают применяться только при внедрении внутреннего хозрасчета, причем они вовсе не обязательно увязываются с итоговыми показателями целого производства. Кроме того, учетом затрат на крупных предприятиях могут заниматься разные подразделения (каждое в своих целях). В этом случае возможна рассогласованность информации, что также является фактором потери управляемости.

Традиции (повторяем, не по форме, а по сути) сохраняются в отношении адресности, идентификации места возникновения затрат. Так, согласно действующим инструкциям огромные суммы накладных общехозяйственных расходов учитываются преимущественно "котловым" методом, а затем, в соответствии с какими-либо формальными принципами, "навскидку"

разносятся по подразделениям. Что, естественно, приводит к необоснованному завышению цен на некоторые виды продукции и занижению на другие. В прежних условиях хозяйствования это почти не влияло на результаты деятельности предприятия, сейчас — становится прямой дорогой к потере конкурентоспособности. Более того, накладные расходы оказываются фактически бесконтрольными, поэтому с их величиной приходится просто мириться.

Таким образом, формальные отчетные методы учета затрат, созданные для управления предприятиями в условиях планово-административной экономики, оказываются не пригодными для модернизации под задачи управления в сегодняшних условиях. Возможно даже, что нынешние проблемы управления предприятиями — во многом результат не только устаревших технологий, но и заложенных принципов при их создании.

Новые экономические реальности, безусловно, заставляют вести поиск новых показателей и новых методов учета. Типичный пример — модели учета затрат на основе функционально-стоимостного анализа. Однако они не нашли сколько-нибудь широкого практического применения, видимо, вследствие субъективности метода выделения функций и вполне очевидного их отрыва от содержания процессов деятельности. То есть задача их использования для управления всерьез не ставится.

Очевидно, что сегодня на учет затрат как важнейших характеристик деятельности должны быть возложены качественно новые дополнительные функции. То есть затраты нужно рассматривать и как измерители конечного результата деятельности в длительном планируемом периоде, и как средство диагностирования конкретной сиюминутной ситуации в процессе этой деятельности. Причем в качестве наиболее важных показателей должны быть выделены те, которые отражают непосредственно само содержание деятельности. И изобретать тут ничего не нужно: принципы, которые должны быть реализованы при формировании систем управления предприятий в новых условиях хозяйствования, в общем виде изложены в стандарте ГОСТ Р ИСО 9001—2001 по системам менеджмента качества. Это процессный подход, системное управление деятельностью, принятие решения на основе объективной информации. Необходимы лишь наиболее адекватные показатели и технологии, соответствующие данным принципам.

Так, для реализации процессного подхода во всех видах деятельности предприятия нужно выделить отдельные процессы (например, выполнение одного отдельно взятого заказа или проекта), а каждому из них поставить в соответствие измеряемые показатели, характеризующие результативность и эффективность деятельности. Благодаря такой постановке появляется новая возможность проследить, как нарастает добав-

пенная стоимость по технологическим маршрутам и здравлениям, т. е. создать достаточно прозрачные потоки информации, адекватно отражающей содержание процессов.

Надо сказать, что необходимость внедрения процессного подхода уже осознана многими теоретиками и менеджерами-практиками. Они поняли: такой подход открывает широкие возможности в области совершенствования систем управления — для применения матричных организационных структур, бюджетирования отдельных заказов, проектов и организаций внутрифирменного хозрасчета и вполне реален при сегодняшнем уровне развития информационных технологий. Однако на практике дело чаще всего сводится к разговорам о том, "как должно быть". Рекомендаций же "как это сделать" пока нет. Хотя ясно, что для внедрения процессного подхода требуется как минимум одновременное прослеживание затрат по всем объектам управления, а именно: по деятельности структурных подразделений, выполнению единичных заказов и отдельных проектов. Другими словами, требуется управление отдельными процессами внутренней деятельности. Причем не только в качестве самоцели (хотя и это чрезвычайно важно), но и как источник информации о выполненных процессах, необходимой для решения задач предприятия в целом (ценообразование, формирование финансовых потоков и аналитических исследований).

Ни один из традиционных и предложенных в последнее время методов учета в полной мере этими возможностями не обладает. Поэтому назрела необходимость создания более общей модели учета, которая объединяла бы возможности уже существующих методов.

Один из вариантов такой модели предлагается.

Любое предприятие в условиях рынка, очевидно, представляет собой функциональную систему, созданную для решения конкретных задач собственника. Результаты ее деятельности (качество продукции, удовлетворенность потребителей и персонала, результативность и эффективность) можно оценивать только комплексно. Здесь уже недопустимо, например, отдельно придумывать количественные показатели качества продукции или показателя воздействия на природную среду. Все они должны быть согласованы с системой показателей, входящих в состав себестоимости. Иными словами, все без исключения показатели должны рассматриваться только как следствие конкретного выполненного процесса (операции, производственного задания, проекта). Если вначале выделить и формализовать содержание процессов и свести их в единую систему, а уже потом вести количественные расчеты, то все противоречия в трактовке результатов исчезнут. Решение задач любых видов и сложности становится возможным при выделении настолько малого объекта управления (единичного процесса), который входит в любой более крупный элемент деятель-

ности. В частности, для задач менеджмента достаточно рассматривать единичную технологическую операцию, выполняемую на отдельном рабочем месте — производственном, инженерном, снабженческом, управлении. Именно операция входит и в процессы деятельности подразделений, и в заказы, и в технологические маршруты. Если ввести показатель "стоимость процесса выполнения", т. е. денежное выражение расхода ресурсов, использованных в процессе (энергосистемой, инструментом, расходных материалов, затрат квалифицированного труда), то можно создать точную модель управлентского учета. Объединяя отдельные операции в совокупности процессов, можно построить модель, характеризующую, с точки зрения затрат, содержание любого хозяйственного процесса на предприятии.

Например, если к стоимости процесса выполнения задания добавить стоимость процессов по ремонтообслуживанию оборудования и содержанию работников, появляется качественно новый показатель — "себестоимость продукции на рабочем месте". Его достоинство состоит в том, что он полностью характеризует содержание деятельности и может быть передан под ответственное управление конкретному лицу, тогда как в настоящее время ремонтный фонд напрямую выделяется ремонтной службе, затраты на содержание рабочих — в распоряжение отделов труда и заработной платы, а увидеть сумму затрат на отдельном рабочем месте в целом просто не представляется возможным.

Предлагаемый подход предоставляет реальную возможность увидеть развернутое содержание процесса деятельности на любом рабочем месте, что на сегодняшний день не обеспечивается ни одной моделью учета. В конечном счете становится реальным представить процесс выполнения единичного заказа с выделением всех работ по его выполнению в каждой из задействованных структурных единиц, что сегодня также не позволяет сделать ни одна из применяемых моделей учета затрат.

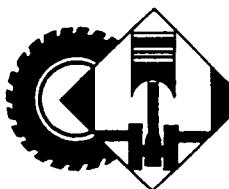
С одной стороны, казалось бы, чрезмерно глубокая детализация затрат и их привязка к "мелким" процессам исключает "ручные" технологии учета и требует значительных дополнительных затрат на закупку ЭВМ и их программного обеспечения. Однако они окупаются открывающимися возможностями. И это не только объективизация затрат и повышение аналитических возможностей собираемой информации, но и четкое распределение и закрепление функций, ответственности и полномочий за подразделениями, а при необходимости — и отдельными работниками предприятия, использование максимально объективных показателей для оценки качества их деятельности. Значительно упрощается система стимулирования, т. е. ключевая проблема внутреннего бюджетного управления на предприятии.

**Производство
автомобилей
и автобусов
предприятиями
России, Украины
и Белоруссии**

Предприятие-изготовитель	Объемы выпуска, шт.					
	Март 2003 г.	Март 2002 г.	Прирост, %	Январь— март 2003 г.	Январь— март 2002 г.	Прирост, %
<i>Автомобили грузовые и шасси</i>						
ЗИЛ	945	752	+25,7	2 818	2 681	+5,1
УАЗМ (г. Новоуральск)	—	29	—	110	92	+19,6
ГАЗ	9 098	7 915	+14,9	23 201	22 850	+1,5
КамАЗ	1 819	1 243	+46,3	5 091	3 492	+45,8
АЗ "Урал"	566	719	-21,3	1 471	2 150	-31,6
СП "УралАЗ-ИВЕКО"	11	11	0,0	16	25	-3,6
УАЗ	2 022	1 430	+41,4	5 220	4 558	+14,5
"Ижмаш-Авто"	1 463	1 021	+43,3	3 672	2 454	+49,6
"ВАЗинтерсервис"	282	264	+6,8	762	628	+21,3
БЗКТ	4	1	+300,0	7	10	-30,0
КЗКТ	2	—	—	9	3	+200,0
*НефАЗ	135	155	-14,9	171	601	-71,5
*САЗ	95	41	+131,7	277	151	+83,4
""Метровагонмаш"	46	83	-44,6	254	249	+2,0
""Криогенмаш" (Тверская обл.)	30	30	0	90	60	+50,0
"Автотор"	—	—	—	36	—	—
Другие предприятия РФ	26	21	+23,8	32	21	+52,4
КрАЗ	18	155	-88,4	76	344	-77,9
ЛуАЗ	3	—	—	9	—	—
КрымавтоГАЗ	62	73	-15,1	249	138	+80,4
МАЗ	1 361	1 369	-0,6	3 961	3 919	+1,1
БелАЗ	85	61	+39,3	225	202	+11,4
МоАЗ	9	17	-47,0	23	49	-53,1
МЗКТ	39	14	+178,6	67	46	+45,7
<i>Автомобили легковые</i>						
ГАЗ	4 514	6 539	-31,0	8 514	18 898	-54,9
УАЗ	2 625	3 082	-14,8	7 932	9 606	-17,4
ВАЗ, в том числе:	60 483	63 839	-5,3	136 816	181 833	-24,8
в основном производстве	59 556	62 382	-4,5	133 901	177 521	-24,6
в опытном производстве	927	1 457	-36,4	2 915	4 312	-32,4
СеАЗ	1 691	1 625	+4,1	4 441	4 670	-4,9
КамАЗ	3 400	3 350	+1,5	8 701	9 350	-9,6
СП "GM-АвтоВАЗ"	509	—	—	1 259	—	—
"Ижмаш-Авто", в том числе:	6 639	5 681	+16,9	17 416	13 625	+27,8
"Иж-2126"	3 055	2 415	+26,5	7 190	6 471	+11,1
ВАЗ (сборка)	3 584	3 266	+9,7	10 266	7 154	+42,9
"РосЛада" (Самарская обл.)	3 562	3 120	+14,2	10 753	8 307	+29,4
"Форд" (Ленинградская обл.)	1 008	—	—	2 496	—	—
ПСА "Бронто"	60	35	+71,4	173	253	-31,6
"Супер-Авто" (г. Самара)	36	59	-39,0	88	136	-35,3
"Лада-Тул" (Самарская обл.)	77	104	-26,0	120	313	-61,7
"Автофрамос"	68	1	—	206	4	—
"АвтоТор" (г. Калининград)	708	251	+182,1	1 524	1 238	+23,1
TagАЗ (Ростовская обл.)	466	152	+206,6	699	268	+160,8
ЗАЗ, в том числе	3 048	1 0607	+89,7	8 374	3 834	+118,4
автомобилей ЗАЗ	1 380	1 126	+22,6	3 807	2 484	+53,3
ЛуАЗ	1 643	849	+93,5	3 599	2 472	+45,6
"Анто-Рус" (г. Херсон)	439	—	—	891	—	—
<i>Автобусы</i>						
ЗИЛ	7	8	-12,5	21	24	-12,5
ГАЗ	2 648	2 834	-6,6	8 643	7 888	+9,6
УАЗ	1 927	1 855	+3,9	5 304	5 270	+0,6
ЛиАЗ	105	115	-8,7	240	388	-38,1
ПАЗ	853	816	+4,5	2 495	2 489	+0,2
ГолАЗ	3	3	0	9	21	-57,1
*КАЗ	124	—	—	186	194	-4,1
**Вика лтд"	3	8	-62,5	10	24	-58,3
АЗ "Урал"	54	31	+74,2	169	101	+67,3
НефАЗ, в том числе:	44	45	-2,2	135	148	-8,8
"вахтовые	12	15	-20,0	30	60	-50,0
НефАЗ-5299	32	30	+6,7	105	88	+19,3
ВАЗ "Волжанин"	17	19	-10,5	49	55	-10,9
"Тушинно-Авто"	18	97	-81,4	97	212	-54,2
МАРЗ (г. Мицуринск)	20	25	-20,0	60	94	-36,2
**Псков-Авто"	8	31	-74,2	21	78	-73,1
**Семар"	11	15	-26,7	62	56	+10,7
СП "Скания-Питер"	7	—	—	14	—	—
Другие предприятия РФ	2	10	-80,0	6	24	-7,5
ЛАЗ	34	71	-52,1	90	73	+23,3
КрымавтоГАЗ	4	14	-71,4	14	24	-41,7
МАЗ	44	42	+4,8	108	126	-14,3

* На шасси производства других отечественных предприятий.

(Окончание таблицы на стр. 24)



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113.001.2:31.252

АВТОМОБИЛЬ НА ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ С ПОЗИЦИЙ КОНСТРУКТОРА

У.Б. АЗИМОВ

Ассоциация "Узавтопром"

Автомобильные системы, работающие на топливных элементах, в скором времени, по всей видимости, станут преемниками систем с ДВС. Причем наиболее перспективными специалисты считают элементы, работающие на водороде. Однако тип топлива, как показывает анализ, на конструкцию транспортного средства особого влияния оказать не сможет, поскольку главные подсистемы (элементы) транспортного средства при любом топливе будут, по существу, одни и те же. Это блоки топливных элементов и хранения топлива, тяговые электродвигатели, аккумуляторная батарея, силовой привод, система контроля.

Не будет существенных различий и в размещении элементов на шасси (рис. 1), и в управлении ими. Например, все они будут управляться (и уже управляются) через интерфейс и связанны (рис. 2) с центральным блоком управления, состоящим из двух блоков — главного и вспомогательного, которые, получая сигналы от датчиков, обрабатывают и возвращают в виде команд подсистемам. И контролируют качество выполнения этих команд исполнительными устройствами, а также режимы движения транспортного средства, распределение энергии по его потребителям и работу вспомогательных устройств. В частности, если говорить более конкретно, распределением энергии занимается главный блок. Как видно из рис. 2, он обеспечивает ею электродвигатель, вспомогательные устройства, насосы охладителей, топливных элементов и аккумуляторной батареи, вентилятор радиатора. Вспомогательный же блок управляет подачей электроэнергии к топливному насосу, воздушному компрессору, компрессору кондиционера воздуха и нагревательным элементам блока хранения топлива.

Но в каждой системе на топливных элементах есть и только ей присущие особенности, зависящие от вида топлива. Например, главная особенность водородной системы — обеспечить надежное и безопасное хранение водорода на борту транспортного средства. Существует довольно многочисленных вариантов, которые предлагает теория. Практика же склоняется к одному — гидридному, при котором водород поглощается металлическим составом, размещенным в баллонах. Блок таких баллонов (рис. 3), во-первых, вмещает гораздо больше топлива, чем баллоны аналогичного объема со сжатым водородом; во-вторых, достаточно гермети-

чен; в-третьих, и это абсолютное требование при эксплуатации автомобиля, работающего на водороде, он взрывобезопасен.

Металлогидридный сплав (обычно типа Mg_2NiH_4) размещают в цилиндре из нержавеющей стали, который изолирован от атмосферы материалом из поливинилхлорида. В сплаве проходят несколько трубок, по которым можно подавать, в случае необходимости, охлаждающие жидкость или газ. В сплав же вмонтированы электрические нагревательные элементы.

При подаче в баллон газообразного водорода каждые две молекулы последнего вступают в химическую реакцию с одной молекулой Mg_2Ni : $Mg_2Ni + 2H_2 \leftrightarrow Mg_2NiH_4$. Эта реакция экзотермическая, т. е.

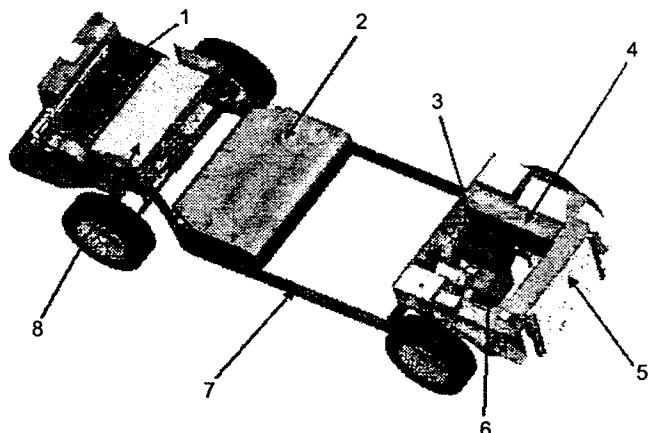


Рис. 1. Расположение системы с топливными элементами на шасси автомобиля:

1 — блок топливных элементов; 2 — блок хранения топлива; 3 — тяговый электродвигатель; 4 — центральный блок управления; 5 — радиатор; 6 — шасси; 7 — аккумуляторная батарея

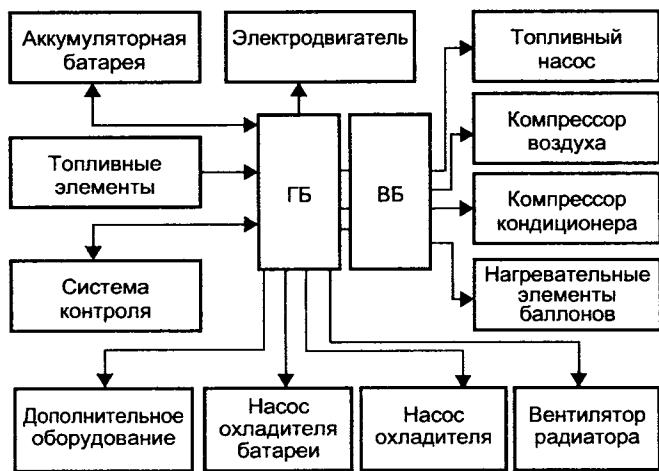


Рис. 2. Схема управления системой на топливных элементах

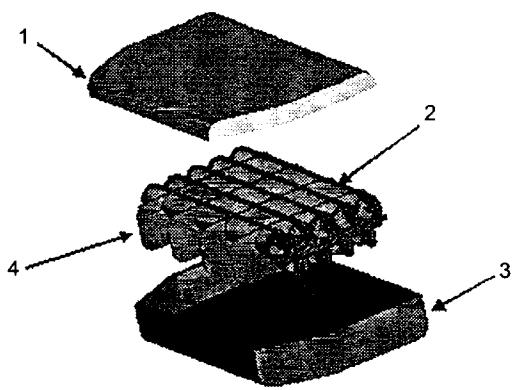


Рис. 3. Металлогидридный блок:

1 — крышка кожуха; 2 — баллоны с металлогидридным сплавом; 3 — корпус (кожух); 4 — пластины для фиксации баллонов

идущая с выделением теплоты. Отсюда следует: чтобы металлогидрид "отдал" водород в топливный элемент, блок достаточно подогреть. Причем термодинамическая взаимосвязь процессов адсорбции и десорбции соответствует следующему уравнению:

$$\left\{ \bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h} \right\}_{Mg_2Ni} + \left\{ \bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h} \right\}_{2H_2} = \left\{ \bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h} \right\}_{Mg_2NiH_4},$$

УДК 629.1-43

ВНЕШНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА АВТОПОЕЗДОВ¹

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

Допустим, тип обтекателя выбран (на принципах выбора не останавливаемся, поскольку в каждом конкретном случае будут свои соображения — конструктивные, технологические, производственные, экономические и т. д.) и обтекатель изготовлен. Следующая задача, которую нужно решить, — установить его на АТС так, чтобы он оправдал свое предназначение. И здесь, очевидно, не обойтись без расчетов. Причем в первую очередь должен быть выполнен расчет лобового обтекателя, устанавливаемого на крыше кабины тягача, поскольку он, как упоминалось, — самое сильное средство улучшения аэродинамических характеристик головной части автопоезда.

Основные конструктивные и установочные параметры лобового обтекателя (рис. 3), от которых зависит его эффективность, — это, кроме рассмотренных выше формы и кривизны, ширина b_o , высота h_o , угол α_o наклона к горизонтальной плоскости и расстояние L_o от передней кромки до передней стенки кузова; конструктивные параметры автопоезда, от которых также зависит эффективность обтекателя, — превышение ΔH кузова над кабиной и расстояние L_3 . При правиль-

где \bar{h}_f^0 — энталпия образования вещества на 1 мол при нормальных условиях; $\Delta \bar{h}$ — изменение энталпии.

При пуске топливного элемента на автомобиле водитель переключателем соединяет аккумуляторную батарею с главным блоком распределения энергии, который, в свою очередь, соединяет батарею с нагревательным элементом. Блок подогревается, и водород выделяется из металлогидрида, создавая давление в баллоне, которое вытесняет водород в топливный элемент. При этом особо сильного разогрева баллонов не требуется: уже при 323 К (50 °C) расход водорода составляет ~0,5 г/с, что вполне достаточно для работы топливных элементов. На установленном режиме работы системы электронагреватели отключаются, и тепло к баллонам подводится от охладителя топливных элементов.

Как упоминалось, ученые исследуют и другие виды топлива, пригодные для работы топливных элементов. В том числе природный газ.

Таким образом, можно сказать, что время гипотез в области топливных элементов уже прошло. Дело берут в свои руки конструкторы автомобильной техники. А это означает: автомобиль на топливных элементах, действительно, вскоре превратится в серийное транспортное средство.

ной установке обтекатель должен направлять встречный поток воздуха на крышу и боковые стенки кузова так, чтобы практически исключить отрицательное воздействие превышения кузова над кабиной и зазора между ними.

При расчетах экран обтекателя лучше всего представлять так, как показано на рис. 3, т. е. в виде пластины нужного удлинения, а ее кривизну учитывать с помощью коэффициента K_p . Цель, которую ставит расчетчик, состоит в том, чтобы обтекатель обеспечивал бестурбулентное обтекание системы "кабина—обтекатель—кузов", т. е. свести аэродинамические потери верха и боковин головной части автопоезда к минимуму. При этом надо иметь в виду следующее.

Анализ эпюр распределения давлений на кабине автопоезда показывает, что на ее нижней (до лобового

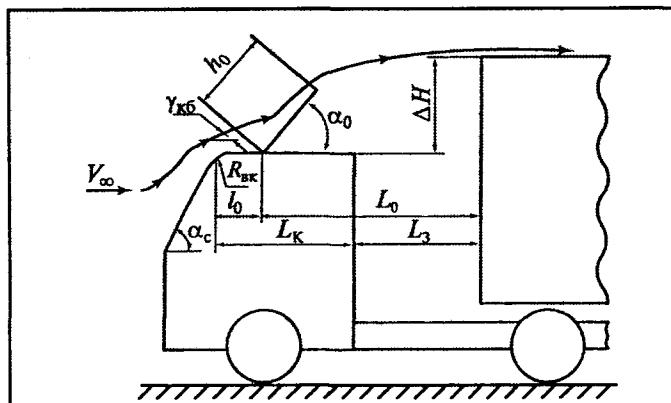


Рис. 3

¹ Продолжение. Начало см. "АП", 2003, № 5.

стекла) панели, перпендикулярной встречному потоку, динамический напор потока полностью тормозится, его кинетическая энергия полностью переходит в статическое давление, из-за чего существенных перетеканий воздуха вдоль панели нет. Поэтому характер обтекания поверхности лобового стекла следует про-считывать без учета влияния данной панели, т. е. начиная с поверхности лобового стекла.

Эта поверхность тоже, конечно, находится под воздействи-ем динамического напора встречного воздуха, но поток здесь тормозится лишь частично. Он просто меняет направление движения. В связи с чем на эпюре давлений четко просматривается уменьшение статиче-ского давления по поверхности стекла и всей передней наклонной панели кабины по закону, близкому к ли-нейному. Другими словами, панель вместе со стеклом можно рассматривать как плоскую пластину, наклоненную под углом α_c к встречному потоку, который, двигаясь вдоль пластины, формирует равную ей по ширине струю, чья скорость у верхней кромки стекла равна $v_\infty \cos \alpha_c$. И если принять, что отклонение стекающих с лобового стекла струек воздуха под воздей-ствием натекающего на кабину невозмущенного пото-ка происходит без их перемешивания, т. е. без допол-нительных энергетических потерь, то становится ясно: линии тока стекающегося с лобового стекла потока и на-бегающего на обтекатель имеют направление, опреде-ляемое координатой z , величина которой подсчитыва-

ется по формуле № 1 (табл. 2). Или, что то же самое, углом γ_{kb} , который, если не учитывать степень закрут-ления фронтальной кромки крыши кабины, вычисля-ется по формуле № 2, а если учитывать — по формуле № 3.

Как видим, безотрывное обтекание верхней фрон-тальной кромки кабины будет лишь тогда, когда $R_{kb}^B = 0,06 H_{kb}$, т. е. когда $\gamma_{kb} = 0$. Что будет иметь ме-сто при большом (180—220 мм) радиусе закругления данной кромки.

Сошедший с передней панели кабины под углом γ_{kb} воздушный поток попадает на экран обтекателя. Рас-четная формула, связывающая оптимальный, с точки зрения обтекания кузова (нижняя линия воздушного тока, сходящая с экрана обтекателя, попадает на верх-нюю кромку кузова), угол наклона экрана (α_0^{opt}) с ос-тальными параметрами автопоезда и обтекателя при-ведена в табл. 2 под № 4. Чтобы воспользоваться этой формулой, нужно знать несколько не входящих в нее величин.

Первая из них — h_0 , высота обтекателя. Она зада-ется, и для выпуклых обтекателей обычно равна 0,8—1,2 м.

Вторая, $\Delta\alpha_0$ (приращение угла наклона обтекателя, учитывавшее кривизну профиля его лобовой поверх-ности), для плоского обтекателя равна нулю, для сфе-рического и цилиндрического — подсчитывается по формуле № 5, обтекателя с квадратичным параболиче-

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$z = x \sin 2\alpha_c / 2(1 + \cos^2 \alpha_c)$	
2	$\operatorname{tg} \gamma_{kb} = z/x$	
3	$\gamma_{kb} = \operatorname{arctg} \frac{\sin 2\alpha_c}{2(1 + \cos^2 \alpha_c)} \left(1 - \frac{R_{kb}^B}{0,06 H_{kb}} \right)$	
4	$\Delta H = b_0 \sin \alpha_0^{opt} + \cos \alpha_c A \cos(\alpha_0^{opt} - \gamma_{kb} + \Delta\alpha_0) - \frac{g A^2}{2 v_\infty^2}$	
5	$\Delta\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{b_0}{\sqrt{(4R^2 - h_0^2)}}$	x — горизонтальная координата точки на линии тока воздушного потока; α_c — угол наклона лобового стекла
6	$\Delta\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{1}{8\sqrt[4]{1 + 4a^2 h_0^2}}$	R_{kb}^B — радиус скругления верхней кромки крыши каби-ны; H_{kb} — высота кабины
7	$\Delta\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{2a_1 h_0 b^2}{4 - h_0^2/4b^2}$	ΔH — превышение кузова автопоезда над крышей кабины тягача
8	$A = \frac{L_k + L_3 - L_0 - h_0 \cos \alpha_0^{opt}}{1 + \cos \alpha_c \cos(\alpha_0^{opt} - \gamma_{kb} + \Delta\alpha_0) \cos(\alpha_0^{opt} + \Delta\alpha_0)}$	R — радиус сферы или цилиндра
9	$\alpha_0^{opt} = \frac{0,425 \Delta H}{L_0 + \Delta H / (L_0 - L_3)}$	a — коэффициент квадратичности
10	$\alpha_0^{opt} \approx 5^\circ + \operatorname{arctg} \frac{\Delta H}{L_k}$	a_1, b — коэффициенты эллиптичности
11	$\alpha_0^{opt} \approx 25^\circ + \operatorname{arctg} \frac{\Delta H}{L_k + L_3}$	—

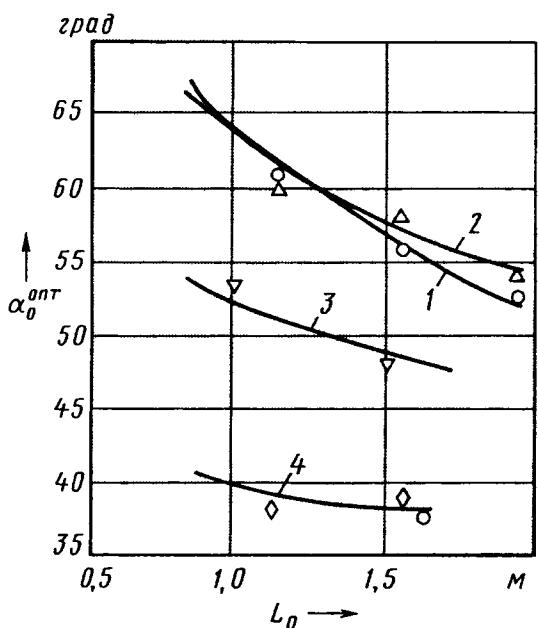


Рис. 4

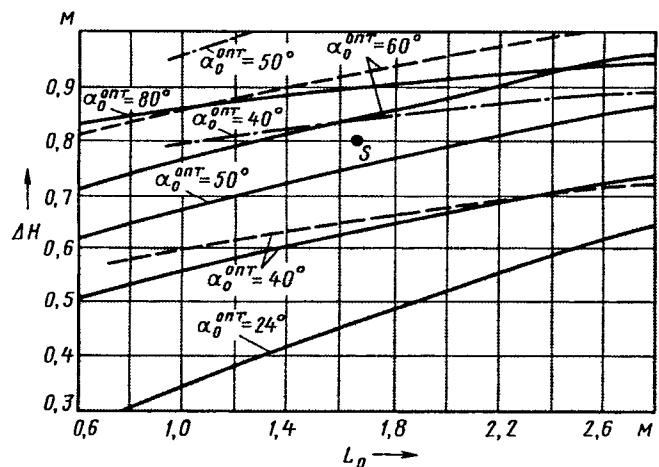


Рис. 5

ским профилем — по формуле № 6, для эллиптического — по формуле № 7.

Третью величину, A , вычисляют по формуле № 8.

Адекватность расчетной модели верхнего лобового обтекателя проверяли сопоставлением расчетных и экспериментальных данных. Например, на рис. 4 приведены построенные по формуле № 4 расчетные кривые, соответствующие оптимальному углу $\alpha_0^{\text{опт}}$ наклона экрана обтекателя при заданных значениях расстояния $L_o = L_k + L_3 - L_o$ от передней кромки экрана до передней стенки кузова и превышения последнего над кабиной. Там же даны экспериментальные значения оптимальных углов наклона обтекателей с экранами различной кривизны, устанавливавшихся на автопоездах с тягачом МАЗ-6422. Как видим, расхождение экспериментальных и расчетных данных для экранов различного профиля не превышает 3–5 %. Поэтому

построили номограмму (рис. 5), позволяющую очень быстро определять установочные параметры обтекателя. Нанесенное на ней семейство кривых соответствует различным углам наклона натурных плоского, сферического и эллиптического обтекателей при заданных расстояниях между передними кромками и передней стенкой кузова, а также его превышениях над кабиной применительно к тягачам, работающим с различным прицепным составом.

Порядок определения $\alpha_0^{\text{опт}}$ по номограмме следующий.

Выбирают место установки обтекателя по длине кабины. Это дает величину L_o . Из точки, соответствующей данному L_o , по оси ординат откладывают ΔH дорабатываемого автопоезда и через нее проводят горизонтальную линию. Место ее пересечения с перпендикуляром, восстановленным из L_o , дает точку S . Сопоставив местоположение данной точки относительно расчетных кривых, соответствующих выбранному типу обтекателя, выбирают α_0 , наиболее близкий к $\alpha_0^{\text{опт}}$. Например, для геометрических характеристик обтекателей и автопоездов МАЗ (см. рис. 5) такой угол в случае плоского обтекателя равен 55° , сферического — 52° , эллиптического — 38° . Погрешность в определении этих углов по номограмме не превышает 4–5 %, что вполне приемлемо для практических целей.

Наряду с приведенными в табл. 2 формулами № 1–8 для определения угла наклона лобовой панели обтекателя при установке его на прицепном или седельном автопоезде с удалением от передней кромки крыши кабины можно использовать и формулу № 9, а также, если $L_3 = 0$, то формулу № 10, если $L_3 > 0$ — формулу № 11.

Как упоминалось, встречно-боковой ветер значительно ухудшает картину обтекания автопоезда. И может оказаться, что обтекатель, хорошо работающий при отсутствии такого ветра, при его наличии потеряет свою эффективность. Чтобы избежать этого, на наружную поверхность обтекателя целесообразно нанести мелкие продольные канавки, параллельные центральной продольной плоскости автопоезда, глубина и шаг которых равны между собой и составляют 0,011–0,05 толщины образующегося на поверхности обтекателя пограничного слоя. А это, по расчетам реальных конструкций обтекателей, составляет 0,05–0,5 мм. (Меньшие значения соответствуют укороченным обтекателям, поскольку толщина образующегося на них пограничного слоя, по сравнению с его толщиной на крупногабаритных обтекателях, ниже.)

Продольные канавки провоцируют образование мелких трехмерных вихрей, уменьшающих интенсивность турбулентности формирующегося на обтекателе пограничного слоя, что практически устраняет срыв натекающего воздушного потока и вихреобразования на его наружной поверхности. В результате, как показывают результаты экспериментальных исследований, эффективность обтекателя при кососимметричном натекании потока на 5–7 % выше, чем в случае гладкого обтекателя.

(Продолжение следует)

УСТРОЙСТВО ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЕМ В КАМЕРАХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК

Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская государственная лесотехническая академия

Еще в 1960-е годы многие научные организации и вузы России успешно работали над созданием топливных аккумуляторных систем с электронным управлением. Наиболее существенный из достигнутых ими результатов — электрогидравлические форсунки с изменяемым давлением в управляющих (гидрозапирающих) камерах над иглой распылителя, созданные в Коломенском филиале ВЗПИ. Но у нас такие форсунки практического применения не нашли. И только тогда, когда промышленное их производство освоили, как это случалось не раз, зарубежные фирмы (система "Коммон Рэйл") НИКТИДу выделили средства для построения математической модели, ее исследования и создания конструкторской документации по подобной системе. В итоге документация была передана Ногинскому заводу топливной аппаратуры. Несмотря на то что система "Коммон Рэйл" — далеко не идеальная. Например, давление в управляющей (гидрозапирающей) камере форсунки уменьшается за счет сбрасывания топлива через специальный клапан, а повышается после закрытия сливного клапана — за счет поступления топлива через специальный дроссель. Из-за дросселя рост давления в управляющей камере и опускание иглы форсунки по времени растягиваются, что, как известно, отрицательно оказывается на работе дизеля. Поэтому в двух вариантах форсунок, коломенском и фирмы "Дельфи Аутомотив", установили еще один дроссель — на входе в распылитель форсунки. Однако и это полумера: дроссель на входе уменьшает максимальное $P_{впр\ max}$ и среднее $P_{впр\ср}$ давления впрыскивания. То есть данное решение противоречит современным тенденциям к увеличению $P_{впр\ср}$.

Фирма "Бош" тоже форсировала опускание иглы, но по-своему — за счет дополнительного плунжера, выполненного заодно со штангой форсунки. Но это — дополнительная прецизионная пара, следовательно — повышение стоимости системы в целом.

Таким образом, созданная российскими учеными идея форсированного опускания иглы форсунки стала общепризнанной. Однако все решения по ее практической реализации имеют общий "минус" — гидромеханическое запирание на всем протяжении хода иглы, при котором, как показали исследования, выполненные в Воронежской ГЛТА, у форсунок дизеля 10ДН20,7/2×25,4 нельзя получить стабильные от цикла к циклу подачи топлива меньше 0,21 г/ц при усилии пружины $P_{пр} = 279$ Н (28,4 кгс) и меньше 0,16 г/ц при $P_{пр} = 533$ Н (54,3 кгс). Необходимо комбинированное запирание иглы (в начале подъема — гидравлическое, в начале опускания — гидромеханическое): в этом случае обеспечиваются стабильные подачи 0,03—0,05 г/ц

и больше (см. "АП", 1998, № 9). И потому шариковый сливной клапан в системе CR — не самое, мягко говоря, удачное решение (см. "АП", 2002, № 8).

Еще один недостаток систем CR с дроссельными форсунками и сливным клапаном — увеличенный расход топлива на управление: он складывается из топлива, вытекающего из гидрозапирающей камеры и поступающего в нее за каждый рабочий цикл. Это топливо находится под высоким давлением, на создание которого расходуется энергия.

Более интересное решение в 1968 г. предложила одна из английских фирм. Это электрогидравлическая форсунка с двухпозиционным управляющим клапаном (рис. 1). Но, как отмечал в свое время Ф. И. Пинский, "... такое исполнение управляющей части должно повысить быстродействие форсунки, однако практическая реализация может представить известные трудности из-за нахождения обмотки электромагнита в камере, где периодически поднимается давление, и из-за необходимости уплотнения одной деталью по-очередно двух сечений".

Располагая всей приведенной выше информацией, в ВГЛТА решили создать устройство управления форсунок, основанное не на одном клапане двухстороннего действия, а на двух клапанах одностороннего действия, не имеющих прецизионных поверхностей. Кроме того, вынести электромагнит из зоны пульсирующего давления, гидравлически уравновесить клапаны и свести усилия по перемещению подвижных масс управляющего устройства к величине, не превышающей 120 Н (13 кгс).

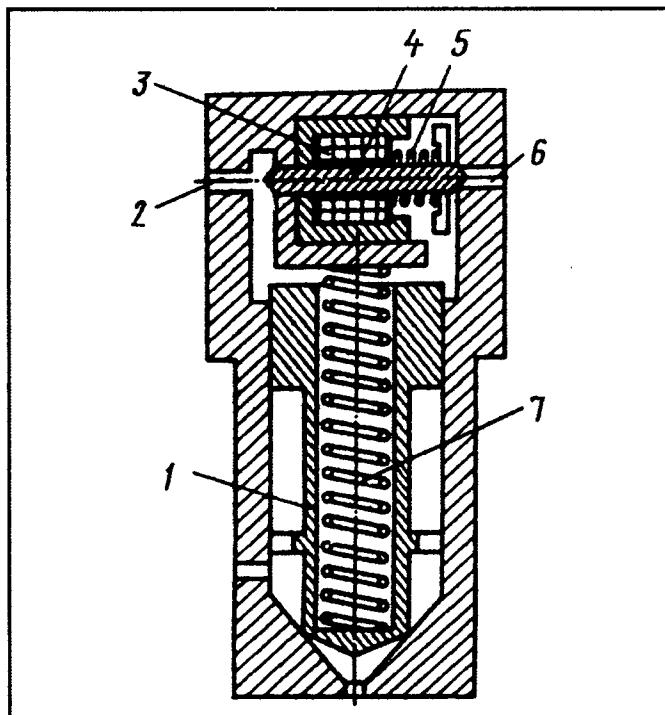


Рис. 1. Схема электрогидравлической форсунки с двухпозиционным клапаном:

1 — игла форсунки; 2 — топливоподводящий канал; 3 — электромагнит; 4 — двухпозиционный управляющий клапан; 5 — сливной канал; 6 — пружина клапана; 7 — пружина иглы

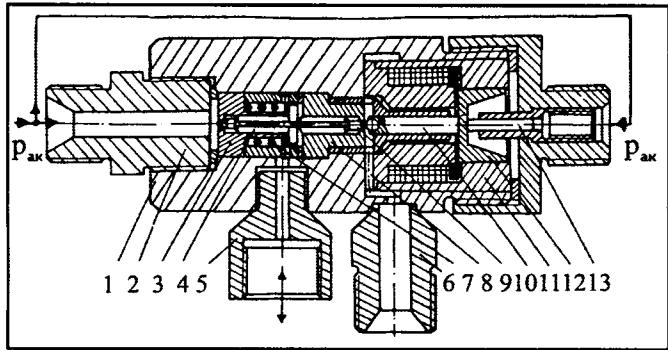


Рис. 2. Схема двухклапанного устройства управления давлением в управляющей камере электрогидравлической форсунки:

1 — корпус устройства; *2* — топливоподводящий штуцер; *3* — гильза впускного клапана; *4* — впускной клапан; *5* — переходник; *6* — сливной штуцер; *7* — возвратная пружина; *8* — гильза сливного клапана; *9* — сливной клапан; *10* — шток; *11* — электромагнит; *12* — якорь; *13* — поршень

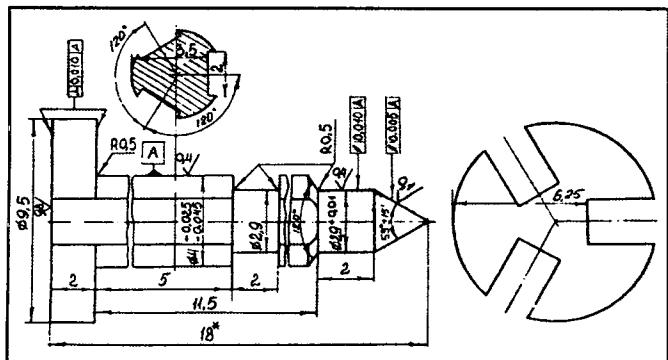


Рис. 3. Эскиз впускного клапана

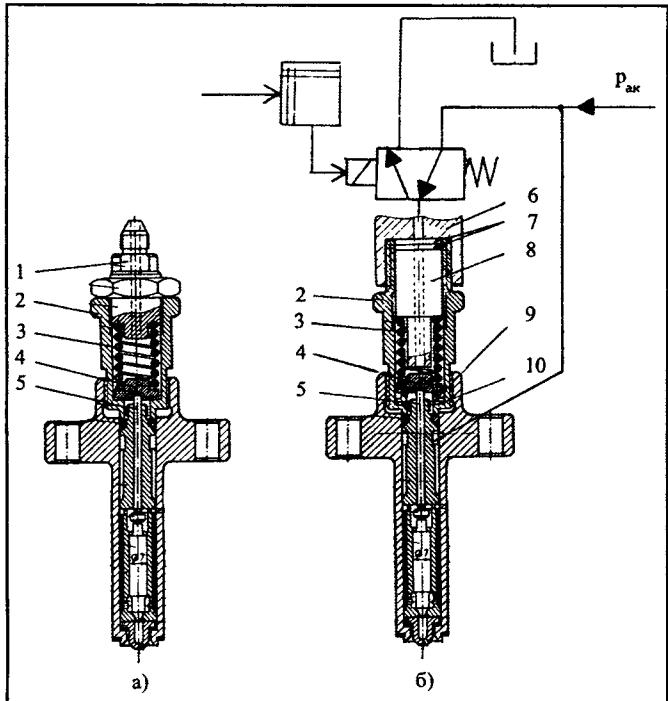


Рис. 4. Штатная (а) и электрогидравлическая (б) форсунки дизеля 10ДН20,7/2 × 25,4:

1 — сливной штуцер; 2 — корпус пружины; 3 — пружина;
4 — направляющая пружины; 5 — штанга; 6 — переходник;
7 и 10 — регулировочные шайбы; 8 — вытеснитель топлива;
9 — опора направляющей

Схема данного устройства, выполненного в отдельном корпусе, приведена на рис. 2. Оно, как видно из рисунка, содержит впускной 4 с гильзой 3 и сливной 9 с гильзой 8 клапаны, возвратную пружину 7, электромагнит 11 с якорем 12, подводящий 2 и сливной 6 штуцеры, переходник 5, соединяющий корпус 1 с корпусом пружины форсунки. Электромагнит 11 установлен в полости слива и взаимодействует с клапаном 9 через шток 10, тем самым он разгружен от высокого давления топлива, что обеспечивает его надежную работу. Для создания гидравлической уравновешенности конструкции со стороны якоря 12 использован поршень 13, благодаря чему уменьшается зависимость работы клапанов от давления в аккумуляторе и исключается отрыв якоря 12 от штока 10. На разъем электромагнита от электронного блока управления подается ступенчатый импульс электрического тока, который имеет форсирующую и удерживающую части, соответственно равные 26 и 7 А.

Как впускной, так и сливной клапаны выполнены в форме игл. Такая форма обеспечивает клапанам, во-первых, высочайшую надежность: миллиарды распылителей форсунок, работающих в гораздо более тяжелых условиях, чем клапаны управляющего устройства, служат тому подтверждением. Во-вторых, простоту. Например, на рис. 3 приведена схема впускного клапана. Из рисунка видно, что этот клапан представляет собой иглу, которую можно изготовить на обычном станочном оборудовании. Сливной клапан еще проще.

На цилиндрической поверхности игл клапанов есть всего три паза для прохода топлива, а с целью исключения перекосов и обеспечения герметичности посадки клапаны выполнены в виде двух отдельных деталей, контактирующих между собой по паре "плоскость—сфера".

Посадочные диаметры клапанов составляют $2,5^{+0,010}$ мм, ход — 0,07—0,08 мм. Причем последний регулируется с помощью прокладок, установленных между гильзами (поз. 3 и 8 на рис. 2).

Масса подвижных деталей управляющего устройства (два клапана, шток, якорь, $1/3$ массы пружины, компенсирующий поршень) — 0,012 кг; усилие возвратной пружины — 50 Н (5,2 кгс); усилие электромагнита, как упоминалось, — 120 Н (13 кгс).

При сборке форсунок дизелей 10ДН20,7/2 × 25,4 (рис. 4) и 12ЧН26/26 переходник 6 устройства управления навертывается на корпус 2 пружины форсунки. Стык между корпусами уплотняется с помощью круглого кольца из маслобензостойкой резины, уложенного в выточку переходника. Слегка поджатое кольцо уплотняет стык тем сильнее, чем больше давление в управляющей камере, заклинивающее кольцо в зазоре между корпусами.

В форсунках дизеля 6(8)ЧН21/21 Свердловского ТМЗ все детали устройства управления размещены внутри корпуса форсунки в непосредственной близости от верхнего торца иглы (рис. 5).

Устройство управления работает следующим образом. Когда ток в обмотке электромагнита отсутствует, то $P_{\text{прк}} + P_{\text{ак}} f_{\text{сл}} < P_{\text{ак}} f_{\text{п}} + P_{\text{элм}}$. Поэтому впускной клапан открыт, сливной — закрыт, а гидрозапирающая

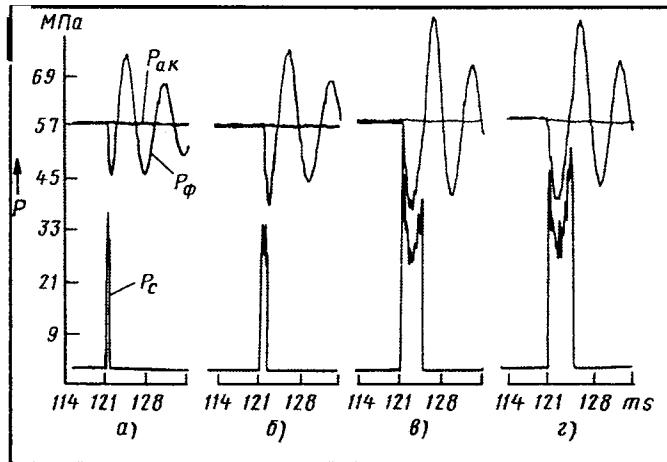


Рис. 5. Зависимость давлений в аккумуляторе ($p_{ак}$), перед запирающим конусом иглы форсунки (p_{ϕ}) и перед распыливающими ее отверстиями (p_c) от цикловой подачи топлива (V_u), продолжительности впрыскивания (t и $\Phi_{пкв}$) при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$:

а — $V_u = 0,124 \text{ см}^3/\text{ц}$, $t = 0,0006 \text{ с}$, $\Phi_{пкв} = 5,4^\circ$; б — $V_u = 0,246 \text{ см}^3/\text{ц}$, $t = 0,00133 \text{ с}$, $\Phi_{пкв} = 12^\circ$; в — $V_u = 0,820 \text{ см}^3/\text{ц}$, $t = 0,00416 \text{ с}$, $\Phi_{пкв} = 37,4^\circ$; г — $V_u = 0,913 \text{ см}^3/\text{ц}$, $t = 0,0046 \text{ с}$, $\Phi_{пкв} = 41,5^\circ$

камера форсунки сообщена с аккумулятором давления. После подачи тока $P_{прк} + p_{ак}f_{псл} < p_{ак}f_{п} + P_{элм}$, поэтому впускной клапан закрывается, сливной — открывается, а гидрозапирающая камера отсекается от аккумулятора и сообщается со сливом. (Условие плотной посадки впускного клапана: $P_{прк} + p_{ак}f_{пвх} < p_{ак}f_{п} + P_{элм}$.) Когда ток в обмотке прекращается, то $P_{прк} + p_{ак}f_{пвх} > p_{ак}f_{п}$, поэтому впускной клапан открывается, сливной — закрывается. (В приведенных неравенствах $P_{прк}$ — сила, развиваемая пружиной клапана; $p_{ак}$ — давление на выходе аккумулятора; $f_{псл}$ и $f_{пвх}$ — соответственно площади посадки сливного и входного клапанов; $f_{п}$ — площадь компенсирующего поршня; $P_{элм}$ — сила, развиваемая электромагнитом.)

Аккумулятор сообщен со сливом только во время движения клапанов от одного седла к другому, а не на

протяжении всего процесса впрыскивания, как это имеет место в дроссельных форсунках с одним сливным клапаном. Кроме того, в двухклапанном устройстве управления максимальное проходное сечение, через которое вытекает топливо, равно половине максимального проходного сечения клапанов, поэтому расход топлива на управление невелик.

Так как в управляющем устройстве нет дросселирования топлива на входе в управляющую камеру и выходе из нее, то давление как при подъеме, так и при опускании иглы резко изменяется (фронты изменения давления p_c впрыскивания получаются, как видно из рис. 5, практически вертикальными); нет и подвпрыскиваний топлива, столь характерных для серийных топливных систем; максимальное же давление впрыскивания на режиме холостого хода составляет 36—37 МПа (360—370 кгс/см²), что недостижимо в серийных топливных системах.

Незначительные подвижные массы (0,012 кг), величины хода клапанов и перестановочные усилия обеспечивают неограниченный срок службы клапанов. Например, два устройства управления работали без отказов и переборок во время стендовых испытаний на форсунках и моторных испытаний на отсеке дизеля ОД100 во ВНИИЖТе в течение девяти лет.

И еще один интересный момент. Фирма "Сименс" разработала пьезомодуль, максимальный ход которого составляет 80 мкм (0,08 мм). Но для системы CR использовать напрямую этот модуль нельзя: ход для привода управляющего клапана форсунки слишком мал. Для его увеличения нужно применить, как считают некоторые специалисты, рычажную передачу. Правда, при этом не сообщают, где именно в форсунке найти место для такой передачи и как обеспечить необходимую надежность системы. В рассмотренном же выше управляющем устройстве ВГЛТА малые ходы — это органически присущее ему свойство. То есть подобные пьезомодули в нем можно применять напрямую, без каких бы то ни было, в том числе рычажных, передач.



Возвращаясь к напечатанному

УДК 629.621.43-44:001.76

КОМБИНИРОВАННЫЙ СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС

В.А. КОНЮХОВ

В "АП" (2002, № 3) была опубликована статья М.В. Пицулина, который считает, что подогрев впускного коллектора, способствующий испарению пленки топлива, позволяет значительно улучшить показатели ДВС, прежде всего топливную экономичность и экологическую чистоту. Это правильно, хотя и не совсем

полно. Дело в том, что выигрыш может быть еще больше, если подогрев сочетать с некоторыми другими конструктивными мерами. В частности, с теми, которые были выработаны в ходе исследований, выполненных в свое время специалистами МГТУ "МАМИ" (И.Я. Райков и др.) по заказу Заволжского моторного завода и связанных с поиском путей повышения топливной экономичности двигателей этого завода.

Специалисты МГТУ, выполняя заказ, провели экспериментальную проверку связей между удельным расходом топлива, температурой топливовоздушной смеси на входе в цилиндр, степенью наддува и степенью за-

вихрения воздуха во впускном коллекторе ДВС. Эксперименты показали, что наддув двигателя от постороннего источника энергии до $P = 0,12$ МПа ($1,2$ кгс/см 2) повышает эффективную мощность на треть, завихрители снижают удельный расход топлива на 5—7 %. Что касается подогрева, то он дал неоднозначные результаты. С одной стороны, уменьшилась литровая мощность двигателя, с другой — на ~23 % снизился его удельный расход топлива. Наконец, двигатель стал устойчиво работать при коэффициенте избытка воздуха, равном 1,25—1,27.

Такой получилась общая картина. При более тщательном анализе результатов удалось установить и некоторые частные закономерности.

Так, выявлено: удельный расход топлива при неподогретом воздухе снижается только в очень узком диапазоне изменения наддува, равном 0,105—0,118 МПа ($1,05$ — $1,18$ кгс/см 2), а при дальнейшем его увеличении топливная экономичность ухудшается. Кроме того, возрастают нагрузки на детали, что резко снижает их ресурс. Но главное, при дросселировании (перевод на частичные нагрузки) наддув становится вообще не нужным, так как в это время во впускном патрубке требуется не повышенное, а, наоборот, пониженное до 0,059—0,0724 ($0,6$ — $0,7$ кгс/см 2) давление. Другими словами, степень наддува, чтобы быть оптимальной, должна быть регулируемой.

Второй итог экспериментов: они позволили уточнить связи между коэффициентом избытка воздуха и содержанием оксидов азота в отработавших газах. Считается, что в двигателях с внешним смесеобразованием данной опасной составляющей тем больше, чем смесь беднее. Однако это справедливо лишь для смесей с $\alpha \leq 1$. При росте же α , т. е. при избытке окислителя сверх теоретически необходимого для полного сгорания топлива (стехиометрического), начинает снижаться температура продуктов сгорания, следовательно, ухудшаются условия для образования оксидов азота. (Практически максимум по оксидам азота соответствует $\alpha \approx 1,05$.)

В отношении других вредных выбросов практика не расходится с теорией.

Действительно, при увеличении α свыше 1,05 удельный расход топлива и эффективная мощность, как и следует из теории, начинают уменьшаться, а количество продуктов неполного сгорания топлива — возрастать. Потому что все топливодозирующие устройства (карбюраторы и форсунки-распылители) подают топливо в надпоршневое пространство цилиндров в основном в распыленном виде, а для горения его необходимо превращать в пар. Капли топлива делают это сами, "отсасывая" теплоту от будущего рабочего процесса. Это, естественно, уменьшает индикаторный КПД и увеличивает время смесеобразования. Последнего может не хватить для испарения капель в удаленных точках камеры сгорания. Здесь и появляются продукты неполного сгорания, прежде всего канцерогенные вещества, а также моноксид углерода, углеводороды, сажа и т. п.

Данные вредные вещества, как доказал эксперимент, можно применять с пользой для дела: испарять

топливо, отбирая теплоту от отработавших газов и обогревая ею специальный котел-испаритель. Полученный таким образом пар нужно пропустить через газовую турбину объемного типа, приводящую нагнетатель, а оставшуюся после турбины теплоту использовать для подогрева воздуха на входе в двигатель, поднимая тем самым температуру топливовоздушной смеси до 330—340 К (60 — 70 °C) и выше. Это обеспечит более равномерное распределение топлива по камере сгорания (в виде гомогенной смеси паров топлива и воздуха) и тем самым — полное его окисление по всей камере.

Стендовые испытания показали, однако, что нагрев топливовоздушной смеси без устройства, автоматически обеспечивающего оптимальную работу двигателя, организовать довольно трудно: любое изменение степени подогрева смеси требует изменения угла опережения зажигания и степени сжатия. Кроме того, нельзя забывать: углеводородные топлива имеют широкий диапазон октановых чисел.

И еще одно. Подогрев смеси неизбежно уменьшит литровую мощность двигателя, восстановить которую можно, лишь применив наддув. Тем более что источником энергии газовой турбины привода нагнетателя могут служить пары топлива, о которых шла речь выше. Система "турбина—нагнетатель" дает возможность, меняя наддув, обеспечить работу двигателя на всех режимах при $\alpha = 1,25 \div 1,3$, т. е. работу, малотоксичную по вредным выбросам и экономичную по расходу топлива. Это вполне возможно, учитывая такие ценные свойства объемных нагнетателей, как их обратимость, способность при постоянных давлениях и температуре рабочего тела на входе выполнять и роль нагнетателя или силовой турбины, и роль газового счетчика, который при кинематической связи турбины и нагнетателя позволяет точно обеспечить заданное соотношение паров топлива и воздуха в топливовоздушной смеси.

С учетом всего сказанного было разработано топливно-дозирующее устройство, которое состоит (рис. 1) из элементов:

испарительной системы (нагреватель 2 топлива в системе охлаждения двигателя; саморегулируемый испаритель 5 топлива, работающий за счет теплоты отработавших газов, а при пуске — от электроиспарителя, давление пара на выходе которого составляет 1 МПа (10 кгс/см 2);

системы наддува (газовая турбина 11 объемного типа, кинематически связанная с нагнетателем воздуха 23 объемного типа; смеситель 24 паров топлива и воздуха);

системы управления работой двигателя (акселератор 4 с рычагами 7; пружина 17 тормоза и тормоз 18 вала нагнетателя);

двигателя внутреннего сгорания с устройством изменения степени сжатия (крейцкопф ползуна с механизмом 9 его управления; маятниковый рычаг 14; короткий рычаг 15 шатуна; шарнирно связанный с ним длинный рычаг 21 шатуна);

системы зажигания (катушка 19 и свечи 20 зажигания);

приборов автоматического управления работой двигателя (микроЭВМ 6; датчик 16 начала отсчета и угла

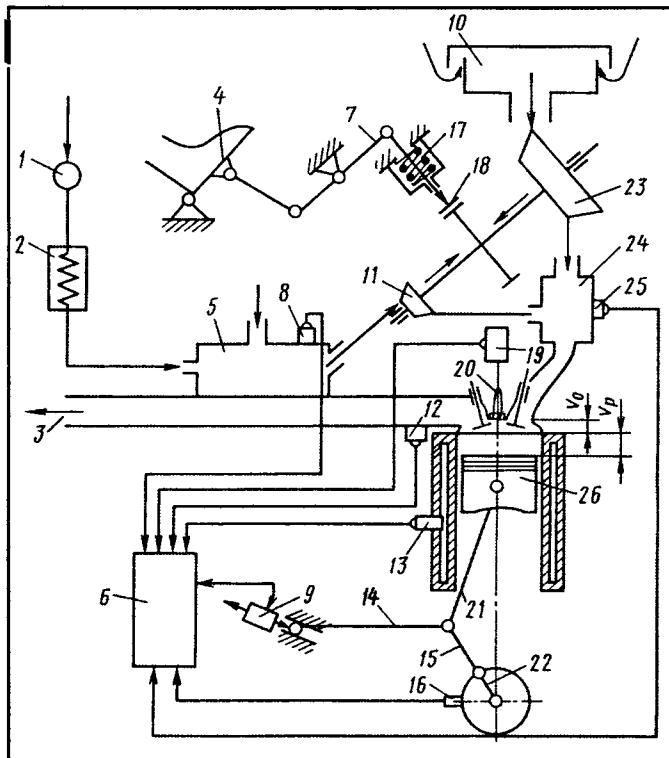


Рис. 1. Схема дозирующего топливно-испарительного устройства для двигателя с переменной степенью сжатия:

1 — топливный насос; 2 — нагреватель топлива, смонтированный в радиаторе системы охлаждения двигателя; 3 — выпускная труба; 4 — педаль акселератора; 5 — испаритель топлива; 6 — бортовая ЭВМ; 7 — рычаг управления тормозом вала нагнетателя; 8 — датчик температуры паров топлива; 9 — механизм управления крейцкопфом маятникового рычага; 10 — воздушный фильтр; 11 — газовая турбина объемного типа; 12 — датчик детонации; 13 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 14 — маятниковый рычаг; 15 — короткий рычаг шатуна; 16 — датчик начала отсчета и угла поворота коленчатого вала; 17 — пружина тормоза вала нагнетателя; 18 — тормоз вала нагнетателя; 19 — катушка зажигания; 21 — длинный рычаг шатуна; 22 — коленчатый вал; 23 — нагнетатель объемного типа; 24 — смеситель воздуха и паров топлива; 25 — датчик температуры в смесителе; 26 — поршень ДВС

поворота коленчатого вала; датчик 13 температуры охлаждающей жидкости; датчик 12 детонации; датчик 8 температуры паров в испарителе; датчик 25 температуры топливовоздушной смеси).

Данное устройство работает следующим образом.

Пуск двигателя. Водитель стартером прокручивает коленчатый вал 22 двигателя. В смесительной камере 5 давление становится ниже атмосферного, а на входе в нагнетатель давление воздуха в этот момент остается равным атмосферному. Поэтому нагнетатель 23 превращается в турбину и своей энергией за счет разницы давлений прокручивает газовую турбину 11. Последняя проталкивает топливо, испаренное электроиспарителем, в смесительную камеру 24. Здесь образуется топливовоздушная смесь с α , величина которого задана ЭВМ. Смесь подается в цилиндр, где и воспламеняется свечой зажигания.

При частичных нагрузках на ДВС водитель, воздействуя на педаль акселератора 4, частично растормаживает тормоз 18, позволяя тем самым турбине подавать

топливный пар в смеситель 24; кинематически связанный с ним нагнетатель 23 отмеривает (подает) столько воздуха, чтобы в смесителе коэффициент α был равен 1,3—1,35, а цикловая подача обеспечивала заданный режим работы двигателя.

При полных нагрузках на ДВС водитель полностью "утапливает" педаль акселератора и тем самым полностью растормаживает тормоз 18. Парообразное топливо с давлением, равным 1 МПа (10 кгс/см²), поступает на турбину, которая, вращаясь, заставляет нагнетатель подавать столько воздуха и под таким давлением, чтобы смесительная камера обеспечивала максимальные цикловую подачу топливовоздушной смеси в цилиндр двигателя и наддув. При этом условие $\alpha \approx 1,3 \div 1,35$ выдерживается и здесь.

Работа рассматриваемого устройства, предназначенного для двигателя ГАЗ-24Д, проверена в стеновых условиях. Результаты проверки иллюстрирует рис. 2, на котором показана связь между \bar{p}_k (отношение p_k давления паров топлива в смесителе к давлению атмосферному) и мощностью, необходимой для вращения турбины и нагнетателя.

Связь эта, как видим, весьма интересная.

Во-первых, до $\bar{p}_k = 1$ нагнетатель работает в режиме турбины, т. е. на его валу есть полезная мощность N_{th} , способная вращать газовую турбину или склады-

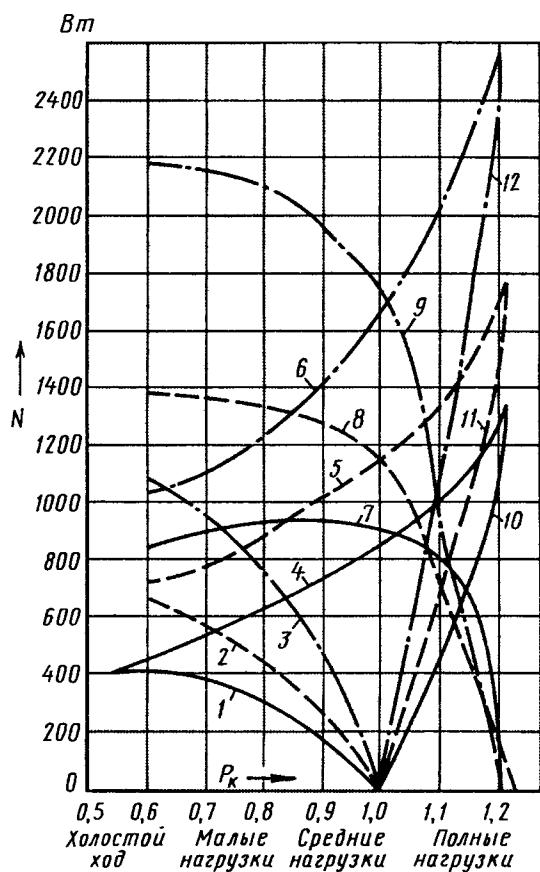


Рис. 2. Характеристики турбины, нагнетателя и тормоза дозирующего устройства:

1, 4, 7 и 10 при $n_h = 2000 \text{ мин}^{-1}$; 2, 5, 8 и 11 — при $n_h = 3000 \text{ мин}^{-1}$; 3, 6, 9 и 12 — при $n_h = 4500 \text{ мин}^{-1}$

ваться с мощностью N_t на валу данной турбины. При этом чем больше частота n_h вращения вала нагнетателя, тем больше N_{th} (соответственно кривые 1, 2 и 3). Однако при $\bar{p}_k = 1$ N_{th} становится равной нулю при любых значениях n_h . То есть $\bar{p}_k = 1$ — это точка перехода нагнетателя из режима турбины в режим нагнетателя воздуха. Зона $\bar{p}_k > 1$ — чисто компрессорная. Она довольно узкая (для $n_{h1} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ — от $\bar{p}_k = 1$ до $\bar{p}_k = 1,22$, для $n_{h2} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ — от $\bar{p}_k = 1$ до $\bar{p}_k = 1,21$ и для $n_{h3} = 4500 \text{ мин}^{-1}$ — от $\bar{p}_k = 1$ до $\bar{p}_k = 1,2$). Кроме того, потребляемые нагнетателем максимальные мощности $N_{h\max}$ сильно зависят от n_h (кривые 10, 11 и 12): для n_{h1} это 1400 Вт, для n_{h2} — 1800, для n_{h3} — 2600 Вт.

Во-вторых, изменение мощности турбины подчиняется обычному для газовых турбин закону: мощность N_t растет с ростом как перепада давлений, так и частоты вращения (кривые 4, 5 и 6).

На рис. 2 нанесены также кривые изменения мощности N_{tcp} , потребляемой тормозом устройства в зависимости от значений p_k и n_h (кривые 7, 8 и 9). По ним можно сделать следующие выводы: при неполных нагрузках ДВС чем больше n_h , тем больше N_{top} , а при полных — картина обратная; при всех n_h на кривых $N_{top} = f(\bar{p}_k)$ явно просматриваются два участка — плавного и резкого изменения N_{top} , причем точка перехода от одного участка к другому зависит главным образом от n_h : она располагается тем правее, чем меньше n_h .

При таком сочетании характеристик турбины, нагнетателя и тормоза устройство вполне работоспособно, т. е. может работать на двигателе ГАЗ-24Д и значительно улучшить его расходные и экологические

характеристики. Однако возможности устройства в полной мере могут проявиться только на двигателе с изменяемой степенью сжатия. Дело в том, что оптимальная эксплуатационная степень сжатия зависит от многих факторов — марки, типа, октанового числа топлива, нагрузки на двигатель, степени его изношенности и т. д. То есть постоянно меняется. В двигателях с фиксированным ходом поршня ее управляют лишь двумя способами — выбором марки топлива (октанового числа) и изменением угла опережения зажигания. Индикатором ее оптимальности считается отсутствие детонации. Двигатель же с регулируемым ходом поршня решает задачу кардинально: степень сжатия можно сделать оптимальной для любого жидкого и газообразного топлива на всех режимах работы. Достигается это путем уменьшения или увеличения дополнительного объема V_p (см. рис. 1): бортовая ЭВМ, получив сигнал от датчика 12 детонации, подает команду механизму 9 управления крейцкопфом. Последний перемещает к оси двигателя или от нее маятниковый рычаг 14, тем самым корректируя объем V_{kc} камеры сгорания, составляемый объемами V_c и V_p ($V_{kc} = V_c \pm V_p$).

Данная конструкция ДВС с испарителем потребляемого топлива и наддувом двигателя за счет отработанной тепловой энергии системы охлаждения и отработавших газов позволяет организовать рабочий процесс на любом жидком или газообразном топливе. В том числе при относительно постоянном бедном составе ставшего газообразным топлива. В сочетании с наддувом это обеспечит высокоеэкономичную и малотоксичную работу двигателя, его высокие динамические качества.

УДК 629.62-585.83/84

НОВЫЙ УПРАВЛЯЕМЫЙ ВЕДУЩИЙ МОСТ

Н.В. КОРИТКО, Н.А. ГОЛОВАЦКИЙ
МоАЗ

Могилевским автозаводом разработана конструкция, проведены испытания и освоено производство ведущего управляемого моста, рассчитанного на нагрузку до 200 кН, передаточное отношение 19,85 и шины 26,5-25". Моста, который применяется в качестве переднего моста на самосвалах МоАЗ-7505, крановом шасси МоАЗ-8004, а также переднего и заднего ведущих мостов двухосного тягача МоАЗ-6910.

Данный мост состоит (рис. 1) из центрального редуктора главной передачи, двух колесных передач планетарного типа, двух шарниров равных угловых скоростей, стального картера сварной конструкции, колодочных тормозов. Рассмотрим их.

Центральный редуктор (рис. 2) — одноступенчатый, имеет пару конических шестерен с круговыми зубьями и межколесным коническим дифференциалом. Ведущая шестерня 21 главной передачи установлена на трех роликовых подшипниках качения, два из которых — конические (15), один — цилиндрический (12). При

этом наружные кольца подшипников 15 установлены в стакан 16, а внутренние напрессованы на ведущую шестерню 21. Регулировочная втулка 25 обеспечивает регулировку их предварительного натяга. Все детали, размещенные на ведущей шестерне 21, затянуты гайкой 19, стопорящейся шплинтом. Ведомая шестерня 3 главной передачи закреплена заклепками на чашке дифференциала 9.

Чтобы геометрия зацепления зубчатых конических шестерен главной передачи из-за деформации ведомой шестерни под действием осевых сил, появляющихся при перегрузках, не нарушалась, предусмотрен ограничитель 13 деформации с бронзовым упором: его резьбовое соединение с контргайкой позволяет регулировать величину зазора между бронзовым упором и торцем ведомой шестерни.

Регулировочные прокладки 24 и гайки дифференциала 10 обеспечивают регулировку зацепления шестерен передачи. Ее шестерни 3 и 21, как обычно, подбираются комплектно и разукомплектации не подлежат.

Дифференциал моста — обычный четырехсателлитный, с прямозубыми коническими шестернями. Его коробка — разъемная, состоит из двух (2 и 9) чашек, соединенных между собой шпильками. Чашки обрабатываются совместно, маркируются одним порядко-

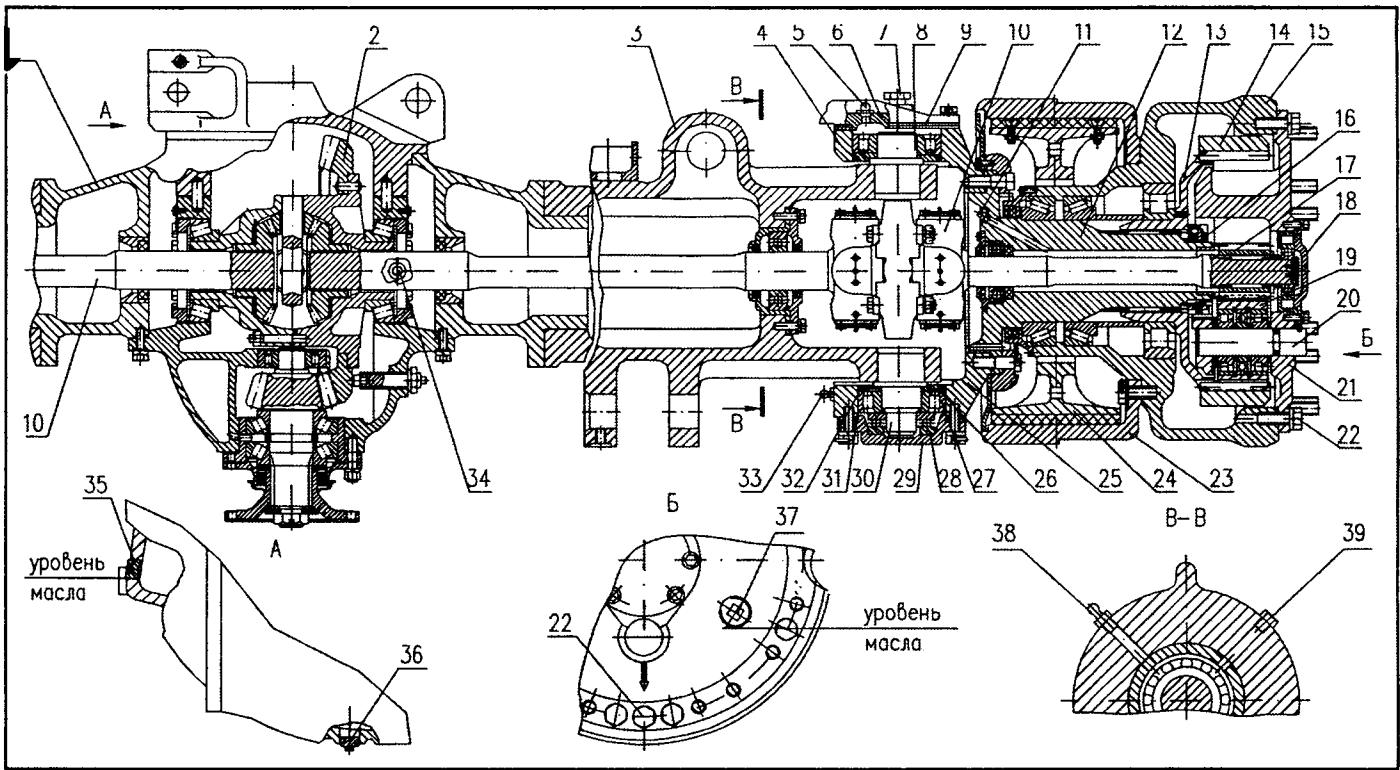


Рис. 1. Конструкция управляемого моста:

1 — картер; 2 — редуктор; 3 — рука; 4 — крышка поворотного кулака; 5, 33 и 38 — масленка; 6 — тормозной кронштейн; 7 — регулировочный болт; 8 — верхний шкворень; 9 и 31 — регулировочные прокладки; 10 — шарнир равных угловых скоростей; 11 и 34 — сапуны; 12 — цапфа; 13 — кожух; 14 — коронная шестерня; 15 — ступица; 16 — гаечное соединение; 17 — солнечная шестерня; 18 — крышка; 19 — сателлит; 20 — ось сателлитов; 21 — водило; 22 — болт сливного отверстия; 23 — барабан тормоза; 24 — колодка тормоза; 25 — поворотный кулак; 26 — обойма; 27 — роликовый подшипник; 28 — шариковый упорный подшипник; 29 — нижняя крышка; 30 — нижний шкворень; 32 — уплотнительное кольцо; 35 и 37 — пробки заливного и контрольного отверстий; 36 — сливная магнитная пробка; 39 — пробка контроля смазки

вым номером и разукомплектации, как и все названные выше узлы, не подлежат. В них на бронзовых втулках 26 установлены полуосевые шестерни, которые входят в зацепление с сателлитами 6, размещенными на крестовине 5.

Между сферическими поверхностями сателлитов 6 и чашками дифференциала 2 и 9, а также между торцевыми опорными поверхностями шестерен полуосей 7 располагаются бронзовые опорные шайбы 4 и 11; между шайбами 11 и чашками дифференциала 2 и 9 — стальные опорные шайбы 27.

Конические подшипники 1 дифференциала устанавливаются с предварительным натягом, который регулируют гайками 10; крышки 8 подшипников обрабатывают в сборе с картером 14 редуктора, поэтому их перестановка не допускается.

Шестерни, дифференциал и подшипники главной передачи тоже, как обычно, смазываются разбрзгиванием масла. Оно забирается из масляной ванны картера моста. Но одна деталь, чашка 2 дифференциала, имеет маслозахватывающие черпаки, обеспечивающие дополнительную принудительную смазку конических шестерен дифференциала, бронзовых шайб и втулок, играющих роль подшипников скольжения. И, наконец, конические роликовые подшипники ведущей шестерни дополнительно смазываются маслом, циркулирующим по специальным каналам и отверстиям.

Новая колесная передача представляет собой планетарный редуктор с прямозубыми цилиндрическими шестернями и заторможенной коронной шестерней внутреннего зацепления. Ведущий элемент редуктора — солнечная шестерня 17 (см. рис. 1), ведомый — водило 21. Три сателлита 19 находятся в зацеплении с солнечной шестерней 17 и неподвижной коронной шестерней 14, которая установлена на кожухе 13. Последний, в свою очередь, с помощью эвольвентных шлицев жестко крепится на неподвижной цапфе 12. При неподвижных коронной шестерне, ведущей солнечной шестерне и ведомом водиле планетарной передачи колесная передача имеет максимальное передаточное число.

Сателлиты 17 установлены на трех подшипниках качения — двух цилиндрических и одном шариковом. Внутренние кольца подшипников посажены на оси сателлитов 20, неподвижно закрепленные в отверстиях водила 21.

Ступица 15 колеса вращается на трех роликовых подшипниках — двух конических и одном цилиндрическом. Внутренние кольца первых посажены на цапфе 12, внутреннее кольцо цилиндрического подшипника — на кожухе 13.

Шестерни и подшипники колесной передачи, подшипники ступицы смазываются маслом (разбрзгиванием).

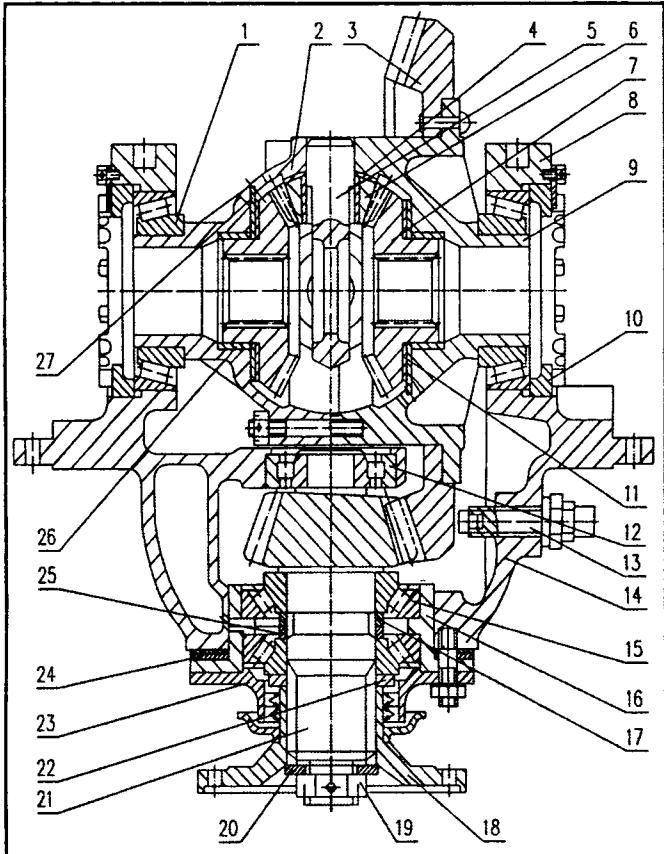


Рис. 2. Редуктор моста:

1 — подшипник дифференциала; 2 и 9 — чашки дифференциала; 3 — ведомая шестерня; 4 — опорная шайба сателлита; 5 — крестовина дифференциала; 6 — сателлит дифференциала; 7 — шестерня полуси; 8 — крышка подшипников дифференциала; 10 и 19 — гайки; 11 — опорная шайба шестерни полуси; 12 — цилиндрический роликовый подшипник; 13 — ограничитель деформации; 14 — картер редуктора; 15 — конический роликовый подшипник; 16 — стакан; 17 — распорная втулка; 18 — фланец; 20 — шайба; 21 — ведущая шестерня; 22 — маслоотражатель; 23 — крышка с манжетами; 24 — регулировочные прокладки; 25 — регулировочная втулка; 26 — бронзовая втулка; 27 — опорная стальная шайба

Поворотные устройства управляемого моста состоят из двух управляемых поворотных кулаков 25 и двух (10) шарниров равных угловых скоростей. Кулаки посредством шкворней (верхнего 8 и нижнего 30) соединены с рукавами 3 картера моста. На шкворнях установлены подшипники качения: на верхнем — цилиндрический роликовый, на нижнем — цилиндрический роликовый 27 и шариковый упорный 28. Болт 7 предназначен для регулировки поворотного устройства и ограничения вертикальных перемещений кулаков. (При разборке поворотного устройства крышку 4 верхней проушины поворотного кулака 25 необходимо демонтировать только после съема подшипников качения 27 и 28.)

Подшипники шкворней смазываются консистентной смазкой, наполняемой через масленки 5 и 33. Для предотвращения их загрязнения установлены предохранительные обоймы 26 с уплотнительными резиновыми кольцами 32.

Крутящий момент от редуктора главной передачи к редуктору колесной передачи с помощью шарнира равных угловых скоростей 10 передается через поворотное устройство (рис. 3), представляющее собой два сдвоенных асинхронных шарнира карданного типа. Эти шарниры посредством болтового соединения 2 крепятся к центральной обойме 1.

На двух шипах крестовины установлены игольчатые подшипники 9, корпусами которых служат крышки 6, два других представляют собой отверстия, в которых установлены наружные кольца игольчатых подшипников 9. Внутренние же кольца данных подшипников посажены на пальцы 8, симметрично запрессованные во внутренние 5 и наружные 3 кулачки 3, выполняющие роль полусей.

Игольчатые подшипники 9 асинхронных шарниров заполняются консистентной смазкой № 158, которая способна работать при высоких удельных давлениях. Нагнетается она через масленки 4 и 10.

Шарнир равных угловых скоростей опирается на два шариковых подшипника, один из которых устанавливается в рукаве картера моста, второй — в цапфе. Шарикоподшипник, устанавливаемый в цапфе, — заполненный смазкой (самосмазываемый); устанавливаемый в рукаве картера моста смазывается консистентной смазкой через масленку 38 (рис. 1). Для контроля поступления смазки предусмотрена пробка 39 (рис. 1).

Регулировка соосности поворотных кулаков оси картера моста выполняется регулировочными прокладками 9 и 27 (рис. 3).

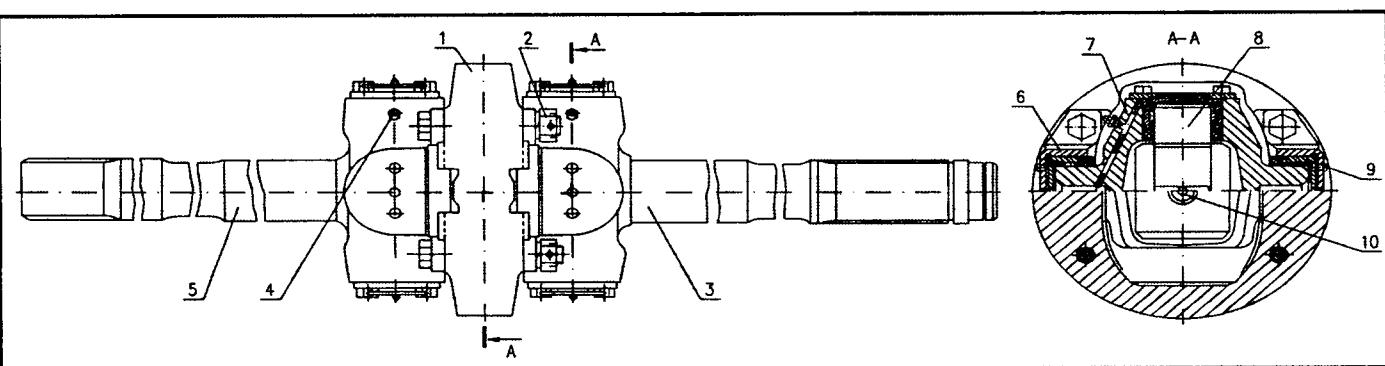


Рис. 3. Шарнир равных угловых скоростей:

1 — обойма шарнира; 2 — болтовое соединение; 3 — наружный кулак шарнира; 4 и 10 — масленка; 5 — внутренний кулак шарнира; 6 — крышка игольчатого подшипника; 7 — крестовина шарнира; 8 — палец крестовины; 9 — игольчатый подшипник

ГЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ КАБИНЫ АВТОБУСА "ВОЛЖАНИН" В ЛЕТНЕЕ ВРЕМЯ

И.Н. НИКИТИН, д-р техн. наук А.Д. ГРИГА, канд. техн. наук В.Е. КОСТИН,
А.П. КУЛЬКО, К.В. ХУДЯКОВ, М.В. ДЬЯКОВ
ВАП "Волжанин", Волжский ПИ, ОАО "Сибур-Волжский"

Считается: если в салоне автобуса температурный режим соответствует нормативным требованиям, автобус с точки зрения пассажира — нормальный. Но при этом упускается из виду, что не менее важное значение имеет микроклимат кабины водителя: от этого микроклимата зависят условия труда, следовательно, вероятность возникновения дорожно-транспортных происшествий по вине водителя. То есть, в конечном счете, безопасность того же пассажира. Особенно сейчас, когда создатели автобусов стараются изолировать, в целях безопасности, рабочее место водителя от пассажирского помещения (салона).

Об этом забывают, к счастью, не все: в настоящее время кабины новых моделей автобусов городского типа, выпускаемых в России, все чаще оборудуются штатными системами вентиляции и отопления. Но даже здесь система охлаждения воздуха, необходимая для поддержания параметров микроклимата в допустимых пределах, как правило, не предусматривается. Хотя, как показывают результаты отечественных и зарубежных исследований, в летнее время при температурах наружного воздуха выше 293—295 К (20—22 °C) температурный режим в кабинах оказывается крайне неблагоприятным для психофизических функций организма водителя, поскольку температура поверхности его одежды может достигать, в зависимости от угла падения солнечных лучей, цвета одежды, 243 К (70 °C) и более. Результат — быстрое утомление, а иногда и тепловой стресс организма, приводящие к увеличению реакции на световые и звуковые раздражители, снижению производительности труда.

Все это, разумеется, известно российским производителям автобусов. Но у нас, к сожалению, покупатели, городские муниципалитеты, пока очень бедны: им нужны дешевые ав-

тобусы. Импортные же системы охлаждения воздуха в кабинах, изготовленные мировыми фирмами, очень дороги — их стоимость измеряется тысячами американских долларов. Дорогие они в обслуживании и ремонте. Например, одна заправка хладагентом (фреоном) обходится в ~100 долл. Отечественных же систем кондиционирования воздуха кабин автобусов и грузовых АТС на рынке пока нет.

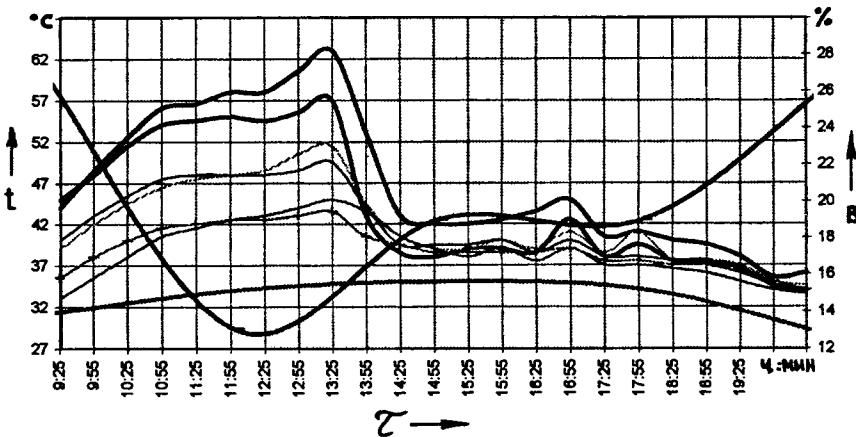
Волжское автобусное производство "Волжанин", понимая, что без таких систем их продукция, как говорится, многое теряет в глазах потребителей, решило заняться данной проблемой. Тем более что в Волжском политехническом институте работы над нею велись. Правда, лишь в общем плане. Поэтому совместные работы начали именно с ним. И начали с определения конкретных тепловых нагрузок, действующих на кабину автобуса в летнее время. То есть получения исходных данных, необходимых для создания системы охлаждения. И вот что при этом установлено.

Оказалось, что для кабины автобуса "Волжанин-5270", оборудован-

ной кондиционером, тепловая нагрузка складывается из поступлений теплоты через прозрачные (остекление), непрозрачные (стенки кузова) ограждения и из тепловыделений водителя. Соотношение между ними, если температуру в кабине поддерживать равной 301 К (28 °C), таково: 74; 18,5 и 7,5 %. То есть основным источником поступления теплоты в кабину является солнечная радиация, проникающая через остекление. При отсутствии кондиционера соотношение другое: 88, 2 и 10 %.

Результаты экспериментов в течение одного из солнечных дней августа приведены на рисунке.

Как видим, температура воздуха внутри кабины, не оборудованной кондиционером (кривая 2), стала выше температуры наружного воздуха на начало измерений сразу же после выхода автобуса из гаража и превышала ее до конца рабочей смены. Причем если температура наружного воздуха плавно возрастала в течение дня до некоторого максимума, приходящегося на 16 ч, а затем плавно убывала, то температура воздуха в кабине менялась циклически. И эти циклы точно соответствовали максимумам температуры передней панели (кривая 1). Последние, в свою очередь, определялись ориентацией кабины в процессе движения автобуса по маршруту относительно положения солнца. Так, когда наибольшая площадь остекления была на солнечной стороне, температура внутренних поверхностей кабины,



Зависимость температуры и влажности воздуха в кабине от температур внутренних элементов ее конструкции и времени дня:

1 — температура панели приборов; 2 — температура воздуха в кабине; 3 — температура левой стенки; 4 — температура обивки потолка; 5 — температура передней стенки; 6 — температура задней стенки; 7 — температура наружного воздуха; 8 — влажность воздуха в кабине

особенно пластмассовой облицовки панели, резко, до 393 К (63 °C), повышалась; если основная площадь остекления кабины находилась в тени, температура панелей и средняя температура в ней понижались.

Таким образом, эксперименты показали, во-первых, что температура воздуха в кабине есть функция многих переменных, характер изменения которых зачастую носит случайный характер. Например, на нее влияют плотность потока солнечной энергии, направление и скорость движения автобуса, скорость и направления ветра и т. д. Это лишний раз подтверждает: расчет теплопоступлений в кабину нужно вести для сочетания наихудших значений климатических параметров для данного географического района.

Второе, что следует из результатов эксперимента: при отсутствии кондиционера обеспечить требуемые ГОСТом 331 К (20 °C) в кабине в течение всей смены при наружных температурах 203—208 К (30—35 °C) невозможно.

Третье. В кабинах, не оснащенных системами охлаждения воздуха, проявляется своего рода эффект саморегулирования температуры: часть теплоты, проникшей в кабину через остекление, отдается в окружающую среду, так как температура наружных ограждений оказывается меньше, чем температура внутренних стенок. Тогда как в кабине с кондиционером, если температура снаружи выше 331 К (28 °C), картина обратная.

Четвертое и, пожалуй, главное. Расчетные и экспериментальные ис-

следования показали, что проблему снижения уровня тепловой нагрузки на кабину автобуса "Волжанин" можно решить не только с помощью систем охлаждения воздуха, но и хорошо известными методами теплоизоляции — зеркальным тонированием нижней части лобового стекла, изготовлением внутренних облицовочных панелей из пластмасс светлых тонов, ограничением кабины объемом рабочего места водителя, т. е. установив дополнительные прозрачные ограждения справа от водителя. (Естественно, эти меры не должны ухудшать обзорность или создавать иные помехи, затрудняющие управление автобусом.) Другими словами, на автобусах "Волжанин" в российских условиях эксплуатации можно обойтись без кондиционеров.

УДК 629.71:62-585.86

ЗАКОН ОПТИМАЛЬНОГО СООТНОШЕНИЯ УГЛОВ ПОВОРОТА И НАКЛОНА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО КРИВОЛИНЕЙНОЙ ТРАЕКТОРИИ

Д-р техн. наук И. В. БАЛАБИН

МГТУ "МАМИ"

Как известно, для перевода АТС от прямолинейного к криволинейному движению водитель поворачивает рулевое колесо в сторону поворота. Благодаря этому "срабатывает" рулевая трапеция, которая, в свою очередь, поворачивает управляемые колеса в ту же сторону. Причем на разные углы α , соотношения между которыми выбраны так, чтобы обеспечить "чистоту" качения и минимум проскальзывания шин относительно дороги. Задача решается выбором параметров трапеции: они такие, что радиусы траекторий движений каждого из колес, включая управляемые и неуправляемые колеса, пересекаются в точке, которую называют кинематическим центром поворота. Для наиболее распространенных двухосных автомобилей

с передними управляемыми колесами данная точка есть пересечение радиусов поворота управляемых и неуправляемых колес (точка O на рис. 1).

Условия оптимального качения, обеспечивающие минимальные потери на трение в контакте, а следовательно, наименьшие износ шин, расход топлива автомобилем при его движении в режиме поворота, требуют, кроме того, чтобы плоскость каждого из управляемых колес была наклонена к центру поворота на вполне определенные углы β (рис. 2).

Таким образом, при криволинейном движении автомобиля его управляемые колеса должны поворачиваться в двух плоскостях, горизонтальной и вертикальной. Причем для каждого из колес эти углы свои. То есть в общем случае $\alpha_{\text{вн}} \neq \alpha_{\text{н}}$ и $\beta_{\text{вн}} \neq \beta_{\text{н}}$. (Здесь индексы "вн" и "н" относятся соответственно к внутреннему и наружному по отношению к центру поворота управляемому колесу.)

Практикой установлено: чтобы автомобиль в режиме поворота был гарантированно устойчивым, т. е. не имел тенденции к заносу и опрокидыванию, соотношение между углами α и β должно быть вполне определенным (оптимальным). При разработке автомобиля его подбирают экспериментально. Что, естественно, и долго, и не всегда точно. Между тем есть возможность расчетного определения данного соотношения. Как

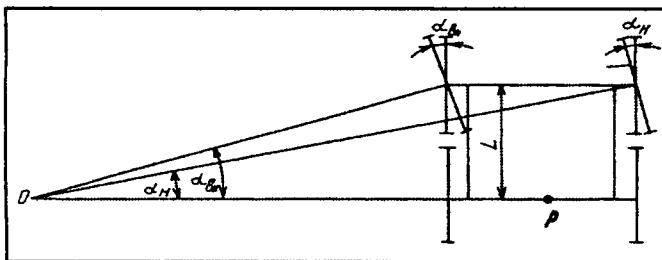


Рис. 1

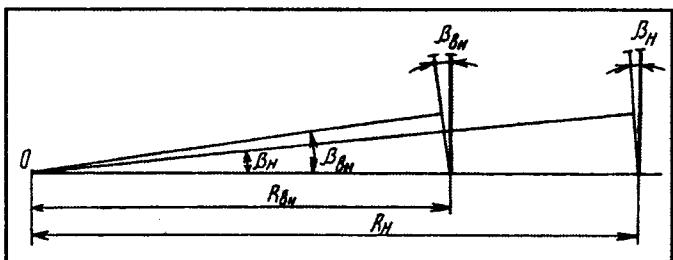


Рис. 2

это сделать, рассмотрим на примере движения двухосного транспортного средства с одной передней управляемой осью. Для простоты будем считать, что колеса оборудованы абсолютно жесткими шинами.

Допустим, что автомобиль поворачивает влево. Из рис. 1 видно, что радиусы R траекторий, по которым перемещаются управляемые колеса, численно равны отношению базы L автомобиля к синусу угла поворота колес в горизонтальной плоскости, т. е. $R_{\text{вн},\text{н}} = L/\sin\alpha_{\text{вн},\text{н}}$.

В свою очередь, те же радиусы есть (рис. 2) отношение радиусов r колес к синусу угла β поворота этих колес в вертикальной плоскости, т. е. $R_{\text{вн},\text{н}} = r/\sin\beta_{\text{вн},\text{н}}$.

Отсюда следует: $\sin\beta_{\text{вн},\text{н}} = \frac{L}{r} \sin\alpha_{\text{вн},\text{н}}$.

Как видим, при абсолютно жестких шинах соотношение углов α и β (точнее, синусов этих углов) есть величина постоянная, равная отношению базы автомобиля к радиусу его управляемых колес. Это означает, во-первых, что углы α и β при изменении кривизны траектории должны меняться по одному и тому же закону; во-вторых, что угол β наклона колеса должен быть тем больше по отношению к углу α поворота того же колеса, чем меньше база автомобиля и больше радиус колес.

Полученная зависимость полностью, как сказано выше, справедлива для колес, боковой податливостью шин которых можно пренебречь. Поэтому ее можно и нужно рассматривать как базовую, т. е. требующую коррекции для каждой реальной, с известными жесткостными характеристиками, конструкции шины. Но коррекции несущественной, поскольку увод от боковой силы будет компенсироваться уводом в противоположную сторону от наклона колеса. То есть какое-то корректирующее воздействие на полученную зависимость могут оказывать лишь радиальная жесткость шин и обусловленное ею различие в радиальной деформации (в радиусе r) шин внутреннего и наружного колес под влиянием перераспределения нагрузки между внутренним и наружным колесами в процессе поворота автомобиля. Однако заметное влияние этот фактор может играть лишь в экстремальных кратковременных ситуациях, исключая серьезность последствий неучета его влияния.

Во всяком случае, даже при наличии экстремальных режимов поворота, сопровождаемых значительными

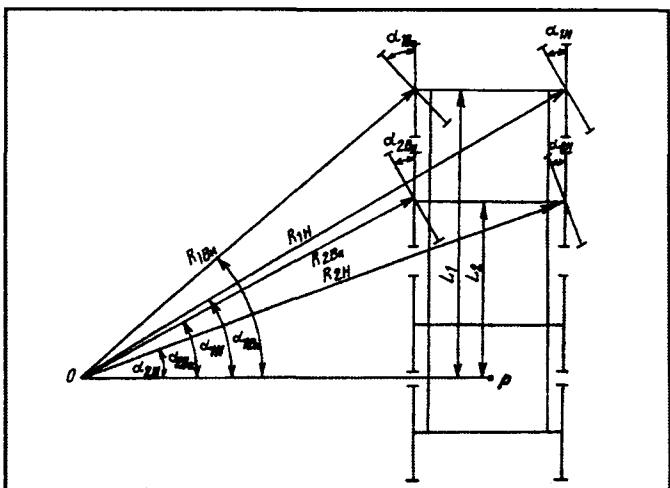


Рис. 3

поперечными перегрузками, реализация предложенной зависимости при разработке конструкции подвески и рулевого управления существенно повысит управляемость, устойчивость и безопасность движения автомобиля на криволинейных траекториях, а также будет способствовать оптимизации процесса качения управляемых колес. Ведь не секрет, что у большинства легковых и грузовых автомобилей рулевое управление выполнено так, что при повороте угол наклона плоскости внутреннего по отношению к центру поворота управляемого колеса оказывается чрезмерно завышенным, в то время как плоскость наружного, вопреки всякому логическому основанию, имеет наклон в противоположную сторону, что не может не вносить серьезные негативные последствия с точки зрения как управляемости и устойчивости АТС на криволинейных траекториях, так и работы собственно колеса, вызывая повышенное его скольжение, а следовательно, более интенсивный износ шин и увеличенный расход топлива автомобилем.

Предложенная зависимость справедлива для мобильных машин с любым числом управляемых и неуправляемых осей. С той лишь разницей, что вместо базы автомобиля L следует использовать расстояния L_1 или L_2 от рассматриваемой оси до полюса рулевого управления (рис. 3).

УДК 629.113.05.7:001.63

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИУСОВ ИНЕРЦИИ АВТОМОБИЛЯ НА СТАДИИ ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО,
канд. техн. наук В.П. ВОЛКОВ

Харьковский НАДУ

Расчетная оценка показателей управляемости и устойчивости автомобиля без знания радиусов его инерции относительно трех центральных осей, как известно, невозможна. Но она нужна. И прежде всего — на этапе предварительного проектирования. Выход здесь,

на наш взгляд, один — использовать вероятностные методы, которые, как показывает опыт, дают результаты, вполне приемлемые для данного этапа.

Рассмотрим один из таких методов, в основу которого положены два допущения: моменты инерции автомобиля зависят от закона распределения его массы в пределах колеи, базы и габаритной высоты; плотность распределения момента инерции подчиняется нормальному закону. В этом случае параметры распределения можно записать следующим образом: среднее значение момента инерции равно полусумме его максимального и минимального значений, т. е. $I_{ic} = (I_{ic\max} + I_{ic\min})/2$, а среднее квадратичное (стан-

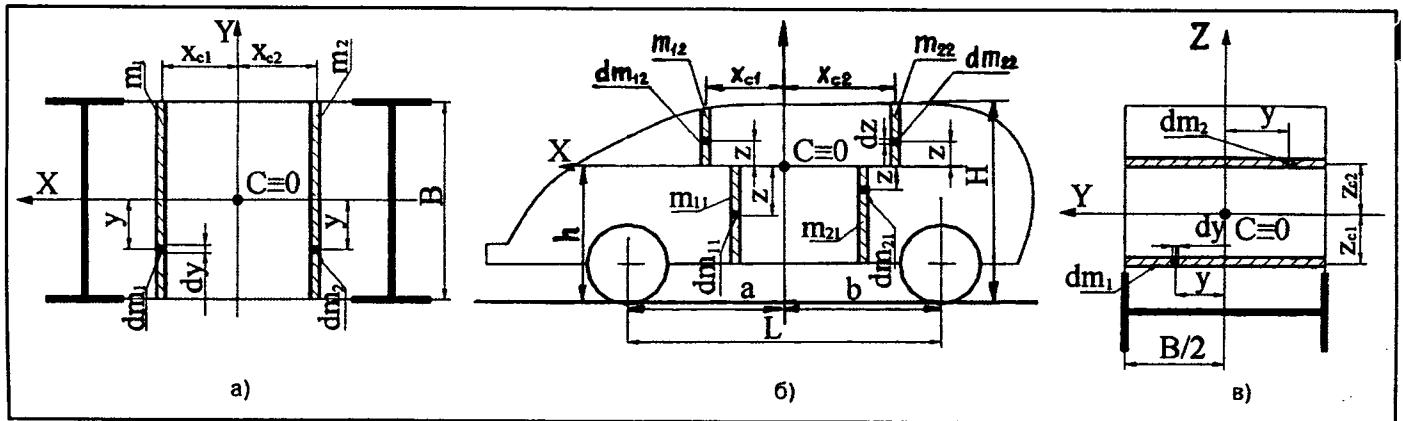


Рис. 1

дартное) отклонение — одной шестой разности максимального и минимального значений момента, т. е. $\sigma_{I_i} = (I_{ic\max} - I_{ic\min})/6$. Учитывая, далее, что абсолютное значение момента равно произведению массы автомобиля на квадрат радиуса его инерции относительно вертикальной оси, в итоге получаем:

$$i_i^2 = \bar{i}_i^2 \pm \sigma_{i2} = (i_{i\max}^2 + i_{i\min}^2)/2 \pm (i_{i\max}^2 - i_{i\min}^2)/6.$$

(Здесь $i_{i\max}$ и $i_{i\min}$) — максимальное и минимальное значения радиуса инерции относительно i -й оси; \bar{i}_i^2 — среднее значение квадрата радиуса инерции; $\sigma_{i2} = \sigma_{I_i}/m_a$ — среднее квадратичное отклонение квадрата радиуса инерции относительно i -й оси.)

Алгоритм определения радиусов инерции относительно осей Z , Y и X рассмотрим соответственно по схемам рис. 1, а; рис. 1, б и рис. 1, в.

Допустим, что на автомобиль в плоскости XOY (рис. 1, а) воздействуют две (m_1 и m_2) условные массы (совокупности точечных масс), которые представляют собой линии, параллельные оси OY и отстоящие от нее на расстояния x_{c1} и x_{c2} . Поскольку автомобиль находится в равновесном состоянии, значит, выполняется условие $m_1x_{c1} = m_2x_{c2}$, или $bm_a/L = am_a/L$.

Величины точечных (бесконечно малых) масс в рассматриваемом случае равны соответственно: $dm_1 =$

$$= \frac{m_1}{B} dy = \frac{b}{LB} m_a dy \text{ и } dm_2 = \frac{m_2}{B} dy = \frac{a}{LB} m_a dy.$$

Тогда момент инерции автомобиля относительно оси О дает формула:

$$\begin{aligned} I_{zc} &= I_{zc1} + I_{zc2} = \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} \frac{m_1}{B} (x_{c1}^2 + y^2) dy + \\ &+ \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} \frac{m_2}{B} (x_{c2}^2 + y^2) dy = m_1 \left(x_{c1}^2 + \frac{B^2}{12} \right) + \\ &+ m_2 \left(x_{c2}^2 + \frac{B^2}{12} \right) = m_a \left(x_{c2}^2 \frac{a}{b} + \frac{B^2}{12} \right). \end{aligned}$$

Отсюда радиус i_z инерции в функции положения центра x_{c2} массы m_2 равен:

$$i_z = \sqrt{\frac{x_{c2}^2}{b^2} ab + \frac{B^2}{12}}.$$

Отношение x_{c2}/b , входящее в данную формулу, — величина случайная, изменяющаяся в пределах 0; 1. Следовательно, можно записать:

$$i_{z\max} = \sqrt{ab + \frac{B^2}{12}}, \quad i_{z\min} = \frac{B}{2\sqrt{3}};$$

$$(i_z^2) = \frac{1}{2} (i_{z\max}^2 + i_{z\min}^2) = \frac{1}{2} ab + \frac{B^2}{12};$$

$$\sigma_{iz} = \frac{1}{6} (i_{z\max}^2 - i_{z\min}^2) = \frac{1}{6} ab.$$

Таким образом, наиболее вероятные значения радиуса инерции относительно вертикальной оси дает следующая формула:

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} ab + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6} ab}. \quad (1)$$

Повторяя те же операции на рис. 1, б и рис. 1, в, легко доказать, что область наиболее вероятных значений

$$i_x \text{ дает формула } i_x = \sqrt{\frac{1}{2}(H-h)h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}(H-h)h}, \quad (2)$$

$$\text{а значений } i_y \text{ — формула } i_y = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{1}{3}(H-h)h \pm \frac{1}{6}ab}. \quad (3)$$

(В двух последних случаях h — расстояния от центра масс автомобиля до опорной плоскости по вертикали.)

Чтобы определить, насколько результаты расчетов при двух названных выше допущениях расходятся с результатами расчета по экспериментальным исходным данным, воспользуемся дополненной табл. 1, приведенной в монографии Д. Э. Эллиса "Управляемость автомобиля". Результаты обоих расчетов (рис. 2) показывают следующее.

Если по заданным величинам $B/2\sqrt{3}L$ и i/L найти положение радиуса-вектора i_z , а затем установить величину b/L для конкретного автомобиля, то на плоскости легко определяется точка, соответствующая данному автомобилю (точки A , B , C , D и т. д.).

На эту же плоскость можно нанести четыре кривые, соответствующие уравнениям

$$y = \sqrt{\frac{i_{z\theta}}{L} - \frac{B^2}{12L}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{ab}{L^2}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)} \quad (\text{кривая } 1),$$

$$y = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right) + \frac{1}{6} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)} = \sqrt{\frac{5}{6} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)}$$

(кривая 2),

$$y = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right) - \frac{1}{6} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)} = \sqrt{\frac{1}{6} \cdot \frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)}$$

(кривая 3)

$$\text{и } y = \sqrt{\frac{ab}{L^2}} = \sqrt{\frac{b}{L} \left(1 - \frac{b}{L}\right)} \quad (\text{кривая } 4).$$

Тогда зона, расположенная между кривыми 2 и 3 (на рисунке заштрихована), при условии использования нормального закона распределения соответствует полу рассеяния расчетного значения i_z в пределах одного среднего квадратичного отклонения. Анализируя положение точек, характеризующих радиусы инерции рассматриваемых автомобилей относительно этой зоны, можно сделать следующие выводы: автомобили *B*, *C*, *D*, *E*, *G*, *I* и *J* имеют радиус инерции i_z , превышающий расчетное значение $i_{z\max}$, но не превышающий величину \sqrt{ab} , оптимальную по условию устойчивости; автомобили *A*, *F* и *H* имеют радиус инерции i_z , значения которого попадают в поле рассеяния расчетного значения.

Теперь оценим погрешность определения радиуса инерции автомобиля, например, относительно оси *OZ*. Для этого воспользуемся соответствующей формулой

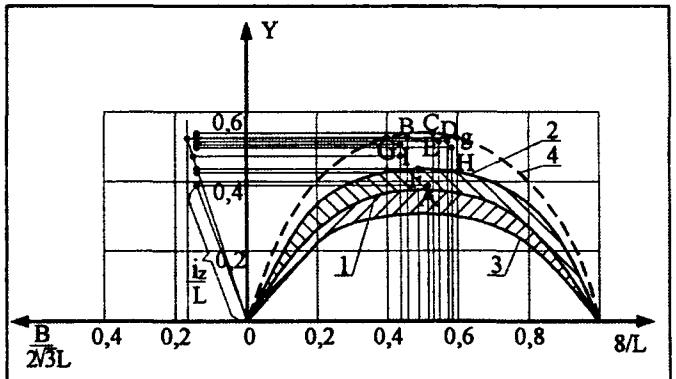


Рис. 2

для i_z . Результаты такой оценки приведены в табл. 2. Они характеризуют отклонение действительного значения i_z от допустимого поля рассеяния расчетной величины i_z .

Таким образом, средняя квадратичная погрешность $\sigma_{i_{z2}}$ определения i_z по десяти рассмотренным моделям автомобилей при использовании расчетной формулы $I_{ic} = (I_{ic\max} + I_{ic\min})/2$ составляет $\sigma_{i_{z2}} = 5,57$, а максимальная — $\sigma_{i_{z2}\max} = 8,5\%$. Если определить расчетные значения i_z в пределах между $i_{z\max}$ и \sqrt{ab} , то $\sigma_{i_{z3}} = 2,2\%$, а $\delta_{i_{z3}} = 3,6\%$. Учитывая ограниченный объем выборки, а также то, что рассматривались только легковые автомобили, целесообразно рекомендовать к использованию в проектных расчетах формулу № 1. Это возможно, поскольку погрешность, возникающая при ее применении, незначительна.

Таблица 1

Параметр	Автомобиль									
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i> (двигатель сзади)	<i>H</i> (передне-приводный)	<i>I</i> (передне-приводный)	<i>J</i> (передне-приводный)
m_a , кг	2119	2590	2178	883	2050	1010	795	628	824	1167
I_z , кг · м ²	4571	6327	5435	1099	5444	1030	1050	481	1020	2099
I_x , кг · м ²	1344	1207	—	39	—	—	120	147	210	312
a , м	1,47	1,68	1,56	0,96	1,49	1,24	1,322	0,863	1,368	1,148
L , м	3,00	3,03	3,05	2,18	3,20	2,26	2,28	2,03	2,38	2,70
h , м	0,500	0,500	0,500	0,400	0,500	0,450	0,473	0,421	0,421	0,510
B , м	1,47	1,485	1,57	1,28	1,586	1,107	1,117	0,995	1,166	1,323
i_{zg} , м	1,255	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
i_{xg} , м	0,796	0,683	—	0,691	—	—	0,389	0,484	0,505	0,517
\sqrt{ab} , м	1,578	1,506	1,524	1,082	1,596	1,125	1,125	1,003	1,177	1,335
i_{zp} , м	1,142	1,148	1,17	0,849	1,216	0,857	0,858	0,765	0,897	1,030
$i_{z\max}$, м	1,433	1,440	1,463	1,054	1,525	1,075	1,075	0,960	1,360	1,28
$i_{z\min}$, м	0,745	0,749	0,770	0,575	0,629	0,559	0,500	0,504	0,435	0,68
i_{xp} , м	0,656	0,666	—	0,601	—	—	0,568	0,537	0,565	0,611
$i_{xp\max}$, м	0,716	0,728	—	0,662	—	—	0,629	0,598	0,623	0,670
$i_{xp\min}$, м	0,589	0,598	—	0,536	—	—	0,500	0,469	0,501	0,549

Примечание. Затонированные значения взяты по автомобилям-аналогам.

Параметр	Автомобиль									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Действительное значение i_z , м	1,225	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
\sqrt{ab} , м	1,578	1,506	1,524	1,082	1,596	1,125	1,125	1,003	1,177	1,335
Среднее расчетное \bar{i}_z , м	1,142	1,148	1,17	0,849	1,216	0,857	0,858	0,765	0,897	1,030
Максимальное расчетное $i_{z\max}$, м	1,433	1,440	1,463	1,054	1,525	1,075	1,075	0,960	1,360	1,287
Минимальное расчетное $i_{z\min}$, м	0,745	0,750	0,770	0,575	0,629	0,559	0,559	0,504	0,435	0,683
$\delta_{iz_1} = \frac{i_z - \sqrt{ab}}{\sqrt{ab}} \cdot 100$, %	-20,2	3,8	3,6	3,0	2,1	-10,3	2,1	-12,8	-5,4	1,2
Средняя погрешность определения						8,68				
Отклонения δ_{iz_2} от интервала $[i_{z\min}; i_{z\max}]$, %	0	8,5	7,9	5,8	6,8	0	6,9	0	0	4,2
δ_{iz_2} , %						5,57				
Отклонения δ_{iz_3} от интервала $i_{zp} \leq \sqrt{ab}$, %	0	-3,6	3,6	3,0	2,1	0	2,1	0	0	0,4

Аналогичные результаты оценки погрешности определения радиуса инерции i_x получены при использовании приведенной выше формулы № 2, а радиусы инерции i_y — формулы № 3. Все они подтверждают, что средние квадратичные погрешности расчета по отношению к действительным значениям моментов инерции, определяемым экспериментально, по величине

не очень велики. Например, для i_{xg} он составляет 10,38 %, а максимальное ее значение — 22,4 %. Это позволяет сделать вывод о том, что на стадии проектирования автомобиля формулами № 1, 2 и 3 пользоваться не только можно, но и целесообразно. Оценивая при этом показатели устойчивости и управляемости автомобиля в пределах, определяемых полем рассеяния радиусов инерции.



Читатель предлагает

УДК 629.621.43.019.8

ВЫСОКОЧАСТОТНАЯ СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ

В.П. ХОРТОВ

МГТУ "МАМИ"

Чтобы воспламенить топливовоздушную смесь в цилиндре бензинового ДВС, нужна искра между электродами свечи зажигания. Механизм образования этой искры хорошо известен. Под действием электрического поля электронные оболочки атомов газа (компонентов топливо-воздушной смеси) смещаются относительно ядер. В результате молекулы газа поляризуются, превращаясь в слабоподвижные из-за малого напряжения ионы. При дальнейшем увеличении напряжения электроны вырываются из оболочек одних ато-

мов и оседают на оболочки других. То есть все больше молекул газа превращаются, так сказать, в полноценные ионы. Те из них, которые имеют лишний электрон, перемещаются к положительному полюсу источника напряжения, а те, у которых электрона не хватает, — к полюсу отрицательному. При этом они сталкиваются с нейтральными молекулами и ионизируют их (цепная реакция). Между полюсами (электродами свечи) идет ток, величина которого подчиняется закону Ома (участок 0 — 1 вольт-амперной

характеристики, приведенной на рис. 1).

Если напряжение на полюсах продолжает увеличиваться, то рост тока прекращается (участок 1—2), поскольку увеличение числа образовавшихся ионов компенсируется скоростью их перемещения к электродам, где они снова превращаются в нейтральные молекулы.

Наконец, если напряжение продолжает расти, ток между электродами тоже растет (участок 2—3). Происходит ударная ионизация газа, его пробой, т. е. между полюсами проскаивает искра. Другими словами, совершается событие, ради которого и создаются системы зажигания.

Напряжение, обеспечивающее образование искры, довольно высо-

кое — 20—30 кВ, а энергия $Q_{\text{пр}}$, которая для этого нужна, очевидно, подчиняется закону $Q_{\text{пр}} = U_{\text{пр}} It$, где I — ток в искровом промежутке (зазоре) между электродами; t — продолжительность искры. В частности, при так называемых "нормальных" условиях, т. е. при давлении 0,1 МПа (1 кгс/см²) и температуре 288 К (15 °C), она, в зависимости от вида топлива, составляет 0,26—0,18 мДж (бензин — 0,2 мДж), нужное напряжение — 3 кВ на 1 мм зазора. Нынешние системы зажигания из-за высокого напряжения выдают до 100 мДж, т. е. в 500 раз больше необходимой.

Такие параметры обеспечивает катушка зажигания — трансформатор, вторичная обмотка которого имеет 16—20 тыс. витков провода диаметром 0,07—0,09 мм.

На двигателе картина сложнее.

Во-первых, приведенные выше цифры относятся к стехиометрическому составу смеси, т. е. коэффициенту избытка воздуха, равному единице. Хотя на практике он может варьироваться в довольно широких (0,75—1,3) пределах. Но изменение этого коэффициента в любую сторону от единицы ухудшает воспламеняемость смеси, т. е. увеличивает потребную $Q_{\text{пр}}$.

Во-вторых, смесь в камере сгорания перед подачей в нее искры находится под значительным (0,8—0,13 МПа, или 8—13 кгс/см²) давлением, что, наоборот, способствует ее воспламенению, т. е. уменьшает потребную $Q_{\text{пр}}$.

Предельный случай — дизельный процесс: там $Q_{\text{пр}} = 0$. Причина понятна: при повышении давления молекулы газа располагаются ближе друг к другу, поэтому вероятность их столкновения (значит, степень ионизации газа под действием напряжения) возрастает.

В-третьих, температура в камере сгорания тоже отличается от "нормальной" (288 К, или 15 °C). Например, при пуске холодного двигателя она может находиться в диапазоне 223—315 К (-50÷+45 °C), а на работающем двигателе — до 373 К (100 °C) и более, что существенно влияет на $Q_{\text{пр}}$. Так, если давление равно 0,1 МПа (1 кгс/см²), температура — 373 К (100 °C), то в случае бензина

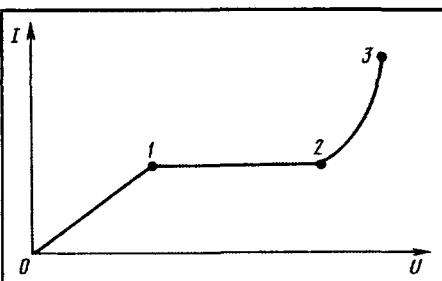


Рис. 1. Вольт-амперная характеристика электрического разряда в газе

$Q_{\text{пр}} = 2,8$ мДж, а при 233 К (-40 °C) — 11,7 мДж, т. е. возрастает в 4,2 раза. Здесь тоже все закономерно: от температуры зависит скорость движения, следовательно, сила соударения молекул, т. е. опять-таки степень ионизации газа.

На все три перечисленных фактора в случае исправного и хорошо отрегулированного двигателя повлиять трудно. Разве что на третий (подогрев двигателя перед пуском). Но есть ряд факторов, которые можно менять, снижая тем самым $Q_{\text{пр}}$. К ним в первую очередь относится зазор между электродами свечи: чем он меньше, тем меньше $Q_{\text{пр}}$. Однако, к сожалению, уменьшать этот зазор можно лишь до определенной величины, потому что между электродами может появиться что-то вроде короткого замыкания, и никакой регулируемой по времени искры не получится — электроды просто обгорят. Кроме того, малый зазор легко заполняется нагаром, шунтируя электроды.

Второй способ — многоискровое зажигание, т. е. последовательная подача нескольких искр. Правда, объясняют этот фактор не всегда верно: якобы первая искра облегчает работу второй, поскольку частично ионизирует смесь в искровом промежутке. Дело в другом: на всех двигателях искра подается в момент, когда поршень еще не достиг ВМТ, т. е. давление в камере сгорания ниже номинального. Последующие же искры в случае многоискрового зажигания образуются при все большем давлении, поэтому при большей вероятности того, что одна из "запоздавших" искр воспламеняет смесь.

Третий способ — оптимизация формы и площади рабочей (искрово-

образующей) части электродов свечи. В частности, доказано: самая эффективная с точки зрения $Q_{\text{пр}}$ форма — два острия. Но она очень недолговечна: острые электроды быстро подвергаются эрозионному изнашиванию. Как полумеру можно рассматривать отверстие в отрицательном электроде (см. "АП", 1998, № 9).

Четвертый способ — выбор материала электродов свечи. Теория утверждает, что энергия выхода электронов из оболочек атомов разных металлов — тоже разная. Поэтому должны различаться и моменты начала, и ход ионизации смеси в межэлектродных зазорах свечей. Но практическая разница в $Q_{\text{пр}}$ здесь настолько мала, что заметить ее трудно.

Предлагаются и другие, иногда совсем уж экзотические способы. Однако ни один из них проблему не решает. Особенно на современных двигателях. Например, чтобы повысить экологические и экономические показатели двигателей, приходится повышать не только степень их сжатия (что, в общем, благоприятно оказывается на $Q_{\text{пр}}$, поскольку растут давления в камере сгорания), но и коэффициент избытка воздуха, т. е. сознательно "уводить" процесс воспламенения в сторону больших $Q_{\text{пр}}$. То же самое и с турбулизацией смеси в камере сгорания: она ухудшает процесс воспламенения, но зато увеличивает полноту сгорания топлива.

Учитывая все сказанное, создатели новых систем зажигания идут много лет оправдывавшим себя путем — увеличивают напряжение во вторичной обмотке катушки зажигания. И при этом все более и более обостряют многие конструктивные, технологические, эксплуатационные и экономические проблемы высоковольтных систем зажигания. Между тем исследования, проведенные в лаборатории перспективных разработок МГТУ "МАМИ", показывают: большие $Q_{\text{пр}}$ можно получать и при сравнительно небольших $U_{\text{пр}}$. Для этого достаточно увеличить силу тока в межэлектродном зазоре (см. $Q_{\text{пр}} = U_{\text{пр}} It$). И такую возможность дает подвод высокочастотного напряжения к электродам свечи.

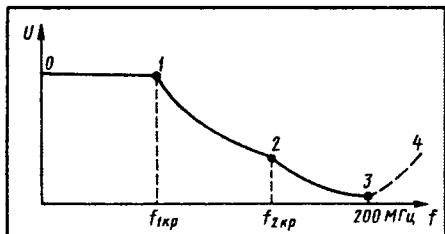


Рис. 2. Зависимость пробивного напряжения газов от частоты

Данная идея проверена экспериментально. При этом установлено следующее.

Если на электроды разрядника подавать высокое напряжение различной частоты f , то на графике $U_{\text{пр}} = \phi(f)$ обнаруживаются (рис. 2) несколько весьма характерных участков.

Так, до частоты ~300 Гц (участок 0—1) амплитудные значения пробивных напряжений равны пробивным напряжениям на постоянном токе, поскольку ионы, образовавшиеся в результате ударной ионизации смеси, за какой-то полупериод колебаний успевают достичь противоположного электрода свечи за этот же полупериод. Причем число ионов не меняется. В следующий полупериод все повторяется.

При дальнейшем увеличении частоты часть ионов не успевают долететь до электродов, поэтому их число в искровом промежутке с каждым полупериодом возрастает, что ведет к усилению поля и соответст-



Рис. 3. Схема экспериментальной системы зажигания

венно снижению пробивного напряжения (участок 1—2).

Если частоту продолжать увеличивать и дальше, то не только ионы, но даже электроны, имеющие, как известно, меньшую массу, а следовательно, и более высокую скорость передвижения, не успевают достичь электродов. В результате начинается процесс кумулятивной ионизации электронами, так как они вынуждены колебаться в искровом промежутке, вызывая резкое снижение пробивного напряжения (участок 2—3). Однако наступает такой момент, когда частота настолько велика, что электроны за это время не успевают осуществить ни одного акта ионизации, поэтому необходимо вновь повышать напряжение и тем самым увеличивать их скорость. Это явление наступает на частоте ~200 МГц (участок 3—4).

Отсюда вывод: если, например, работать на частотах, соответствующих участкам 1—2 или 2—3, то вторичное напряжение катушки зажигания можно снизить. Со всеми вытекающими отсюда конструктивными и технологическими последствиями как для самой катушки, так и всей системы зажигания.

По результатам исследований изготавлили экспериментальную сис-

тему зажигания, состоящую (рис. 3) из стандартной системы зажигания (датчик Холла, коммутатор, катушка зажигания) и искрового разрядника. Дополнительным элементом в системе был генератор высокой частоты, который работал в момент подачи на него импульса от коммутатора, в результате чего катушка зажигания выдавала серию высокочастотных разрядов. Установлено: при высоких частотах пробивное напряжение разрядника снижалось, по сравнению со стандартной системой, в несколько раз.

Работы по новой системе продолжаются. Но уже сейчас можно сказать, что она позволит, во-первых, уменьшить напряжение пробоя искрового промежутка свечи; во-вторых, упростить конструкцию и технологию изготовления катушки зажигания: резко снизить число витков вторичной обмотки, в качестве ее сердечника использовать обычный феррит; в-третьих, повысить надежность системы зажигания; в-четвертых, снизить требования к величине зазора между электродами свечей зажигания; в-пятых, уделешить и упростить высоковольтную изоляцию свечных проводов; в-шестых, повысить качество и частоту сгорания топлива, следовательно, снизить токсичность отработавших газов ДВС.



В НИИ, КБ и на заводах

Производство троллейбусов и сборочных комплектов предприятиями России и Белоруссии

Предприятие-изготовитель	Объемы выпуска, шт.					
	Март 2003 г.	Март 2002 г.	Прирост, %	Январь—март 2003 г.	Январь—март 2002 г.	Прирост, %
<i>Троллейбусы</i>						
"Тролза"	18	30	-40,0	36	93	-61,2
Ремонтный ТТЗ (г. Уфа)	7	5	+40,0	22	14	+57,1
ВЗТМ	6	3	+100,0	10	14	-28,6
ТМЗ (г. Санкт-Петербург)	1	—	—	7	1	600,0
ВМЗ	—	5	—	—	21	—
МАЗ	—	—	—	1	—	—
<i>Сборочные комплекты</i>						
ГАЗ УАЗ	647 —	626 —	+03,4 —	1 252 —	1 418 —	-11,7 —

Примечание. Данных по предприятию "Белкоммунмаш" нет.



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.621.182.3.001.24

Расчет норм расхода топлива на транспортную работу АТС

Канд. техн. наук В.И. КОПОТИЛОВ

Тюменский филиал Военно-инженерного университета

Значительная часть топлива, потребляемого грузовым автомобилем в эксплуатации, расходуется на перемещение полезного груза. (Для последнего, собственно, и существуют грузовые АТС.) Чтобы оценить эту часть, используют так называемую линейную норму (H_w), под которой понимается количество топлива, необходимое для выполнения единицы транспортной работы¹.

Данная норма H_w , предложенная А.М. Шейниным еще в 1960-е годы, призвана учитывать влияние полезной нагрузки на эксплуатационный расход топлива и дополнять основную норму этого расхода H_s на пробег самого автомобиля. Единицы измерения в данных нормах — соответственно л/100 (т · км) и л/100 км.

Предлагая норму H_w , А.М. Шейнин исходил лишь из качественного анализа уравнения расхода топлива применительно к установившемуся движению автомобиля и системы учета работы грузовых бортовых автомобилей на линии. Для обоснования целесообразности введения такой нормы этого, в общем, оказалось достаточно, и эксплуатационники получили инструмент для оценки процесса перевозок. И не требовали ее строгого аналитического обоснования (которого А.М. Шейнин, кстати, не дал). Но со временем стало ясно, что определить значение нормы применительно к конкретным АТС и правильно его корректировать применительно к тем или иным условиям их эксплуатации затруднительно. Другими словами, отсутствие ясного представления о том, какие факторы формируют норму и каков механизм их действия, стало тормозом в деле совершенствования нормирования топлива, затрачиваемого на перемещение груза (в случае пассажирских АТС — пассажиров).

Однако исследования показали, что устранить этот тормоз, т. е. получить формулу, связывающую между собой расход топлива и транспортную работу автомобиля, — задача разрешимая. Причем не только для случая равномерного движения, как сделал А.М. Шейнин, но и с учетом разгонов, торможений, движения накатом и остановок АТС, т. е. работы двигателя и под

нагрузкой, и на холостом ходу. Иначе говоря, с учетом всего топлива, затрачиваемого автомобилем на линии.

Действительно, на тех участках пути, на которых автомобильный двигатель работает в тяговом режиме, т. е. под нагрузкой, мгновенный путевой расход топлива автомобилем легко подсчитывается по хорошо известной из теории формуле № 1 (табл. 1). Легко потому, что, во-первых, в реальном диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя значение удельного индикаторного расхода (q_{0s}) топлива изменяется мало, поэтому для конкретной модели автомобиля его можно считать постоянным. Во-вторых, из всех входящих в формулу № 1 сил сопротивления движению количество перевозимого груза определяют, как правило, только две — сила P_ψ суммарного сопротивления дороги и сила P_j сопротивления инерции, поскольку размеры груза и связанное с ними сопротивление воздушной среды нужно учитывать лишь в отдельных случаях (скажем, для высокоскоростных магистральных автопоездов).

В свою очередь, сила P_ψ сопротивления дороги может быть представлена в виде суммы двух составляющих (формула № 2), обусловленных силой G_0 веса самого автомобиля и силой G_{tp} веса перевозимого груза, а сила P_j инерции — суммы приведенных сил инерции автомобиля и груза (формула № 3).

Как видим, та часть q_{tp} мгновенного путевого расхода топлива, которая обусловлена только полезной нагрузкой автомобиля, может быть подсчитана по формуле № 4. Однако для нормирования нужен не мгновенный, а абсолютный (Q_s^{tp}) расход топлива. И так как режим движения в общем случае носит переменный характер, то значение этого расхода на некотором участке S пути, проходимом автомобилем при непрерывной работе двигателя под нагрузкой, можно получить путем интегрирования функции мгновенного расхода по пробегу. Результат такого интегрирования — формула № 5, в которой первое слагаемое представляет собой количество Q_ψ топлива, покрывающего энергозатраты на преодоление сопротивления дороги, обусловленного полезным грузом, а второе — количество Q_j топлива, связанное с преодолением силы инерции, прикладываемой к грузу при разгоне.

Как следует из полученной формулы, она учитывает не только равномерное движение автомобиля, но и (через ΔT) его разгон. Причем удельное приращение ΔT кинетической энергии есть не что иное как отношение прироста кинетической энергии груза, вызванное разгоном автомобиля, к массе самого груза (формула № 6).

Если на рассматриваемом участке пути автомобиль совершает не один, а N разгонов, то расход топлива на преодоление сопротивления инерции груза можно получить, очевидно, суммированием расходов на каждом из участков разгона (формула № 7).

¹ Понятие "транспортная работа", по мнению редакции, нельзя отождествлять с понятием "механическая работа": первая характеризует организационно-экономическую сторону использования транспортного средства (стоимость перевозки груза, затраты топлива и т. п.), вторая — его "силовую" сторону (силы, моменты, напряжения, ресурс и т. д.). Поэтому и единицы измерения этих работ разные — т · км и Н · м (тс · км).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$q_s = q_{0s}(P_d + P_o + P_{tp} + P_\psi + P_v + P_j)$	
2	$P_\psi = G_a \Psi + G_{rp} \Psi$	
3	$P_j = m_a j_a \delta + m_{rp} j_a$	
4	$q_s^{rp} = q_{0s}(G_{rp} \Psi + m_{rp} j_a)$	
5	$Q_s^{rp} = Q_\psi + Q_j = 10^3 q_{0s} g \Psi_s (W_s / 100) + q_{0s} \left(\frac{\Delta T}{S} \right) W_s / 100$	
6	$\Delta T_i = \frac{m_{rp} v_k^2 - m_{rp} v_h^2}{2} / m_{rp} = 0,5(v_k^2 - v_h^2)$	
7	$Q_j = q_{0s} \left(\sum_1^W \Delta T_i / S \right) W_s / 100$	
8	$Q_s^{rp} = q_{0s} (10^3 g \Psi_s \delta_m + N_s \Delta T_s) W_s / 100$	
9	$q_{0s} = (10\rho_m \eta_i H_u)^{-1}$	
10	$Q_s^{rp} = \frac{100}{\rho_m \eta_i H_u} (g \Psi_s \delta_m + 10^{-3} N_s \Delta T_s) W_s / 100$	
11	$H_w = \frac{100}{\rho_m \eta_i H_u} (g \Psi_s \delta_m + 10^{-3} N_s \Delta T_s)$	
12	$H_w \approx 0,8 + 0,61 N_s$	
13	$H_w \approx 0,64 + 0,46 N_s$	

Как отмечалось выше, в реальных условиях эксплуатации движение автомобиля состоит не только из тяговых отрезков пути, но и участков, на которых двигатель работает на холостом ходу. То есть общий пробег S автомобиля с грузом равен сумме ($S_{\text{тяг}} + S_{\text{хх}}$) этих отрезков.

Количество топлива, расходуемого на тяговых участках пути, по сути, уже определено (формула № 5 в табл. 1). Но если учесть, что тяговые участки пути составляют только часть общего пути, проходимого автомобилем с грузом, получим формулу № 8.

Что касается участков пути, которые автомобиль проходит при работающем на холостом ходу двигателе, то расход топлива на них уместно отнести не к перевозимому грузу, а к самому автомобилю, так как режим холостого хода предопределяют дорожные условия движения автотранспортного средства, а не наличие груза в кузове.

Далее. В большинстве приведенных выше формул, в том числе формулу № 8, входит удельный индикаторный расход топлива (q_{0s}). Рассчитывается он по формуле № 9. Таким образом, формула № 8 превращается в формулу № 10 для расчета эксплуатационного расхода топлива, обусловленного полезной нагрузкой. При этом входящее в нее выражение, которое стоит перед дробью $W_s / 100$, представляет собой удельный

расход топлива на транспортную работу автомобиля, выраженный в л/100 (т · км). Его и следует использовать для расчета эксплуатационной нормы расхода топлива.

Резюме: теоретический анализ показал, что норма расхода топлива на традиционно понимаемую транспортную работу может быть выражена формулой № 11, которая учитывает особенности конструкции автомобиля (тип двигателя, определяющий значение индикаторного КПД, и вид используемого топлива), условия эксплуатации (коэффициент Ψ_s суммарного сопротивления дороги, зависящий прежде всего от типа и состояния дорожного покрытия) и режимы движения (число N_s разгонов автомобиля на 1 км пути, среднее приращение ΔT_s кинетической энергии, сообщаемой единице массы груза за один разгон, доля δ_t пути, проходимого автомобилем при работе двигателя под нагрузкой, т. е. в тяговом режиме).

Таким образом, можно сделать вывод: величину эксплуатационного расхода топлива, т. е. расхода на выполнение транспортной работы (перевозка полезного груза), предопределяет работа сил сопротивления дороги и инерции, которые зависят от массы перевозимого груза, условий и режимов движения автотранспортного средства.

(Продолжение следует)

ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНЫЕ РЕМОНТЫ ДИЗЕЛЕЙ

И.К. ДАНИЛОВ

Саратовский ГТУ

Многие специалисты считают, что предупредительные ремонты дизелей весьма эффективны по своим последствиям, что профилактическая замена таких быстроизнашающихся деталей, как поршневые кольца, вкладыши подшипников коленчатого вала и др., целесообразна не только с чисто технической, но и экономической точки зрения. На тех же позициях стоит и практика: работники АТП считают, что современное восстановление сопряжений "шейка коленчатого вала—вкладыш" и "гильза—поршень—поршневые кольца" экономит затраты на поддержание работоспособности дизелей в период до их капитального ремонта.

Однако сказанное — лишь общая картина. Если же к проблеме подходить более углубленно, то в подходах явно обнаруживаются два направления.

При первом из них система ремонта строится по принципу "доходы и затраты за период эксплуатации", т. е. сводится к определению межремонтных периодов; второй исходит из ресурсов деталей дизелей.

К сожалению, ни один из них не учитывает потери прибыли или дохода при недоиспользовании ресурса дорогостоящих деталей, заменяемых при предупредительных ремонтах. Что, совершенно очевидно, непреимлемо в нынешних условиях, где прибыль — цель и смысл всякой деятельности.

Как выйти из этого положения? Видимо, надо синтезировать оба подхода. То есть использовать информацию о значениях функций затрат и дохода, а также о ресурсе деталей ДВС, полученную по результатам диагностирования. И, кроме того, то и другое оценивать на основе теории многоуровневых иерархических систем. Которая, как известно, позволяет индивидуально подходить к процессу восстановления работоспособности дизеля.

Таковы общие соображения. Их практическая целесообразность проверена применительно к конкретным ДВС. Проверена поэтапно. Технология проверки была следующей.

Оценивали экономические потери из-за простое в ремонте, на замену изношенных деталей и вследствие недоиспользования ресурса двигателя. При этом оптимальный перечень заменяемых деталей устанавливали на основе статистики об их долговечности и стоимости восстановления работоспособности. По принципу: "минимизация удельных затрат на техническое обслуживание и ремонт двигателя в целом". В качестве критерия оптимальной стратегии ремонта в первом приближении можно взять, как показал тот же анализ,

$$\text{целевой функционал типа } C = \sum_{i=1}^n \left(\frac{C_{pi} + C_{oi} + C_{ofi}}{\tau_i} \right) + \frac{t_{np} C_{np}}{\tau_{max}} + \sum_{i=1}^n \frac{C'_{np,i}}{\tau_{max} \tau_i} \rightarrow \min, \text{ в котором } C_{pi}, C_{oi}, C_{ofi},$$

$C'_{np,i}$ — суммарные стоимости соответственно ремонта, устранения отказа, создания и поддержания ремонтного фонда, потерь прибыли или дохода, приносимого двигателем при недоиспользовании ресурса; n — число сменных комплектов в двигателе; τ_i и τ_{max} — межремонтный пробег i -го и имеющего наибольший пробег комплекта заменяемых деталей; t_{np} — суммарное время простоя автомобиля по техническим причинам; C_{np} — средняя стоимость простоя автомобиля.

Данный функционал, что тоже подтверждает опыт, по существу, позволяет не только выбрать метод ремонта дизеля, но и решить проблему комплектования восстановительных комплектов, которые обеспечивают минимальное время замены комплекта, близкие (или кратные) ресурсы деталей и сопряжений, а также минимальную разницу в межремонтных ресурсах различных комплектов.

Рациональность такой технологии подтверждена результатами исследований, проведенных в Саратовском автокомбинате № 2, где объектом эксперимента были дизели КамАЗ-740, распределенные по трем группам: не подвергавшиеся ремонту, прошедшие капитальный ремонт и прошедшие предупредительный ремонт. Вот что при этом установлено.

После первого капитального ремонта дизеля доля дефектов аварийного характера возрастает. Но для деталей, выбраковываемых по износу, она меньше, чем у двигателей первой и третьей групп. Это говорит о том, что качество ремонта незамененных деталей на практике низкое.

Далее. Дизели, прошедшие предупредительный ремонт, поступают в капитальный ремонт в основном из-за износа деталей. Причем их ресурс всегда на 20—25 % выше ресурса двигателей, поступающих в повторный капитальный ремонт. Что объясняется не столько большей наработкой до капитального ремонта, сколько большей долей внезапных аварийных отказов.

Таким образом, недостаточная "гибкость" текущих ремонтов оборачивается значительным недоиспользованием потенциальных возможностей дизелей. И, естественно, дорогостоящим полнокомплектным капитальным ремонтом. Значит, из всего сказанного можно сделать только один вывод: от предупредительных ремонтов отказываться нельзя. Но для их планирования, расчета годового количества и номенклатуры запасных частей нужно учитывать повторяемость заменяемых деталей. Номенклатура которых, в принципе, известна: вкладыши коленчатого вала, поршневые кольца, прокладки головок блока цилиндров, сальники. Если к этому добавить своевременное выполнение регулировочных и смазочно-очистительных работ, то и получится оптимальная структура эксплуатационно-ремонтного цикла дизелей. Она, как показал опыт саратовского автокомбината № 2, позволяет повысить качество первичного ремонта дизелей КамАЗ-740 в среднем в 1,3 раза.

Выше говорилось о дизелях. Но все это, судя по опыту многих АТП, в равной мере относится и к двигателям с искровым зажиганием. И, видимо, не только к двигателям.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.621.785.6

УПРАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРАМИ ПРОЦЕССА ЗАКАЛКИ В ВОДЕ КАК МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

И.С. ГАУХШТЕЙН, д-р техн. наук П.С. ГУРЧЕНКО, А.И. МИХЛЮК

МАЗ

Высокое качество, строгая повторяемость результатов любой обработки деталей автомобиля возможны только при жестком контроле и регулировании всех технологических параметров. Это, так сказать, аксиома, на которой строится вся деятельность технологов. Но процессы термической обработки на предприятиях СНГ в данном отношении, к сожалению, во многом ей не соответствуют. Например, традиционные технологии закалки ТВЧ предусматривают контроль и повторяемость электрических параметров нагрева, продолжительности нагрева и охлаждения. Однако расход охлаждающей воды, периодичность ее подачи и температура, как правило, в процессе закалки регулировке не подлежат. Хотя практика давно доказала: правильный выбор параметров охлаждения зачастую является решающим фактором обеспечения качества закалки.

Так, статистика свидетельствует, что значительная доля поломок тяжело нагруженных деталей автомобилей МАЗ связана с закалочными трещинами и напряжениями, возникающими при термической обработке. Поэтому теперь на автозаводе внедрена технология управляемого охлаждения при индукционном нагреве деталей сложной формы, которая исключает закалочные трещины, обеспечивает необходимые твердость и глубину закалки при минимальных закалочных деформациях. Ее суть состоит в том, что после поверхностного нагрева до оптимальных температур деталь охлаждается водяным спрейером в несколько этапов. На первом из них (длительность 0,5–4 с) в поверхностных слоях, охлажденных ниже точки M_{h} , на расстоянии 0,2–0,5 общей толщины прогретого выше точки A_1 слоя протекают процессы мартенситного превращения, а в более глубоких слоях температура охлаждения не достигает мартенситного интервала, поэтому переохлажденный аустенит находится в устойчивом состоянии.

На втором этапе (длительность 2–10 с) вода не подается, в результате наружные закаленные слои металла за счет перетоков теплоты из более глубоких слоев разогреваются и самоотпускаются. Слои же, прогретые выше критических температур, продолжают находиться в состоянии переохлажденного аустенита или вступают в стадию его распада.

На третьем этапе охлаждение закаливаемой зоны водой возобновляется — вплоть до температуры закалочной среды. При этом в глубинных слоях возобновляются процессы закалки. Они протекают в соответствии со скоростями охлаждения, обеспечивамыми теплопроводностью металла.

На четвертом этапе по всему закаленному слою протекают процессы самоотпуска с уменьшением внутренних температурных и структурных напряжений.

Таким образом, в поверхностных слоях (0,2–0,5 толщины упрочненного слоя) идет закалка с самоотпуском, а более глубоких — ступенчатая закалка с самоотпуском или промежуточные виды закалки с изменением скорости охлаждения.

Данную технологию иллюстрирует рис. 1, на котором приведены температурно-временные графики охлаждения для вершины и впадины шлицевой поверхности. На нем I — первый этап подачи воды, II — пауза с промежуточным самоотпуском, III — второй этап подачи воды, IV — окончательный самоотпуск. Нагрев выполняли одновременно для всего обрабатываемого участка детали в цилиндрическом индукторе, источник энергии — преобразователь ВПЧ100/8000. Температура нагрева на поверхности изделий составляла 1120–1140 К (850–870 °C). Охлаждение — интенсивным водяным душем, направленным перпендикулярно оси образцов. Длительность импульсов охлаждения и пауз между ними задавали с помощью специального программного регулятора (точность регулирования — до 0,2 с); температура воды — в интервале 293 ± 2 К (20 ± 2 °C), давление — $0,15 \pm 0,02$ МПа ($1,5 \pm 0,2$ кгс/см²).

Исследованиями установлено, что интенсивность и длительность первого этапа для деталей из сталей 40Х и 45Х необходимо подбирать таким образом, чтобы

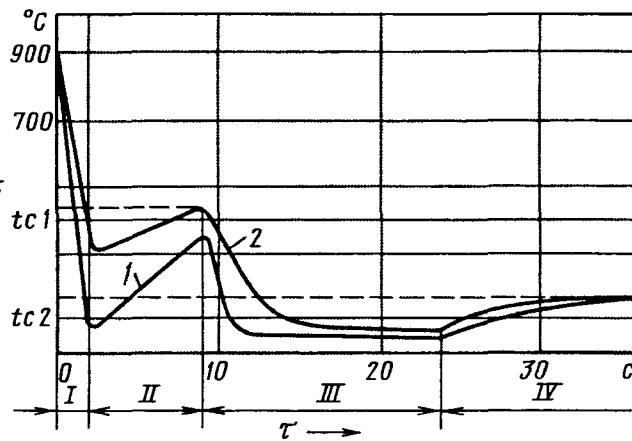


Рис. 1. Зависимость температуры закаливаемых водой шлицев от времени:
1 — вершина шлица; 2 — впадина шлица

охлаждение прекращалось при снижении температуры поверхности ниже точки начала мартенситного превращения (~370–520 К, или 100–250 °C), а для исключения закалочных трещин длительность паузы II должна обеспечивать разогрев поверхности до температуры не ниже 553 К (280 °C). Твердость поверхности в таких случаях может быть задана в интервале от 38 до 52 HRC. Выше (не только для названных, но и вообще всех ста-лей) задавать нельзя: это сопряжено с опасностью образования закалочных трещин. Кроме того, излишний разогрев поверхности на данной стадии приводит к падению твердости до 38 HRC и ниже.

Таковы общие закономерности. Применительно к конкретным деталям они, естественно, уточняются, хотя, надо сказать, и не претерпевают существенных изменений. Например, благодаря управляемой закалке удалось полностью исключить закалочные трещины на галтелях поворотного кулака, стяжке тележки и ступице заднего моста автомобилей МАЗ. Достигаемая твердость закаленной поверхности при этом составляет 46–52 HRC, а глубина закаленного слоя — 2–6 мм. Металлографическим исследованием, скажем, поворотных кулаков выявлено: закаленный слой состоит из двух зон (рис. 2). В первой (цилиндрическая часть детали) на расстоянии 0,2–0,7 мм от поверхности формируется зона со структурой троостита, твердость которого составляет 425–475 HV и увеличивается с удалением от поверхности (рис. 3), пока не достигнет своего максимума — 485–550 HV. Здесь структура уже имеет вид троостомартенсита. Далее (глубже) — опять троостит, постепенно переходящий в цементито-ферритную смесь различной дисперсности, изменяющейся при удалении от поверхности.

Детали, прошедшие управляемую закалку, практически не имеют короблений, поэтому рихтовка им не требуется. Более того, они зачастую не нуждаются и в окончательной механической обработке. Другими словами, после закалки их можно подавать на сборку.

Технология управляемого охлаждения после поверхностного индукционного нагрева оправдала себя не только в случае шлицевых наружных и внутренних поверхностей, но и в случае деталей более сложной конфигурации, где зона закалки выходит на галтель. И здесь она позволяет обеспечить требуемые твердость и глубину закалки, не допустить образования закалочных трещин и больших деформаций при закалке.

Техническая вода в качестве охлаждающей среды при закалке — дело обычное, но, повторяем, не до конца "доведенное". Так, в описаниях абсолютного большинства технологических процессов упрочнения температуру закалочной воды принимают постоянной и равной 293 К (20 °C). На практике же она колеблется в зависимости от времени года, интенсивности работы оборудования, характеристики оборотной системы водоснабжения и т. п. Кроме того, обычно подчеркивают только достоинства воды как закалочной среды (малая стоимость, высокая охлаждающая способность, экологическая безвредность). При этом упускают из виду, что охлаждающая способность воды сильно зависит от ее температуры (рис. 4).

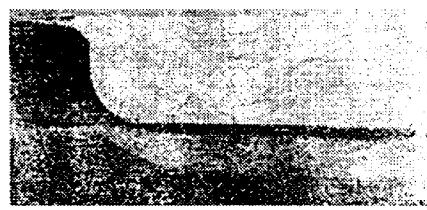


Рис. 2. Зоны закаленной методом управляемого охлаждения поверхности поворотного кулака

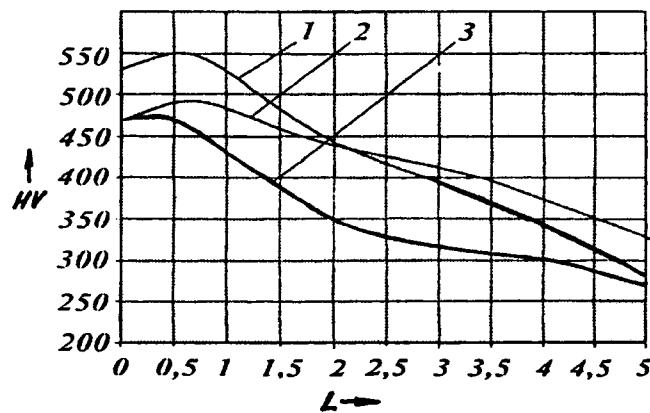


Рис. 3. Распределение твердости по глубине L упрочненного слоя в сечении поворотного кулака (сталь 40Х) после закалки методом управляемого охлаждения:

1 — радиус; 2 — цилиндр; 3 — торец

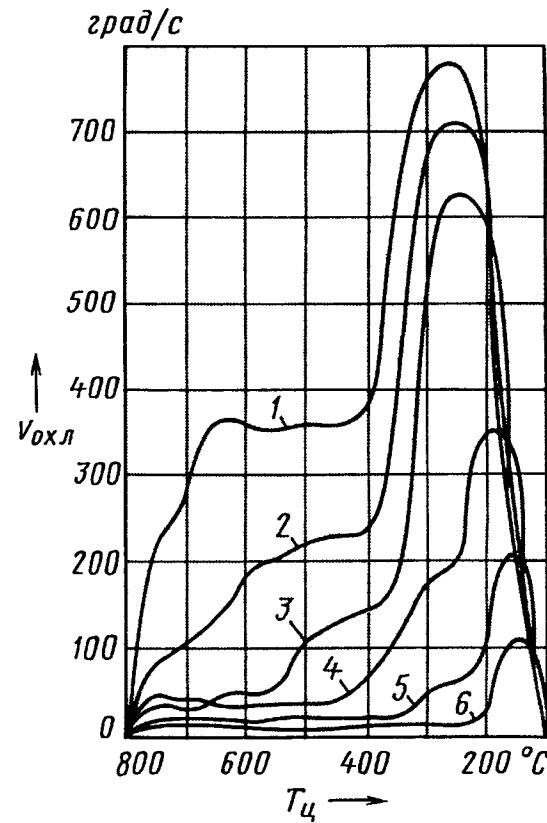


Рис. 4. Зависимость скорости охлаждения образца при охлаждении от температуры в его центре и температуры воды:

1 — при температуре воды 293 К (20 °C); 2 — при 313 К (40 °C); 3 — при 323 К (50 °C); 4 — при 333 К (60 °C); 5 — при 353 К (80 °C); 6 — при 271,6 К (98,6 °C)

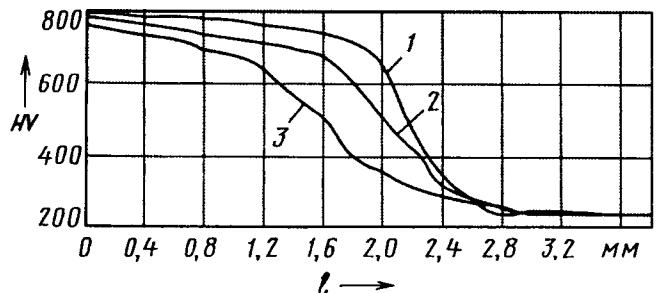


Рис. 5. Распределение твердости по беговым дорожкам дет. 2108-2215020-020, измеренное на расстояниях l от ее торца:
1 — $l = 5$ мм; 2 — $l = 20$ мм; 3 — $l = 35$ мм

Игнорирование этого факта ведет к нестабильности процесса закалки, образованию закалочных трещин, мягких пятен, короблению деталей. Учет, наоборот, позволяет находить новые технические решения с обеспечением высокого качества термообработки. Типичный пример — разработанные специалистами МАЗа и внедренные на Минском подшипниковом заводе технология и оборудование ТВЧ закалки корпусов наружных шарниров (сталь 50) для шарниров равных угловых скоростей (ШРУСов) легковых автомобилей. Здесь регулируются не только расход, давление и количество охлаждающей воды, но и ее температура. Благодаря чему удалось полностью исключить образование закалочных трещин в корпусах шарниров. (Для справки: действующая на "Москвиче" технология закалки аналогичной детали допускает до 30 % брака по причине образования таких трещин.) Кроме того, металлографические исследования подтвердили: качество закалки ТВЧ данной детали полностью соответствует требованиям чертежа (рис. 5). Подтвердили это и испытания наружных шарниров ШРУСов на автомобилях ВАЗ.

Возможности воды как охлаждающей жидкости при закалке перечисленным выше не исчерпываются. Например, в настоящее время в качестве закалочной среды широко применяются минеральные масла, полимер-

ные растворы, растворы и расплавы солей и щелочей, что не без оснований считается экологически грязным процессом промышленного производства: токсичные продукты термического распада всех этих веществ выбрасываются в окружающую среду. К тому же скорость охлаждения при закалке методом погружения не поддается регулированию. Поэтому в последние 20 лет в ряде стран ведутся научные исследования по использованию при термообработке деталей управляемого водовоздушного охлаждения. Занимаются такими исследованиями и на МАЗе: еще в 1986 г. специалисты термического цеха инструментально-штамповального производства совместно со специалистами Института тепло- и массообмена (ИТМО) НАН Белоруссии создали и внедрили в производство установку для управляемой водовоздушной закалки штампов массой до 8 т и габаритными размерами до $1200 \times 1000 \times 1000$ мм. Работает данная установка следующим образом.

Штампы, выполненные из стали 5ХНМ, нагревают до 1130 K (860°C) и только со стороны гравюры охлаждают водовоздушной смесью. В результате твердость гравюры достигает 41—46 HRC, что несколько выше твердости (36—42 HRC), предусмотренной для таких штампов традиционной закалкой "на масло" и печным отпуском на 810 K (540°C). Твердость поверхности хвостовика штампа получается равной 24—28 HRC.

Благодаря установке отпала необходимость печного отпуска и дополнительного отпуска хвостовика на щелевой газовой печи, срок службы штампов возрос в 1,5—2 раза.

В последующие годы технология управляемой закалки водовоздушной смесью освоена в кузнечно-термическом цехе МАЗа. Например, в 1987 г. — для упрочнения молотовых штампов всех типов, а теперь она применяется для закалки штампов более 200 наименований. Усовершенствованный вариант установки водовоздушной закалки штампов с 2000 г. успешно используется на Минском заводе специального инструмента и технологической оснастки ("СииТО"), входящего в состав ПО "МТЗ", а с 2001 г. — на кузнецком заводе ОАО "Курганмашзавод".

УДК 629.621.431.3:924.5

СТАНКИ-ПОЛУАВТОМАТЫ ДЛЯ ПРЕЦИЗИОННОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ДВС

Кандидаты техн. наук Ю.А. ПЕРЕКАТОВ и В.М. ТИМОНИН, С.Н. РАТНИКОВ, А.М. ГОРОХОВСКИЙ, А.К. ВАСИЛЬЕВ

НИИАвтопром

НИИАвтопром традиционно занимается разработкой технологий и созданием специализированного оборудования для прецизионной обработки деталей автомобильных двигателей. Например, на моторных заводах России и других стран СНГ много лет работают автоматические линии АЛ-004 и АЛ-006 (хонингование гильз цилиндров), автоматы мод. 1609 и 1631М (хонингование отверстия кривошипной головки шату-

на), автомат мод. 1610 (хонингование блока цилиндров в сборе), линии мод. 7148 и 575Л (обработка посадочных мест под клапаны в головках блока цилиндров в сборе и т. д.). Эти линии и автоматы, созданные по техническим заданиям заводов, обеспечивают высокую точность обработки деталей при большой (до 1—1,5 млн. деталей в год) производительности. Все они встроены в общие автоматические или поточные линии действующих производств и, как правило, жестко ориентированы на обработку деталей определенных типоразмеров. Поэтому их переналадка на другие типоразмеры (модели) связана с большими трудностями или вообще невозможна. Во времена СССР, когда "тиражи" деталей были огромными, а модели двигателей менялись очень редко, это особой роли не играло. Однако теперь, когда рынок заметно сузился, а его

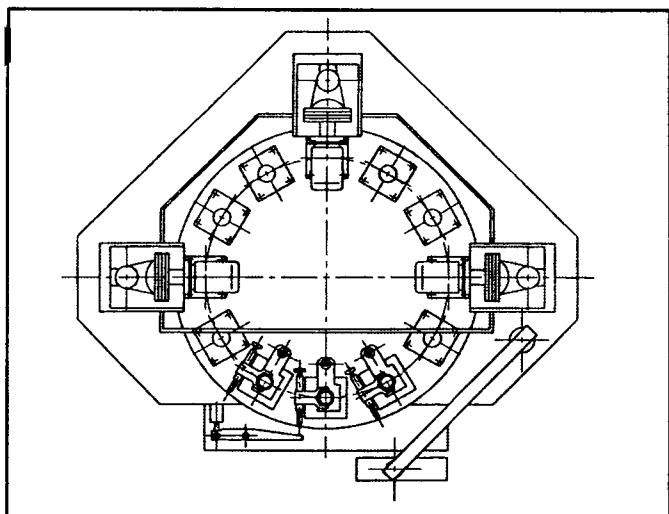


Рис. 1. Станок-полуавтомат мод. РХ-1 для хонингования шатунов

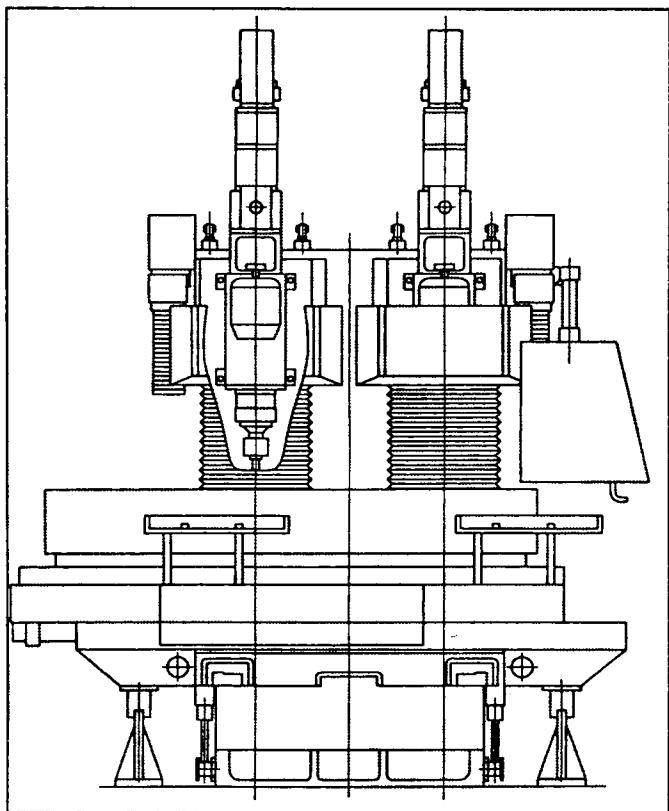


Рис. 2. Двухшпиндельный расточный модуль РП-1 для обработки головок блока в сборе

требование разнообразить продукцию стало нормой, нужно, очевидно, новое оборудование. И прежде всего — быстропереналаживаемое (гибкое), автоматизированное, высокопроизводительное. НИИТавтопром и подстраивается под эти требования.

Так, по заказу ЗИЛа его специалисты совместно со специалистами конструкторского бюро Савеловского машиностроительного завода (ОАО "САВМА") в 1999—2000 гг. спроектировали два станка-полуавтомата для обработки шатунов и головок блока цилиндров двигате-

лей ЗИЛ-5301, ЗИЛ-130 и Э45020. Причем в соответствии с техническим заданием, где было записано: "станки без существенной переналадки должны обеспечивать обработку деталей трех различных типоразмеров".

Первый из этих станков-полуавтоматов, РХ-1 (рис. 1), предназначен для хонингования отверстия в кривошипной головке шатуна. В его состав входят типовой поворотный стол позиционирования, на котором размещены 12 плавающих зажимных приспособлений (по четыре на каждый тип шатуна); три шпиндельные стойки (для предварительного, получистового и чистового хонингования); позиция загрузки-выгрузки изделия. Хонингование выполняется по схеме "жесткий хон — плавающая деталь".

Поданный на стол шатун захватывается приспособлением для базирования и затем выводится на "нулевую" позицию именно этого, заданного пользователем, типа шатуна.

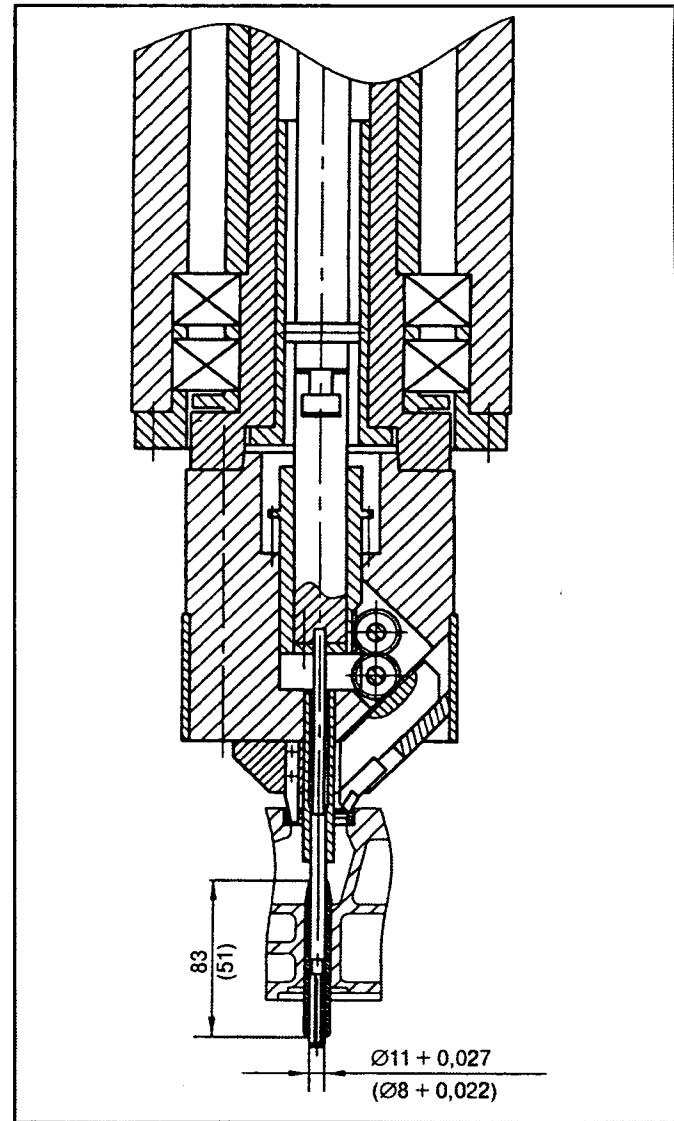


Рис. 3. Инструментальная головка расточного модуля для обработки восьми- и 16-клапанных головок

Тип головки	Операция	№ шпинделья	Число обрабатываемых поверхностей	Фаска седла клапана		Фаска втулки		Ход рабочей подачи	Подача, мм		Скорость, м/мин	Частота вращения, мин ⁻¹	Материал инструмента
				диаметр, мм	угол, град	диаметр, мм	угол, град		на один оборот	в 1 мин			
Восьми-клапанная	Расточка фаски	1	4	36,0	60	—	—	4	0,04—0,07	12—49	40—80	350—700	ВК3М
	То же	1	4	38,0	90±1	—	—	4	0,04—0,07	23—118	80—200	670—1746	То же
	"	2	4	42,5	60	—	—	4	0,04—0,07	12—49	40—80	300—600	"
	"	2	4	44,0	90±1	—	—	4	0,04—0,07	23—118	80—200	580—1450	"
	Развертывание	1 : 2	4	—	—	11 + + 0,027	83	88	0,10—0,20	80—480	20—60	580—1740	"
	Быстрый ход	1 : 2	4	—	—	—	—	—	—	1500—4500	—	—	—
	Расточка фаски	1 : 2	16	30	30	—	—	4	0,04—0,07	16—56	40—80	400—800	ВК3М
	То же	1 : 2	16	32	89+0,5	—	—	4	0,04—0,07	32—140	80—200	800—2000	То же
	Развертывание	1 : 2	16	—	—	8 + + 0,022	51	56,1	0,10—0,20	80—480	20—60	600—2400	"
	Быстрый ход	1 : 2	16	—	—	—	—	—	—	1500—4500	—	—	—

Шатун обрабатывается на трех позициях соответствующим ему инструментом (он и контрольная оснастка устанавливаются на шпиндельных стойках заранее).

Таким образом, при переналадке станка ПХ-1 экономятся время и труд, связанные с наиболее трудоемкой операцией — заменой зажимных приспособлений.

Производительность данного станка — 150 дет./ч, точность обработки — 0,005 мм. Привод возвратно-поступательного движения хонинговальной головки — электромеханический, скорость возвратно-поступательного движения регулируется в диапазоне от 20 до 50 м/мин. Управляет станком программируемый командоконтроллер.

Второй станок, расточный полуавтомат РП-1 (рис. 2), предназначен для обработки посадочных мест под клапаны в головках блока цилиндров. Он представляет собой двухшпиндельный модуль с ЧПУ, способный формировать две фаски седла клапана и одновременно развертывать отверстия в направляющей втулке в головках блока тех же трех двигателей.

Основные технические характеристики станка РП-1 следующие.

Приводы:

- позиционирования изделия Электрический постоянного тока, с ЧПУ
- подачи инструментов (резцов, развертки) Электрический
- вспомогательных движений Гидравлический
- вращения шпинделья. Электрический, переменного тока, с частотным регулированием
- ЧПУ NC-100

Система управления

Параметры обрабатываемых изделий:

максимальные габаритные размеры, мм	700 × 250 × 120
максимальная масса, кг	70
число отверстий под клапаны	8—16
диаметр и длина отверстий под втулки клапанов, мм.	(8—12) × (50—90)
Ориентация обрабатываемых изделий	По технологическим отверстиям
Габаритные размеры координатного стола, мм	2000 × 500
Ход стола, мм:	
продольный	800
поперечный	200
Ход шпинделья, мм	300
Ход развертки, мм.	120
Производительность, шт./ч, при обработке:	
головок двигателя ЗИЛ-5301	20
головок двигателя Э45020	20
Точность обработки (биение фаски седла относительно оси направляющей втулки, тах), мм.	0,03

Система ЧПУ позволяет легко переналаживать станок и обрабатывать седла разных размеров, с постоянным и изменяющимся расстояниями между осями отверстий впускных и выпускных клапанов.

Примеры инструментальных настроек для обработки восьми- и 16-клапанных головок, а также инструментальных головок, позволяющих формировать основные фаски седел методом "на проход", вспомогательные фаски седел — методом "на врезание", развертывать направляющие втулки клапанов разверткой с независимым приводом осевого перемещения, приведены на рис. 3; основные технологические параметры обработки и размеры обрабатываемых деталей — в таблице.

ВТОЛИСТОВЫЕ СТАЛИ МОГУТ БЫТЬ ТОНЬШЕ

Д-р техн. наук Р.Е. ГЛИНЕР

ГАЗ

Чем тоньше листовой прокат, применяемый в автомобилестроении, тем меньше масса АТС и затраты на закупку металла, — это ни для кого не секрет. Как и то, что тонкий лист не должен снижать работоспособность выполненных из него деталей. И путь здесь давно обозначен — применение сталей повышенных прочности и сопротивления атмосферной коррозии. Тем не менее до настоящего времени в производстве автолиста доминируют малоуглеродистые стали с ограниченной прочностью. Главным образом стали 08Ю и 08пс.

Казалось бы: их срочно нужно менять на стали легированные. Они, конечно, дороже. Но зато лист можно делать сверхтонким, т. е. получать детали, по стоимости близкие к деталям из сталей 08Ю и 08пс. Однако все не так просто: детали должны сохранять заданную жесткость. Это, в принципе, возможно. Но лишь при условии, что нынешние толщины автолиста уменьшаются не более чем на 10—15 %.

Существуют и другие ограничения. Например, в последние два десятилетия в отечественной автомобильной промышленности, в частности на ГАЗе, используется прокат легированной марганцем, кремнием и титаном стали — 08ГСЮТ, который, будучи в 1,5 раза прочнее проката из низкоуглеродистых 08Ю и 08пс, к сожалению, уступает ему по технологической пластичности. Что, естественно, усложняет производство деталей, увеличивает количество брака. Поэтому применение стали 08ГСЮТ приходится ограничивать деталями, изготавляемыми без операции "вытяжка". Кроме того, в ряде случаев внедрение данной стали оказывается невозможным из-за ее повышенной склонности к пружинению. В результате на ГАЗе в разные периоды времени, включая настоящее, доля сталей с повышенной прочностью не превышает 1 % общего объема использования холоднокатаного листа.

Это, естественно, никого не устраивало и не устраивает. Поэтому поиск новых решений шел постоянно. И небезуспешно.

Так, исследования показали, что вместо стали 08ГСЮТ можно применять менее легированные, но более технологичные стали, прочность которых на 20—30 % выше, скажем, стали 08Ю. Это, например, сталь 08ЮП, близкая по составу к 08Ю, но микролегированная фосфором. (Кстати, ее аналоги широко используются в зарубежном автомобилестроении.) Более того, удалось установить: если сталь 08ЮП дополнительно легировать медью (до 0,4—0,5 %), то она становится очень стойкой к атмосферной коррозии.

В итоге был сделан вывод: будущее — за сталями повышенной прочности. Но ориентироваться следует не на высоколегированные, а на низкоуглеродистые стали, легированные фосфором (0,04—0,1 %) и медью (0,2—0,5 %). Поскольку для них, наряду с повышенной стойкостью к атмосферной коррозии, характерна высокая способность к упрочнению в процессе сушки лакокрасочного покрытия отштампованных деталей: конечная их прочность получается почти такой же, как

прочность деталей, выполненных из стали 08ГСЮТ. В то же время их технологичность при штамповке благодаря присутствию фосфора существенно выше. Наконец, немаловажна и экономическая сторона дела: низкоуглеродистые стали, легированные фосфором и медью, гораздо дешевле стали 08ГСЮТ.

Экспериментами установлено также: варьируя содержание углерода, кремния, марганца и серы, можно подобрать и другие марки сталей (табл. 1), которые при добавлении в них 0,2—0,5 % меди и 0,5—0,1 % фосфора дают более тонкий прокат и обладают не меньшей, чем стали 08Ю, пластичностью.

Кроме проблем штампуемости и пружинения есть еще два хорошо известных практикам фактора, которые сдерживают применение проката сталей повышенной прочности.

Во-первых, это уже упоминавшаяся проблема жесткости. Дело в том, что значительная часть автолиста толщиной менее 1 мм используется для изготовления кузовов и кабин, конструкция которых содержит не очень много элементов, увеличивающих ее жесткость. Поэтому здесь, очевидно, стали повышенной прочности с утонением проката, по сравнению с нынешним даже более чем на 5—6 %, перспектив фактически не имеют. Иначе детали будут проминаться при незначительном механическом воздействии.

Во-вторых, внедрение тонких сталей повышенной прочности требует значительных изменений в оборудовании. В частности, модернизации штамповой оснастки. Следовательно, дополнительных затрат труда и денежных средств. Поэтому тонкий лист из таких сталей реально наиболее перспективен лишь для вновь проектируемых деталей и АТС и во вновь создаваемых листоштамповочных производствах. В действующих же производствах, прежде всего тех, которые потребляют значительные объемы листовой стали, придется искать не столь прямые решения, как замена одной стали на другую. Например, корректировать толщины традиционно применяемого проката. Причем здесь, судя по опыту ГАЗа, возможны два пути — ужесточение допусков на толщину поставляемого проката и рациональное уменьшение толщины штампаемых деталей. Первый из них особенно интересен: если поле допусков на толщину сместить в сторону минусовых отклонений, то можно, не выходя за границу минимально

Таблица 1

Сталь	Содержание элементов, %, не более				Заменяемые стали
	C	Si	Mn	S	
01ЮПД, 01ЮПДТ	0,01	0,05	0,20	0,012	01ЮТ (специальные ТУ); 08Ю (ГОСТ 9045) — сталь для сложной и особо сложной вытяжки
08ЮПД 15ЮПД	0,08 0,15	0,05 0,30	0,20 0,50	0,25 0,40	08Ю (ГОСТ 9045) 08, 10, 15 (ГОСТ 16523) — стали для глубокой и нормальной холодной штамповки

Таблица 2

Вид проката	ГОСТ	Толщина, мм	Пределные отклонения, мм, при ширине до 1500 мм (включительно)		Пределные отклонения, мм, при ширине свыше 1500 мм	
			стандартные	предлагаемые	стандартные	предлагаемые
Холоднокатаный	19904	0,8; 0,9	±0,06	+0,04/-0,08	±0,09	+0,07/-0,11
		1,0; 1,1	±0,09	+0,05/-0,13	±0,10	+0,06/-0,14
		1,2	±0,09	+0,05/-0,14	—	—
		1,4; 1,5	±0,11	+0,06/-0,14	—	—
		1,6—1,8	±0,12	+0,07/-0,17	—	—
		2,0	±0,12	+0,06/-0,18	—	—
		2,0—2,5	±0,15	+0,09/-0,21	—	—
		2,8—3,0	±0,16	+0,09/-0,23	—	—
		—	—	—	—	—
Горячекатанный	19903	2,0	±0,18	+0,14/-0,22	—	—
		2,2—2,5	±0,20	+0,15/-0,25	—	—
		2,6—3,0	±0,21	+0,14/-0,26	—	—
		3,0—3,5	±0,22	+0,13/-0,27	—	—
		3,6—3,9	±0,24	+0,10/-0,30	—	—
		4,0—6,0	±0,35	+0,40	—	—

Таблица 3

ГОСТ	Толщина проката, мм, при его ширине, превышающей 1000 мм			Максимальное утонение (теоретическое)		Снижение расхода проката, %
	номинальная (предлагаемая)	минимальная (стандартная)	минимальная (предлагаемая)	мм	%	
19904	0,8	0,74	0,72	0,02	2,7	2,5
	0,9	0,84	0,82	0,02	2,4	2,2
	1,0	0,91	0,87	0,04	4,4	4,0
	1,1	1,01	0,97	0,04	4,0	3,6
	1,2	1,1	1,06	0,04	3,6	3,3
	1,5	1,39	1,34	0,05	3,6	3,3
	1,8	1,68	1,63	0,05	3,0	2,8
	2,0	1,87	1,81	0,06	3,2	3,0
19903	3,0	2,79	2,72	0,07	2,5	2,3
	3,5	3,28	3,20	0,08	2,4	2,9
	3,8	3,56	3,48	0,08	2,2	3,2
4041	4,0	3,70	3,60	0,10	2,7	5
	4,5	4,20	4,10	0,10	2,4	4,4
	5,0	4,70	4,60	0,10	2,1	4
	5,5	5,15	5,10	0,05	1,0	3,6
	(5,4)	(5,05)	(5,00)	(0,15)	(3,0)	(5,5)
	6,0	5,65	5,60	0,05	0,9	3,3
	(5,9)	(5,55)	(5,50)	(0,15)	(2,7)	(5,0)

допускаемой по ТУ толщины, достичь существенного снижения общей массы заказываемого проката. И это вполне реально: отечественная металлургия в настоящее время способна поставлять прокат с более жесткими, чем установлено ГОСТами, допусками на толщину.

ГАЗ данный путь уже реализует (производство дисков колес, лонжеронов рам грузовых автомобилей, балок ведущих мостов и т. д.). Результат: без усложнения технологии прокатки горячекатаной толстолистовой стали поля допусков на прокат из нее сокращены более чем на 40 %. При этом без удорожания металла.

Правда, проработки с поставщиками показали, что при ужесточении допусков на тонколистовую холоднокатаную сталь избежать приплат вряд ли удастся — за утонение все-таки придется платить. Либо не выходить за тот минимум толщины, который установлен ГОСТами.

Последнее вполне реально. В ГОСТах, например, записано, что минимальная толщина листа может отличаться от номинальной на 5—14 %. То есть для листа толщиной 0,9 мм и шириной до 1500 мм она может быть равной 0,84, а при ширине свыше 1500 — 0,8 мм ($\Delta_1 = 6,7\%$ и $\Delta_2 = 11,1\%$).

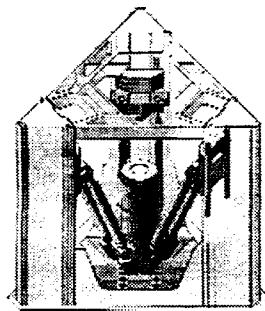
Думается, при таких колебаниях дополнительное и, подчеркнем, вполне законное увеличение допуска Δ на 2—3 % не приведет к ухудшению технологичности стали и снижению долговечности выполненных из нее деталей. Значит, можно перейти к системе коррекции норм по отклонениям толщины проката листовой стали (табл. 2). Можно потому, что включенный в таблицу сортамент толщин отличается от ГОСТовского лишь смещением поля допуска в сторону минусовых отклонений, сохраняя его абсолютную величину. Этого вполне достаточно, чтобы реально сократить нормы для заказов и позволить таким крупным потребителям автолиста, как ГАЗ, уменьшить потребление проката на сотни тонн ежемесячно (табл. 3).

Как видим, в предлагаемой системе значения номинальных и предельных толщин проката действительно сохраняются, а смещения полей допусков в сторону минусовых отклонений не выходят за пределы, устанавливаемые ГОСТами. Что означает: производство такого листа фактически соответствует уже существующим технологиям прокатки. Следовательно, оснований для приплат за поставку такого листа нет.

И второе. Данная система — по сути, возвращение к хорошо известному: поставки листового проката с минусовыми отклонениями его толщины были исторически сложившейся в отечественной металлургии тенденцией. Тенденцией, отражавшей интересы общегосударственного хозяйствования. В условиях рынка производитель проката, конечно, не заинтересован в минусовых отклонениях, так как заказ он получает в тоннах. Поэтому вряд ли он с энтузиазмом воспримет увеличение показателя Δ даже на 2—3 %. Так что теоретически возможного утонения проката, приведенного в табл. 3, в ближайшее время, по всей видимости, не будет. Но другого выхода, особенно для потребителя, просто нет. А потребитель, как известно, в условиях рынка может многое. В том числе "заставить" даже изготовителя-монополиста работать, в конце концов, так, как это нужно ему, потребителю.

СЕРИЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО МЕЛКИХ ДЕТАЛЕЙ С ТОЧНОСТЬЮ ДО МИКРОННЫХ ДОЛЕЙ НА ВЕРТИКАЛЬНОМ ТОКАРНОМ СТАНКЕ С КИНЕМАТИКОЙ СКОЛЬЗЯЩЕГО ВЕКТОРА

Шестиугольные и прочие станки с кинематикой скользящего вектора, хотя и привлекли много внимания в прошлые годы, однако не сумели войти в повседневность производства, с одним лишь исключением: впервые представленный в мае 2000 г. фирмой INDEX (Германия) вертикальный токарный станок с кинематикой скользящего вектора модели V100 на фирме Викон АГ в суровых производственных условиях сумел доказать, что на нем можно добиться не только чрезвычайно короткого времени смены заготовки и времени от реза до реза, но и в условиях крупносерийного производства соблюдать допуски в области микрон.

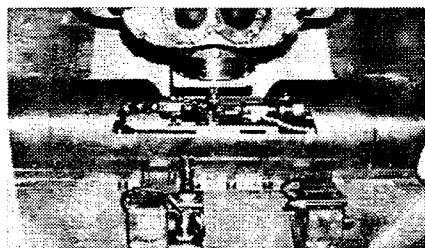


Мотор-шпиндель машины V100 может свободно двигаться с высокой точностью позиционирования по осям X, Y и Z

Швейцарская фирма WICON AG занимается областью механообработки. Благодаря специализации на крупных сериях с высокими требованиями к точности, чистоте и надежности процесса фирма занимает сильные позиции. Основными покупателями стали европейская и американская автомобильная промышленность. В 1998 г. предприятие получило заказ для автомобильной промышленности на механическую обработку деталей приводного механизма из заготовок, полученных литьем под давлением. Требуемые допуски в изготовлении деталей приводного механизма из отливок были настолько узкими, что специалисты фирмы INDEX предсказывали трудности. Для прецизионной обработки такого высочайшего уровня нужно непременно выполнить следующие требования:

- высокая мотивация коллектива технических специалистов как со стороны станкостроителей, так и со стороны обработчиков;
- обрабатывающий станок высочайшей точности;
- оптимальный зажим заготовки;
- высочайшие требования к режущим инструментам;
- постпроцессорные измерительные устройства, интегрированные в обработку;
- оптимальное соотношение температур в зоне обработки.

Оптимальным решением поставленной задачи стало приобретение вертикального токарного центра INDEX V 100 с кинематикой скользящего вектора. С помощью этой концепции станка должно получиться экономичное производство. Кинематика станка пригодна для требуемого короткого времени цикла, а симметричная конструкция, при которой изменение температур идет только в одном направлении и по одной оси, создает условия для необходимой точности изготовления деталей. Свободно передвигающийся мотор-шпиндель в кратчайшее время перемещает заготовку от подающей ленты транспортера до позиции обработки. При оптимальном расположении неподвижных инструментов получается чрезвычайно короткий путь перемещения между отдельными операциями обработки, в результате имеем кратчайшее вспомогательное время.

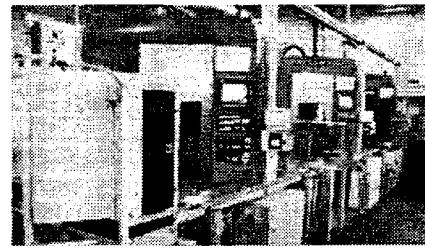


Возможности станка уходят в область 1 мкм.

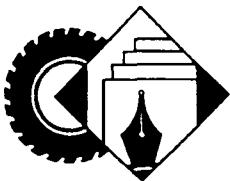
WICON AG сегодня производят около 8 млн. штук упомянутых деталей в год с машинным временем 18 с, включая операции: с лазерным измерительным устройством для определения положения и выравнивания заготовок перед установкой в главный шпиндель; измерения скоростной камерой после обработки детали проходят 100%-й контроль. При коротком времени цикла 18 с это нелегкая задача для автоматического измерительного устройства, интегрированного в отводящей ленте транспортера. Здесь измеряются все наружные размеры детали высокоскоростной камерой с сохранением точностных характеристик менее 1 мкм и протоколируются; измерение температуры заготовки с точностью до одной десятой градуса. Отклонения сообщаются на вертикальный токарный станок V100 в виде регулирующих переменных и загружаются как корректирующие значения для всех размеров. Наряду с оптическим измерением всех размеров автоматическим измерительным устройством замеряется также температура контрольных деталей контактным способом с точностью до десятых долей градуса, так как готовые детали поступают в измерительное устройство с трех станков одной линии с разницей температур до 3 °C. Поэтому измерение температуры учитывается как фактор коррекции во всех размерах.

Хотя все готовые детали измеряются на одних и тех же измерительных устройствах, всегда фиксируется их принадлежность к определенному токарному станку.

Для токарной и фрезерной обработки применяются алмазные прорезные и копировальные токарные инструменты. Проблема при обработке чистого алюминия: стружка никак не отламывается. Она ложится вокруг детали и приваривается к ней. Благодаря специально разработанной геометрии инструмента стружка во время обработки проходит так, чтобы не повредить и не поцарапать чувствительные детали. Поверхности — в частности видимые поверхности — деталей не должны иметь царапин. Для обработки нельзя применять охлаждающую эмульсию или другие смазочные материалы. Все виды фрезерной обработки, оказывающие влияние на функцию деталей, осуществляются с помощью высокоскоростных фрезерных шпинделей (радиальное биение менее 1 мкм) на станках Индекс V100. Кстати, алмазные поворотные пластины не могут использоваться для данной задачи по обработке, они недостаточно точны. Поэтому используются инструменты с напаянными алмазами.



Полностью автоматизированная технологическая линия производства корпуса датчиков для автомобильной промышленности



УДК 629.114.4.62-404.1:001.362

СЕРТИФИКАЦИЯ АТС С ЖИДКОТЕКУЧИМ ГРУЗОМ

Д-р техн. наук Е.П. ПЛАВЕЛЬСКИЙ,
канд. техн. наук Э.Н. НИКУЛЬНИКОВ, С.В. РУБЦОВ

Академия проблем качества, Госстандарт России

Есть ряд автотранспортных средств, безопасность которых оценить методами, разработанными для АТС с жестко закрепленным грузом, невозможно. Это АТС для перевозки нефтепродуктов, воды, пищевых жидкостей, различных строительных смесей, подвешенных грузов и т. д. То есть автоцистерны и другие рабочие сосуды на автомобильном шасси, частично заполненные, например, жидкотекучим, в том числе опасным, грузом. Другими словами, веществами, у которых со противление сдвигу и растяжению незначительно. Благодаря им транспортное средство приобретает дополнительные степени свободы (в идеальном случае — бесконечно множество). Но в практическом плане, т. е. с точки зрения энергетического вклада в общую динамику АТС, наиболее важное значение имеют, как показывает анализ опыта, низшие формы колебаний свободной поверхности такого груза. Поэтому и алгоритм определения требуемых при сертификации показателей активной безопасности АТС, перевозящих подвижные грузы, должен быть иным, чем в случае средств, предназначенных для перевозки твердых грузов.

Такой алгоритм разработан. Он включает пять рассматриваемых ниже этапов.

Первый из этих этапов сводится к общей оценке объекта испытаний, его идентификации. Но в двух вариантах — при подвижном и жестко закрепленном грузах.

Второй этап, с формальной точки зрения, аналогичен первому, т. е. тоже представляет собой испытания. Однако в данном случае они сравнительные: в их ходе определяется геометрия масс — размерные и массовые характеристики, в том числе распределение масс по осям и бортам при различных положениях подвижного и закрепленного грузов. Причем высота центра масс, предельный угол опрокидывания машины в поперечной плоскости вычисляются, как того требуют Правила № 111 ЕЭК ООН, экспериментально (на стенде — наклоняемой платформе) или расчетным путем.

Третий этап — принципиально новый. Это экспериментальное определение реологических характеристик жидкотекучего груза (например, вязкости, предельного напряжения сдвига) с использованием универсального метода гравитационно-центробежной геометрии. Суть данного метода: горизонтально расположенный барабан заполняют жидкотекучим грузом и придают ему вращательное движение, увеличивая частоту вращения барабана вплоть до начала центрифугирования жидкости и непрерывно измеряя момент сопротивления вращению. То есть строят зависимость момента от частоты вращения барабана. Затем, зафиксировав частоту начала центрифугирования, определяют число Фруда по формуле $Fr = (\omega^2 \cdot R)/g$, в которой ω — частота вращения барабана при центрифугировании; R — радиус барабана; g — ускорение свободного падения. Зная число Фруда, по универсальной зависимости $Re = f(Fr)$, общей для всех реометров барабанного типа при заданной степени заполнения δ (рис. 1), определяют число Рейнольдса. Наконец, по величине Re вычисляют вязкость жидкотекучего груза: $\nu = (\rho \omega R^2)/Re$. (Здесь ρ — плотность жидкотекучего груза.)

Четвертый этап — экспериментальная или расчетная оценка реодинамических характеристик рабочего сосуда-цистерны, частично заполненной жидкотекучим грузом (т. е. характеристик взаимодействия жидкотекучего груза с рабочим сосудом), в поперечной плоскости АТС. Главное здесь —

правильно и точно учесть колебания жидкотекучего груза в полной динамической системе АТС. Что достигается, как свидетельствует опыт НИЦИАМТа, с помощью коэффициентов инерционной связи между волновыми движениями свободной поверхности груза, движением рабочего сосуда и присоединенных масс первого тона колебаний жидкости в поперечной и продольной плоскостях АТС.

Названные коэффициенты определяются расчетом. Так, для подсчета коэффициентов λ инерционной связи между движением поверхности жидкости и рабочего сосуда используются формулы

$$\lambda = P_{r\max}/(\omega^2 \cdot A); \quad \lambda_0 = M_{r\max}/(\omega^2 \cdot A),$$

а для связи между поверхностью жидкости и присоединенных масс — формула $\mu = (2P_{\max})/(\omega^2 \cdot A^2)$.

В этих формулах P_{\max} — максимальное значение потенциальной энергии собственных колебаний свободной поверхности жидкотекучего груза в рабочем сосуде АТС; A и ω — амплитуда и частота колебаний свободной поверхности жидкости при P_{\max} ; $P_{r\max}$ и $M_{r\max}$ — максимальные значения силы и момента, действующих со стороны жидкости на рабочий сосуд АТС. Значения данных параметров определяются при численном решении уравнений движения свободной поверхности жидкости при поперечном возмущении (рис. 2).

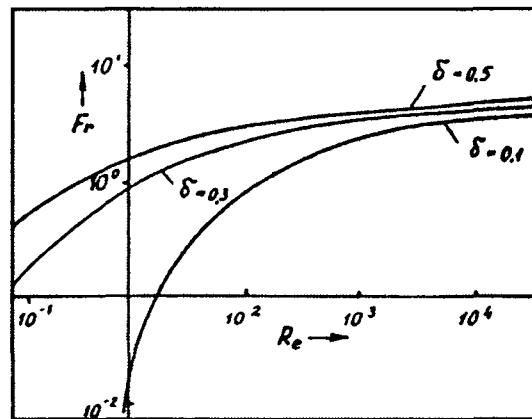


Рис. 1

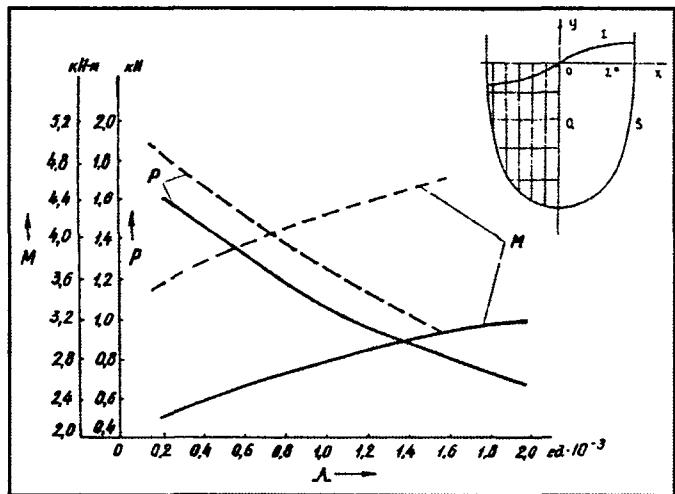


Рис. 2

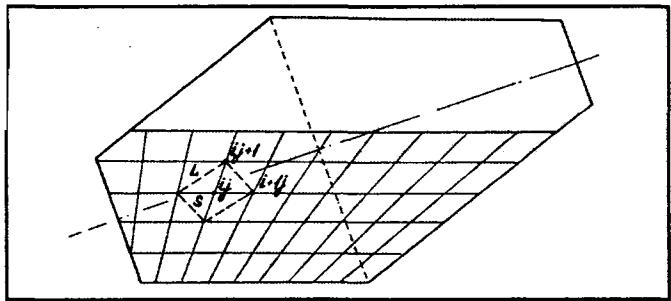


Рис. 3

Инвариантными характеристиками рабочего сосуда, частично заполненного жидкостью, являются схемы реодинамического представления данного сосуда с жидкотекучим грузом в виде маятниковой аналогии, имеющей четкий физический смысл. При этом параметры маятникового аналога по n -й форме колебаний свободной поверхности имеют вид:

$$m_n = \lambda_n^2 / \mu_n; c_n = \lambda_{0n} / \lambda_n; I_n = g / \omega_n^2; m_0 = m^0 + m - \Sigma m_n;$$

$$I_0 = I^0 + I - \Sigma m_n c_n^2.$$
 (Здесь m_n , I_n и c_n — соответственно масса, длина и координата точки подвеса эквивалентных маятников, определяемые n -й формой колебаний свободной поверхности жидкости; m^0 и I^0 — инерционные характеристики рабочего сосуда в снаряженном состоянии; m и I — инерционные характеристики жидкотекучего груза в "затвердевшем" состоянии.)

В результате определения реодинамических характеристик рабочего сосуда-цистерны возможны три варианта соотношений между инерционными параметрами маятникового аналога по n -формам колебаний и подпрессоренной массой АТС с подпрессоренной массой груза: влияние подвижности жидкотекучего груза незначительно и укладывается в существую-

щий запас устойчивости АТС ($m_0 > \Sigma m_n$; $I > \Sigma m_n c_n^2$); это влияние требует ограничения скорости движения АТС ($m_0 \approx \Sigma m_n$; $I_0 \approx \Sigma m_n c_n^2$); оно значительно ($m_0 < \Sigma m_n$; $I_0 < \Sigma m_n c_n^2$) и требует установки дополнительных устройств стабилизации или изменения конструкции. (В последнем случае целесообразно использовать программу численного моделирования испытаний многомассовой динамической системы "дорога—машина—жидкотекущий груз".)

Пятый этап — оценка реодинамических силовых характеристик рабочего сосуда, частично заполненного жидкотекущим грузом в продольной плоскости АТС. Данная оценка выполняется либо экспериментально, путем экстренного торможения АТС, либо, как на четвертом этапе, численным методом, с использованием лагранжевых координат (рис. 3).

Рассмотренный алгоритм — дело вынужденное: в настоящее время нет нормативных значений параметров, определяемых на четвертом и пятом этапах. Поэтому приходится работать "по факту". Если бы такие нормативы были, требовалось бы в основном только испытания по определению параметров устойчивости, управляемости и тормозных качеств АТС с жестко закрепленным грузом, а также запасов по этим параметрам. Что значительно сократило бы объем испытаний и повысило их безопасность.

В заключение назовем несколько общезвестных и менее известных конструктивных решений, повышающих активную безопасность АТС с подвижным грузом. Это снижение высоты центра масс АТС; установка стабилизаторов поперечной устойчивости как в шасси, так и в технологическом оборудовании; демпфирование колебаний свободной поверхности жидкотекущего груза с помощью ребер, волноломов и т. п., устанавливаемых внутри рабочего сосуда; оптимизация конструкции подпрессоривания (крепления) технологического оборудования; оборудование приборной панели водителя устройством отображения информации об уровне колебаний свободной поверхности жидкотекущего груза и т. д.

УДК 629.113.62-597.3

КОЛОДКИ "МАРКОН" ДЛЯ ТОРМОЗОВ УАЗ-3160

В.В. ПОПОВСКИЙ, Ю.В. ФОХЛЕР

"МарКон", УАЗ

Продукция фирмы "МарКон" — тормозные колодки для дисковых тормозных механизмов — хорошо известна потребителям, эксплуатирующими разнообразные автомобили зарубежного производства, а также ВАЗы и ГАЗы. Однако, освоив рынок запасных частей, фирма начала поставлять тормозные колодки и на конвейеры автозаводов: сначала на ЗИЛ, для семейства "Бычок", а с недавнего времени — на УАЗ, для моделей УАЗ-3160 и УАЗ-3162.

Колодки для УАЗа — с накладками из безасбестовой композиции М-233, обладающей твердостью по Бринеллю $16 \pm 2,0$. Как показали испытания, соединение накладки с

колодкой обладает прочностью не менее 5,1 МПа при норме 2,5 МПа (ГОСТ Р 41.90—99).

Фрикционно-износные свойства рассматриваемых колодок, полученные в ходе испытаний на машине трения МТ-2000, приведены на рис. 1—3. Как видим, фактические величины коэффициентов трения на всех режимах (при постоянных частоте вращения и температуре, усилии прижатия и температуре, усилии и частоте) укладываются в зоны контрольных значений,

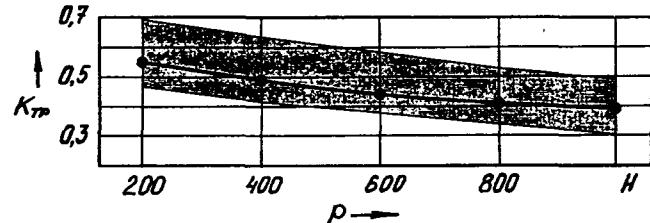


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения от усилия прижатия тормозных колодок

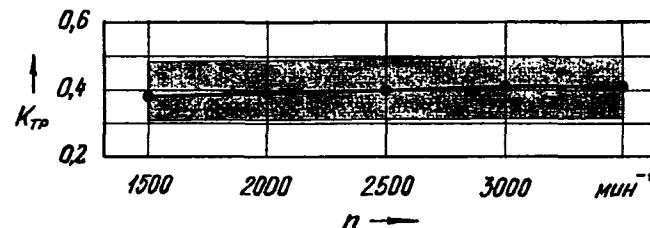


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от частоты вращения вала

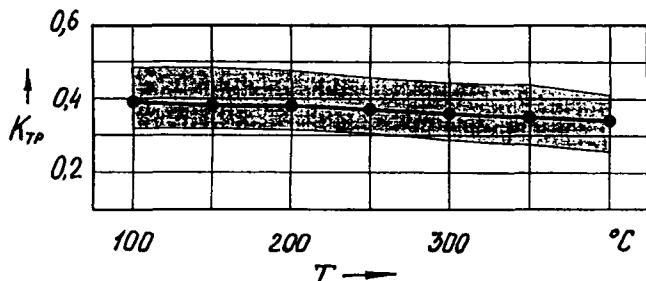


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от температуры

причем в зависимости от внешних факторов изменяются несущественно. Средний коэффициент трения за наиболее тяжелый — "нагревный" — цикл испытаний составил 0,36, а средний износ за одно торможение — 3,83 мкм. Примечательно,

что испытания колодок из материала М-233 разных партий выявили высокую стабильность как коэффициента трения (колеблется от 0,33 до 0,38), так и износостойкости.

Испытания колодок на соответствие Правилам № 13 ЕЭК ООН (дорожные) проводили специалисты УАЗ на автомобиле УАЗ-3160. Их результаты, приведенные в таблице, свидетельствуют: во всех предписанных случаях тормозной путь оказался гораздо меньше его нормативных значений. Курсовая устойчивость автомобиля в процессе торможения — удовлетворительная; замечаний по состоянию опытных накладок после испытаний на остаточную эффективность нет. Аналогичные результаты были получены в НИЦИАМТе, где проводились дорожные испытания автомобиля УАЗ-3162. Кроме того, новые колодки успешно выдержали цикл эксплуатационных (ресурсных) испытаний в городских условиях: долговечность накладок составила не менее 20 тыс. км.

По итогам испытаний специалистами УАЗа принято решение о комплектовании автомобилей УАЗ-3160 и УАЗ-3162 колодками фирмы "МарКон".



За рубежом

УДК 629.114.4:004.89

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГМП

Д-р техн. наук В.П. ТАРАСИК, канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ
Могилевский ГТУ

Автоматизация трансмиссий, оснащенных гидромеханическими передачами, — одно из главных и общепризнанных направлений совершенствования технического уровня АТС. Причем началом реализации этого направления было уже само создание ГМП. Более того, при разработке систем управления первыми ГМП в той или иной мере применялись и элементы искусственного интеллекта. Например, такие технические решения, как устройства для предотвращения одновременного включения нескольких передач, исключения переключений передач при торможении на спусках, включения передачи заднего хода при движении автомобиля вперед и т. д., базировались на булевой алгебре и двузначной логике. Позднее появились более совершенные решения, использующие интеллектуальные технологии, в частности, теорию нечетких множеств. Конструкторы, создавая гидравлические и электрогидравлические системы управления, прекрасно осознавали, какие функции должна выполнять будущая система, как их реализовывать технически с помощью имеющихся логических элементов гидроавтоматики, которые, в принципе, обладали свойствами, в известной мере присущими логическому мышлению человека. Правда, эта логика была детерминированной, потому и устройства не имели возможности оперативного перепрограммирования. В качестве примеров можно привести двухпозиционные золотниковые клапаны с гидравлическим или электромагнитным управлением, реализующие логические операции "да"—"нет", "разрешение" — "запрет" (т. е. 1 или 0, "есть сигнал—нет сигнала"). В итоге, чтобы запрограммировать систему для учета многих факторов или реализовать определенные логические решения, приходилось выстраивать сложные конструкции с применением большого числа логических золотниковых элементов, что заметно снижало надежность, увеличивало габаритные размеры и стоимость изделия.

Затем, в 1970-е — 1980-е годы, появились микропроцессорные системы управления с электронными программируемыми компонентами, т. е. системы, в память процессора которых можно записывать несколько различных программ управле-

ния ГМП. Правда, программы с "жесткой логикой" и неадаптивностью алгоритмов. То есть системы, для перепрограммирования которых необходимы демонтаж микроконтроллера, его вскрытие и корректировка программы в лабораторных условиях специалистами высокого класса. Потому что в таких системах каждый их элемент решает вполне определенную и ограниченную задачу управления. И если меняется задача, нужно менять элементы.

Ныне идет третий этап развития САУ ГМП — с использованием технологий искусственного интеллекта. Данный этап позволяет решать проблемы, ранее не поддававшиеся решению. Во-первых, создавать алгоритмы, использующие большое количество информации и способные адаптироваться к конкретным ситуациям и их изменениям. Во-вторых, упростить конструкции САУ, заметно снизить их габаритные размеры и стоимость. В-третьих, использовать программы управления в режиме реального времени и обучения САУ. При этом в качестве одного из главных направлений автоматизации системы управления ГМП большинство специалистов считают формирование сигналов управления на основе нечеткой логики. Что подтверждают, в частности, зарубежные и конструктивные решения в области создания современных САУ ГМП. Причем анализ зарубежной патентной литературы показывает, что системы управления ГМП, использующие нечеткую логику, выполняются в соответствии даже не с одним, а с четырьмя схемными решениями (рис. 1). Хотя во многом схожими: в каждом варианте есть объект управления (ОУ), информационно-измерительный блок (ИИБ), управляющий блок

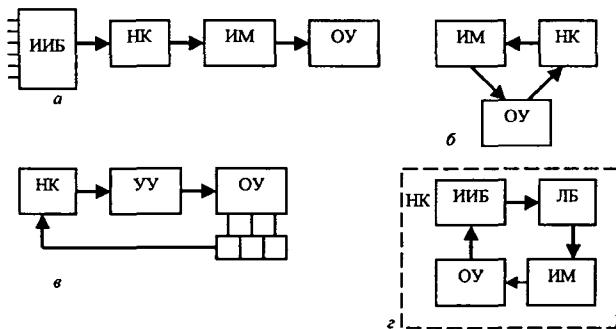


Рис. 1

(УБ), нечеткий контроллер (*НК*), логический блок (*ЛБ*) и исполнительный механизм (*ИМ*). Различаются они лишь схемой соединения: она может быть линейной (*а*), круговой (*б*), замкнутой (*в*) или замкнуто-блочной (*г*). Причем во всех вариантах главным элементом является нечеткий контроллер, который может быть совмещен с микроконтроллером или микрокомпьютером, но может устанавливаться и автономно.

Рассмотрим некоторые конкретные технические решения, которые автоматизируют операции переключения передач, блокирования гидродинамического трансформатора, управления двигателем и торможения двигателем путем оптимального варьирования передач.

Система, созданная по патенту США № 5711712 (1998 г.), регулирует передаточные числа гидромеханической трансмиссии и управляет двигателем. Ее нечеткий контроллер выполнен (рис. 2) по линейной схеме.

Данная система использует следующие информационные переменные: положение γ_a органа топливоподачи (педали акселератора), изменение $\Delta\gamma_a$ положения этого органа, скорость v и ускорение a автомобиля, частоту n вращения коленчатого вала двигателя, крутящий момент M_d двигателя. В блоках ее нечеткого контроллера *НК* заложены продукционные правила, по которым выполняются процедуры фазификации и дефазификации. Переключение передач и управление двигателем идет путем регулирования топливоподачи.

Вектор управляющих сигналов из *НК* отрабатывается исполнительным механизмом переключения передач, причем используются две программы — основная и корректирующая, сформированная в результате выполнения операций нечеткой логики. Продукционные правила нечеткого управления учитывают характеристики управляющих воздействий водителя (степень и темп нажатия на педаль акселератора) и скорость автомобиля. Нечеткие рассуждения используются также при формировании сигналов управления скоростным режимом двигателя в процессе переключения передач. Отмечается, что в результате повышается эффективность автомобиля и обеспечивается снижение токсичности отработавших газов его двигателя.

Заносимые в базу контроллера параметры могут быть изменены (т. е. возможно перепрограммирование контроллера путем изменения продукционных правил и основной программы). Но возможности нечеткого управления используются не полностью: не учитываются характеристики продольного профиля дороги, включение режима торможения и другие факторы.

Интересны разработки фирмы "Хонда", в которых используется замкнутая схема по патентам США № 5267158, 5323318 и 5389050 (1994—1996 гг.). Первая из этих систем включает (рис. 3) датчики: перемещения γ_a органа подачи топлива, угловой скорости ω_d коленчатого вала двигателя, давления p воздуха во впускном трубопроводе, степени γ_t нажатия педали тормоза и скорости v автомобиля, сигналы от которых поступают в блок управления трансмиссией (*НК*). Туда же приходит сигнал от механизма переключателя передач. Микропроцессорный блок управления состоит (рис. 4) из усилительно-преобразовательного модуля *1*, модуля *2* формирования сигналов, микрокомпьютера *МК* и двух выходных контуров управления переключением на высшие и низшие передачи. Микрокомпьютер имеет аналого-дискретный преобразователь *АЦП* (*A/D*), центральный процессор, постоянное запоминающее устройство *ПЗУ* (*ROM*), оперативное запоминающее устройство *ОЗУ* (*RAM*), устройство ввода-вывода (*I/O*).

Сигналы, проходя через усилительно-преобразовательный модуль, посредством *АЦП* преобразуются в цифровую форму и хранятся в *ОЗУ*. Выходные сигналы от датчиков вначале формируются в модуле *2*, затем через устройство ввода-вывода подаются на микрокомпьютер *МК* для хранения в *ОЗУ*.

На основе величин входных сигналов и расчетных значений центральный процессор определяет оптимальное для данного режима передаточное число. Его значение подается на контуры высших и низших передач исполнительного механизма переключения передач (*ИМПП*). Одновременно на исполнительный механизм блокировки (*ИМБ*) поступает сигнал о необходимости блокирования *ГДТ*.

Вторая система приведена на рис. 5. От первой (рис. 2) она отличается наличием датчика уклона продольного профиля дороги.

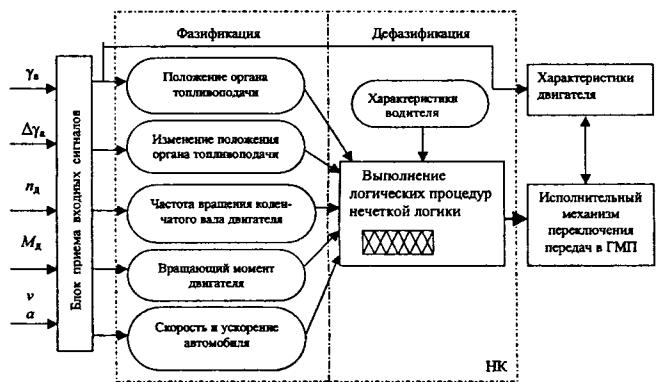


Рис. 2

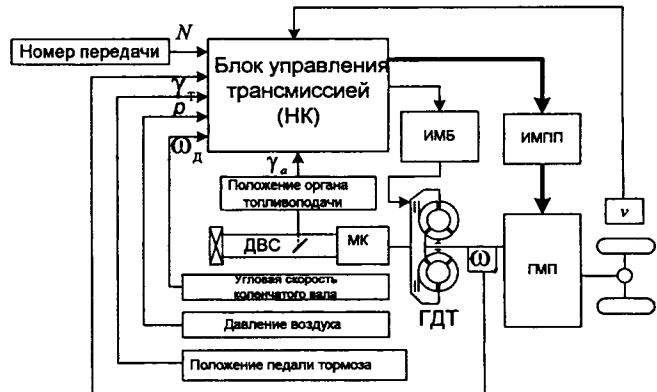


Рис. 3

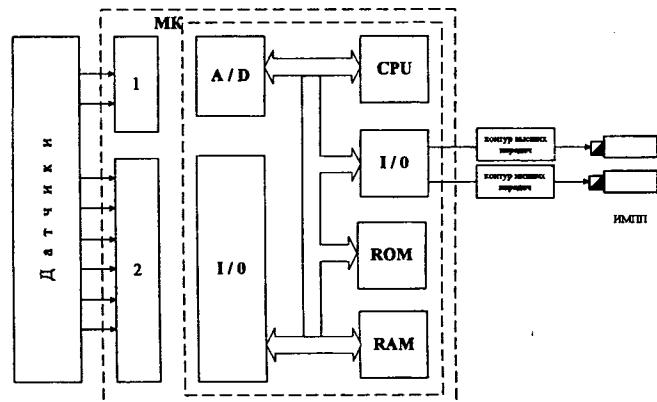


Рис. 4

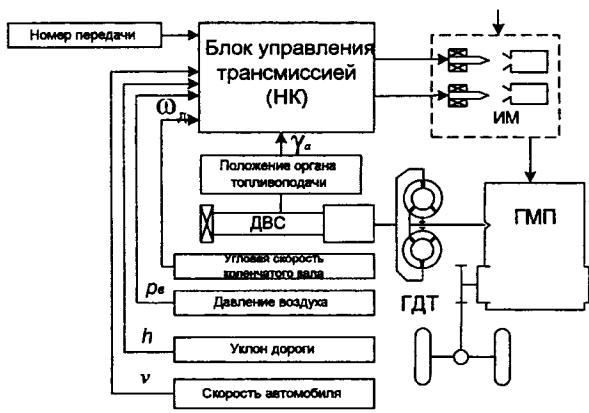


Рис. 5

В ее контурах переключения передач также применены пропорциональные клапаны с управляемыми соленоидами; крутящий момент передается посредством фрикционных многодисковых муфт (на рисунке не показаны), давление в которых регулируется положением пропорциональных клапанов. Выходной вал коробки передач связан с дифференциалом, крутящий момент с которого через полуоси передается на колеса автомобиля.

Нечеткие контроллеры обеих систем США используют нечеткие рассуждения двух типов. Первый тип, в соответствии с которым составлены продукционные правила, выражает характеристики внешней среды (угол дорожного профиля), скорость движения автомобиля и положение органа топливоподачи; второй — намерения водителя по управлению автомобилем. Продукционные правила при этом учитывают управ-

ляющие воздействия на органы управления — педали акселератора и тормоза, рычаг переключения передач и ускорени автомобилия, которое вычисляется как производная скорости. Это позволяет выяснить намерения водителя по выполнению разгона или торможения.

Обе системы управляют ГМП, переключая передачи и блокируя ГДТ.

Продукционные правила, закладываемые в нечеткий контроллер, имеют вербальное описание типа "если дроссельная заслонка закрыта и скорость автомобиля невысока, то ГМП следует переключить на одну ступень вниз". Число подобных правил достигает 30—40.

(Продолжение следует)

Внимание!

28—29 июня 2003 г. на кроссовой трассе НИЦИАМТа (Дмитров-7) состоятся очередные соревнования по автомобильному кроссу

"Чемпионат России" — в классах Д1, Д2 и Д3

"Первенство России" — в классе "Ока-Юниор"

"Кубок России" — в классе "УАЗ"

Проезд от станции Дмитров автобусом № 41 до остановки "Автополигон"

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Бахвалов С.Ю., Касьянов С.В. — Показатель "затраты" как инструмент эффективного внутрифирменного управления 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Азимов У.Б. — Автомобиль на топливных элементах с позиций конструктора Евграфова А.Н., Высоцкий М.С. — Внешние аэродинамические устройства автопоездов 5

Крохотин Ю.М. — Устройство для управления давлением в камерах электрогидравлических форсунок 9

Возвращаясь к напечатанному

Конюхов В.А. — Комбинированный способ улучшения показателей ДВС 11

Кортико Н.В., Головацкий Н.А. — Новый управляемый ведущий мост 14

Никитин И.Н., Грига А.Д., Костин В.Е., Кулько А.П., Худяков К.В.,

Дьяков М.В. — Температурный режим кабины автобуса "Волжанин" в летнее время 17

Балабин И.В. — Закон оптимального соотношения углов поворота и наклона управляемых колес при движении автомобиля по криволинейной траектории 18

Подригalo M.A., Волков В.П. — Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования 19

Читатель предлагает

Хортов В.П. — Высокочастотная система зажигания 22

В НИИ, КБ и на заводах 24

АВТОТЕХОСЛУЖИВАНИЕ

Копотилов В.И. — Расчет норм расхода топлива на транспортную работу АТС 25

Данилов И.К. — Предупредительные ремонты дизелей 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Гаухштейн И.С., Гурченко П.С., Михлюк А.И. — Управление параметрами процесса закалки в воде как метод повышения ресурса деталей автомобиля 28

Перекатов Ю.А., Тимонин В.М., Ратников С.Н., Горюховский А.М.,

Васильев А.К. — Станки-полуавтоматы для прецизионной обработки деталей ДВС 30

Глиннер Р.Е. — Автолистовые стали могут быть тоньше 33

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

Плавельский Е.П., Никульников Э.Н., Рубцов С.В. — Сертификация АТС с жидкотекучим грузом 36

Поповский В.В., Фохлер Ю.В. — Колодки "Маркон" для тормозов

УАЗ-3160 37

За рубежом

Тарасик В.П., Рынкевич С.А. — Интеллектуальные системы управления

ГМП 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Ордена Трудового Красного Знамени

ФГУП «Издательство "Машиностроение"»

Художественный редактор Т.Н. Погорелова

Корректор М. Г. Джавадян

Сдано в набор 04.04.2003. Подписано в печать 19.05.2003.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Усл.-кр. отт. 11,76. Уч.-изд. л. 7,07. Зак. 711

Адрес редакции: 107076, Москва, Строгинский пер., 4

Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97

E-mail: avtoprom@mashin.ru

Отпечатано в Подольской типографии ГУП ЧПК

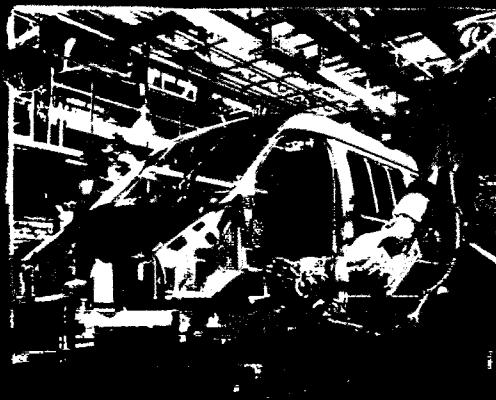
142100, г. Подольск, ул. Кирова, 25

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати,

телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная



1-я Международная выставка **АТиМ-2003**

25-31 августа Москва, Экспоцентр

В рамках выставки будет проходить Конгресс технологов автомобилестроения

Тематическое содержание

1-й Международной специализированной выставки «Автомобильные технологии и материалы «АТиМ-2003»

Организаторы:



- металлообрабатывающее оборудование;
- оснастка;
- инструмент;
- энергосберегающие технологии;
- прогрессивные материалы (металл, керамика, пластик, резина, стекло, искусственные кожи, литейные материалы, порошки, электротехнические изделия, смазки, другие материалы);
- робототехника;
- литье и литейное оборудование;
- ковка;
- термическая обработка;
- гальваническая обработка;
- оборудование, приборы и инструмент для контроля качества;
- сборка;
- сварка;
- окраска;
- утилизация;
- системы управления производством, логистика, маркетинг;
- системы обеспечения качества на базе международных стандартов;
- сертификация, метрология, стандартизация;
- охрана труда и техника безопасности на производстве;
- фундаментальные и прикладные исследования для использования в автомобильных технологиях;
- подготовка инженерных кадров для автомобильных предприятий;
- инвестиционные проекты для новых автомобильных технологий и материалов;
- консалтинг, мониторинг, аудит.



ОАО «АСМ ХОЛДИНГ»

Департамент выставочной деятельности

107906, К-81, ГСП-6,

Москва, улица Кузнецкий Мост, 21/б, оф. 5-078

Тел.: (095) 926 5179, 928 9464, 926 0081, 928 2532

Факс: (095) 926 0819, 926 0498, 926 0203, 928 2532

E-mail: cmy@aha.ru

www.acm-holding.ru



Приглашения
заявки

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

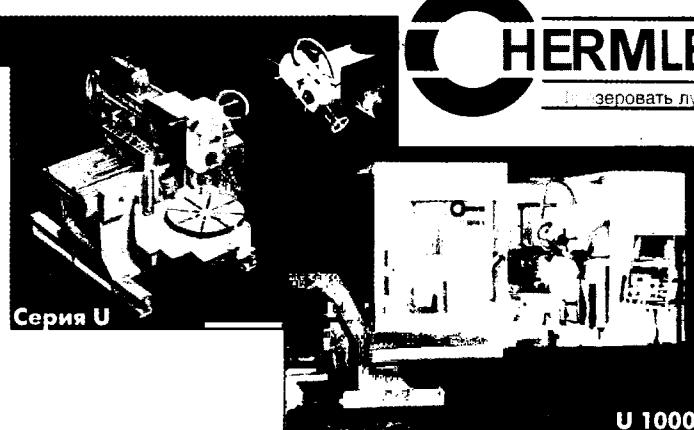
Почта выставке

Универсальные фрезерные станки и обрабатывающие центры фирмы HERMLE – решение Ваших проблем.

Универсальные фрезерные станки с ЧПУ

Технические данные

	U 1000 A
Перемещение по оси X	1000 мм
Перемещение по оси Y	630 мм
Перемещение Z	550 мм
Мощность привода при 40% ED	12 кВт
Диапазон частоты вращения	20-7000 1/мин
Ускоренный ход по осям X- и Y	20 м/мин
по оси Z	15 м/мин
Система управления	iTNC 530
Крепежный стол	Ø 800 мм
Высота загрузки	670 мм
Максимальная нагрузка стола	700 кг

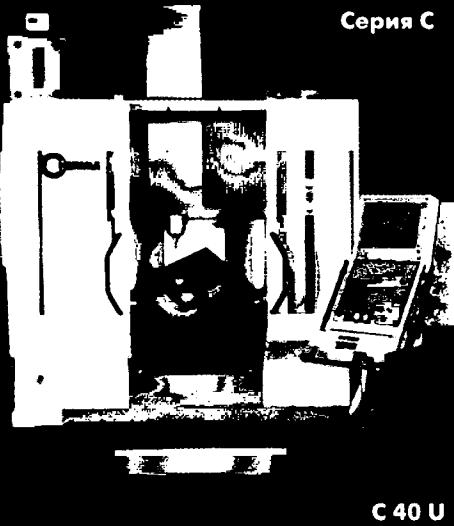


Серия U

U 1000

Обрабатывающие центры

Серия С



C 40 U

Технические данные

Перемещение по оси X	C 40 U
Перемещение по оси Y	850 мм
Перемещение Z	700 мм
Частота вращения / мощность привода	500 мм
при 20% ED	10000 1/мин/32 кВт
при 40% ED	18000 1/мин/15 кВт
при 40% ED	28000 1/мин/23 кВт
при 40% ED	40000 1/мин/26 кВт
Ускоренное перемещение по всем осям	45 м/мин
Ускоренное перемещение по всем осям (dynamic)	60 м/мин
Управление	iTNC 530/S840D
Наклонный круглый стол с ЧПУ	Ø 800 мм
Крепежная площадь	+25°/-100°
Диапазон отклонения	25/55 1/мин
Скорость вращения оси A/A (Dynamic)	40 1/мин
Скорость вращения оси C	1400 кг
Максимальная нагрузка стола	

C 40 U

850 мм

700 мм

500 мм

10000 1/мин/32 кВт
18000 1/мин/15 кВт
28000 1/мин/23 кВт
40000 1/мин/26 кВт
45 м/мин
60 м/мин
iTNC 530/S840D

Ø 800 мм

+25°/-100°

25/55 1/мин

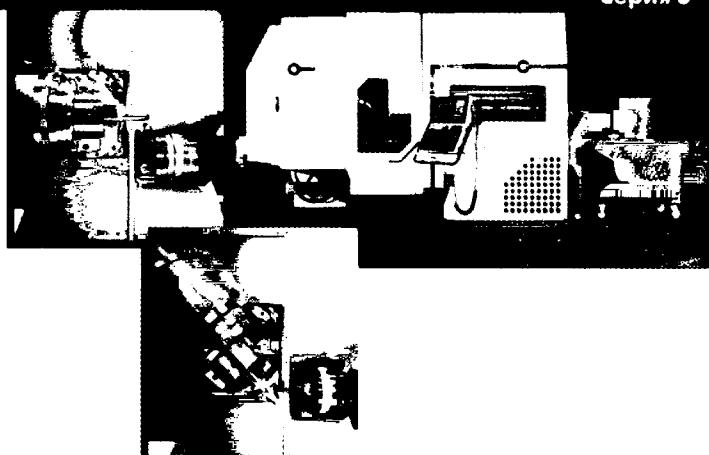
40 1/мин

1400 кг

Фрезерно-токарные центры: обработка деталей из прутка

Технические данные

	S 100 M
Перемещение	X-ось
Путь обработки	X-ось
Перемещение	Y-ось
Путь обработки	Y-ось
Перемещение	Z-ось
Диапазон поворота по оси B	500 мм
Диапазон поворота по оси C	270°
Линейные ускоренные ходы X-Y-Z	360°
Ускоренный ход по осям	50 м/мин
вращения B/C	23/30 1/мин
Управление	Siemens S 840 D
Фрезерный шпиндель	16000 1/мин
Макс. число оборотов	40 кВт
Номинальная мощность 40% ED	139 Нм
Номинальный момент 40% ED	HSK A 63
Зажим инструмента	



Серия S

Проведение консультаций, продажа, ввод в эксплуатацию и сервисное обслуживание высококачественного оборудования, и прежде всего станков, обрабатывающих центров и линий, с обучением персонала работе на этом оборудовании. Всегда в наличии на складе в Москве запасные части и расходные материалы для всех видов станков.