ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.48

ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ РОССИЙСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В УСЛОВИЯХ КОНКУРЕНЦИИ

Н.В. РОГОЖКИНА

ЗМЗ

Российская автомобильная промышленность переживает самый масштабный за все годы своего развития кризис: рост цен на ее продукцию привел к тому, что некоторые отечественные АТС вступили в прямую конкуренцию с иномарками. Причем при невысоком их качестве. В результате все больше и больше наших потребителей переориентируются на продукцию совместных предприятий и зарубежных производителей.

Так, если общий объем продаж автомобилей в 2006 г. увеличился, по сравнению с 2005 г. до 2 млн 60 тыс., т. е. на 20 %, то российских автомобилей, наоборот, снизился на 5 % — до 800 тыс. шт. И главную роль здесь сыграли иномарки российского производства (рост на 87 % — до 280 тыс.) и импорт новых иномарок (на 76 % больше — 720 тыс.). А настораживающий многих импорт подержанных автомобилей уменьшился на 19 % — до 260 тыс. шт.

Такова тенденция. Причем родилась она не сегодня: Россия уже несколько лет опережает Европу по темпам роста автомобильного парка. Он, несмотря на высокую инфляцию и сокращение численности населения, ежегодно увеличивается на 5—6 %. И по мнению немецких маркетологов, в течение 10 ближайших лет российский автомобильный рынок станет одним из самых динамичных в мире.

Этому способствуют многие обстоятельства — ускорение темпов экономического роста и денежной массы, среднедушевых денежных доходов. Но, тем не менее, продажи российских автомобилей падают год от года. Потому что соотношение "цена—качество" делает их неконкурентоспособными с продукцией совместных производств и зарубежных производителей.

Возникает закономерный вопрос: в чем здесь проблема? В политике государства по отношению к отечественной автомобильной промышленности или в предпочтениях российского потребителя, желающего иметь качественный и недорогой автомобиль, или в чем-то другом?

Анализ показывает: всего, как говорится, понемногу.

Например, что касается политики государства, то его роль — создавать равные конкурентные условия для импорта, сборочного производства иномарок и отечественных автомобилей. Что оно делает в этом смысле — несколько ниже. А вот предпочтения потребителя, которые, совершенно очевидно, должны быть основополагающими для построения эффективной деятельности автомобилестроителей и предприятий, поставляющих двигатели, узлы, агрегаты и комплектующие. (Ведь качество отечественных АТС целиком зависит от производителей.) Хотя понятно: учитывать в данном случае нужно два следующих обстоятельства. Во-первых, то, что борьба за покупателя будет требовать от автомобильных фирм все больших инвестиций в совершенствование автомобиля в целом и автокомпонентов в частности; во-вторых, что конечные цены на автомобили будут расти плавно, а это значительно осложнит перенос инвестиций в инновации на стоимость конечной продукции: технологический уровень современных автомобилей достаточно высок, и конечный потребитель не готов существенно переплачивать за дальнейшие усовершенствования.

Как сказано выше, объем продаж отечественных АТС в 2006 г. составил ~40 % общего объема. Что, по мнению многих аналитиков, не так уж и мало и объясняется невысокими ценами на автомобили и доступностью быстрого технического обслуживания (дистрибьюторские и дилерские сети расширяются, число станций технического обслуживания растет). Однако при наличии на рынке иномарки по аналогичной цене выбор в большинстве случаев будет сделан в ее пользу, поскольку основным аргументом будет качество. Причем не только качество, так сказать, фактическое: в сознании российских потребителей "засел" стереотип: качество нашего автомобиля всегда оставляет желать

лучшего. Преодолеть его можно только производством по-настоящему высококачественных автомобилей, которые не "закипают" в пробках, легко заводятся зимой и им не приходится менять по несколько раз в год одну и ту же деталь. И конкуренция, которая складывается в России между зарубежными и отечественными автомобилями, должна способствовать повышению качества последних. Например, выпуску популярных в настоящее время легковых автомобилей среднего класса, оснащенных современными агрегатами и узлами, имеющих надежную систему пассажирской безопасности и отвечающих экологическим нормам. Но для решения данной задачи нужны доступные компоненты и комплектующие соответствующего качества. Значит, в процесс повышения конкурентоспособности должны быть вовлечены не только автозаводы, но и производители двигателей, трансмиссий, гидравлики, автоэлектроники и т. д. Что, в свою очередь, неизбежно приведет к модернизации других отраслей промышленности, которые поставляют оборудование, инструмент, оснастку, технологии и т. п. для автозаводов и предприятий, производящих автокомпоненты.

Пора понять: автомобиль конкурентоспособен целиком, а не частями. То есть у автомобильной промышленности — комплексный "характер", и именно поэтому все промышленные державы мира имеют собственную автомобилестроительную отрасль, стараются сохранить ее любой ценой.

Изменить сложившиеся в настоящее время ситуацию и тенденции развития в пользу отечественного автопрома довольно сложно. Особенно учитывая, что министерство экономики и торговли заявило о снижении пошлин на ввоз автомобилей зарубежного производства с 25 до 15 % в течение семи лет с момента присоединения России к ВТО, стать конкурентоспособными в данной ситуации будет еще труднее. В том числе и потому, что цены на ряд иномарок, по большей части азиатских производителей, практически сравняются с ценами на отечественные автомобили. Российские автозаводы тоже будут вынуждены снизить цены на продукцию, что может оказаться для них смертельным.

Чтобы этого не произошло, нашим автозаводам придется повышать качество выпускаемой продукции, снижать издержки, оптимизировать производственные процессы, поднимать уровень квалификации персонала, внедрять логистический инструментарий в практику управления предприятием.

В частности, отказаться от некоторых традиций. Дело в том, что большинство российских предприятий автомобильной промышленности ведут свою историю с советских времен. Они располагают большими производственными площадями, множеством строений, зачастую не имеющих никакого отношения к производству, но требующих огромных затрат. В результате многим просто не по силам провести реструктуризацию. Отсутствие финансовых средств "ставит крест" на модернизации производства, приобретении современного оборудования, привлечении высококвалифицированных специалистов и др. Большие запасы готовой продукции, товарно-материальных ценностей, незавершенного производства представляют собой омертвленные оборотные средства и приводят к затратам на их содержание. Решить эти проблемы может только само предприятие, а точнее — его менеджмент. Других путей нет. Тем более что государство поощряет приход в страну зарубежных автогигантов, по сути, не оговаривая, что они должны организовывать производство всех основных комплектующих и компонентов в России. То есть возможности сочетания деятельности зарубежных автомобильных фирм с реконструкцией российских предприятий. Последние же пока не готовы выпускать комплектующие необходимого качества для сборки иномарок в России. Пример тому — сборочное производство ЗАО "Форд Мотор Компани" под Петербургом: оно лишилось льгот на ввоз комплектующих из-за того, что не смогло найти внутри страны достаточного числа поставщиков компонентов.

Правда, подъем автомобильной промышленности в России по сценарию социально-экономического развития, принятого правительством РФ в марте 2006 г., будет осуществляться не только за счет увеличения сборки иномарок, но и за счет производства новых отечественных автомобилей. При этом предполагается, что выпуск последних в России к 2009 г. увеличится до 1,5 млн шт. в год. Однако понятно, что это станет возможным лишь при успешной реструктуризации и развитии отечественных автозаводов и предприятий, поставляющих автокомпоненты.

В заключение следует сказать: несмотря на кризисную ситуацию, сегодня еще есть уверенность, что отечественная автомобильная промышленность имеет возможность выйти на другой, более высокий качественный уровень, стать конкурентоспособной. Но для этого необходимы крупные проекты по производству новых автомобилей и сокращение технологического отставания от зарубежных конкурентов. И прежде всего — путем заимствования зарубежных технологий и создания на их основе собственных брендов.

УДК 629.1-43.656

Проблемы международных автомобильных перевозчиков России

М.А. НИЗОВ

АСМАП

Автомобильный подвижной состав играет едва ли не главенствующую роль в обеспечении процесса перевозок грузов. Причем от того, насколько он соответствует текущим параметрам отдельно взятой перевозки, зависит надежность транспортной системы в целом, а также рентабельность субъекта рынка, занимающегося данным бизнесом. Это — аксиома. Но здесь нужно иметь в виду, что универсальных транспортных средств, эксплуатация которых будет технически возможна и экономически оправданна во всех случаях выполнения грузоперевозок, просто не существует. Именно поэтому принято их дифференцировать применительно к отдельным сегментам рынка автотранспортных услуг. В частности, международные автомобильные перевозки выделять как самостоятельную от-

расль, а АТС, используемые в ней, прежде всего прицепную технику, разделять на группы. В том числе и с чисто технической стороны. АТС в широком плане, ясно, — просто грузовые автомобили, и их роль в такого рода перевозках ничтожна. Поэтому дальше речь пойдет об автопоездах.

Так, если взять прицепные и седельные автопоезда, то в парке действительных членов АСМАП в начале января 2006 г. они распределялись следующим образом: тентовые — 70,1 %, рефрижераторы — 9,0, контейнеровозы — 8,2, автомобилевозы — 9,1, лесовозы — 2,2, прочие — 1,4 %. То есть в структуре прицепной техники явно доминировали именно тентовые полуприцепы и прицепы, так как именно они позволяют перевозить практически все виды тарно-штучных грузов, которые, в свою очередь, составляют основу структуры грузопотоков "Россия-ЕС". В то же время нельзя не отметить тот факт, что доля тентовой прицепной техники в 2006 г. сократилась, по сравнению с началом 2005 г., на 5 %, что свидетельствует об усилении конкуренции и постепенном росте уровня специализации парка перевозчиков.

Что же качается седельных тягачей в автопарках тех же действительных членов АСМАП, то следует отметить определенную их универсальность, хотя есть и различия с точки зрения возрастной структуры, экологического класса (соответствие тем или иным нормам "Евро") и распределения по моделям. Например, на начало января 2006 г. возраст ~50 % всех магистральных тягачей составлял от 5 до 15 лет, причем если в 2005 г. на долю тягачей КамАЗ и МАЗ приходилось 6,7 %, то в 2006 г. — 5,1 %, а на долю тягачей зарубежного (главным образом, европейского) производства — 94,9 %. Почему — понятно: расчеты показывают, что наибольшая рентабельность российских предприятий, занимающихся международными автомобильными перевозками, достигается именно при эксплуатации подвижного состава, изготовленного в Западной Европе. Но не нового, а подержанного, с момента выпуска которого прошло от пяти до восьми лет (такие АТС особенно выгодны при среднегодовом пробеге 100 тыс. км). При эксплуатации же их свыше восьми лет рентабельность начинает снижаться, поскольку возрастают затраты на ТО и ТР, увеличиваются простои подвижного состава в ремонтной зоне. Реальная же картина возрастного распределения подвижного состава следующая: более 15 лет — 7,2 %; 8—15 лет — 8,7; шесть лет — 8,7; пять лет — 6,4; четыре года — 5,3; три года — 4,3; два года — 5,1; один год — 7,4 %.

Таким образом, доля подвижного состава возрастом до восьми лет составляет 43,9 %, что ограничивает возможности российских перевозчиков в конкурентной борьбе с зарубежными перевозчиками.

Мешает этому и такой показатель, как среднегодовой пробег автотранспортных средств: у нас он составляет 80—100 тыс. км, а у них — 200 тыс. Потому что российские АТС очень долго простаивают на приграничных пунктах пропуска, а также из-за визовых барьеров со стороны ряда стран ЕС (не имея визы, водитель не может осуществлять международные перевозки), неоптимальных дорожных условий и некачественного топлива на территории России (что является причиной частых отказов элементов подвески, топливной аппаратуры и снижает эксплуатационную скорость в целом).

Как видим, помех нормальной работе российских международных перевозчиков очень много. И основная причина здесь нехватка средств на обновление автопарка. А еще — и высокая доля эксплуатационных затрат в себестоимости транспортной работы на фоне низких фрахтовых ставок, а также значительная (более чем вдвое) разница в оплате труда персонала. Например, удельный вес затрат на топливо у российских перевозчиков составляет 39,2 %, тогда как у перевозчиков стран ЕС — лишь 25,8 %, а на оплату труда водителей у европейских перевозчиков приходится 36,7 %, у наших — 16,6 % себестоимости транспортных работ.

Европейских перевозчиков отличает высокая квалификация водителей (за счет конкурсного отбора и обучения), что на фоне общей финансовой устойчивости операторов рынка ЕС и эксплуатации ими новейшего подвижного состава характеризует их с позиции клиентов как наиболее надежных. Российские же водители, помимо того, что работают при среднем тарифе 0,9 евро за 1 км пробега, тратят на топливо 35—40 % общих затрат. Кроме того, за последние четыре года стоимость дизельного топлива, реализуемого в России, возросла в среднем в 2,5 раза, тогда как в Германии — только на 36 %, а в Финляндии — на 11 %. Но ведь именно за счет существенной разницы в стоимости топлива в России и Европе, с учетом отсутствия ограничения на ввоз топлив а в Финляндию, отечественным перевозчикам удавалось поддерживать приемлемую рентабельность. В настоящее время на ряде маршрутов прибыль близка к нулю, и процесс обновления подвижного состава существенно замедлился. Очень важно и то, что у российских перевозчиков, по сути, не стало возможности выплачивать достойную рыночному спросу заработную плату водителям. Поэтому за последние годы возник дефицит квалифицированных водительских кадров.

В результате снижается общая надежность перевозок, возрастает вероятность отказов АТС в пути (средний коэффициент транспортной готовности по всему парку членов АСМАП приближается к 0,7), увеличиваются эксплуатационные затраты, снижается уровень безопасности дорожного движения.

Нельзя не отметить и тот факт, что в настоящее время оснащенность российских международных автомобильных перевозчиков подвижным составом (показатель "количество транспортных средств на 1 тыс. жителей") у нас гораздо ниже, чем в других странах (табл. 1). Отсюда следует, что даже в случае приобретения новых АТС наши транспортные предприятия будут вынуждены эксплуатировать устаревший подвижной состав до тех пор, пока это позволит остаточный его ресурс и нормативно-правовые документы стран Европы, которые ограничивают выдачу разрешений на въезд в страну транспортных средств, не удовлетворяющих требованиям действующих стандартов "Евро", и вводят дифференцированные дорожные сборы в зависимости от экологического класса автопоездов и т. п.

Не способствует успехам в конкурентной борьбе и распределение автотранспортных средств действительных членов АСМАП с точки зрения их экологической чистоты (табл. 2).

Таблица 1

Страна	Число АТС, используемых в международных перевозках, шт./1000 чел.	
	2002 г.	2005 г.
Эстония	3,10	4,40
Литва	2,50	3,80
Латвия	2,70	3,50
Болгария	1,50	1,80
Польша	0,50	1,70
Молдавия	0,30	1,40
Финляндия	1,10	1,40
Белоруссия	1,20	0,90
Украина	0,30	0,40
Казахстан	0,13	0,15
Россия	0,13	0,15

Таблица 2

Регион	Доля, %, АТС парка АСМАП, отвечающих нормам			
	"Евро-0"	"Евро-1"	"Евро-2"	"Евро-3"
Центральный федеральный округ	8,6	10,3	46,8	34,3
Северо-Западный федеральный округ	16,4	17,3	41,1	25,2
Калининградская область	12,2	15,4	52,5	19,9
Южный федеральный округ	14,9	9,0	34,3	41,8
Приволжский федеральный округ	7,2	6,8	35,9	49,1
Уральский федеральный округ	6,0	6,3	38,7	49,0
Сибирский федеральный округ	9,6	5,8	38,4	46,4
Дальневосточный федеральный округ	44,5	21,5	32,8	1,2
Россия в целом	13,1	13,5	44,6	28,8

Как видно из таблицы, экологическая чистота автопарка АСМАП, используемого для перевозки грузов, уступает многим. Кроме того, она по регионам России весьма неоднородна. Наиболее устаревший парк эксплуатируется в Дальневосточном федеральном округе. Но там это хоть как-то оправданно: Китай, основной партнер России на рынке международных автомобильных перевозок в данном регионе, пока принимает АТС с двигателями уровня "Евро-0". Гораздо хуже то, что в Калининградской области, Северо-Западном и Центральном федеральных округах (здесь сосредоточено 82 % всех АТС) доля автопоездов, соответствующих нормам "Евро-3", несмотря на закупки новых транспортных средств, остается недостаточной, поскольку у перевозчиков не хватает средств на обновление подвижного состава вследствие низкой рентабельности перевозок, и отсутствует развитая система приемлемого кредитования.

Как видим, отечественные предприятия, занятые международными перевозками, находятся в положении, которое не назовешь благоприятным. Кроме того, в настоящее время в странах ЕС уже действуют нормы "Евро-4", а еще через два года вступят в действие нормы "Евро-5".

И здесь необходимо отметить, что доработка дизелей, которыми оснащены автопоезда, путем совершенствования системы рециркуляции отработавших газов исчерпывает себя на уровне "Евро-4". Именно поэтому основные производители магистральной техники в Западной Европе стандартизировали технологию выборочной каталитической нейтрализации, которая предусматривает использование раствора мочевины, нейтрализующего оксиды азота при ее смешивании с отработавшими газами, и позволяет уже сегодня достичь уровня норм "Евро-5". В то же время, как это не парадоксально, данный технологический прорыв становится "камнем преткновения" для российских условий. Все дело в том, что реагент кристаллизуется при температуре 262 К (−11 °С), что ограничивает его применение в зимний период практически на всей территории страны. Кроме того, его необходимо иметь на АЗС. А это существенные капиталовложения в инфраструктуру (заводы по производству реагента, отдельные емкости для хранения, заправочные колонки на АЗС и т. п.), что, помимо финансовых средств, требует еще и времени.

Таким образом, конструктивные изменения (в соответствии с требованиями Директивы 2005/55/ЕС) транспортных средств с системой каталитической нейтрализации отработавших газов, вызывающие ограничение мощности данных транспортных средств, и при отсутствии в баке раствора мочевины становятся своего рода барьером на пути развития российского рынка международных автомобильных перевозок. В связи с чем в настоящее время АСМАП совместно с Минтрансом России активно занимается данной проблемой, в том числе поиском разумных компромиссов. Но совершенно очевидно, что решить ее только за счет продукции отечественного автопрома, к сожалению, пока не получается. Эта продукция не выдерживает конкуренции в сегменте магистральной техники, предназначенной для выполнения международных перевозок: она экономически нерентабельна из-за повышенного расхода топлива, низких показателей надежности и ремонтопригодности. Кроме того, высокая, по сравнению с импортными аналогами, собственная масса транспортных средств, для ее перемещения требуется дополнительный расход постоянно дорожающего топлива, что окончательно лишает шансов российских производителей АТС на продвижение их продукции на рынок международных перевозок. Но даже при использовании зарубежного подвижного состава российские перевозчики, работающие на международных маршрутах, в настоящее время находятся не в равных условиях с зарубежными перевозчиками. Поэтому им необходима сильная поддержка на правительственном уровне, направленная на развитие экспорта автотранспортных услуг в целом и выражающаяся, прежде всего, в проведении сбалансированной налоговой, таможенной и тарифной политики.

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
предприятиями России, Белоруссии, Узбекистана и Украины
(по данным ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Март 2007 г.	Март 2006 г.	Прирост, %	Январь—март 2007 г.	Январь—март 2006 г.	Прирост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
ЗИЛ	932	594	+56,9	2149	1656	+29,8
ГАЗ	14 069	12 421	+13,3	36833	30147	+22,2
ГАЗ−3310	637	338	+88,5	1760	900	+95,6
КамАЗ	4409	3013	+46,3	11147	7171	+55,4
АЗ "Урал"	1120	703	+59,3	2861	1680	+70,3
УАЗ, в том числе:	1899	1855	+2,4	5254	4229	+24,2
"Исудзу" (шасси)	108	—	—	312	—	—
"Амур", в том числе:	76	95	−20,0	217	308	−29,5
"Тата"	6	10	−40	9	69	−87,0
"ИжАвто"	1215	883	+37,6	3193	2448	+30,4
БАЗ	19	8	+137,5	47	17	+176,5
"Русич" (КЗКТ)	—	4	−100	—	9	−100
*"НефАЗ	—	4	−100	—	5	−100
*САЗ	185	100	+85,0	474	240	197,5
"Автотор"	132	54	244,4	493	104	+374,0
*"Бецема":	98	53	+84,9	231	95	+143,2
"ВТС Зеленоград" ("Вольво")	48	48	0	116	113	+2,7
"Ивеко-УралАЗ"	17	2	+750,0	63	20	+215,0
"Вазинтерсервис" (ВИС)	236	201	+17,4	672	694	−5,2
ТагАЗ	782	660	+18,5	1927	1762	+9,4
"Яровит"	1	–	–	1	2	−50,0
*"Филиал Машзавод"	30	10	+200,0	60	30	+100,0
*СААЗ	39	–	–	88	–	–
*"Метровагонмаш"	122	94	+29,8	246	232	+6,0
*Завод коммунальных дорожных машин (Ульяновская обл.)	2	—	—	6	—	—
МАЗ	1946	1828	+6,5	5728	4848	+18,2
МЗКТ	36	30	+20,0	101	98	+3,1
БелАЗ	156	146	+6,8	450	404	+11,4
МоАЗ	14	—	—	38	—	—
КрАЗ	245	240	+2,1	683	670	+1,9
ЗАЗ	109	108	+0,9	305	530	−42,5

Примечания: * — на шасси производства других отечественных изготовителей; ** — нет данных.

(Окончание на стр. 38)

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43.009

Топливная система с регулированием начального давления в нагнетательной магистрали

Д-р техн. наук В.М. СЛАВУЦКИЙ,
кандидаты техн. наук А.Г. ЧЕРНЫШ, Е.А. САЛЫКИН,
В.И. ЛИПИЛИН, В.В. СЛАВУЦКИЙ

Волгоградский ГТУ

В Волгоградском ГТУ создана (пат. № 2247275, РФ) предназначенная для дизелей система топливоподачи с регулируемым начальным давлением в нагнетательной магистрали. Она, по существу, представляет собой модификацию традиционной топливной системы: в последнюю добавлен лишь один новый элемент — золотниковый механизм, который формирует и регулирует начальное давление ($p_{нач}$) топлива перед форсунками. Данный механизм делит нагнетательную магистраль на два контура, причем один из них включает ТНВД, начиная с его входного контура, и трубопровод высокого давления, а другой — все остальное.

Идея модернизации довольно проста: если сделать так, чтобы время изменения площади канала, образующегося при перекрытии окон ротора и статора золотникового механизма, было соизмеримо со временем движения волны давления в первом контуре, то появляется возможность регулировать "время—сечение" нагнетательного трубопровода, а значит, и давления в нем. Степень раскрытия канала к моменту начала движения плунжера ТНВД оценивается с помощью параметра, который разработчики системы назвали углом $\varphi_{уп}$ упреждения ротора.

В рассматриваемой топливной системе есть и еще одно нововведение: частота $n_в$ вращения вала ТНВД увеличена, по сравнению с частотой традиционной системы, вдвое. Сделано это для интенсификации процесса впрыскивания топлива, т. е. увеличения его цикловой подачи $Q_ц$. Дело в том, что в течение рабо-

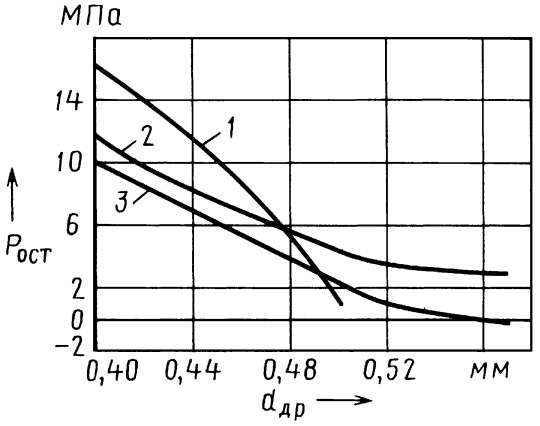


Рис. 1. Зависимость остаточного давления в первом контуре от диаметра дросселирующего окна золотникового механизма и частоты вращения вала ТНВД при $\varphi_в = 10°$:

1 — $n_в = 1000$ мин$^{-1}$; *2* — $n_в = 2000$ мин$^{-1}$; *3* — $n_в = 3000$ мин$^{-1}$

чего цикла четырехтактного дизеля теперь реализуется уже не один, а два хода плунжера, первый из которых используется только для заполнения первого контура нагнетательной магистрали.

Зависимости остаточного давления ($p_{ост}$) в этом контуре от диаметра $d_{др}$ дросселирующего окна золотникового механизма при различных значениях частоты $n_в$ вращения вала ТНВД и $\varphi_{уп} = 10° = \text{const}$ приведены на рис. 1. Из него видно, что при $\varphi_{уп} = \text{const}$ значение $p_{ост}$ при увеличении $d_{др}$ уменьшается. Причем особенно существенно — при низких значениях $n_в$. И наоборот: с точки зрения $p_{ост}$ уменьшение $d_{др}$ особенно эффективно при низких $n_в$, значит, и низких частотах вращения коленчатого вала дизеля.

При остаточном давлении $p_{ост}$ в нагнетательной магистрали, равном нулю, очевидно, можно оценить влияние диаметра $d_{нг}$ нагнетательного окна и $\varphi_{уп}$ на показатели процесса подачи топлива. В частности, на цикловую подачу $Q_ц$.

Например, установлено, что уменьшение $d_{нг}$ заметно сужает диапазон значений $\varphi_{уп}$, при которых цикловая подача топлива неизменна, и что самый предпочтительный с этой точки зрения вариант соответствует $d_{нг} = 2$ мм: при нем диапазон возможного изменения угла $\varphi_{уп}$ упреждения ротора наиболее широкий. Так, при $n_в = 1000$ мин$^{-1}$ он соответствует (рис. 2) 20°, при $n_в = 2000$ мин$^{-1}$ — 15°, а при $n_в = 3000$ мин$^{-1}$ — 10°. То есть диапазон изменения $\varphi_{уп}$ включает его значение (10°), обеспечивающее широкие пределы регулирования остаточного давления $p_{ост}$ в первом контуре нагнетательной магистрали.

Практический интерес представляют зависимости цикловой подачи топлива от диаметра $d_{нг}$ и при $\varphi_{уп} = \text{const}$.

Далее. Общеизвестна связь вторичного подъема иглы форсунки (подвпрыскиваний) с начальным давлением $p_{нач}$ в нагнетательной магистрали. При частотах $n_в = 1000$, 2000 и 3000 мин$^{-1}$ область подачи топлива без подвпрыскиваний ограничивается значениями $p_{нач} = 3$; 4; 5 и 6 МПа соответственно (рис. 3). Отсюда можно сделать вывод: предпочтительные с точки зрения отсутствия подвпрыскиваний значения диаметра дросселирующего окна зависят от $\varphi_{уп}$. И это на самом деле так: при $\varphi_{уп} = 5°$ целесообразно использовать дросселирующее окно диаметром 0,2 мм, а при $\varphi_{уп} = 10°$ — диаметром 0,5 мм. Иначе говоря, применение золотникового механизма не только целесообразно, но и неизбежно. Он позволяет получить начальные давления $p_{нач}$, при которых в системе отсутствуют подвпрыскивания в рассматриваемом диапазоне частот $n_в$ вращения вала ТНВД.

Приведенные выше результаты доказывают принципиальную возможность изменения начальных условий в нагнетательной магистрали топливной системы дизеля без применения отдельного подпитывающего источника (например, аккумулятора).

Действительно, остаточное давление $p_{ост}$ определяется количеством топлива, перепускаемого в полость низкого давления при перекрытии распределительного окна ротора дросселирующим окном статора. То есть количество перепускаемого топлива в этом случае зависит от эффективной проходной площади канала, определяемой, в свою очередь, углом упреждения ротора $\varphi_{уп}$ и диаметрами дросселирующего $d_{др}$ и распределительного $d_{рп}$ окон.

Так, при увеличении значения $d_{др}$ снижается величина формируемых $p_{ост}$, что объясняется бóльшим количеством топлива, перепускаемым в полость низкого

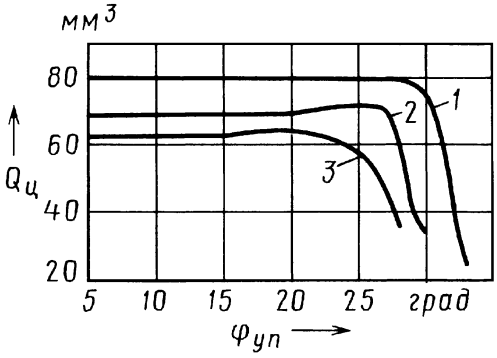


Рис. 2. Зависимость цикловой подачи топлива от угла упреждения ротора и частоты вращения вала ТНВД при $p_{ост} = 0$ *и* $d_{нг} = 2$ *мм:*

1 — $n_в = 1000$ мин$^{-1}$; *2* — $n_в = 2000$ мин$^{-1}$; *3* — $n_в = 3000$ мин$^{-1}$

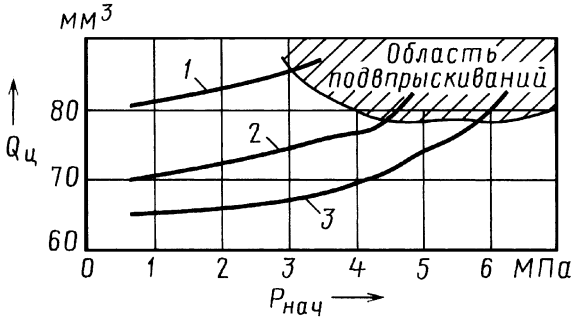


Рис. 3. Зависимость цикловых подач от начального давления и частоты вращения вала ТНВД при $\varphi_{уп} = 5°$ *и* $d_{нг} = 2$ *мм:*

1 — $n_в = 1000$ мин$^{-1}$; *2* — $n_в = 2000$ мин$^{-1}$; *3* — $n_в = 3000$ мин$^{-1}$

давления. Причем для каждой из рассматриваемых частот $n_в$ существует предельное значение $d_{др}$, при котором образуются свободные объемы в нагнетательной магистрали. Следовательно, при каждом скоростном режиме топливного насоса для создания избыточного остаточного давления $p_{ост}$ следует изменять диаметр дросселирующего окна $d_{др}$ и угол упреждения ротора $\varphi_{уп}$ в определенном диапазоне их значений. Но при этом следует иметь в виду, что увеличение $\varphi_{уп}$ от 5 до 10° не изменяет характер зависимостей $p_{ост} = f(d_{др})$. Однако избыточные $p_{ост}$ формируются при больших значениях диаметра дросселирующего окна $d_{др}$. Соответственно увеличиваются и предельные значения $d_{др}$. С практической точки зрения $p_{ост}$ в первом контуре следует формировать при бóльших $\varphi_{уп}$, что позволяет использовать дросселирующее окно бóльшего диаметра.

Из-за конструктивных особенностей рассматриваемой системы сформированное во время предварительного хода плунжера $p_{ост}$ не является начальным ($p_{нач}$) для цикла подачи топлива (основной ход плунжера). Начальное же давление зависит от сформированного в первом контуре остаточного давления $p_{ост}$ и соотношения объемов первого и второго контуров нагнетательной магистрали.

Общеизвестна и связь подвпрыскиваний с начальным давлением $p_{нач}$, в нагнетательной магистрали, поэтому величина формируемых $p_{нач}$ должна ограничиваться их предельными значениями, обеспечивающими отсутствие повторного подъема иглы форсунки. Предельными же в нашем случае для $n_в$ = 1000, 2000 и 3000 мин$^{-1}$ (рис. 4) являются значения $p_{нач}$ = 4; 5 и 5,7 МПа соответственно.

Таким образом, результаты исследований позволяют выделить "рабочий диапазон" изменения значений диаметра $d_{др}$ дросселирующего окна, где формируемые начальные давления не вызовут подвпрыскиваний (рис. 5). Превышение же предельных $p_{нач}$ вызывает в рассматриваемой системе точно такие же подвпрыскивания, как и в штатной системе. Следовательно, повторный подъем иглы форсунки не связан с предлагаемой модернизацией штатной системы. Вместе с тем численный эксперимент показал возможность расширения диапазона изменения начального давления $p_{нач}$, в котором система работает без подвпрыскиваний при всех принятых частотах $n_в$ вращения вала насоса. Однако неизбежное при этом уменьшение диаметра $d_{нг}$ нагнетательного окна приводит к снижению цикловой подачи $Q_ц$ и максимального давления $p_{впр}^{max}$ впрыскивания, что нежелательно.

Теперь о современной тенденции повышения максимальных и средних давлений впрыскивания.

Если эту тенденцию рассматривать не только с позиций вредных выбросов и топливной экономичности дизеля, но и в более широком плане, то она находится в определенном противоречии с соображениями его надежности и, особенно, "жесткости" работы дизеля. В качестве признанного инструмента снижения этой "жесткости" все чаще используют так называемое пилотное впрыскивание, т. е. впрыскивание управляемое. И такая возможность у рассматриваемой системы, в принципе, есть. Хотя и с одной оговоркой — при цикловой подаче не более 45 мм^3 (рис. 6). Поэтому пришлось исследовать два способа восстановления величины номинальной цикловой подачи — за счет более позднего начала открытия отсечных окон гильзы ТНВД (увеличение активного хода его плунжера и повышения величины начального давления $p_{нач}$ в нагнетательной магистрали). В результате оказалось, что при варьировании угла $\varphi_{гкп}$ геометрического конца подачи предельным является его значение 35,5° а предельное значение $p_{нач}$ — 4,5 МПа. Превышение этих величин повышает остаточные давления, система становится нестабильной, так как на завершающей стадии процесса топливоподачи игла распылителя неуправляема. Но, к сожалению, величина предварительной порции топлива, т. е. порции, поданной во время пилотного впрыскивания, в рассматриваемой системе не зависит от угла $\varphi_{гкп}$ геометрического конца подачи и составляет

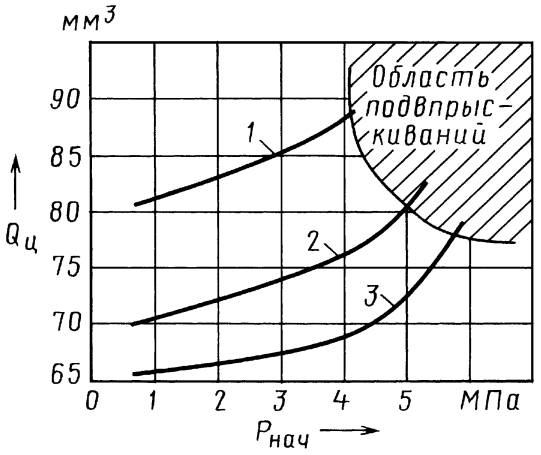


Рис. 4. Зависимость цикловой подачи от начального давления в нагнетательной магистрали и частоты вращения вала ТНВД:
1 — $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$; *2* — $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$; *3* — $n_в$ = = 3000 мин$^{-1}$

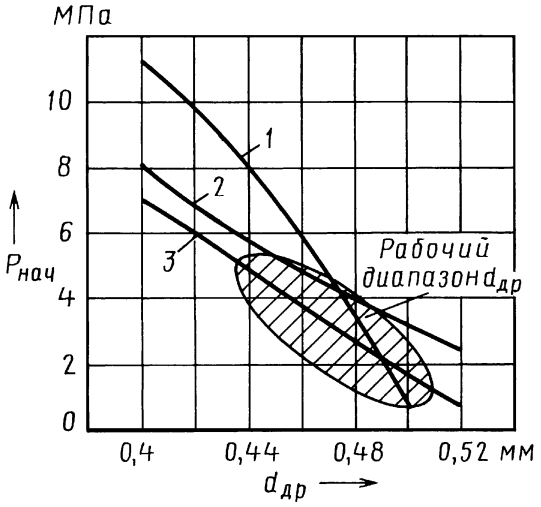


Рис. 5. Зависимость начального давления в нагнетательной магистрали от диаметра дросселирующего окна и частоты вращения вала ТНВД:
1 — $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$; *2* — $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$; *3* — $n_в$ = = 3000 мин$^{-1}$

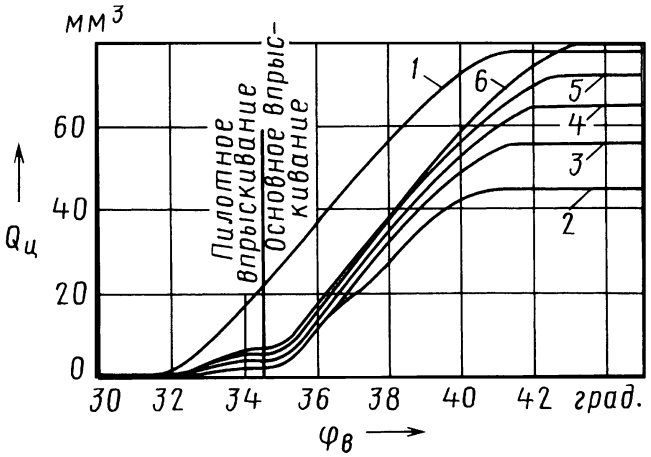


Рис. 6. Зависимость цикловой подачи от угла поворота вала ТНВД и начального давления при пилотном и основном впрыскивании при $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$; $\varphi_в$ = 10° и $\varphi_{гкп}$ = 32,8°:

1 — штатная система; *2* — $p_{нач}$ = 0; *3* — $p_{нач}$ = 1 МПа; *4* — $p_{нач}$ = 3 МПа; *5* — $p_{нач}$ = 4,5 МПа; *6* — $p_{нач}$ = 4,5 МПа

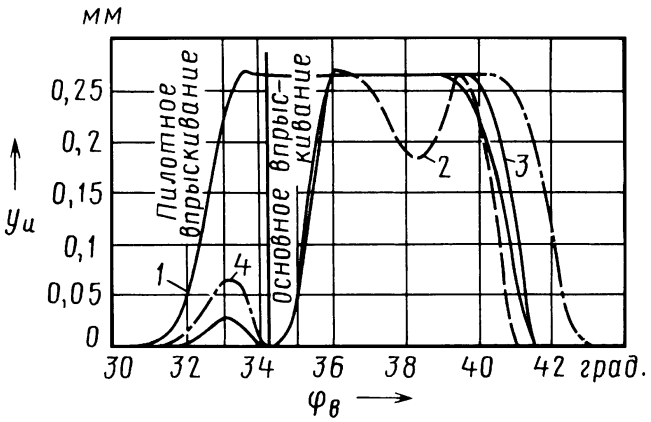


Рис. 7. Зависимость подъема иглы распылителя от угла поворота вала ТНВД при $n_в$ = 1000 мин$^{-1}$, $\varphi_{уп}$ = 10° в случае пилотного и основного впрыскивания:

1 — штатная система; *2* — $p_{нач}$ = 0; *3* — $p_{нач}$ = 3 МПа; *4* — $p_{нач}$ = 4,5 МПа

2 мм^3. Восстановление же величины цикловой подачи за счет создания повышенного $p_{нач}$ в бóльшей степени отвечает особенностям данной системы: $Q_ц$ при повышении $p_{нач}$ до 4,5 МПа составила, как видно из рис. 6, 72 мм^3, что соответствует номинальной цикловой подаче (топливный насос УТН-5 дизеля Д-144). Кроме того, возможен комплексный подход к решению задачи восстановления цикловой подачи, т. е. закон $Q_ц = f(p_{нач}; \varphi_{гкп})$.

Порция $Q_п$ топлива, поданного распылителем в течение пилотного впрыскивания, находится в прямой зависимости от величины $p_{нач}$, и она тем больше, чем больше $p_{нач}$. Так, при $p_{нач}$ = 0 порция $Q_ц$ = 2 мм^3, при $p_{нач}$ = 3 МПа — 4 мм^3, при $p_{нач}$ = 4,5 МПа — 6 мм^3.

Начало подъема иглы распылителя у рассматриваемой системы соответствует $\varphi_в$ = 31,5°, что на 0,5° меньше, чем у традиционной системы (см. рис. 2). Если рассматриваемая система при положении вала насоса $\varphi_в$ = 34,5° обеспечивает подачу пилотной дозы топлива объемом 6 мм^3 ($p_{нач}$ = 4,5 МПа, $\varphi_{гкп}$ = 32,5°), то соответствующая подача штатной системы составляет 21,5 мм^3 (рис. 7); при $\varphi_в$ = 33° (момент максимального подъема иглы при пилотном впрыскивании) скорость подачи рассматриваемой системой составила 3,5 мм^3/град., а штатной — 8,2 мм^3/град.

Продолжительность $\varphi_{впр}$ процесса топливоподачи новой системой с учетом пилотного впрыскивания при значениях $p_{нач}$ = 0; 3; 4,5 МПа составила соответственно 9,5; 11; 11,5°. При условии фиксации рейки топливного насоса (режим заданной цикловой подачи $Q_ц$ = 72 мм^3) посадка иглы распылителя в штатной системе происходит при $\varphi_в$ = 40,5°; продолжительность подачи — $\varphi_{впр}$ = 10°.

В целом разработанная система топливоподачи, оборудованная золотниковым механизмом, показала: она, действительно, способна формировать и регулировать начальные условия в нагнетательной магистрали, причем в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов дизеля. И не только: она позволяет реализовать пилотное впрыскивание топлива с целью снижения "жесткости" работы дизеля. Однако она при увеличении скоростного режима дизеля не позволяет сформировать необходимый закон изменения проходного сечения золотникового механизма. В частности, уже при n = 2000 мин$^{-1}$ получить пилотное впрыскивание с обеспечением заданного значения цикловой подачи не представляется возможным. Отсюда вывод: рассмотренная система на низких частотах вращения вала ТНВД (коленчатого вала дизеля), по существу, решает все те задачи, которые решает аккумуляторная система топливоподачи. Однако на бóльших частотах конкурировать с последней пока не в состоянии.

УДК 662.6/8

Трибоэлектризация дизельного топлива

Ю.В. БАЖЕНОВ, д-р техн. наук Ю.А. МИКИПОРИС

Ковровская ГТА

Известно, что, например, дизель КамАЗ-740 за час работы выбрасывает с отработавшими газами более 5 кг вредных веществ, в том числе 1,5 кг монооксида углерода, 0,4 кг углеводородов, 2,9 кг оксидов азота и 0,2 кг так называемых твердых частиц. Известно тоже, что количество токсичных веществ, выделяемых при сгорании 1 кг топлива в дизеле, почти в 10 раз меньше, чем при сгорании 1 кг бензина в традиционном (карбюраторном) двигателе с искровым зажиганием. Правда, в отработавших газах дизелей содержится в 5 раз больше сажи, которая представляет собой адсорбированные углеводороды, подвергшиеся частичному распаду при крекинге, а также продукты частичного окисления, альдегиды и вещества, образовавшиеся при распаде полимерных соединений, т. е. циклические ароматические углеводороды.

Сама по себе сажа нетоксична. Однако у нее очень высокая адсорбирующая способность, поэтому она впитывает токсичные вещества, содержащиеся в отработавших газах, и становится токсичной.

Таким образом, практически все выбросы дизеля — токсичные. Поэтому любую из мер, направленных на снижение токсичности его отработавших газов, можно только приветствовать. В том числе и такую не совсем обычную с точки зрения двигателестроения, как электромагнитная обработка дизельного топлива.

Дело в том, что она, как показывает опыт (пока, к сожалению, не очень большой), позволяет снизить дымность и токсичность отработавших газов дизеля, жесткость и шумность его работы, уменьшить расход топлива.

Такие результаты вполне закономерны. Топливам, как и другим неполярным жидким диэлектрикам, свойственна трибоэлектризация — образование электростатических зарядов при их движении.

Ее причины объясняет теория, разработанная Козманом и Гэвисом и в дальнейшем получившая развитие в работах С.А. Бобровского и др. В итоге, сейчас мы знаем, что электростатические заряды образуются в топливе благодаря преимущественной адсорбции ионов одного знака на стенках трубопроводов, а их утечка происходит в результате омической проводимости топлива. Причем электризация топлива особенно интенсивно идет при его фильтрации.

Отсюда родилась идея: если к молекулярным силам, которые воздействуют на капли топлива и определяют их прочность, добавить электрические силы, направленные в противоположную сторону, т. е. снижающие поверхностное натяжение капли, то распыление топлива должно получиться более мелким.

Эксперименты подтвердили правильность данной идеи. Более того, специалисты КГТА совместно со специалистами Рязанского ВАИ разработали (рис. 1) два (пат. РФ № 2101545 и № 2111376) трибоэлектризатора топлива.

Рассмотрим их на примере пат. № 2101545, РФ.

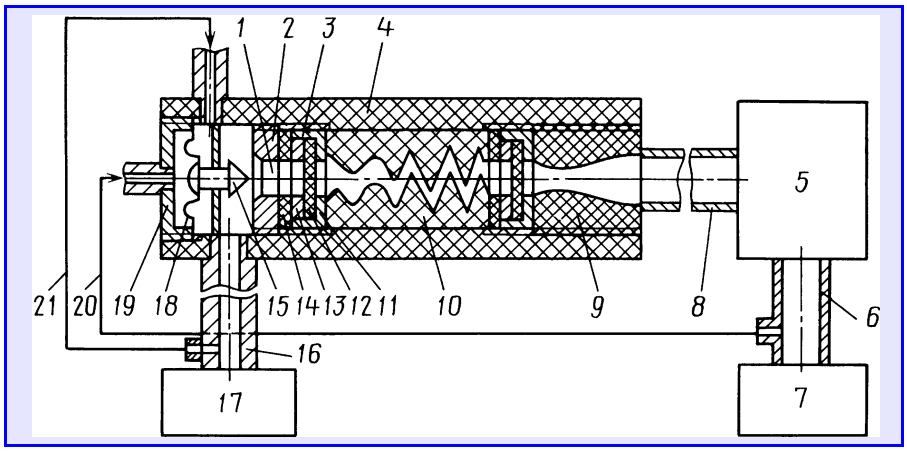


Рис. 1. Система подачи топлива в камеру сгорания дизеля, имеющая в своем составе трибоэлектрилизатор топлива:
1 — отверстие; *2* — пробка; *3* — трибоэлектрические кассеты; *4* — корпус; *5* — топливораспределитель; *6* — впускной коллектор; *7* — камера сгорания; *8*, *16*, *20* и *21* — трубопроводы; *9* — диффузор; *10* — турбоэлемент; *11* — обойма; *12* — диэлектрический фильтроэлемент; *13* — шайба; *14* — диэлектрические прокладки; *15* — клапан; *17* — ТНВД; *18* — мембрана; *19* — входной патрубок (коробка)

Трибоэлектролизатор представляет собой кассету, устанавливаемую в ТНВД. Наполнителем служит либо латунь (первый вариант), либо фторопласт. В этом случае получается система, в которую входят ТНВД *17*, проточный корпус *4* с трибоэлементом для обработки топлива, представляющим собой две съемные кассеты *3* (обойма *11* и шайба *13*) с диэлектрическим фильтроэлементом *12*. Кассеты разделены между собой диэлектрическими прокладками *14* и элементом *10*, турбулизации топлива со спиральным каналом переменного сечения.

Кассеты *3* и элементы *10* закреплены в корпусе *4* резьбовой пробкой *2*, имеющей калиброванное отверстие *1*, которое с клапаном *15* и управляющей мембраной *18* образуют регулируемый жиклер.

Мембрана *18* закреплена в коробке *19* с дифференциальными входами, первый из которых трубопроводом *20* соединен с впускным коллектором *6* системы подачи топлива в камеру сгорания *7*, через топливораспылитель *5*, а второй трубопроводом *21* — с ТНВД *17*.

На выходе проточного корпуса *4* стоит диффузор *9*, выполненный из диэлектрического материала и соединенный трубопроводом *8* с топливораспылителем *5*. Выход ТНВД *17* сообщается с входом корпуса *4* трубопроводом *21*.

Устройство работает следующим образом.

На режимах пуска, прогрева и холостого хода двигателя подача ТНВД низкая, поэтому давление топлива в трубопроводе *21* и на втором входе коробки (входного патрубка) *19* тоже невелико. Как и разрежение во впускном коллекторе *6*. Поэтому первый вход коробки *19* (давление в трубопроводе *20*) на положение мембраны *18* практически не влияет. Регулировочный клапан *15* прикрыт так, чтобы скорость движения топлива через отверстие *1* и диэлектрический фильтроэлемент *12* была достаточной для оптимальной его электризации в первой из кассет *3*. Затем топливо перемещается по спиральному каналу переменного сечения элемента *10* турбулизации. Здесь его угловая скорость постепенно возрастает, и в итоге через вторую кассету топливо проходит, совершая поступательно-вращательное движение.

Что и обеспечивает более надежное взаимодействие диэлектрического материала с потоком топлива различной вязкости, повышает степень электризации и стабилизацию заряда в потоке.

С выхода второй кассеты топливо поступает в диффузор *9*, где заряд дополнительно выравнивается, поскольку сечение потока уменьшается, а его скорость увеличивается.

На переходных режимах и средних частотах вращения коленчатого вала дизеля подача ТНВД увеличивается, поэтому возрастает и давление топлива в трубопроводе *21* и на

втором входе коробки *19*. Разрежение во впускном коллекторе *6* тоже увеличивается. В результате мембрана *18* смещается влево, регулировочный клапан *15* открывается на величину, необходимую для создания оптимальной скорости движения потока топлива именно при данной подаче ТНВД, обеспечивая тем самым оптимальную электризацию топлива во всех кассетах *3*. При этом в каждой последующей кассете скорость возвратно-поступательного движения топлива и диэлектрическая проницаемость материала кассет от входа к выходу возрастают.

Одновременно наблюдается и попутный эффект. Поскольку скорость взаимодействия с диэлектрическим фильтроэлементом и электризация топлива непрерывно увеличиваются, то это исключает образование зон застоя, а также выпадение дисперсных примесей в пористом диэлектрическом материале фильтроэлемента. Значит, устройство может надежно работать на смесях топлива с присадками, удаляющими нагар, различными модификаторами и т. д.

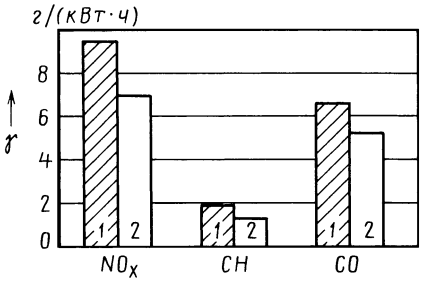


Рис. 2. Зависимость удельных выбросов вредных веществ дизеля КамАЗ-740 от состояния топлива:
1 — до электрообработки; *2* — после электрообработки

При высоких частотах вращения коленчатого вала дизеля подача ТНВД максимальна. Поэтому давление топлива в трубопроводе *21* и на втором входе коробки *19* высокое. Разрежение же во впускном коллекторе *6*, зависящее от нагрузки двигателя, также увеличивается. Следовательно, мембрана смещается в крайнее левое положение. При этом регулировочный клапан *15* открывается на столько, сколько нужно для создания оптимальных скорости движения и электризации потока на этом режиме.

Таким образом, на всех режимах работы ДВС система подачи топлива в камеру сгорания обеспечивает автоматическое регулирование оптимальной скорости движения топлива через диэлектрический материал кассет *3*, а также оптимальное регулирование величины взаимодействия этого материала с топливом, что создает высокую электризацию последнего независимо от его вязкости, наличия дисперсных примесей; исключает засорение пористого диэлектрического материала; обеспечивает высокую степень стабилизации заряда, его выравнивание во всем объеме топлива на выходе из системы.

Все это повышает эффективность использования системы и расширяет ее функциональные возможности применения на энергетических установках различных типов и в различных климатических условиях.

Об этом можно судить по рис. 2, на котором приведены результаты измерения удельных выбросов вредных веществ автомобиля ЗИЛ-131 в случае трибоэлектризации топлива и без нее.

То же самое отображает и таблица, но только в отношении дымности отработавших газов дизеля автомобилей КамАЗ-4310.

Из результатов экспериментов следует: дизели, оснащенные трибоэлектризаторами топлива, по экологическим показателям явно лучше серийных их вариантов. В том числе по концентрации оксидов азота на 27 %, углеводородов — на 24 и монооксида углерода — на 15 %, а по дымности — на 30—35 %. Что касается топливной экономичности, то она улучшается на ~4 %.

Трибоэлектризатор топлива	Показатель	Значение показателя на режиме свободного ускорения	Значение показателя на $n = n_{max}$
—	Натуральный показатель ослабления, $м^{-1}$	3,88	1,73
	Коэффициент ослабления, %	81,1	52,4
	Концентрация сажи, $г/м^3$	0,430	0,260
Из латуни	Натуральный показатель ослабления, $м^{-1}$	1,52	0,35
	Коэффициент ослабления, %	48,1	14,2
	Концентрация сажи, $г/м^3$	0,248	0,052
Фторопластовый	Натуральный показатель ослабления, $м^{-1}$	1,29	0,26
	Коэффициент ослабления, %	42,6	10,7
	Концентрация сажи, $г/м^3$	0,208	0,036

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 629.017

Для повышения маневренных свойств большегрузных автопоездов

Д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ, Л.А. ПРЕСНЯКОВ, В.Д. РОЛДУГИН

МГТУ имени Н.Э. Баумана, ФГУП КБ "Мотор"

В связи с ростом скоростей движения большегрузных автопоездов проблема повышения их управляемости и устойчивости становится все более актуальной. В связи с чем конструкции таких АТС усложняются. В частности, их все чаще оснащают гидромеханической системой управления поворотом колес полуприцепа (рис. 1), которая работает в зависимости от угла складывания звеньев.

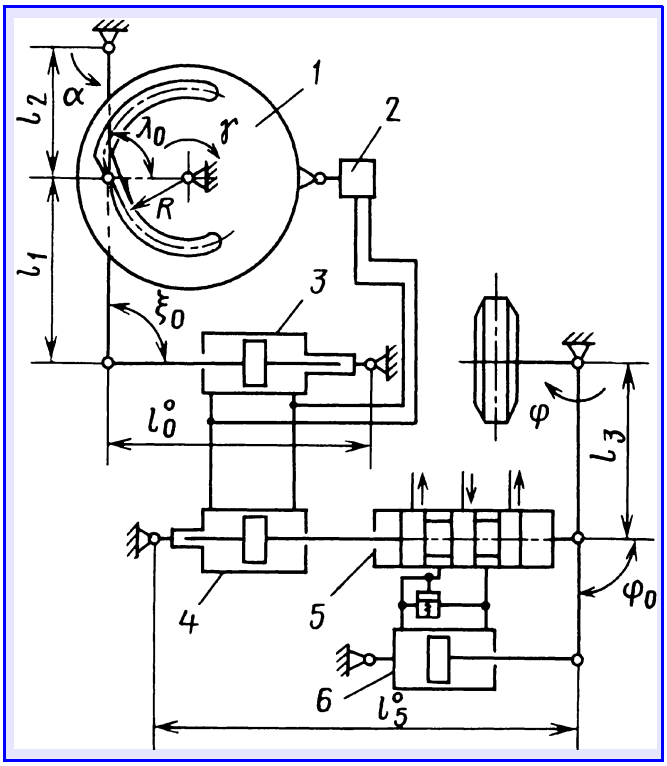


Рис. 1. Схема гидромеханического привода управления поворотом колес полуприцепа:
1 — копир; *2* — устройство подпитки; *3* — задающий гидроцилиндр; *4* — исполнительный гидроцилиндр; *5* — распределительный золотник; *6* — силовой гидроцилиндр

Причем характер этой зависимости, т. е. закон управления поворотом колес прицепного звена, существенно сказывается на таких параметрах движения звеньев автопоезда, как его управляемость и устойчивость.

Поэтому формирование данного закона (его оптимизация) является одной из важнейших задач, которые решает конструктор, проектирующий большегрузный автопоезд. И здесь он встречается с большими трудностями.

Дело в том, что в качестве задающего параметра для поворота колес полуприцепа принят угол складывания автопоезда. И это правильно. Хуже то, что данный угол отслеживается копирным устройством, которое при традиционном его исполнении не может предотвратить заносы полуприцепа при входе любого автопоезда в поворот и выходе из него. Причина тому одна: копирное устройство на переходных участках поворота преобразует угол складывания в управляющий сигнал по линейному закону, хотя этот угол меняется по гораздо более сложному закону. У автопоездов, оснащенных гидромеханическим приводом управления колесами полуприцепа, кроме того, не учитывается изменение расхода рабочей жидкости (подача насоса) на неустановившихся режимах движения.

Чтобы учесть названные факторы и повысить точность определения параметров криволинейного движения автопоезда, авторы доработали программу, используемую в ФГУП "КБ "Мотор" при соответствующих расчетах.

Расчеты (их блок-схема приведена на рис. 2) траектории движения конкретного двухзвенного автопоезда (т. е. с учетом конкретных кинематики колесного хода тягача; профиля копирного устройства, определяющего закон движения автопоезда по углу складывания;

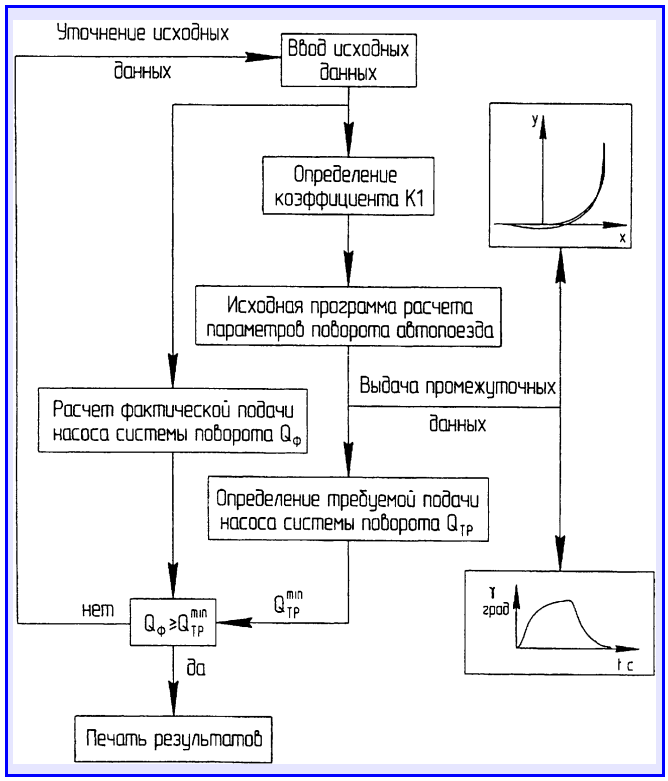


Рис. 2. Блок-схема расчета параметров поворота автопоезда

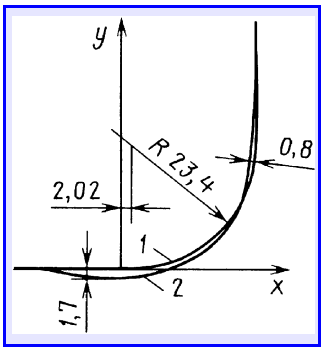


Рис. 3. Расчетная траектория движения автопоезда:
1 — траектория тягача; *2* — траектория полуприцепа

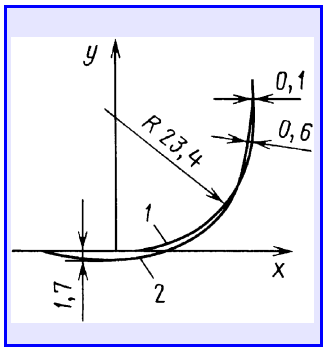


Рис. 4. Экспериментальная траектория автопоезда:
1 — траектория тягача; *2* — траектория полуприцепа

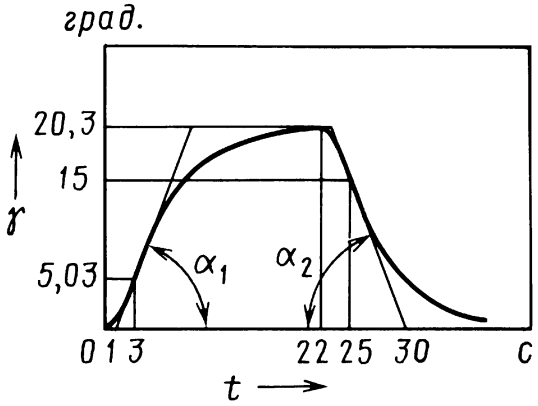


Рис. 5. Зависимость угла складывания автопоезда на повороте от времени

профиля дополнительного копира и рычага подпиточного устройства, определяющих зону нечувствительности; кинематики колесного хода и параметров гидропривода управления поворотом колес полуприцепа; положения контрольной точки, которая соответствует точке подвеса отметчика траектории), выполненные с помощью этой программы, дали результат, приведенный на рис. 3, а при натурных испытаниях — на рис. 4.

Из сравнения рисунков следует, что заложенная в доработанной программе методика расчета параметров движения автопоезда (в частности, характерной точки полуприцепа) дает результаты, практически совпадающие с экспериментальными.

И еще одно. На рис. 5 приведена зависимость угла γ складывания от времени t движения автопоезда по криволинейной траектории, из которого видно: при повороте автопоезда с постоянным углом складывания нет. Другими словами, гипотеза о линейном законе преобразовании обычным копирным устройством угла складывания в управляющий сигнал на переходных режимах, действительно, не подтверждается. И это нельзя не учитывать как при расчете копирных устройств, так и выборе параметров гидропривода управления поворотом колес.

УДК 539.1

Переходные процессы в курсовом движении автомобиля при боковом ветре[1]

Д-р техн. наук Ю.Н. САНКИН, М.В. ГУРЬЯНОВ

Ульяновский ГТУ, УАЗ

При наличии критической $v_{кр}$ скорости по условию курсовой устойчивости автомобиля (подсчитывается по формуле № 8) переходные процессы боковой и угловой скоростей меняют свой вид: с затухающих они становятся незатухающими. В качестве примера, подтверждающего это, рассмотрим (рис. 5) переходные процессы для автомобиля УАЗ-3163, который в случае полной его загрузки, т. е. при полной массе, имеет критическую скорость, равную 30,82 м/с (~111 км/ч), при увеличении продольной скорости v_x от v_{x1} = 20 м/с до v_{x2} = 30 и v_{x3} = 40 м/с (см. рис. 5). Из рисунка следует, что у данного автомобиля, при всех $v_x < v_{кр}$ переходные процессы — затухающие, но при увеличении v_x их протяженность во времени увеличивается, а при $v_x > v_{кр}$ превращаются в незатухающие.

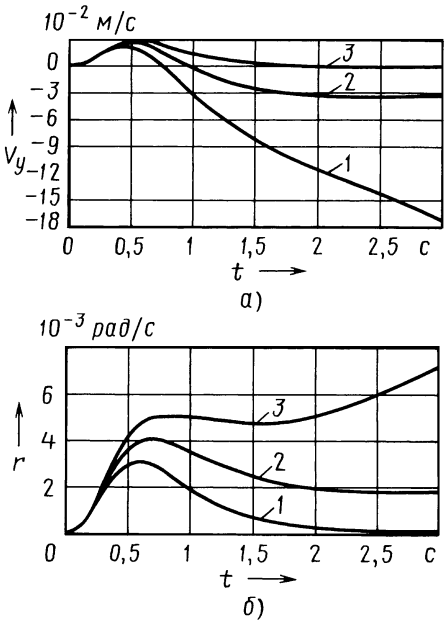


Рис. 5. Переходные процессы по скорости в боковом (а) и угловом (б) направлениях:
1 — v_x = 20 м/с; *2* — v_x = 30 м/с; *3* — v_x = 40 м/с

На размеры переходного процесса влияет и расположение бокового метацентра: при одном и том же возмущающем воздействии только за счет смещения этого центра боковое отклонение автомобиля может изменяться более чем в 300 раз. Оптимальным же считается такое его положение, при котором динамическое смещение автомобиля минимально. И он находится между центром масс автомобиля и задней его

[1] Окончание. Начало см. "АП", 2007, № 4.

осью. При этом переходный процесс по скорости в боковом движении имеет колебательный характер за счет большего углового отклонения. То есть боковое смещение автомобиля максимально компенсируется возникающим угловым его отклонением в сторону, противоположную действию возмущения. Для рассматриваемого автомобиля полной массы при заданных условиях движения $L_{в_{опт}} = 0{,}27$ м.

Формула, полученная Е.А. Чудаковым для определения желательного расположения метацентра имеет, вообще говоря, лишь рекомендательный характер. Проведенные авторами расчеты выявили, что оптимальное положение метацентра — величина не фиксированная, а меняющаяся при изменении параметров движения автомобиля. Кроме того, расположение оптимального метацентра зависит от параметров автомобиля, но не зависит от типа возмущающего воздействия и его продолжительности.

Оптимальную область положения бокового метацентра можно определить с помощью методики, схема алгоритма которой представлена на рис. 6. Как его практически применить, рассмотрим на примере модели автомобиля УАЗ-3163.

Для расчетов выбирается, как сказано выше, два (при полной и снаряженной массах) крайних состояния автомобиля и одна из рассмотренных моделей возмущающего воздействия бокового ветра. Для примера берем "обобщенную" модель ветра при $v_в = 11$ м/с. По формуле № 5 определяем передаточную функцию автомобиля при $m_а = m_п$ и $v_x = v_{x\,max} = 41{,}67$ м/с. Путем расчета переходного процесса в боковом и угловом направлениях при метацентре, изменяющемся в пределах от передней до задней осей автомобиля, получаем графики максимальных отклонений в течение 10 с не управляемого водителем движения (рис. 7).

Для рассматриваемой модели автомобиля наиболее опасно состояние $m_а = m_п$.

Это подтверждается также и наличием в данном состоянии критической скорости по условию курсовой устойчивости автомобиля. Для $m_а = m_п$ проводят расчет зависимости положения оптимального метацентра от продольной скорости движения автомобиля. Выполняют его в диапазоне от $v_x \approx 10$ м/с (наименьшей скорости, при которой начинается аэродинамическое влияние на устойчивость автомобиля) до максимально возможной (рис. 8). Так как для данной модели диа-

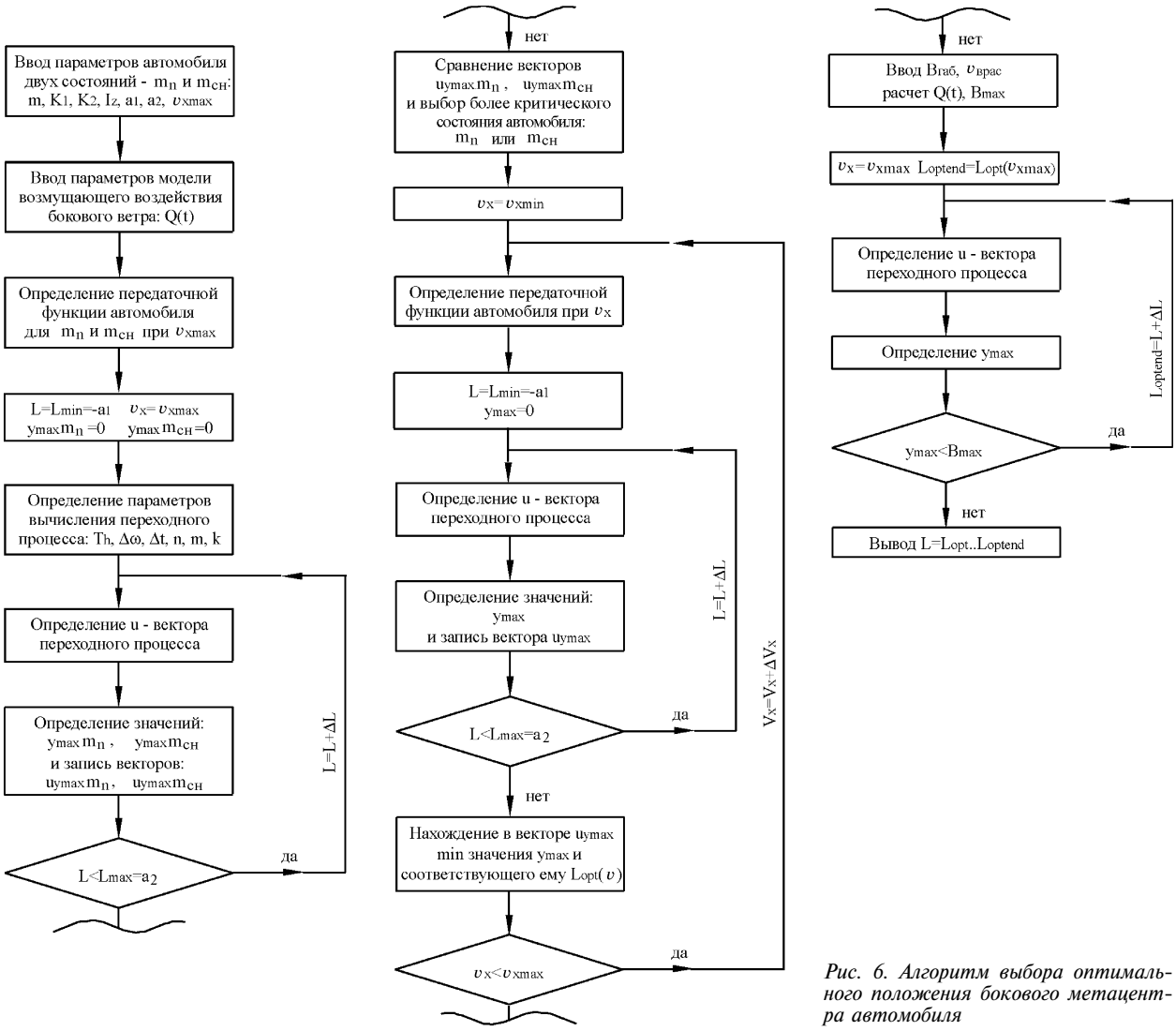


Рис. 6. Алгоритм выбора оптимального положения бокового метацентра автомобиля

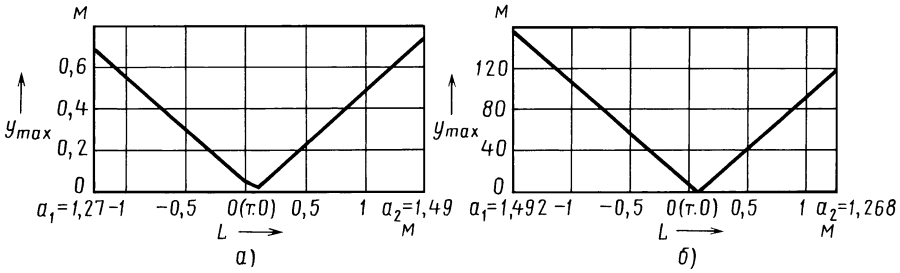


Рис. 7. Зависимость бокового отклонения автомобиля от расположения его метацентра при $m_а = m_с$ (а) и $m_а = m_п$ (б)

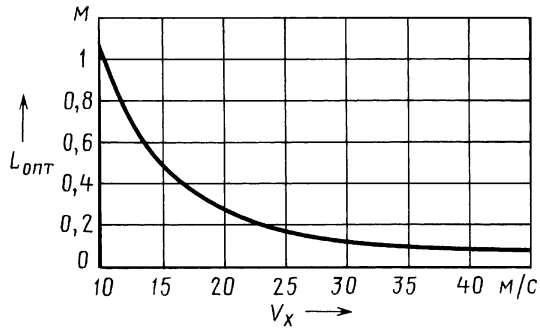


Рис. 8. Зависимость положения оптимального метацентра от продольной скорости автомобиля

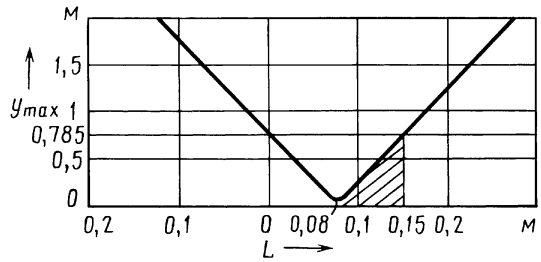


Рис. 9. Определение зоны расположения оптимального метацентра автомобиля

пазон изменения велик (от 1,06 до 0,08 м), необходимо его ограничить дополнительным условием: динамический коридор движения, из которого при заданных параметрах возмущения автомобиль не должен выходить. Данный коридор ($B_{д_{кор}}$) для всех автомобилей определяется нормативными условиями дорожного строительства и равен 3,5 м, т. е. минимальной ширине полосы движения.

Если возмущающую скорость ветра принять равной 3,5 м/с, что соответствует трем баллам (слабый) ветрового возмущения по шкале Бофорта, то получается следующее.

Ширина автомобиля составляет $B_{габ}$ = 1,929 м. В связи с чем максимальное его отклонение B_{max} от среднего положения при движении, очевидно, ограничивается величиной $B_{max} = B_{д_{кор}} - B_{габ}/2$ = 0,785 м. При этом ограничении зона расположения оптимального метацентра составляет, как видно из рис. 9, $L_{опт}$ = 0,08 − 0,15 м.

Таким образом, положение ($L_в$ = 0,173 м) расчетного метацентра автомобиля УАЗ-3163 при $m_а = m_п$ достаточно близко к оптимальному значению.

Проведенные расчеты переходных процессов в целом показали, что аэродинамическую форму автомобиля необходимо проектировать таким образом, чтобы с увеличением продольной скорости автомобиля, а соответственно и скорости набегающего ветра, точка метацентра смещалась по оптимальной или близкой к ней зависимости. Следовательно, рассмотренный выше способ определения параметров данных процессов можно и нужно применять. В том числе и при доводке систем активной безопасности автомобилей, имеющих неблагоприятную боковую форму кузова. В частности, для коррекции траектории движения при боковом ветровом возмущении либо с помощью системы управления задней осью автомобиля, либо активного рулевого управления. Но еще бóльшие возможности данный способ открывает при проектировании автомобиля: он позволяет проводить теоретическую оценку параметров курсового движения с использованием математической модели этого автомобиля и находить формы кузова с оптимальным расположением метацентра.

УДК 629.113/.115.004.1

Интегральный критерий проходимости АТС

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ

Ульяновский ГТУ

При проектировании и сертификации автотранспортного средства важное место занимает оценка его опорно-тяговых характеристик проходимости по грунтовым дорогам. Но грунтовые дорожные условия и препятствия многообразны, т. е. единого критерия, позволяющего достаточно полно оценить проходимость АТС, нет.

Учитывая данное обстоятельство, специалисты ориентируются на частные характеристики. Например, используют критерий, записываемый в виде формулы № 1 (см. таблицу), которая привлекает своей простотой и наглядностью. Однако, к сожалению, не учитывает ряд важных факторов.

Во-первых, произведение $k_{сц}\varphi$ оценивает возможное сцепление ведущих колес с грунтом, которое зависит от массы АТС, типа шин и свойств трансмиссии (дифференциала).

Во-вторых, коэффициент f представляет собой суммарное сопротивление $f_г$ грунта качению колеса и сопротивление $f_ш$ шины качению колеса. Однако известно, что $f_ш$ для ведущих колес — результат внутренних потерь в шине, которые характеризуются площадью петли гистерезиса. (Действительное значение площади петли гистерезиса не постоянное, а возрастает по

№ формулы	Формула	Примечания
	Критерии	
1	$k_{сц}\varphi - f > \mathrm{tg}\alpha \to \max$	$k_{сц}$ — коэффициент сцепного "веса" автомобиля; φ — коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью; f — коэффициент сопротивления качению; α — угол подъема опорной поверхности
2	$П = \mathrm{tg}\alpha = k_{\varphi}\varphi - f_{г} - (1 - k_{сц})f_{ш} - f \to \max$	k_{φ} — коэффициент использования сцепления шин с грунтом; $\varphi_{г}$ — коэффициент сопротивления грунта качению колеса; $f_{ш}$ — то же для шины
3	$П' = 1 - (M_f/M_{\varphi})$; $П_{г} = 1 - (p_{ср}/P_{г})$; $П_{сц} = 1 - (f_{г}/\varphi)$; $П_{д} = 1 - (f/k_{т})$	M_{φ} — момент сцепления шины с грунтом; M_f — момент сопротивления качению; $p_{ср}$ — среднее давление колес на грунт; $P_{г}$ — несущая способность грунта; $k_{т}$ — коэффициент тяги
4	$P(k_{\varphi}\varphi) \geqslant (1 - k_{сц})f_{ш} + f_{г} + f_{к} + \mathrm{tg}\alpha$	$f_{к}$ — коэффициент сопротивления движению, обусловленный скольжением кожуха моста по грунту
5	$П_{э} = \dfrac{G_{гр}v}{G_{гр.р}v_{р}}$; $П'_{э} = \dfrac{G_{гр}L}{tQ} : \dfrac{G_{гр.р}L_{р}}{t_{р}Q_{р}}$	$G_{гр}$ — нагрузка на грунт при движении автомобиля по опорной поверхности; v — скорость движения АТС; $G_{гр.р}$ — расчетная $G_{гр}$ при движении АТС по дорогам с усовершенствованным покрытием; $v_{р}$ — расчетная скорость движения по дороге с усовершенствованным покрытием; L — длина маршрута; Q — расход топлива на грунтовой дороге; $L_{р}$ — расчетная длина маршрута; t — время движения; $t_{р}$ — расчетное время движения; $Q_{р}$ — расчетный расход топлива на дороге с усовершенствованным покрытием
6	$Q_s = \dfrac{g_e(\psi G_{а} + Wv^2 + \delta m_{а}a_x)}{36000\rho_{т}\eta_{тр}}$	g_e — удельный расход топлива; $\psi = f \pm i$ — суммарный коэффициент сопротивления движению; i — угол дорожного подъема; $G_{а} = m_{а}g$ — сила тяжести автомобиля; $m_{а}$ — полная масса АТС; g — ускорение свободного падения; W — сила аэродинамического сопротивления; δ — коэффициент, учитывающий вращающиеся массы автомобиля (силы инерции вращения); a_x — ускорение автомобиля; $\rho_{т}$ — плотность топлива
7	$J(S)_{\max} = \int_0^t \{v_{\max}k_f k_{\varphi}[m_{н}(k_{\gamma}\beta + \eta_{\sigma})\psi + 80z]g + N_{в}\} \times \times \dfrac{1}{\eta_{тр}} \cdot 3{,}6 \cdot 10^{-3}dt$	$v_{\max}$ — максимальная скорость АТС; k_f, k_{φ} — коэффициенты снижения скорости по сопротивлению и сцеплению колес для условий, в которых определялась $v_{\max}$; $m_{н}$ — номинальная грузоподъемность автомобиля; k_{γ} — коэффициент использования грузоподъемности; β — коэффициент использования пробега; η_{σ} — коэффициент использования собственной массы автомобиля; z — число пассажиров; $N_{в}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление аэродинамического сопротивления
8	$П_{j(s)} = \dfrac{Q_s}{J(S)} = 0{,}1\dfrac{g_e(\psi G_{а} + Wv^2 + \delta m_{а}a_x)}{\rho_{т}\{k_f k_{\varphi}[m_{н}(k_{\gamma}\beta + \eta_{\sigma})\psi + 80z]g + N_{в}\}} \to \to \min$	—
	Ограничения	
9	$p = 0{,}5(p_{ш} + p_0)h_z\dfrac{\pi}{b_{пр}}\left(\dfrac{B}{H} + \dfrac{3H}{2B}\right)\left(1 - \dfrac{h_z}{B}\right) \geqslant [p]$	$p_{ш}$ — давление в шине; p_0 — давление в пятне контакта; h_z — вертикальная деформация шины; $b_{пр}$ — ширина протектора шины; B — ширина профиля; H — высота ее профиля
10	$[p] = ch_z^{\mu}$	$c = 0{,}25 \div 1{,}1$ — показатель, характеризующий начальное сопротивление грунта вдавливанию; $\mu = 0 \div 0{,}7$ — показатель, характеризующий закон изменения сопротивления вдавливанию
11	$P_s = (0{,}044 + 0{,}0005h_{г}) \geqslant [P_s]$	$[P_s]$ — допустимое значение несущей способности грунта; $h_{г}$ — глубина колеи
12	$p_{к} = \dfrac{Eh_{г}}{\dfrac{2Eh_{г}}{\pi P_s}\mathrm{arctg}\dfrac{\pi(H_{г} - h_{г})}{2b_{пр}} + ab_{пр}\mathrm{arctg}\dfrac{(H_{г} - h_{г})}{ab_{пр}}} \geqslant [p_{к}]$	$p_{к}$ — давление в зоне контакта колеса с грунтом; $E = 2{,}5 \div 6{,}0$ — модуль деформации грунта; $H_{г}$ — толщина мягкого слоя грунта; $a = 0{,}64(1 - b_{пр}/H_{г})$; $b_{пр}$ — ширина протектора
13	$b = b_{пр} + \dfrac{10(B + h_{г} - b_{пр})h_{г}}{H - h_{г} + 10h_{г}} \geqslant [b]$	b — ширина колеи

№ формулы	Формула	Примечания
14	$\delta_1 = \left(\int_0^{h_г} F_д h_г\right) F_д h_г \leqslant [\delta]$	δ — коэффициент неравномерности давления в контакте колеса с грунтом; $F_д = pk_д$ — динамическая сила, действующая на грунт; $k_д = \dfrac{1}{1 + \dfrac{v}{4\varphi_0\sqrt{Dh_z}}}$ — коэффициент динамичности; D — наружный диаметр шины; φ_0 — коэффициент внутреннего трения грунта; v — значение скорости по динамической характеристике
15	$G_к = \frac{\pi}{4}[b_{пр}(1 - 0{,}5\delta_1)1 + b\delta_1 L]$	$l = 2\sqrt{Dh_z - h_z^2}$; $L = \sqrt{D(h_z - h_г) - (h_z + h_г)^2} \leqslant D/2$
16	$R_{кор} = pA_{кор} \leqslant \lfloor R_{кор} \rfloor$	$R_{кор}$ — реакция грунта на корпус; $A_{кор}$ — площадь выступающей вниз части кожуха моста; $\lfloor R_{кор} \rfloor = \dfrac{G_{кор}}{2n}$ — допускаемое значение реакции грунта на корпус; $G_{кор}$ — сила тяжести корпуса (подрессоренной массы) АТС; n — число мостов АТС
17	$f_г = \dfrac{b}{G_к}\int_0^{h_г} p dh_г \leqslant [f_г]$	—
18	$f_к = \varphi_к R_{кор}/G_к \leqslant [f_к]$	$\varphi_к$ — коэффициент трения в паре "сталь—грунт"; $R_{кор}$ — реакция грунта на корпус АТС
19	$f_ш = \dfrac{1{,}75 P_0 \psi h_z^2 (B^2 + 1{,}5H^2)(B - h_z/3)}{G_к H B^2} \leqslant [f_ш]$	—
20	$\varphi_к = [k_н\varphi_р + (1 - k_н)(\mathrm{tg}\varphi_0 + c_0/p)k_\Delta]\dfrac{G_{кш}}{G_к} \geqslant [\varphi_к]$	$k_н$ — коэффициент насыщенности протектора; $\varphi_р$ — коэффициент трения в паре "резина—грунт"; $k_\Delta = 1 + ch_г^{\mu}$; $G_{кш} = G_к - R_{кор}$; $[\varphi_к] = 0{,}8$; c_0 — внутреннее сцепление в грунте; p — удельное давление в зоне контакта шины с грунтом
21	$\varphi = \dfrac{G_{кш}}{G_к}\mathrm{tg}\beta$	β — угол между вектором нагрузки на колесо и нормалью к поверхности грунта; β — угол между вектором нагрузки на колесо и нормалью к поверхности грунта
22	$k_т = \dfrac{1}{G_а}[G_{к_{пр}}(\varphi_{пр_1} + \varphi_{пр_2}) + G_{к_л}(\varphi_{л_1} + \varphi_{л_2}) \geqslant [k_т]$	$G_{к_{пр}}$, $G_{к_л}$ — грузоподъемность правого и левого колес; $\varphi_{пр_1}$, $\varphi_{пр_2}$ — коэффициенты сцепления правых первого и второго колес; $\varphi_{л_1}$, $\varphi_{л_2}$ — коэффициенты сцепления левых первого и второго колес
23	$k_т = \dfrac{1}{G_а}[(G_{к_{пр1}}\varphi_{пр_1}(1 + \lambda_б)) + G_{к_{л2}}\varphi_{л_2}(1 + \lambda_б)] \geqslant [k_т]$	$\lambda_б$ — коэффициент блокировки дифференциала

мере увеличения крутящего момента, так как модуль упругости резины по мере ее деформации меняется.) Следовательно, $f_ш$ не зависит от дорожных условий и не влияет на проходимость АТС.

В-третьих, при значительном, превышающем клиренс АТС, погружении колеса в грунт снижается сцепной "вес" АТС и появляется дополнительное сопротивление движению, вызываемое скольжением кожуха моста по грунту, что не учитывается коэффициентом *f*. Поэтому приведенной выше формулой пользуются, как правило, для "прикидочной" (качественной) оценки проходимости АТС.

Для количественной же оценки проходимости *П* по конкретным дорожным условиям предназначена формула № 2. При этом считают, что чем больше tgα, тем выше проходимость автомобиля.

Но формула № 2 дает представление о преодолении дорожного подъема. В реальных же условиях движения, когда величина нормальной реакции на колесах изменяется в широких пределах и тяговая сила ограничивается величиной φ, тогда (без учета перераспределения реакций на колесах) данный показатель с переменой дорожных условий тоже меняется. Значит, его нельзя считать универсальным. Поэтому для оценки проходимости АТС по мягкому грунту и приходится применять несколько относительных показателей — $П'$, $П_г$, $П_{сц}$, $П_д$, характеризующие степень использования момента сцепления колес с опорной поверхностью и относительную часть момента, которая остается в резерве с точки зрения способности грунта, сцепления колес с ним и тяги двигателя.

Рассмотрим эти показатели.

Значение Π' (формула № 3) изменяется от нуля до единицы. И чем оно больше, тем выше проходимость АТС.

Данный показатель очень удобен для сравнения проходимости нескольких АТС в одинаковых условиях. Однако он оказывается неудобным при сравнительной оценке проходимости автомобиля на различных грунтах. Поэтому он частный. Например, на обледенелой поверхности $\varphi_1 = 0{,}1$, $\varphi_{г_1} = 0{,}03$. Тогда $\Pi' = 0{,}67$. На влажном суглинистом грунте $\varphi_2 = 0{,}4$, $\varphi_{г_2} = 0{,}2$ и $\Pi'_2 = 0{,}5$, т. е. во втором случае проходимость автомобиля ниже, чем в первом. В действительности же во втором случае автомобиль имеет запас удельной силы тяги по сцеплению ($\varphi_2 - \varphi_{г_2} = 0{,}2$) бóльший, чем в первом ($\varphi_{1_г} - \varphi_{г_1} = 0{,}07$).

Этот показатель можно и нужно использовать для определения сопротивления качению колеса в ведомом режиме. Ведь известно, что любое изменение радиуса $r_к$ качения колеса сказывается на скорости, что связано как с деформированием шины, так и с ее проскальзыванием по опорной поверхности. Для остальных показателей, когда сила (или крутящий момент) на колесах становится равной максимальной силе тяги по сцеплению или моменту, происходит буксование АТС ($r_к = 0$).

Проходимость автомобилей по разнообразным грунтовым маршрутам или поверхностям оценивают вероятностным показателем $P(k_\varphi\varphi)$ (формула № 4), который характеризует вероятность преодоления автомобилем заданного маршрута без застревания. Но по конструктивным параметрам АТС и сигналам управления водителя в процессе движения этот показатель можно применять только для оценки проходимости по статистическим данным, т. е. на основе натурных испытаний.

Известны и обобщенные критерии проходимости, характеризующие их относительную эффективность при эксплуатации АТС вне дорог (формулы № 5). Причем во второй из них дополнительно учитывается расход топлива, что приемлемо для сравнения исправных АТС с одинаковыми параметрами, движущихся по усовершенствованным дорогам.

Решить задачи с точки зрения оптимизации всех перечисленных выше показателей, к сожалению, практически невозможно.

И вообще надо сказать, что существующие методы оценки проходимости, дающие однозначное решение, определяют своего рода потенциальные возможности АТС, которые могут быть и не реализованы или реализованы частично в конкретных условиях эксплуатации. Например, АТС с большими значениями характеристик проходимости может в одних и тех же условиях иметь такую же фактическую проходимость, что и АТС с меньшими значениями характеристик.

Такое большое разнообразие критериев оценки проходимости дает основание сделать вывод: каждый их них, взятый в отдельности, позволяет получить лишь частичную (одностороннюю) оценку. В связи с этим возникает вопрос: а нельзя ли найти интегральный критерий, позволяющий учесть все названные выше критерии?

Анализ показывает: такая возможность есть. Она состоит в том, что любой режим движения обеспечивается за счет энергии, которая получается при сгорании топлива. Причем часть данной энергии идет на преодоление всех сопротивлений движению, часть — на выполнение полезной работы. Значит, перечисленные выше показатели связаны между собой и характеризуют основные свойства АТС и дорожного полотна. Тем самым могут служить средством достижения основной цели — определению такого сочетания конструктивных параметров движителя и дороги, при которых обеспечивается необходимая проходимость АТС при ухудшении эксплуатационных его свойств. Отсюда и обобщенный критерий, который целесообразно применять для оценки проходимости различных АТС при их испытаниях на полигоне или даже на этапе проектирования. И который представляет собой отношение путевого расхода Q_s топлива (формула № 6) к путевым потенциальным энергозатратам $J(S)$ АТС (формула № 7). Данное соотношение дает формула № 8.

Этот критерий — интегральный, но если не учитывать ограничений целевой функции при рассмотрении движения АТС по грунтовой дороге, он превращается в частный. Но их, очевидно, учитывать нужно. Причем для простоты механические параметры грунтовой дороги целесообразно представлять в виде осредненных для нее значений. Правда, такое допустимо при сравнительно небольшой неоднородности грунта по маршруту.

Если говорить в целом, то для интегральной оценки проходимости АТС нужно, кроме целевой функции, ориентироваться на допускаемые значения 12 параметров.

Первый из них — удельное давление p (формула № 9) от деформации шины в зоне ее контакта с грунтом должно быть больше допустимого $[p]$ значения. Входящее в нее допустимое значение $|p|$ для заданного типа дороги либо берут из справочника, либо подсчитывают по формуле № 10.

При расчетах задаются несколькими шагами (например, 2; 4; 6; 8; 10 см) h_z, а для каждого из них определяют давление p и сравнивают его $[p]$.

Второй параметр — несущая способность P_s грунта. Ее значение подсчитывается по формуле № 11 и сравнивается со значением для данного грунта, взятым из СНиП.

Третий параметр — давление $p_к$ в контакте в зависимости от глубины колеи (формула № 12), оно должно быть больше $[p_к]$.

Полученное по этой формуле значение принимают как $[p_к]$.

Четвертый параметр — ширина b колеи, вычисляется по формуле № 13. Она варьируется шагом (27; 33; 39; 45; 51 см) и должна быть больше $[b]$, значение которой принимается для шин данного автомобиля.

Пятый параметр — коэффициент δ неравномерности давления в контакте колеса с грунтом определяется по формуле № 14 и должен быть меньше допустимого [δ] = 1. При расчетах δ варьируется шагом (0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,65), и в каждом варианте по формуле № 15 определяется грузоподъемность $G_к$ колеса.

Шестой параметр — глубины колеи правого ($h_{г_{пр}}$), левого ($h_{г_л}$) колес и клиренс ($h_к$). Здесь, очевидно, нужно обеспечить условия: $(h_{г_{пр}} - h_к) > 0$ и $(h_{г_л} - h_к) > 0$, т. е. учесть то, что глубина колеи может быть больше дорожного просвета.

Седьмой параметр — реакция $R_{кор}$ грунта на корпус АТС в зависимости от погружения. Она подсчитывается по формуле № 16 и должна быть меньше $[R_{кор}]$.

Восьмой параметр — коэффициент $f_г$. Для его расчета предназначена формула № 17. Он должен быть не больше $[f_г]$.

Девятый параметр — коэффициент $f_к$ сопротивления движению, вызываемый скольжением кожуха моста по грунту. Вычисляют его по формуле № 18.

Десятый параметр — коэффициент $f_ш$ сопротивления качению, обусловленный деформацией шин (формула № 19).

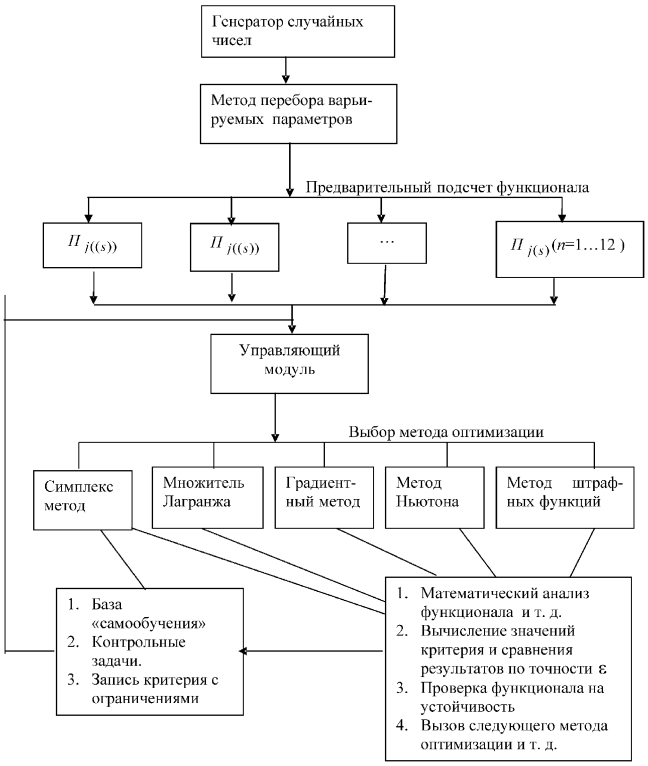
Значение $[f_г]$, $[f_к]$, $[f_ш]$ зависят от фирмы-изготовителя шин, ее технологии. Поэтому при расчетах эти значения принимают, исходя из данных для отечественных шин регулируемого давления.

Одиннадцатый параметр — коэффициент $\varphi_к$ сцепления колес с грунтом. Здесь просчитываются два варианта: один — с учетом того, что сцепление колес ограничивается скольжением в зоне их контакта с опорной поверхностью (формула № 20), а другой — что сцепление ограничивается несущей способностью грунта (формула № 21).

Последний, двенадцатый, параметр — суммарный коэффициент $k_т$ тяги колеса. Здесь рассчитываются тоже два варианта — при полном (формула № 22) использовании сцепления колес с грунтом (дифференциалы заблокированы) и при незаблокированных (формула № 23) дифференциалах. В первом случае принимается, что $[k_т] = 0{,}5$, а во втором, что $[k_т] = 0{,}4$.

Для решения поставленной задачи составляется математическая модель, включающая связанные между собой формулы № 9, 11, 12—23, которые подставляются в формулу № 8 целевой функции. В итоге получается функционал, решение которого сводится к поиску (по программе) соответствующего метода оптимизации. Метода, который должен обеспечить глобальный минимум функционала, организующий последовательность процедур с различными начальными условиями, определяемыми с помощью генератора случайных чисел.

В программе заложено 20 методов оптимизации, но она рекомендует пользователю принять лишь один из них. И после утверждения выбранного метода программа предварительно проверяет его на устойчивость решения поставленной задачи на контрольных примерах.



В общем случае алгоритм работы программы иллюстрирует рисунок. В связи с тем, что ограничения в основном нелинейные, результаты расчета обеспечивают устойчивость и заданную точность системы с помощью метода штрафных функций. Используемые значения коэффициента штрафа препятствуют отклонению функционала от границ допускаемой области Парето в обе стороны. Если шаг изменения параметров оказался большим, то штрафная функция может изменить свой знак, что указывает на необходимость уменьшения шага.

При выборе направления движения к минимуму функционала для исходной точки итерации, лежащей в достаточно малой окрестности границы области, компоненты вектора направления, выходящие за пределы допустимой области, приравниваются к нулю, и движение происходит вдоль границ.

Порядок использования изображенного на рисунке алгоритма поиска оптимальных параметров проходимости АТС — поэтапный. И таких этапов пять.

1. Вызов подпрограммы SULUR для вычисления штрафной функции.

2. Начало итерационного процесса, которое связано с построением штрафной функции и набором штрафных параметров.

3. Линеаризация системы нелинейных уравнений и решение линейных уравнений для определения текущего значения функционала.

4. Проверка ограничений. Если полученные значения переменных полностью вкладываются в область Парето и при этом величина функционала отклоняется от предыдущего значения на минимальную величину, — решение найдено; если нет, происходит переход

к следующей итерации, на которой все процессы повторяются.

5. Вычисление новых весовых коэффициентов и переход к построению штрафной функции обеспечивают ослабление функционала, т. е. происходит процесс релаксации решаемой задачи, и тогда можно использовать тот или иной метод оптимизации.

По предлагаемому интегральному критерию можно оценить проходимость АТС еще на стадиях его проектирования и испытаний в условиях автополигона. Например, глобальный минимум (Π_{j_δ} = 0,4) функционала для автомобиля УАЗ-3303, как показали расчеты, достигается при дорожном подъеме, равном 0,22; удельной силе тяги 0,32; ширине колеи 27,8 см; коэффициенте неравномерности давлений в контакте 0,48; сопротивлении грунта качению правого $h_{г_{пр}}$ = 0,37 и левого колес $h_{г_л}$ = 0,48. Что не соответствует значениям параметров серийно выпускаемого автомобиля УАЗ-3303. Это означает, что проходимость УАЗ-3303 можно улучшить. Причем безболезненно для его конструкции.

Рассмотренный выше подход к оценке проходимости позволяет решить и другие задачи. В частности, сравнить разнотипные АТС (полноприводные, неполноприводные, колесные тракторы и др.); описать математически тягово-сцепные и скоростные показатели машин, предназначенных для движения по деформируемым грунтам; уточнить характеристики различных дорожных условий и улучшить тягово-скоростные свойства АТС, избегая односторонности оценки проходимости при сертификации последних; повысить эффективность использования АТС в тяжелых дорожных условиях, а на стадии проектирования — оптимизировать параметры трансмиссии, выбрать соответствующие шины, экономя тем самым время и материальные средства.

УДК 656.052.465

Статический поворот АТС — поворот, не учтенный теорией автомобиля

Канд. техн. наук Р.Г. МАКАРЯН

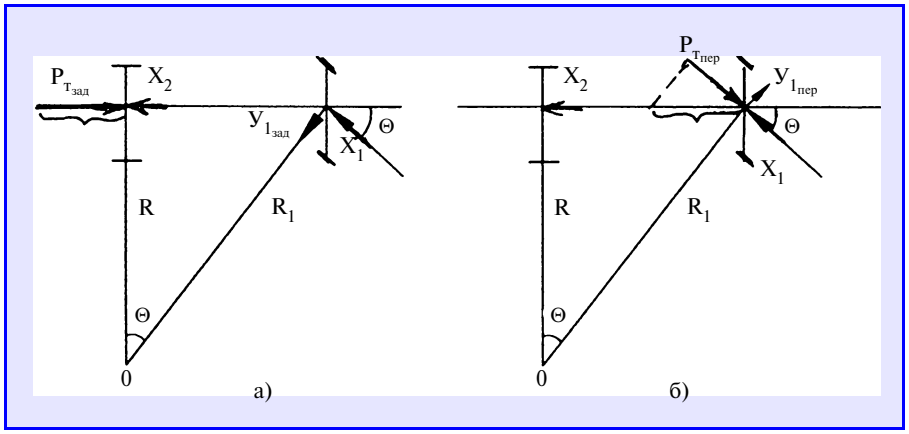
Ереванский ГУАС

Термин, который зафиксирован в заглавии статьи, сравнительно новый. Но он соответствует случаю, интересному в теоретическом плане. Движение автомобиля по кривой с небольшой скоростью, при которой влияние инерционных сил настолько незначительно, что ими можно пренебречь. То есть в этом случае колеса можно считать жесткими, не подвергавшимися боковому уводу.

Интересен он с чисто практической точки зрения: в таких условиях работает большинство водителей, они действуют, как говорится, по принципу "подальше от греха".

Схема сил, действующих на двухосные передне- и заднеприводный автомобили при их движении по кругу с небольшой скоростью, приведена на рисунке.

Уравнения равновесия моментов относительно центров поворота, как известно, имеют следующий вид: $P_{т_{пер}} = x_1/\cos\theta + x_2$ и $P_{т_{зад}} = x_1 + x_2\cos\theta$, где x_1 и x_2 — касательные реакции дороги, действующие соответственно на передней и задней осях автомобиля; θ — угол поворота. В то же время совершенно очевидно, что при прямолинейном движении тяговая сила $P_т$, независимо от вида привода, равна сумме x_1 и x_2.



Таким образом, можно сказать, что при одних и тех же углах поворота управляемых колес тяговая сила на ведущих колесах переднеприводного автомобиля меньше, чем заднеприводного. Это означает, что переднеприводные преодолевают криволинейные участки с меньшей затратой энергии, чем заднеприводные. Потому что отношение $P_{т_{зад}}/P_{т_{пер}} = 1/\cos\theta$ в пределах от нуля до 90° всегда больше единицы. Более того, переднеприводные автомобили криволинейные участки преодолевают легче, чем прямолинейные.

Примечателен и еще один факт, который как-то "упущен" теорией. При повороте заднеприводного автомобиля возникает боковая сила $Y_{1_{зад}} = x_1\mathrm{tg}\theta$, действующая на переднюю ось и направленная от центра поворота, а переднеприводного — сила $Y_{1_{пер}} = (P_{т_{пер}} - x_1)\mathrm{tg}\theta$, направленная к центру поворота (на рисунке показаны направления реакций дороги). Это означает, что при повороте заднеприводного автомобиля $Y_{1_{зад}}$ увеличивает действующие на переднюю ось инерционные (центробежные) силы, а $Y_{1_{пер}}$, наоборот, уменьшает.

Что из этого следует, думается, специалистам комментарии не нужны.

УДК 629.3.031

Комбинированная силовая установка для автомобиля

Канд. техн. наук А.Х. МУСТАФИН

Павлодарский ГУ имени Торайгырова

Известно, что доля аэродинамического сопротивления воздуха от общей суммы сил сопротивления при движении транспортной машины на высокой (свыше 100 км/ч) скорости составляет ~75—80 %. На его преодоление, естественно, тратится энергия двигателя. Однако набегающий поток можно использовать. Что уже и делается на некоторых спортивных автомобилях, оборудованных газотурбинным двигателем: поток, затормаживаясь на входе такого двигателя, повышает давление воздуха, поступающего в компрессор, и тем самым увеличивает суммарную степень сжатия ГТД. Со всеми вытекающими последствиями для мощности, удельного расхода топлива и т. д. Отсюда идея: заставить набегающий на автомобиль поток воздуха отдавать свою энергию движителю, снижая нагруженность ДВС. Другими словами, сделать своего рода рекуператор той части энергии, которая на обычном автомобиле тратится на преодоление аэродинамического сопротивления.

Реализовать данную идею можно с помощью воздушно-турбинной установки, состоящей из воздухоподводящего канала и турбины, вал которой механически связан с движителем и работает параллельно с ДВС. (Но, разумеется, могут быть и другие варианты. Скажем, турбина приводит электрогенератор, который работает на накопитель электрической энергии, и т. д.) Главное здесь в том, что мощность $P_в$ воздушного потока, поступающего на рабочее колесо турбины, довольно существенна по величине. Это хорошо видно из известной формулы, используемой в ветроэнергетике: $P_в = \frac{\xi A_в v_0^3 \rho}{2}$. (В ней ξ — коэффициент использования энергии ветра, учитывающий потери скорости воздуха при набегании на рабочее колесо двигателя, его значение у современных ветродвигателей составляет 0,45—0,47; $A_в$ — площадь, ометаемая рабочим колесом турбины, исходя из миделя легкового автомобиля $A_в$, можно принять равной 0,95 м^2; v_0 — начальная скорость потока, т. е. на входе в воздухозаборник, которая, очевидно, равна скорости автомобиля; ρ = 1,2 кг/м^3 — плотность воздуха.)

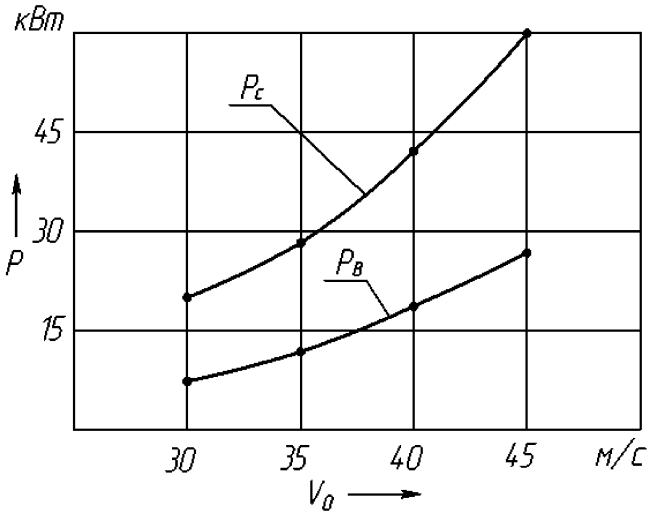


Рис. 1

При принятых значениях ξ, $A_в$ и ρ значения $P_в$ дает формула $P_в = (0{,}267 \div 0{,}279) v_0^3 \approx 0{,}273 v_0^3$. По ней легко подсчитать, например, что при v_0 = 10 м/с (36 км/ч) мощность набегающего потока составит 279 Вт, при v_0 = 20 м/с (76 км/ч) — 2,18 кВт, при v_0 = 30 м/с (108 км/ч) — 7,37 кВт и т. д. Кривая, соответствующая данному расчету, приведена на рис. 1. Там же дана и кривая изменения мощности $P_т$, необходимой для преодоления сил аэродинамического сопротивления и качения автомобиля.

Как видим, при отсутствии воздухотурбинной установки автомобилю для движения со скоростью, например, 30 м/с (108 км/ч) необходимо затрачивать ~30 кВт, а при наличии такой установки — 13 кВт, т. е. на 35 % меньше. И чем больше v_0, тем больше выигрыш.

Теперь о конструктивном оформлении идеи.

Оно достаточно простое — воздушный поток, поступающий на лопатки турбинного колеса через регулируемый сопловый аппарат. Колесо вместе со своим сопловым аппаратом располагаются, в отличие от ветродвигателя, в корпусе. Что предотвращает утечки воздуха и повышает КПД установки.

Турбина, в принципе, может быть любого типа. Однако сравнительные расчеты показали, что для создания моментов, сопоставимых с крутящим моментом ДВС, диаметр лопастей одноступенчатой ветроустановки, помещенной в корпус, должен быть равен 1,1—1,2 м, а их частота вращения — 300—500 мин$^{-1}$. Для простоты изложения будем считать, что у турбины параметры те же. Учтем только, что при равных начальных условиях радиально-осевые турбины все-таки выгоднее осевых: у них выше КПД и они лучше приспособлены для соплового регулирования.

Воздух, необходимый для работы турбины, забирается из той зоны, где избыточное давление максимально, т. е. из передней части автомобиля, а выводится в зону низкого (например, под пол передней части кабины). Тем самым обеспечивается перепад давления и постоянный подвод воздуха в турбину.

Как включать воздушно-турбинную установку? Для этого необходимо повернуть сопловые лопатки на открытие каналов, сообщающихся с рабочим колесом турбины. Колесо начинает вращаться, и создаваемый ею крутящий момент параллельно моменту от ДВС поступит в суммирующий дифференциальный механизм, а затем через главную передачу — на ведущие колеса автомобиля. (Заметим, что схема дифференциального механизма должна быть подобрана таким образом, чтобы при включении турбины автомобиль сохранил набранную скорость движения, а необходимое в этом случае уменьшение частоты вращения коленчатого вала ДВС было небольшим и не вызывало значительного увеличения удельного расхода топлива.)

В качестве примера, подтверждающего сказанное выше, рассмотрим (рис. 2) частичные скоростные характеристики двигателя автомобиля ВАЗ-21099.

Рабочий объем данного двигателя равен 1,5 л, его степень сжатия — 9,9. При расчете и построении характеристик учи-

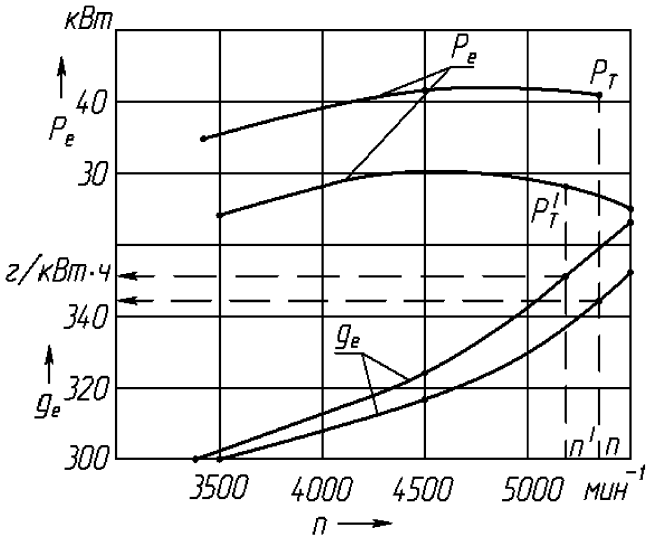


Рис. 2

тывались все основные факторы, влияющие на протекание кривых. И прежде всего — площадь проходного сечения впускной системы, которая изменяется в зависимости от степени открытия дроссельной заслонки.

Из рисунка видно, что при движении автомобиля, например, со скоростью 40 м/с (144 км/ч) мощность $P_в$, создаваемая воздушно-турбинной установкой, составляет 16,46 кВт, а потребная мощность $P_т$ силы тяги при равномерном движении — 42,9 кВт. Для движения с такой скоростью на прямой передаче частота n вращения коленчатого вала двигателя обычной силовой установки должна равняться 5394 мин$^{-1}$. Что имеет место при 70 %-м открытии дроссельной заслонки. При наличии же воздушно-турбинной установки и с дифференциальным механизмом потребные $P_в'$ и n' двигателя снижаются соответственно до 26,44 кВт и 5184 мин$^{-1}$, которые обеспечиваются уже при 55 %-м открытии дроссельной заслонки. По этой причине несколько (с 345 до 350 г/(кВт · ч)) возрастает удельный расход топлива, однако часовой его расход составляет не (0,345 · 42,9) = 14,8 кг/ч, а лишь (0,350 · 26,44) = 9,25 кг/ч, поскольку 38,4 % потребной мощности (16,46 : 42,9 = 0,384) дает именно воздушно-турбинная установка.

В заключение — ответы на два вопроса, которые обычно возникают у специалистов, ознакомившихся с рассмотренной выше идеей и способом ее реализации.

Первый: как разместить на автомобиле турбинное колесо диаметром 1—1,2 м? Ответ простой: эти цифры получены для ветрового двигателя, лопасти которого вращаются с частотой 300—500 мин$^{-1}$. Но частота турбины может быть и значительно большей. Тогда, очевидно, для получения одной и той же мощности $P_в$ потребуется турбина значительно меньшего диаметра. Скажем, для автомобиля ВАЗ-21099 подойдет турбина диаметром 0,3 м. Ограничение лишь одно — конструктивная высота лопаток: она не должна отрицательно сказываться на КПД установки.

Второй: воздушно-турбинная установка будет эффективна только на очень больших скоростях движения. Так зачем она? Ответ: конечно, применять ее на автомобиле, который эксплуатируется только в условиях города, где максимальная скорость движения, как правило, ограничивается 60 км/ч, смысла нет. Но, к примеру, на магистральных автопоездах — прямая выгода. В крайнем случае, это лучше, чем установка обтекателей над кабиной тягача.

УДК 621.85

Автотракторная бесступенчатая трансмиссия

Д-р техн. наук А.Е. КРОПП

В настоящее время крупнейшие производители тракторов вот уже несколько лет выпускают трактора с двигателями мощностью 180—300 кВт (250—425 л. с.), оснащенные бесступенчато регулируемой трансмиссией на основе либо механического вариатора с раздвижными коническими дисками, либо системы с разветвлением мощности, в одной из ветвей которой используется аксиально-поршневой насос-мотор.

Таким образом, проблема бесступенчато регулируемой трансмиссии, наконец-то, казалось бы, получила удовлетворительное решение. Однако обращает на себя внимание тот факт, что эти трансмиссии применены только на весьма крупных тракторах, а на тракторах меньшей мощности, а также грузовых и легковых автомобилях их практически нет. Причина — сложность и высокая стоимость передач. Именно поэтому фирмы-изготовители легковых автомобилей отдают предпочтение коробкам передач с несколькими (обычно четырьмя-шестью) ступенями регулирования. Такое же ступенчатое регулирование применяется и на большинстве грузовых автомобилей и тракторах малой и средней мощности. Причем на сельскохозяйственных тракторах, где технология производства выдвигает особые требования к регулированию скорости движения, коробки передач имеют 10—18 ступеней, что превращает водителя в своеобразный придаток машины.

Конечно, в настоящее время процесс переключения передач доведен до большого совершенства, и опытный водитель выполняет эту операцию легко и почти автоматически. И, тем не менее, нельзя не признать, что процесс переключения передач выглядит весьма примитивным.

Проблему упрощения работы водителя решают автоматические коробки передач. Но за автоматизацию потребитель платит повышенным на 12—15 % расходом топлива. И, может быть, поэтому автоматические коробки применяют далеко не все автомобиле- и тракторостроительные фирмы, их редко ставят на грузовые автомобили и почти нет на большинстве тракторов.

Очевидно, что и изготовитель, и потребитель транспортных средств с ДВС (автомобиль, трактор и т. п.) примут бесступенчатую трансмиссию только при условии, что она будет проще и дешевле существующих. Именно такая трансмиссия рассматривается ниже.

Основной элемент данной трансмиссии — так называемый импульсный вариатор (рис. 1), встроенный в двигатель. Как видно из рисунка, он имеет два (*8* и *15*) входных вала, расположенные на одной геометрической оси *OO*. Каждый из них несет кривошип *B* и коническое зубчатое колесо (вал *8* — колесо *12*, вал *15* — колесо *14*). Данные колеса находятся в зацеплении с коническим же колесом *16*, ось которого находится в блоке цилиндров двигателя. Таким образом, колеса *12*, *14* и 16 образуют механизм реверса, который связывает между собой валы *8* и *15*. Это означает: если вал *8* вращается, скажем, по часовой стрелке, то вал *15* — против часовой стрелки. Каждый из кривошипов *B* валов соединен со своим коромыслом (вал *8* — с коромыслом *9*, вал *15* — с коромыслом *11*), закрепленных в опорах *13*, которые расположены на одной геометрической оси O_1O_1 в ползуне *10*. Данный ползун с помощью регулирующего механизма (на рисунке не показан) может перемещаться в вертикальном направлении. В итоге опоры *13* обеспечивают свободу коромыслам *9* и *11* (первое из которых в точке A_1 соединено с шатуном *6*, а второе в точке A_2 — с шатуном *7*) в колебательном и поступательном движениях.

Второй конец шатуна *6* соединен с коромыслом *3*, а шатуна *7* — с коромыслом *5*, которые свободно посажены на выходной вал *1* вариатора и несут храповики, взаимодействующие с храповыми колесами *2* или *4*.

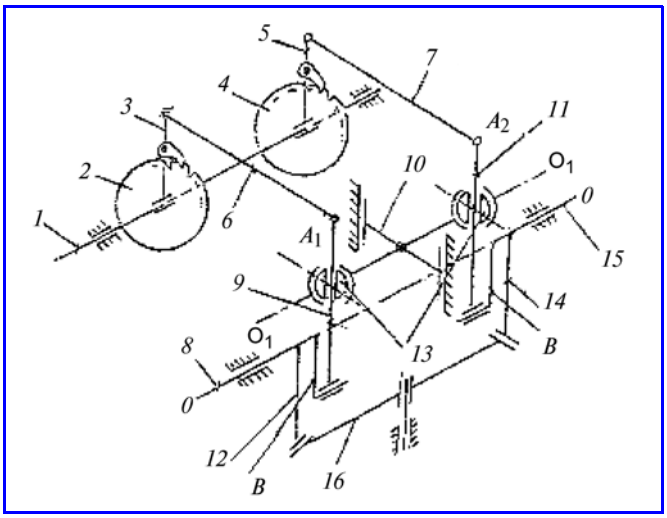


Рис. 1. Схема импульсного вариатора:
1 — выходной вал; *2* и *4* — колеса с храповиками; *3*, *5*, *9* и *11* — коромысла; *6* и *7* — шатуны; *8* и *15* — входные валы; *10* — ползун; *12*, *14* и *16* — конические колеса механизма реверса; *13* — опора

Коромысло *9* вместе с установленным на нем храповиком и храповым колесом *2* (так же, как коромысло *11* с сидящем на нем храповиком и храповым колесом *4*) образуют зубчатый обгонный механизм, предназначенный для передачи вращения от шатуна к валу *1* только в одном направлении (по рис. 1 — по часовой стрелке).

Для простоты объяснения на рис. 1 показан весьма примитивный вариант обгонного механизма. Реально созданные механизмы, которые удовлетворяют высоким требованиям по несущей способности и долговечности, предъявляемым к ним при работе в современных двигателях внутреннего сгорания, разумеется, гораздо сложнее.

Импульсный вариатор работает следующим образом.

Валы *8* и *15* совершают колебательные движения. Пусть, например, в данный момент времени роль рабочего (ведущего) играет вал *15*. Тогда его поворот по часовой стрелке приведет к вращению колеса *4* (и, значит, вала *1*) также по часовой стрелке, а при его повороте против часовой стрелки обгонный механизм не передаст движение на вал *1*.

Далее. Поскольку валы *8* и *15* связаны между собой коническим механизмом реверса, то вращение вала *15* по часовой стрелке заставит вал *8* вращаться против часовой стрелки, потому его вращение не будет передаваться на вал *1*. И наоборот, вращение вала *15* против часовой стрелки приведет вал *8* во вращение по часовой стрелке, которое приведет во вращение вал *1*.

Таким образом, качание вала *15* в обе стороны дает один и тот же результат — вращение вала *1* в одном направлении.

Режим работы вариатора задается (регулируется) перемещением ползуна *10*, т. е. синхронным изменением отношения плеч коромысел *9* и *11*. В итоге, при постоянной амплитуде качания кривошипа *B* амплитуда качания точек A_1 и A_2 изменяется в нужном направлении. Тем самым меняется амплитуда качания коромысел, а значит, угол поворота вала *1* за одно качание этих коромысел. В частности, опыт показал: положение ползуна можно менять так, что точки A_1 и A_2 оказываются неподвижными. Это означает, что, например, при неизменной амплитуде качания вала *15* вал *1* останется неподвижным. В целом же диапазон регулирования вариатора может быть реализован в пределах от передаточного числа, равного единице, до передаточного числа, равного бесконечности. Другими словами, частота вращения вала *1* вариатора можно менять от равной частоте вращения выходного вала ДВС до нуля.

Как это получается, рассмотрим на примере (рис. 2) рядного четырехтактного четырехцилиндрового двигателя, цилиндры которого Р1, Р2, Р3, Р4 пронумерованы в соответствии с порядком их работы. При этом будем считать, что валы *6* и *10* вариатора приводятся в качательное движение от штатных шатунов *15* и коромысел *13* ДВС. Но для привода маховика *8* в конструкцию двигателя введен кривошипно-коромысловый механизм, коромысло *9* которого приводится от вала *10*. Передаточное отношение данного механизма выбрано таким, чтобы при качании коромысла *9* из одного крайнего положения в другое кривошип *4* поворачивался на 180°.

Из рис. 2 видно, что вариатор *B* встроен в конструкцию двигателя и составляет с ним единое целое. Управление клапанами газораспределения осуществляется от распределительного вала *2*, который приводится во вращение либо от вала *10*, либо от вала *6*. На последних размещены обгонные муфты *11* и *12*, которые, в зависимости от направления их вращения, приводят зубчатые колеса *1*, *3*, *5* и *14*, связанные с валом *6* либо — с валом *10*.

Работа двигателя сводится к следующему.

Допустим, что рабочий такт совершается в цилиндре Р1. Тогда в цилиндре Р2 будет такт сжатия, в цилиндре Р3 — такт всасывания, в цилиндре Р4 — такт выхлопа. Для того чтобы совершались эти такты, валы *6* и *10* должны вращаться в разные стороны и амплитуды их качания должны быть равны. Оба эти условия соблюдаются, поскольку в вариаторе предусмотрен механизм конического реверса.

В тот момент времени, когда заканчивается рабочий такт в цилиндре Р1, заканчивается такт сжатия в цилиндре Р2 и в нем начинается рабочий такт. Это значит, что вал *6* начнет вращаться по часовой стрелке, а вал *10* — против часовой стрелки, и в цилиндрах Р1 и Р3 будут происходить соответственно такты выхлопа и сжатия, а в цилиндре Р4 — такт всасывания. Далее рабочий такт совершается последовательно в цилиндрах Р3 и Р4. То есть все такты совершаются в соответствии с принципом работы четырехтактного четырехцилиндрового двигателя.

Нормальная работа ДВС возможна только при наличии маховика. В рассматриваемой схеме он есть: это маховик *8*, который приводится во вращение от качающихся вала *10* и коромысла *9*. То есть в тех случаях, когда двигателю требуется подпитка энергией маховика, она автоматически поступает через привод маховика *8*, коромысла *9* и вала *10*.

Работу двигателя с другим числом цилиндров, двухтактных, рядных, V-образных и т. д. можно рассмотреть анало-

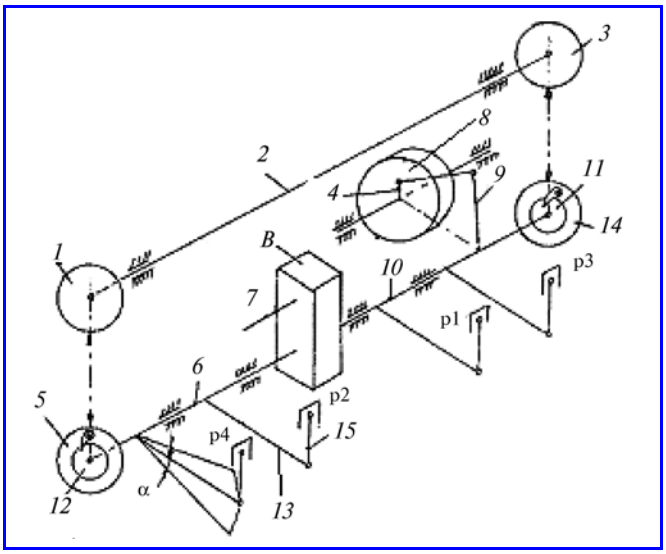


Рис. 2. Схема четырехтактного четырехцилиндрового двигателя со встроенным импульсным вариатором:
1, *3*, *5* и *14* — зубчатые колеса; *2* — распределительный вал двигателя; *4* — кривошип двигателя; *6* и *10* — валы вариатора; *7* — выходной вал вариатора; *8* — маховик; *9* — коромысло маховика; *11* и *12* — обгонные муфты; *13* — коромысло шатуна; *15* — шатун двигателя

гичным образом. Результат получается тот же: все двигатели работать с импульсным вариатором могут.

Теперь о некоторых особенностях ДВС с встроенным импульсным вариатором.

Первая особенность состоит в том, что в большинстве известных попыток создания трансмиссии автомобиля с вариатором его устанавливают в цепи привода после или вместо коробки передач. В случае попыток применения импульсного вариатора (такие попытки также известны) ведущий вал вариатора получает вращательное движение. Но в соответствии с принципом действия импульсного вариатора такое вращение необходимо предварительно преобразовать в движение качания некоторого промежуточного звена, а затем снова преобразовать во вращение выходного вала вариатора. Здесь налицо двойное преобразование движения. В рассматриваемом вариаторе (см. рис. 2) ведущий его вал получает движения качания непосредственно от поршней двигателя, поэтому в этой схеме двойного преобразования движений нет, что упрощает вариатор.

Вторая особенность: принципом действия импульсного вариатора обусловлена неравномерная скорость вращения его выходного вала при равномерной скорости вращения входного вала (выходного вала двигателя). Чтобы уменьшить влияния данного органического недостатка импульсных вариаторов, в его схему вводят не менее трех (обычно четыре—шесть) импульсных механизмов, работающих последовательно. В рассматриваемой схеме (вариатор, встроенный в двигатель) нужно иметь лишь два импульсных механизма, а неравномерность хода выходного вала вариатора определяется главным образом работой двигателя, т. е. она будет почти такой же, как в обычном двигателе с тем же числом цилиндров. (В схеме на рис. 1 один из импульсных механизмов состоит из вала *15* с кривошипом *B*, коромыслов *5* и *11*, шатуна *7*, зубчатого обгонного механизма *4* и выходного вала *1*.)

Причиной неудач попыток применить импульсный вариатор в трансмиссии автомобиля было несовершенства обгонных механизмов. Но созданные в последнее время механизмы, исследованные и многократно испытанные, позволяют утверждать, что эта причина неудач применения импульсного вариатора в трансмиссии автомобиля устранена.

Важной характеристикой вариатора является, как известно, его диапазон регулирования. И данный импульсный вариатор обладает, как сказано выше, тем диапазоном регулирования, который особенно важен именно для трансмиссии, приводимой от ДВС: его передаточное число меняется от единицы, что соответствует прямой передаче в трансмиссии, до бесконечности, когда двигатель нормально работает, а выходной вал вариатора неподвижен. Что позволяет совершать пуск двигателя без размыкания кинематической цепи трансмиссии, т. е. без применения сцепления. Не требуется оно и для перехода от одной скорости движения автомобиля к другой, поскольку вариатор регулируется на ходу и под нагрузкой. Таким образом, четвертая особенность рассматриваемого вариатора состоит в том, что при нем в трансмиссии не нужно сцепление.

Названный выше диапазон регулирования вариатора можно назвать кинематическим диапазоном регулирования. Но в технике используют и понятие "силовой диапазон регулирования", которое определяет диапазон регулирования не только из условий кинематических возможностей передачи, но и условий прочности ее деталей. А эти условия характеризует максимальный вращающий момент, который способна "пропустить через себя" передача. Отношение данного максимального момента к моменту при максимальной скорости движения АТС называют силовым диапазоном регулирования.

Для его определения надо знать, очевидно, наиболее "узкое" место (слабое звено) в передаче. И при разработке вариатора с клиновыми обгонными механизмами нами было принято, что таким местом являются именно данные механизмы. Расчеты дали величину силового диапазона регулирования, равную 20, что гораздо больше, чем у современных автомобилей, где он варьируется от 4 до 10 (меньшие значения — для легковых автомобилей). Причем наиболее благоприятным будет такое регулирование в трансмиссии, когда величина мощ-

Сравниваемый параметр	Трансмиссии	
	со встроенным импульсным вариатором	механическая
Двигатель	Четырехтактный рядный	
число цилиндров	4	
диаметр цилиндра, мм	79	
ход поршня, мм	80	
рабочий объем, л	1,570	
степень сжатия	8,5	
номинальная мощность, кВт (л. с.)	43,3 (58,8)	
Ведущее звено:		
тип	Коромысло 13 (см. рис. 2)	Кривошип
движение	Качание на угол $\alpha = 45°$	Вращение
размер, мм	56,56	40
Полная масса автомобиля, кг	1450	1450

ности, подаваемой на ведущий вал передачи, остается практически такой же, как и на ее выходном валу. Иначе говоря, когда регулирование происходит из условия постоянства передаваемой мощности. Что возможно, если внутренние потери в передаче мало зависят от положения ее регулирующего органа. Нетрудно видеть, что именно это условие соблюдается в предлагаемом вариаторе.

Еще одна особенность состоит в том, что как видно из рис. 2, в трансмиссии отсутствует коленчатый вал в обычном его представлении: возвратно-поступательное движение поршней преобразуется во вращение выходного вала двигателя (на рис. 1 — вала *1*) с помощью импульсных механизмов вариатора.

Рассмотрев особенности работы трансмиссии со встроенным импульсным вариатором; сравним ее с обычной трансмиссией. Для чего параметры обеих трансмиссий сведем в таблицу.

Как видим, в сравниваемых двигателях разные лишь размеры ведущих звеньев. Максимальный угол $\alpha = 45°$ качания ведущего коромысла *13* в трансмиссии с вариатором назначен из конструктивных соображений, связанных с передачей сил в механизме вариатора. И поскольку для двигателей приняты равные ходы *S* поршней, но разное движение ведущих звеньев, то это можно реализовать только тогда, когда длина R_1 коромысла *13* равна $R/\sin\alpha$, где R — размер кривошипа двигателя без встроенного вариатора. То есть $R_1 = 1{,}41R$.

Ограничимся, в целях экономии места, сравнением этих трансмиссий при установившемся движении автомобилей на прямой передаче со скоростью 90 км/ч. Применительно к вариатору это означает, что его оси O_1O_1 и OO совмещены, а размеры коромысел *9* и *11* (см. рис. 1) равны $2R$ (рис. 3) и ко-

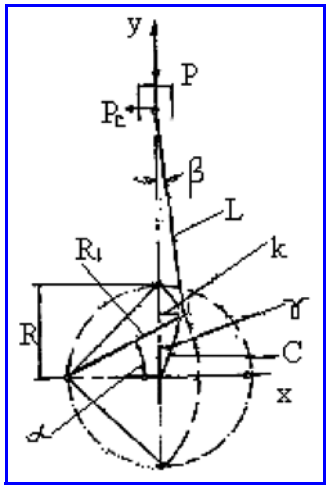


Рис. 3. Расчетная схема вариатора

ромысел *3* и *5* — *R*. Тогда нетрудно убедиться, что крутящие моменты на входе и выходе вариатора равны; т. е. передача в трансмиссии — прямая.

Двигатель со встроенным вариатором взят дезаксиальный; поэтому силы $P_c = P\text{tg}\beta$ давления на стенки цилиндра при одинаковых давлениях $p_{газов}$ на днище поршня у него и обычного ДВС будут неодинаковыми. Следовательно, разными будут и работы этих сил, а значит, и потери на трение, и темпы изнашивания поршневой группы. И это при том, что путь сил давления на днище поршня за цикл работы в обоих двигателях одинаков. Одинакова также и частота движения поршня, поскольку скорость движения сравниваемых автомобилей одна и та же. Поэтому сравнение работ силы P_c равноценно сравнению мощностей сил трения в этих двигателях.

Работу A_p за один ход поршня из верхнего в нижнее положение дает, как известно, формула $A_p = S\int_\alpha P\text{tg}\beta d\alpha$, в которой S — ход поршня, α — угол, определяющий положение ведущего звена двигателя.

Если учесть перечисленное, то дело сводится к сравнению интегралов $\int_\alpha P\text{tg}\beta d\alpha$. Для малых углов β — без большой ошибки. Причем $\text{tg}\beta = \sin\beta$. Тогда для обычного ДВС, как известно, имеем: $\sin\beta = \lambda\sin\alpha = \frac{R}{L}\sin\alpha$, где R — размер кривошипа, L — длина шатуна. В итоге получаем: $\int_0^\pi \sin\beta d\alpha = \int_0^\pi \lambda\sin\alpha d\alpha = 2\lambda$. И если принять, что $\lambda = 0{,}25$, то искомый интеграл равен 0,5.

Для трансмиссии с вариатором интеграл может иметь следующий вид:

$$\int_{0,25\pi}^{0,75\pi} \sin\beta i\alpha \int_{0,25\pi}^{0,75\pi} \frac{C}{L}\sin\gamma d\alpha,$$

где $C = \sqrt{K^2 + (1{,}4R\sin\alpha)^2} = R\sqrt{(1{,}4\cos\alpha - 1)^2 + (1{,}4R\sin\alpha)^2}$, $\gamma = \arccos\left(\frac{1{,}4R}{C}\sin\alpha\right)$.

Определим его численным методом с шагом $\Delta = 0{,}1572$. Результаты:

$$\int_{0,25\pi}^{0,75\pi} \sin\beta d\alpha = \int_{0,25\pi}^{0,75\pi} J\Delta = 2\Delta(J_1 + 2J_2 + 2J_3) \cong 0{,}1,$$

где $J = C\sin\left[\arccos\left(\frac{1{,}4R}{C}\sin\alpha\right)\right]$, $J_1 = 0{,}0980$; $J_2 = 0{,}0831$; $J_3 = 0{,}0332$ — значения подынтегральной функции J.

Таким образом, получается, что мощность трения в поршневой паре двигателя со встроенным вариатором примерно в 5 раз меньше, чем в паре обычного ДВС. Что позволяет прогнозировать соответствующее уменьшение износа этих трущихся деталей и повышение их долговечности. И если принять, что данные о потерях на трение поршня о цилиндр в обычном двигателе, опубликованные в научной литературе, составляют 45—65 %, справедливы, то это означает, что общие механические потери в двигателе с вариатором будут на 40 % меньше, а механический КПД — на 25% больше. Благодаря чему расход топлива на 16,3% меньше. Снизится и теплонапряженность двигателя.

Что касается массово-габаритных размеров, то и они тоже на ~20 % меньше.

К сказанному выше остается добавить, что на двигателе со встроенным импульсным вариатором остаются такими же, как и на обычных ДВС, системы газораспределения, топливоподачи, зажигания, уравновешивания. Существенно и то, что в рассмотренной трансмиссии используются известные, хорошо проверенные годами эксплуатации детали и узлы. Что в полной мере относится также и к новым обгонным механизмам, которые благодаря их достоинствам позволяют передавать требуемые крутящие моменты с частотой включения до 7000—8000 мин$^{-1}$.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.114.42"401"

Оценка остаточного ресурса карьерных самосвалов

Кандидаты техн. наук Е.В. ОВЕЧКИНА и А.В. СОКОЛОВСКИЙ,
канд. геол.-мин. наук В.Е. КАПЛАН, канд. экон. наук А.В. КАПЛАН

Нижнетагильский ТИ, ОАО "НТЦ-НИИОГР"

Очевидно, что остаточный ресурс АТС зависит от их пробега с начала их эксплуатации и ее продолжительности. Но не только: фактическая его величина определяется также и конкретными условиями эксплуатации. Поэтому для эксплуатирующих предприятий проблема оценки именно фактического остаточного ресурса и реальной остаточной стоимости АТС была, есть и будет весьма актуальной: без ее решения очень трудно планировать свою производственно-финансовую деятельность на будущее. В частности, обоснованно прогнозировать транспортные возможности предприятия (объемы перевозок, отходы АТС в ремонт, порядок обновления автопарка и т. д.). Как это целесообразно делать, покажем на примере ОАО "Южный Кузбасс" — предприятия, автопарк которого в основном состоит из карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности.

Фактические показатели для анализа остаточного ресурса АТС данного ОАО представляют собой выборку, в состав которой входят списанные за период 2000—2005 гг. самосвалы БелАЗ-7512 грузоподъемностью 120 т. Их оказалось 27. Причем автозавод для данного самосвала установил (табл. 1) срок t_m эксплуатации 7 лет и нормативный пробег S_m, равный 333 333 км. Фактически же ОАО самосвалы эксплуатировало от 7,8 до 13,6 лет (в среднем 10,7 лет) и списывало их при пробеге от 292 до 605 тыс. км (в среднем 458 тыс. км).

Из таблицы следует два вывода. Первый: заводские ресурсы и по времени, и по пробегу не совпадают с фактическими. Второй: сроки эксплуатации и пробег самосвалов при списании — случайные величины, образующие двумерное распределение.

Таблица 1

№ самосвала	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_m, годы S_m, км	7,76 398 964	8,42 463 000	8,94 369 864	9,33 415 055	9,34 432 302	9,48 526 002	9,92 534 012	10,02 454 497	10,10 512 601
№ самосвала	10	11	12	13	14	15	16	17	18
t_m, годы S_m, км	10,20 408 396	10,73 433 077	11,02 428 500	11,08 363 365	11,18 604 963	11,32 511 000	11,39 450 943	11,39 526 354	11,46 436 400
№ самосвала	19	20	21	22	23	24	25	26	27
t_m, годы S_m, км	11,61 394 583	11,70 495 407	11,96 525 278	12,25 466 355	12,42 399 718	12,83 349 591	12,90 291 817	13,17 561 476	13,59 383 800

Для удобства пользования авторы представили это распределение в нормализованных значениях, смысл которых в том, что срок t_m эксплуатации и пробег S_m АТС выражаются в единицах среднеквадратичного отклонения (стандарта) и не превышают ±3.

В системе координат "срок—пробег" (рис. 1) нормализованным значениям отвечает рассеяние в пределах

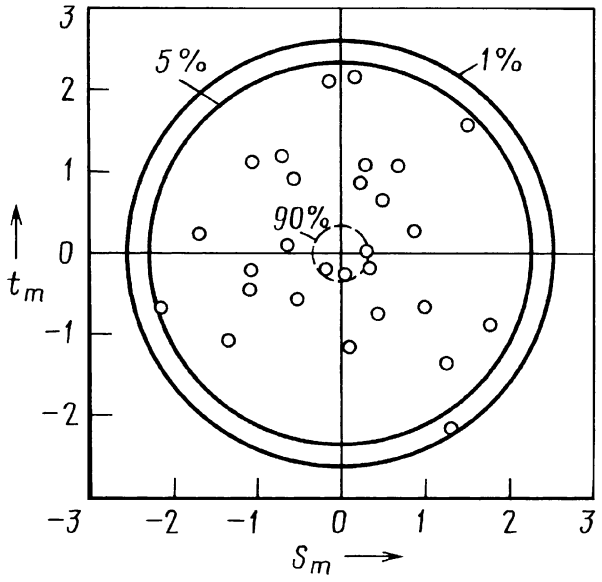


Рис. 1. Доверительные вероятности ошибок отклонения гипотезы о списании автомобиля

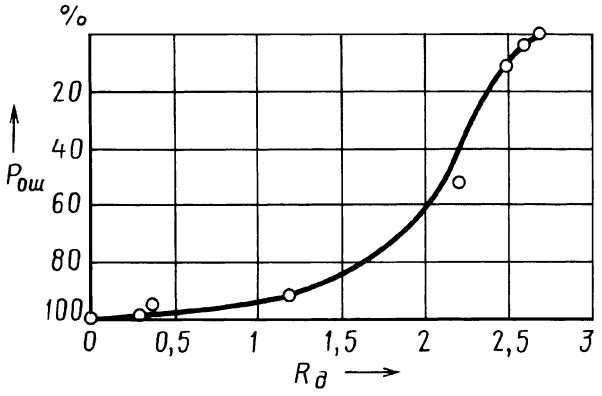


Рис. 2. Зависимость вероятности ошибки отклонения гипотезы о списании автомобиля от радиуса доверительной области

круговой области с центром (0,0), который соответствует математическим ожиданиям случайных величин.

Не вдаваясь в построение непростой двумерной математической модели распределения зависимых случайных величин, по рис. 1 возможно прямым подсчетом оценить вероятность ошибки отклонения гипотезы о списании самосвала с тем или иным сроком эксплуатации и пробегом. Правда, только приблизительно. Причем вероятность ошибки определяется фактической долей АТС с бóльшими значениями эксплуатации и пробега.

Так, при рекомендуемом заводом сроке t_m эксплуатации (7 лет) и его нормализации по формуле № 1 (табл. 2) $t_0 = -2{,}66$. В результате аналогичного расчета (формула № 2) по нормализации гарантируемого пробега S_m = 333 333 км, $S_0 = -1{,}6$.

Как видно из рис. 1, точка с координатами (−2,66; −1,6) находится вне всех окружностей с оценками вероятностей ошибки отклонения гипотезы о списании автомобиля, т. е. вероятность ошибки меньше 1 %. Но при практической оценке отклонения гипотезы о списании автомобиля вполне приемлемой считается гораздо большая вероятность ошибок — 5 %. Значит, в рассматриваемых условиях эксплуатации статистических оснований для списания самосвалов по показателям, рекомендуемым БелАЗом нет. Другими словами, автозавод, назначая ресурс своей продукции, ориентировался на более жесткие, чем в условиях ОАО "Южный Кузбасс", условия ее эксплуатации. Следовательно, ОАО, списывая самосвалы по фактическому их состоянию, явно выиграло.

Радиусы $R_о$ доверительных областей (окружностей) подбираются, исходя из остающейся вне окружности доли списанных АТС. Результаты такого подбора позволяют построить рис. 2, отражающий зависимость вероятности $R_{ош}$ ошибки отклонения гипотезы о списании от $R_о$. При этом величина $R_о$ подсчитывается по формуле № 3. В нашем случае $R_о = 3{,}11$. А при таком его значении ошибка отклонения гипотезы о списании, как видно из рис. 1, близка к нулю.

В результате, обработка фактической выборки из нормализованных значений сроков эксплуатации и пробегов списанных АТС позволяет приближенно оценить вероятность ошибки при отклонении гипотезы (заводского ресурса) о списании. Иначе говоря,

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$t_0 = \frac{t - m_t}{d_t}$	$m_t = 10{,}95$ — математическое ожидание сроков эксплуатации списанных АТС; $d_t = 1{,}48$ — стандарт сроков эксплуатации этих АТС
2	$S_0 = \frac{S_m - m_s}{d_s}$	$m_s = 449\ 530$ км — математическое описание пробега до списания АТС; $d_s = 13\ 956$ км — стандарт пробега
3	$R_0 = \sqrt{t_0^2 + S_0^2}$	—
4	$-dL = kt$	k — коэффициент пропорциональности
5	$L(t) = -\int ktdt = b - \frac{k}{2}t^2$	—
6	$S_m = \int_0^{t_m} J(t)dt = \int_0^{t_m}\left(b - \frac{k}{2}t^2\right)dt = t_m\left(b - \frac{k}{6}t_m^2\right)$	—
7	$L_m = \frac{S_m}{t_m} = b - \frac{k}{6}t_m^2 = b - at_m^2$	—

можно спрогнозировать вероятные срок эксплуатации и пробег до списания в рассматриваемых условиях. Однако если составить математическую модель взаимосвязи общего пробега S_m и продолжительности эксплуатации t_m АТС до списания, то она позволяет более строго подойти к оценке остаточного ресурса в любой период. Попытаемся получить такую модель.

Расход ресурса АТС за год (годовой его пробег $L_г$) в связи со старением деталей, необходимостью их ремонта и уменьшением производительного времени работы со временем снижается. Данное уменьшение ($-dL_г$) можно считать линейным, или пропорциональным времени t эксплуатации и записать в виде дифференциального уравнения (формула № 4), интеграл которого будет иметь вид формулы № 5.

В свою очередь, общий пробег S_m АТС за все годы t_m его эксплуатации до списания определяется интегралом от годового пробега, т. е. имеет вид формулы № 6. Отсюда среднегодовой пробег за все годы эксплуатации до списания дает формула № 7. Она и есть модель обратной стохастической зависимости среднегодового пробега рассматриваемых АТС от общего времени их эксплуатации. Она строится на основе принципов оптимальной аппроксимации по данным обучающей выборки, отвечающей фактическому общему пробегу S_m и общему времени t_m эксплуатации АТС в конкретных условиях. Регулярные и случайные составляющие ее зависимой (L_m) и независимой (t_m) переменных складываются из годовых пробегов. Причем распределения случайных составляющих должны, в соответствии с центральной предельной теоремой теории вероятностей, сводиться к нормальному закону.

Исходя из последнего, параметры модели и ее график рассчитываются методом наименьших квадратов, реализуемым в программных средствах встроенными процедурами математического программирования. При этом целевой функцией является минимум суммы квадратов отклонений моделируемой зависимой переменной, равной $b - at_m^2$, от значений L_m, представляющая собой отношение фактического общего пробега к общему времени использования АТС. Применительно к 27 списанным в ОАО "Южный Кузбасс" самосвалам БелАЗ-7512 такой график приведен на рис. 3 (кривая *2*).

Корреляционное отношение связи, показанной на рис. 3, значимо и составляет 0,71. То есть модель оптимальна, так как удовлетворяет сущностным свойствам явления, выраженным дифференциальным урав-

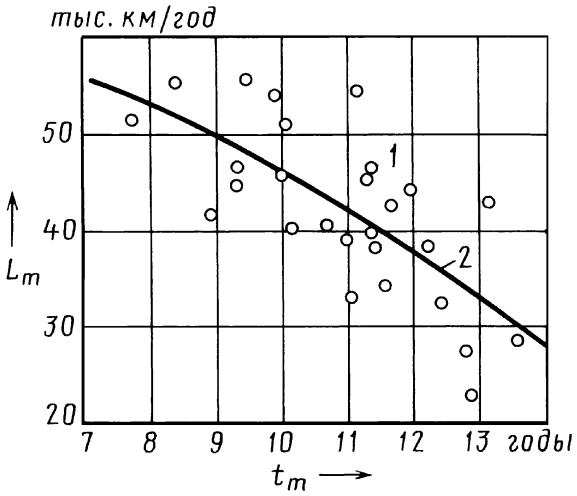


Рис. 3. Фактическая (1) и оптимальная (2) зависимости $L_m = f(t_m)$ для самосвалов БелАЗ-7512

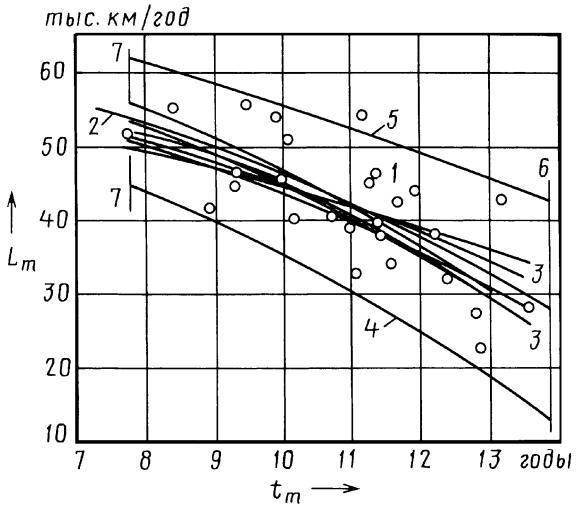


Рис. 4. Фактическая (1), оптимальная (2) и при вариациях (3) последовательности остатков; 4, 5, 6 и 7 — границы области рассеяния с 95 %-й доверительной вероятностью зависимости $L_m = f(t_m)$ для самосвала БелАЗ-7512

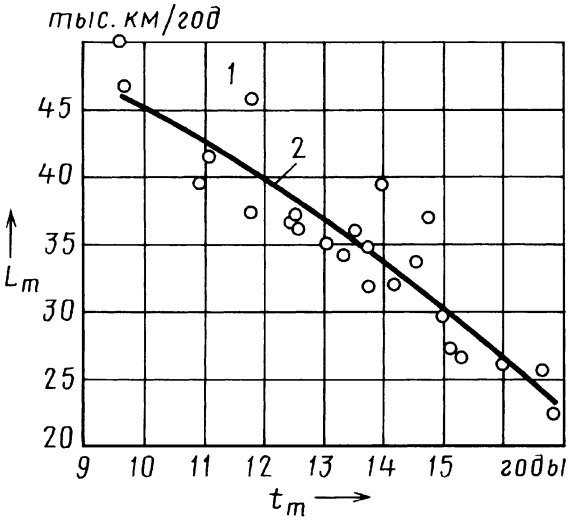


Рис. 5. Фактическая (1) и оптимальная (2) зависимости $L_m = f(t_m)$ для самосвалов БелАЗ-75211 и БелАЗ-75213

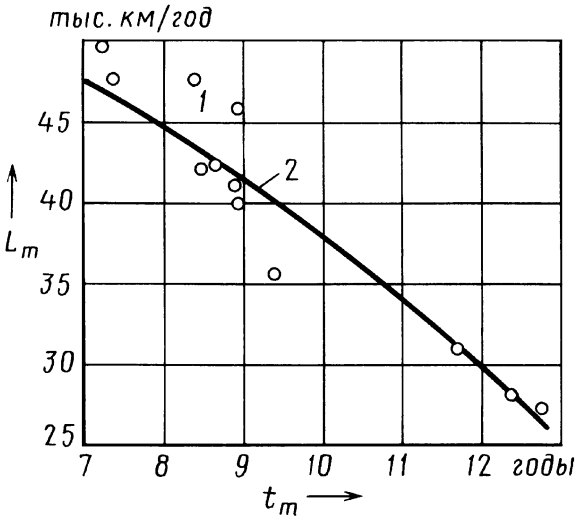


Рис. 6. Фактическая (1) и оптимальная (2) зависимости $L_m = f(t_m)$ для самосвала БелАЗ-7549

нением № 4, и по сравнению с моделями большего и меньшего порядков обеспечивает лучшее приближение к реальности.

Устойчивость и область рассеяния модели исследовали методом рандомизации остатков, искусственно варьируя последовательности значений случайной составляющей при сохранении нормального закона ее распределения с нулевым математическим ожиданием и стандартом ±6,2.

Последовательность остатков модели образует выборку значений случайной составляющей, которая может иметь множество реализаций. Каждая конкретная реализация с одной и той же регулярной составляющей (значениями изначально подобранной модели) образует случайно измененный вариант эмпирических данных. Ему отвечает своя оценка параметров модели — ее некоторой модификации. Множеству реализаций случайных последовательностей соответствует множество модификаций модели, обусловленных колебаниями оценок параметров (рис. 4 кривая *3*).

При вариациях (рандомизации) остатков получаются следующие оценки коэффициентов модели: $a = 0{,}193 \pm 0{,}033$; $b = 64{,}912 \pm 3{,}811$. Случайные отклонения коэффициентов вызывают рассеяние моделируемой зависимой переменной L_m.

По правилам переноса случайных ошибок коэффициентов на зависимую переменную границы области ее рассеяния рассчитали с 95 %-й доверительной вероятностью (линии *4* и *5*), а исходя из фактического распределения независимой переменной t_m, и границы области ее рассеяния с 95 %-й доверительной вероятностью (кривые *6* и *7*). В результате оценка соответствия АТС условиям списания сводится к проверке попадания данных по ее эксплуатации в доверительную область, ограниченную линиями *4*, *5*, *6* и *7* на рис. 4.

Как видим, установленные автозаводом сроки эксплуатации (7 лет) и нормативный пробег (333 333 км) по времени работы (менее 8 лет) в доверительную область не попадают, а вероятность ошибки при списании самосвала превышает 95 %.

Таковы результаты у самосвалов БелАЗ-7112. В случае АТС другой грузоподъемности, очевидно, модель требует некоторой корректировки. Так, для самосвалов БелАЗ-75211 и БелАЗ-75213 грузоподъемностью 170 т (статическая выборка по ним приведена в табл. 3) параметры модели, определенные методом наименьших квадратов, оказались следующими: $a = 0{,}119$ и $b = 57{,}097$. При этом зависимость среднегодового пробега $L_г$ от сроков t эксплуатации (рис. 5) и характеризуется относительно высоким корреляционным отно-

Таблица 3

№ самосвала	1	2	3	4	5	6	7	8
t_m, годы	16,86	16,66	16,02	15,33	15,17	15,02	13,82	14,23
S_m, км	377 209	427 135	417 607	407 960	410 452	443 397	439 215	454 672
№ самосвала	9	10	11	12	13	14	15	16
t_m, годы	14,59	13,37	13,77	13,09	13,55	12,61	13,50	14,81
S_m, км	490 849	455 426	477 956	457 214	484 597	455 121	457 621	546 510
№ самосвала	17	18	19	20	21	22	23	24
t_m, годы	12,56	11,82	14,02	10,98	11,12	11,85	9,71	9,63
S_m, км	464 531	441 341	532 012	432 464	460 198	542 045	452 060	480 958

Таблица 4

№ самосвала	1	2	3	4	5	6	7
t_m, годы S_m, км	12,75 345 121	12,38 346 956	11,71 361 600	9,41 333 420	8,96 356 395	8,92 365 215	8,51 356 990
№ самосвала	8	9	10	11	12	13	
t_m, годы S_m, км	8,67 366 239	6,71 302 113	8,95 409 500	8,40 399 000	7,38 351 205	7,25 359 407	

шением (0,914). Для списанных самосвалов БелАЗ-7549 грузоподъемностью 80 т (табл. 4) показатели согласуются с моделью при $a = 0{,}187$ и $b = 56{,}713$. Причем теснота связи характеризуется (рис. 6) весьма высоким (0,94) корреляционным отношением.

Таким образом, изложенный выше методический подход к оценке остаточного ресурса АТС, основанный на анализе статистических данных о сроках их эксплуатации и пробегах, полностью себя оправдал. Математическая модель, учитывающая фактические данные по общему пробегу и времени эксплуатации, обеспечивает объективную оценку остаточного ресурса, обоснованный прогноз сроков их дальнейшей эксплуатации и реальное календарное планирование их списания и потребности в замене. Но возможности практического использования данного методического подхода и построенной модели выходят за рамки рассмотренных примеров: он позволяет определять рациональные сроки списания любых видов транспорта и механизмов на основе данных об их фактических сроках службы и наработке.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.162-587:621.822

Новый метод сборки подшипниковых узлов дифференциалов в редукторах ведущих мостов автомобилей

Канд. техн. наук И.А. БУЛАВИН, А.Ю. ГРУЗДЕВ, В.В. ФИЛИППОВ

МГТУ "МАМИ", КаАЗ

Сборка подшипниковых узлов дифференциалов главных передач в редукторах — заключительный и наиболее ответственный этап технологического процесса изготовления ходовой части автомобиля. Именно на этом этапе достигаются (или не достигаются) требуемые параметры зацепления главной передачи и преднатяг подшипников ее дифференциала. Причем данный этап плохо поддается автоматизации, а если точнее — до сих пор остается ручным и требует высокой квалификации сборщика.

Вместе с тем даже незначительные погрешности, допущенные при сборке подшипникового узла, чрезвычайно сильно влияют на эксплуатационные показатели его работы и надежность редуктора в целом. Отсюда и "строгости", предъявляемые к технологии сборки. Например, даже в таких, казалось бы, мелочах: при установке дифференциала в сборе с ведомой шестерней в большинстве конструкций редукторов их крышки необходимо снимать, предварительно промаркировав по их месту на картере.

Но главное — обеспечение такого преднатяга подшипников дифференциала, который обеспечивает бесшумную, с минимальными потерями на трение и ударными нагрузками работу дифференциала. Причем преднатяга подшипников не только ведомой шестерни, но и ведущей шестерни редуктора.

Об этом хорошо известно всем — конструкторам, технологам и потребителям автомобильной техники. Тем не менее редукторы, к сожалению, очень часто "гудят". И здесь, на наш взгляд, сказывается то, что у специалистов до сих пор нет единого мнения о параметрах, по которым нужно регулировать преднатяги. Это подтверждает табл. 1, в которой приведены ТУ на регулирование преднатяга подшипников дифференциала.

Как видим, наши автозаводы регулируют преднатяг подшипников дифференциала по одному из четырех параметров: либо по углу поворота корончатого регулировочного резьбового кольца (например, на два паза от положения "нулевого" осевого люфта); либо по моменту $M_з$ затяжки этого резьбового регулировочного кольца (например, в диапазоне от 50 до 150 Н · м, или от 5,1 до 15,3 кгс · м); либо по моменту $M_{пр}$ проворота дифференциала в подшипниках при снятой ведущей шестерне или по приращению момента на ведущей шестерне при регулировании подшипников ведомой шестерни; либо преднатягом по деформации гнезд под подшипники. Причем регулирование по четвертому из перечисленных параметров — наиболее распространенный метод контроля осевого сжатия подшипников.

Характерно и еще одно обстоятельство: во всех случаях регулирование завершается стопорением резь-

Таблица 1

Завод-изготовитель, модель АТС	Технология регулирования преднатяга подшипников в редукторе	Величина параметра
КамАЗ	Измерения деформации ΔL гнезд подшипников	ΔL = 0,1÷0,2 мм
БелАЗ	Регулировочные гайки с помощью ключа ($l_{кл}$ = 500 мм) затянуть до отказа, затем отвернуть до совпадения ближайшей прорези со стопорными пластинами	Осевой люфт должен быть равен нулю
КрАЗ	Момент $M_з$ затяжки гайки должен быть равен 300—360 Н · м (30,6—30,7 кгс · м). Осевое перемещение подшипников дифференциала предотвращают опорные кольца	—
"Урал 375"	Момент затяжки гаек крышек не менее 250 Н · м (25,5 кгс · м)	ΔL = 0,15÷0,25 мм
ГАЗ-66	Подшипники дифференциала не должны иметь предварительной затяжки и осевого перемещения	—
МАЗ	$M_{тр_{диф}}$ при снятой ведущей шестерне равен 2—3 Н · м (0,2—0,3 кгс · м)	—
УАЗ	По деформации гнезд подшипников	ΔL = 0,2 мм
ЗИЛ-133	Для получения правильного преднатяга конических подшипников дифференциала регулировочные гайки с обеих сторон затягивать на два паза от положения нулевого осевого люфта	—
ЗИЛ-4104	По деформации гнезд подшипников	ΔL = 0,16÷0,22 мм
ВАЗ-2107	То же	ΔL = 0,1÷0,15 мм
ГАЗ-3110 "Волга"	По приращению момента на ведущей шестерне до 6 Н · м (0,61 кгс · м)	—
ГАЗ-3203 "ГАЗель"	По деформации гнезд подшипников	ΔL = 0,15÷0,2 мм
ЛиАЗ-5256	То же	ΔL = 0,14÷0,15 мм
Редуктор фирмы РАВА	Момент затяжки установочных обойм (резьбовых колец) дифференциала равен 150 Н · м (15,3 кгс · м)	—

бовых колец пластинами "до совпадения ближайшей прорези паза".

Очевидно, что все перечисленные параметры регулирования преднятга — косвенные: с их помощью определить главный параметр преднатяга, силу осевого сжатия подшипников, которая, собственно, и обеспечивает требуемую жесткость узла, проконтролировать невозможно.

В МГТУ "МАМИ" разработана методика определения именно требуемой силы преднатяга для подшипников ведущей и ведомой шестерен редукторов и установлена взаимосвязь косвенных параметров преднатяга подшипников, конструктивных особенностей редуктора и силовых факторов, возникающих в процессе эксплуатации. Связь, которая, на наш взгляд, позволяет не только избавиться от "разноголосицы" в технологиях, но и повысить качество сборки дифференциалов.

Преднатяг (осевое сжатие F_0) подшипников дифференциала, очевидно, должен быть таким, чтобы стык в разгружаемом подшипнике из-за осевой податливости ΔL самих регулируемых подшипников, податливости $\delta_{a\Sigma}$ гнезд в картере редуктора и суммарной осевой силы F_a, действующей на нагружаемый подшипник, не раскрывался. Это произойдет, что тоже очевидно, в точке пересечения (рис. 1) кривых *1* и *2*, т. е. при условии, что требуемая сила F_0 преднатяга будет соответствовать данной точке. Положение последней, т. е. величину F_0, можно подсчитать по следующей формуле:

$$F_0 = F_{a\Sigma}\left(\frac{\dfrac{C_1}{\sin^{1,8}\beta_1}+K_1}{\dfrac{C_1}{\sin^{1,8}\beta_1}+\dfrac{C_2}{\sin^{1,8}\beta_2}+K_1+K_2}\right)^{\frac{1}{m}}.$$

В ней: C_1 и C_2 — постоянные коэффициенты осевой податливости подшипников, зависящие от числа z, длины $l_р$, диаметра $d_р$ роликов в соответствии с эмпирической зависимостью $C_{1(2)} = z^{-0,44} l_р^{-0,28} - d_р^{-0,18}$; K_1 и K_2 — постоянные коэффициенты осевой податливости гнезд под подшипники, зависящие от конструкции картера редуктора и определяемые экспериментально; m — показатель степени, характеризующий нелинейный (m = 0,6÷0,8) или линейный (m = 1) вид кривой осевой податливости подшипника и гнезда на рис. 1; β_1 и β_2 — углы конуса наружных колец нагружаемого и разгружаемого подшипников, причем величины этих углов, как показал анализ конструкций редукторов различных автомобилей, находятся в диапазоне 11—30°.

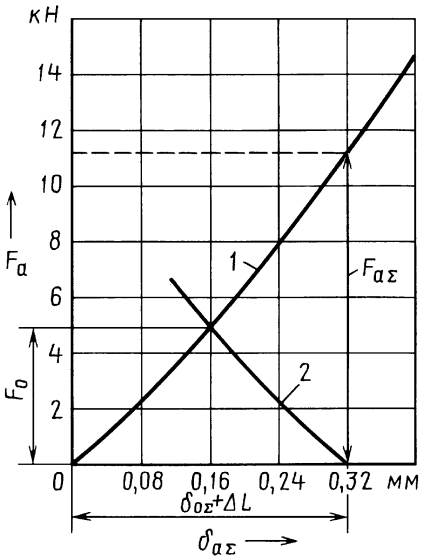


Рис. 1. Зависимость осевой силы от податливости в случае нагружения (1) и разгружения (2) подшипника

В результате аналитических исследований и анализа технических требований к редукторам в эксплуатации установлен также и примерный диапазон суммарной осевой силы $F_{a\Sigma}$: она, с учетом реакции в опорах от окружных и радиальных сил в зацеплении главных передач легковых и грузовых автомобилей, действующих на нагружаемый подшипник, варьируется в диапазоне 5—50 кН (510—5100 кгс).

Расчеты по данной формуле дают (табл. 2) возможность выбирать силу F_0 преднатяга в зависимости от углов β_1 и β_2 конуса подшипников и суммарной осевой силы $F_{a\Sigma_i}$, действующей на нагружаемый подшип-

Таблица 2

$F_{a_{max}}$, кг	β_2, град.	Значения F_0, кН (кгс), при β_1, рад.			
		11	15	20	30
500	11	2,5 (250)	2,2 (220)	2,0 (202)	1,8 (187)
	15	2,7 (279)	2,5 (250)	2,3 (231)	2,1 (215)
	20	2,9 (297)	2,6 (268)	2,5 (250)	2,3 (234)
	30	3,1 (312)	2,8 (284)	2,6 (266)	2,5 (250)
1000	11	4,9 (500)	4,3 (440)	4,0 (405)	3,7 (375)
	15	5,5 (558)	4,9 (500)	4,5 (462)	4,2 (431)
	20	5,8 (594)	5,3 (536)	4,9 (500)	4,6 (468)
	30	6,1 (625)	5,6 (569)	5,2 (532)	4,9 (500)
2000	11	9,8 (1000)	8,6 (880)	7,9 (810)	7,4 (750)
	15	10,9 (1116)	9,8 (1000)	9,1 (924)	8,5 (862)
	20	11,7 (1188)	10,5 (1074)	9,8 (1000)	9,2 (936)
	30	12,3 (1250)	11,2 (1138)	10,4 (1064)	9,8 (1000)
3000	11	14,7 (1500)	12,9 (1320)	11,9 (1215)	10,0 (1125)
	15	16,4 (1674)	14,7 (1500)	13,6 (1386)	12,7 (1293)
	20	17,5 (1782)	15,8 (1611)	14,7 (1500)	13,8 (1404)
	30	18,4 (1875)	16,7 (1707)	15,7 (1596)	14,7 (1500)
4000	11	19,6 (2000)	17,3 (1760)	15,9 (1620)	14,7 (1500)
	15	21,9 (2232)	19,6 (2000)	18,1 (1848)	16,9 (1724)
	20	23,3 (2376)	21,1 (2148)	19,6 (2000)	18,4 (1872)
	30	24,5 (2500)	22,3 (2276)	20,9 (2128)	19,6 (2000)
5000	11	24,5 (2500)	21,6 (2200)	19,9 (2025)	18,4 (1875)
	15	27,4 (2790)	24,5 (2500)	22,7 (2310)	21,1 (2155)
	20	29,1 (2970)	26,3 (2685)	24,5 (2500)	23,0 (2340)
	30	30,7 (3125)	27,9 (2845)	26,1 (2660)	24,5 (2500)

ник, и типа АТС. В том числе в редукторах легковых ($F_{a\Sigma}$ = 5÷10 кН, или 510÷1020 кгс) и грузовых автомобилей средней ($F_{a\Sigma}$ = 10÷30 кН, или 1020÷3060 кгс), а также повышенной грузоподъемности ($F_{a\Sigma}$ = = 30÷50 кН, или 3060÷5100 кгс).

Из таблицы следует, что с увеличением угла β_1 нагружаемого подшипника требуемая сила преднатяга уменьшается, а с увеличением угла β_2 разгружаемого подшипника — увеличивается.

И еще одно. В подшипниковых узлах дифференциалов наиболее часто применяются подшипники с $\beta_1 = \beta_2 = 15°$, для которых диапазон сил F_0 преднатяга для легковых автомобилей составляет ~2—5 кН (204—510 кгс), а для грузовых — 5—7 кН (510—713 кгс).

Теперь о деталях. Результаты исследований показывают, что чем больше жесткость (т. е. чем больше угол β_1) нагружаемого подшипника и податливость (т. е. чем меньше угол β_2) разгружаемого подшипника, тем меньшее минимальное предельно допустимое значение силы F_0 преднатяга может быть принято для данного редуктора.

Чтобы установить взаимосвязь параметров регулирования преднатяга (см. табл. 1) подшипников дифференциалов, провели экспериментальные исследования, результаты которых показаны на рис. 2. В том числе на рис. 2, *а* — взаимосвязь силы F_0 преднатяга и угла φ поворота корончатого резьбового регулировочного кольца ("гайки") для резьбы с различным шагом; на рис. 2, *б* — ее же с моментом $M_з$ затяжки регулировочного кольца с различными шагом и диаметром резьбы; на рис. 2, *в* — ее же с моментом $M_{пр}$ проворота наружных колец подшипника, имеющих различные конусы; на рис. 2, *г* — ее же с деформацией ΔL гнезд подшипников, имеющих различную жесткость.

Регулирование силы преднатяга с помощью способа, который иллюстрирует рис. 2, *а*, требует точного определения нулевого положения корончатого кольца, т. е. положения, при котором выбраны все люфты и зазоры в подшипниковом узле. В производстве это условие выполнить трудно. Любая же погрешность "нуля" при затяжке "гайки" приводит к погрешности регулирования силы преднатяга (типичный пример — редукторы автомобилей ЗИЛ). Кроме того, при перекосе и заклинивании наружного кольца может быть создан так называемый "фальш-преднатяг", т. е. полное отсутствие преднатяга. Из рисунка следует: если нулевое положение "гайки" достигнуто и в подшипниковом узле отсутствуют люфты и зазоры, то при повороте регулировочного кольца на 30° сила преднатяга возрастает на ~1,5—2,00 кН. Таким образом, для создания силы преднатяга в 4,5 кН регулировочное кольцо с шагом резьбы 1,5 мм необходимо повернуть от нулевого положения на 90°.

Регулирование преднатяга подшипников дифференциала по моменту $M_з$ затяжки характеризуется (см. рис. 2, *б*) суммарной погрешностью, которая зависит от целого ряда факторов: погрешностей в витках резьбы, шероховатости, потерь на трение в резьбе и на торце, погрешностей торца гайки, точности динамометрического ключа, числа повторных затяжек резьбового соединения и его параметров — шага и среднего диаметра резьбы. Поэтому данный способ также может давать "фальш-преднатяг" (например, при заклинивании наружного кольца подшипника). Кроме того, из рисунка видно, что для создания преднатяга в 4—6 кН для резьб с различными шагами должен быть создан момент затяжки в пределах от 40 до 160 Н · м.

Момент $M_{пр}$ проворота (см. рис. 2, *в*) — косвенная характеристика преднатяга, которая зависит от наличия смазки, качества сборки и изготовления самих подшипников. Тем не менее данный способ регулирования достаточно точен. Однако реализовать его можно только при отсоединенной ведущей шестерне, что конструктивно и технологически не всегда выполнимо. Например, регулирование по приращению момента на ведущей шестерне (автомобиль ГАЗ-3110 "Волга") характеризуется погрешностью, которая накладывается зубчатой передачей с учетом или без учета передаточного отношения шестерен, и дополнительными погрешностями от манжетного уплотнения на хвостовике ведущей шестерни. В результате преднатяг подшипников получается завышенным и на их кольцах наблюдается усталостное выкрашивание (питинг). А если преднатяг и имеет разброс вследствие затяжки "гайки" неконтролируемым регулированием (автомобиль ГАЗ-2705 "ГАЗель"), то это приво-

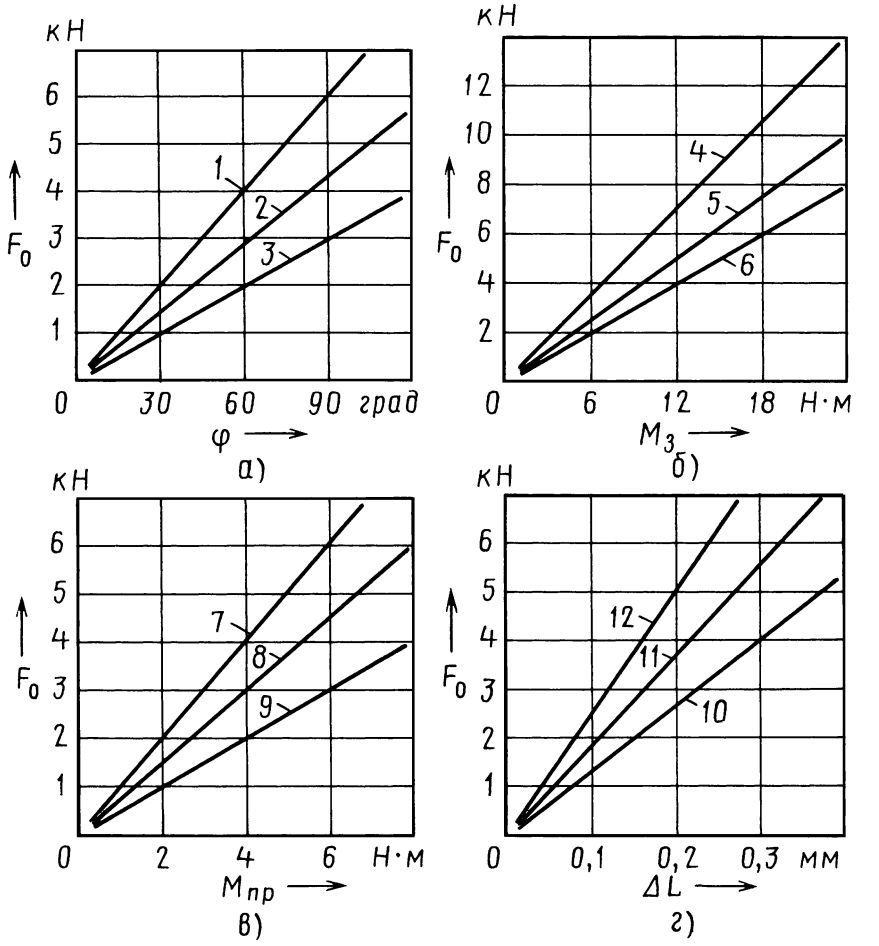


Рис. 2. Зависимость силы преднатяга подшипника от: угла поворота корончатого резьбового кольца ("гайки") и шага резьбы (а); момента затяжки корончатого резьбового кольца, шага и диаметра резьбы (б); момента проворота кольца подшипника и угла конуса наружного кольца подшипника (в); деформации гнезд подшипников и жесткости этих гнезд (г):

1, *2* и *3* — шаг резьбы увеличивается в соответствии с номерами прямых; *4*, *5* и *6* — шаг резьбы соответствует прямым *1*, *2* и *3*, диаметр резьбы увеличивается в соответствии с номерами прямых; *7*, *8* и *9* — угол конуса наружного кольца подшипника увеличивается в соответствии с номерами прямых; *10*, *11* и *12* — деформация гнезд подшипников увеличивается в соответствии с номерами прямых

дит к снижению надежности редуктора (потере преднатяга, нарушению параметров зацепления главной передачи, износу зубьев шестерен и усталостному выкрашиванию в подшипниках).

Самый лучший из способов регулирования силы преднатяга иллюстрирует рис. 2, *г*. Как видим, зависимость имеет линейный характер и минимальный разброс для картеров одного типа. Например, для создания преднатяга в 4—6 кН необходимо обеспечить и зафиксировать линейную деформацию, равную 0,2 мм, что в производственных условиях вполне достижимо с помощью универсальных измерительных средств контроля. (Скажем, специальная контрольно-технологическая оснастка, которая применяется в ОАО "КаАЗ", позволяет определять деформацию гнезд с точностью до 0,01 мм преднатяга.) Кроме того, при регулировании по данному способу исключается вероятность создания "фальш-преднатяга".

Как показывает анализ технологии сборки и регулирования преднатяга подшипников дифференциала в редукторах автомобилей, выпускаемых различными автозаводами отрасли, а также заводов, изготовляющих ведущие мосты, одним из необходимых условий, определяющих точность создания силы преднатяга, является вращение подшипников в процессе регулирования. Это хорошо видно из рис. 3, на котором показаны экспериментальные характеристики осевого сжатия дуплекса подшипников дифференциала с вращением (кривая *1*) и без вращения (кривая *2*): при регулировании преднатяга без вращения создается "фальш-преднатяг" F_0', который после вращения узла вследствие самоустановки роликов в подшипниках или исчезает полностью, или уменьшается на 60—70 %. (Это зависит от осевой податливости подшипников и гнезд в картере редуктора.) Регулирование же преднатяга по деформации гнезд с одновременным вращением подшипников способствует исключению появления "фальш-преднатяга", обеспечивает постоянную силу преднатяга и ее стабильность в процессе эксплуатации. При этом, как показывает многолетний опыт разборки и сборки редукторов с целью выявления причин рекламаций в период гарантийного срока, для более точного регулирования необходимо воздействие ударно-динамического фактора вдоль оси дифференциала (последовательно с двух сторон) с целью устранения зазоров, люфтов, перекосов и заклинивания наружных колец подшипников.

Еще одно из важнейших последствий регулирования преднатяга подшипников по деформации гнезд — надежная затяжка болтов крышек гнезд подшипников до момента, заданного техническими условиями. Однако следует иметь в виду, что на точность регулирования преднатяга сильно влияет угловой шаг пазов корончатого резьбового регулировочного кольца, по которым осуществляется стопорение: при несовпадении паза и стопорного элемента и

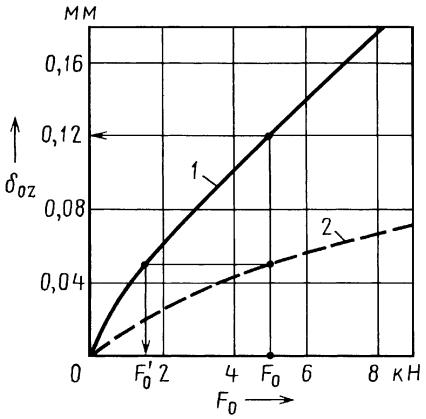


Рис. 3. Зависимость суммарной податливости дуплекса конических подшипников дифференциалов от осевой силы и условий ее регулирования:

1 — регулирование с вращением; *2* — регулирование без вращения

большом угловом шаге пазов регулировочное кольцо приходится дотягивать на больший дополнительный угол, что неизбежно вызывает погрешность регулирования. Причем взаимосвязь параметров регулирования преднатяга, параметров резьбы и углового шага пазов для стопорения довольно однозначная:

$$\Delta\varphi = \frac{T\delta_{0\Sigma} + T\Delta L}{R\mathrm{tg}\alpha}.$$

(В данной формуле $T\delta_{0\Sigma}$ — допуск на линейную величину преднатяга в подшипниках, $T\Delta L$ — допуск на линейную величину деформации гнезд при регулировании преднатяга подшипников, R — средний радиус резьбы корончатого регулировочного кольца, $\alpha = \mathrm{arctg}\frac{t}{\pi D}$ — угол подъема витка резьбы, t — шаг резьбы, $D = 2R$ — средний диаметр резьбы корончатого регулировочного кольца.

Полученная взаимосвязь показывает, что с уменьшением допуска на преднатяг угловой шаг пазов должен быть меньше, а для регулировочных колец с меньшим шагом резьбы — может быть больше. Однако, как показали работы с КамАЗом, меньший шаг витков резьбы кольца не обеспечивает прочность и надежность резьбового соединения в гнездах подшипников дифференциала (смятие и срез витков резьбы, выдавливание "гайки" в редукторах автомобилей КамАЗ).

Таким образом, из всего, что сказано выше, напрашивается один главный вывод: преднатяг подшипников дифференциалов — важнейший параметр качества сборки редукторов. Однако разработчики и изготовители редукторов относятся к нему не так, как он заслуживает. Например, в конструкторской документации задают его условно-ориентировочно, без каких-либо аналитических или экспериментальных обоснований; взаимосвязь факторов регулирования в каждом конкретном случае не изучают или изучают недостаточно; в технологических процессах сборки имеет место слабая технологическая оснащенность, а требуемая точность регулирования достигается главным образом за счет опыта и интуиции сборщика. Что, естественно, сказывается на работоспособности редукторов.

УДК 629.1.02/.03:681.518.54

Диагностирование гидроприводов на основе теории нечеткой логики

Канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет

Диагностирование — процесс определения и оценки технического состояния объекта и перспектив его дальнейшей эксплуатации, цель которого — постановка технического диагноза, т. е. выявление симптомов технического состояния, определение неисправностей, причин их возникновения и выдача заключения о работоспособности объекта. К основным факторам, характеризующим проблему диагностирования технических объектов, относятся сложность и неопределенность происходящих в объекте процессов, особенно в условиях ограничений и неточной информации. Поэтому для ее решения в последнее время все чаще используют современные информационные технологии и методы теории искусственного интеллекта.

Один из таких методов разработан в Российско-Белорусском университете. Что он собой представляет, рассмотрим на примере определения технического состояния автомобильного гидропривода (привода механизма управления коробкой передач, рабочими органами самосвала и т. п.), схема которого приведена на рис. 1.

Очевидно, что при диагностировании данного гидропривода, как и любого технически сложного объекта, ставятся три задачи: определить степень его исправности в целом, выявить конкретные неисправные элементы и характер их неисправностей. Предлагаемый вниманию читателей метод предусматривает поэтапное решение поставленных задач.

Так, первый этап — выбор вектора диагностических параметров $\bar{X}_D$. В нашем случае, т. е. для гидропривода, в качестве основных диагностических параметров, позволяющих оценить исправность привода в целом, метод рекомендует использовать пять физических показателей — расходы Q_i рабочих жидкостей; давления p в магистралях и гидролиниях; расходы Q_i^* утечек жидкости, характеризующие гидравлические потери; температура T рабочей жидкости; ее уровень H в гидробаке. Для диагностирования отдельных элементов по каждому из них выбираются свои параметры. Скажем, для фрикционов и шестерен — износ, для подшипников — биения, зазоры и т. д.

Второй этап — выявление функциональных зависимостей между диагностическими параметрами, а также получение информации о характеристиках переходных

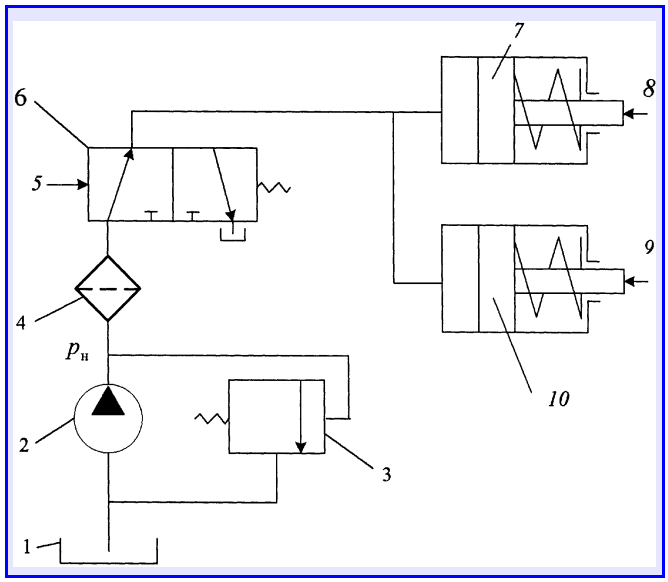


Рис. 1. Схема гидропривода:
1 — гидробак; *2* — насос; *3* — переливной клапан; *4* — фильтр; *5* — управляющее воздействие; *6* — гидрораспределитель; *7* и *10* — исполнительные гидроцилиндры; *8* и *9* — функции взаимодействия рабочих органов с гидроцилиндрами

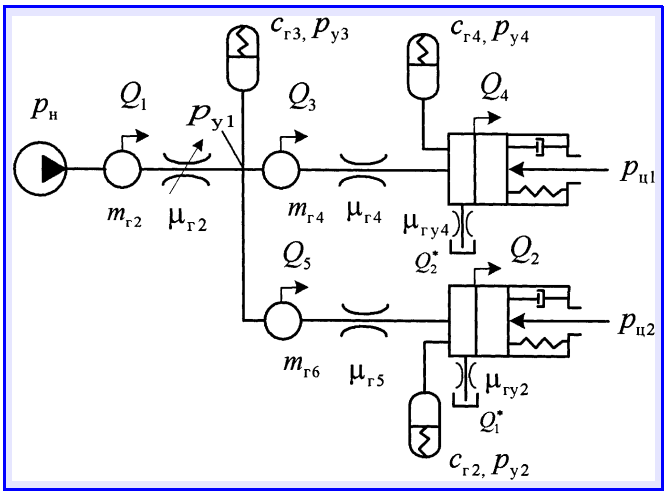


Рис. 2. Динамическая модель гидропривода

процессов. Реализуется он с помощью имитационного моделирования на ЭВМ процессов функционирования гидропривода и теоретических экспериментов. Их итог — зависимости и характеристики, служащие базой знаний системы диагностирования.

Основой для построения математической модели гидропривода служит его динамическая модель (рис. 2), построенная по структурно-матричному методу, разработанному В.П. Тарасиком.

Уравнения этой модели следующие:

$$dQ_1/dt = (p_н - p_{у1} - p_{д1})/m_{г1};$$
$$dQ_2/dt = (p_{у1} - p_{у2} - p_{д2})/m_{г2};$$
$$dQ_3/dt = (-p_{ц1} + p_{у2} - p_{у3} - p_{д3})/m_{г3};$$
$$dQ_4/dt = (p_{у1} - p_{у4} - p_{д4})/m_{г4};$$
$$dQ_5/dt = (-p_{ц2} + p_{у4} - p_{у5} - p_{д5})/m_{г5};$$
$$dp_{у1}/dt = c_{г1}(Q_1 - Q_2 - Q_4);$$
$$dp_{у2}/dt = c_{г2}(Q_2 - Q_3 - Q_1^*); \quad dp_{у3}/dt = c_{г3}Q_3;$$
$$dp_{у4}/dt = c_{г4}(Q_4 - Q_5 - Q_2^*); \quad dp_{у5}/dt = c_{г5}Q_5;$$
$$p_{дi} = \mu_{гi}Q_i; \quad Q_1^* = p_{у2}/\mu_{г6}; \quad Q_2^* = p_{у4}/\mu_{г7}.$$

В них: $p_{уi}$ и $p_{дi}$ — давления упругого и диссипативного i-го элемента; $c_{гi}$, $\mu_{гi}$ — коэффициенты гидравлической жесткости и гидравлического сопротивления соответственно; $m_{гi}$ — параметры инерционных элементов гидравлической магистрали; $p_н$ — давление, развиваемое насосом; $p_{цi}$ — давление источника внешних воздействий на гидроцилиндры.

Графики переходных процессов в гидроприводе и некоторые функциональные зависимости для составления базы знаний нечеткой экспертной системы приведены на рис. 3. При этом надо иметь в виду, что с точки зрения экспертной базы знаний наиболее эффективны графики функциональных зависимостей одних параметров от других. Например, третий из приведенных на рис. 3 графиков относится именно к таким зависимостям и показывает, что с увеличением давления жидкости $p_{у2}$ утечки в гидроцилиндре Q_1^* возрастают примерно по экспоненциальному закону. И второе: такие графики средствами нечеткой логики строятся (путем составления функций принадлежности и продукционных правил) довольно легко.

Третий этап — построение экспертной системы, предназначенной для определения характера и степени неисправностей гидропривода. Данная система разработана в пакете нечеткой логики "Fuzzy Logic Toolbox" с помощью алгоритма вывода типа "Мамдани" и возможностью англоязычного редактирования.

В качестве входных параметров (входов) системы используются (рис. 4), как и определено на первом этапе, пять переменных, несущих информацию о характере неисправностей (давление $p_н$ и подача насоса,

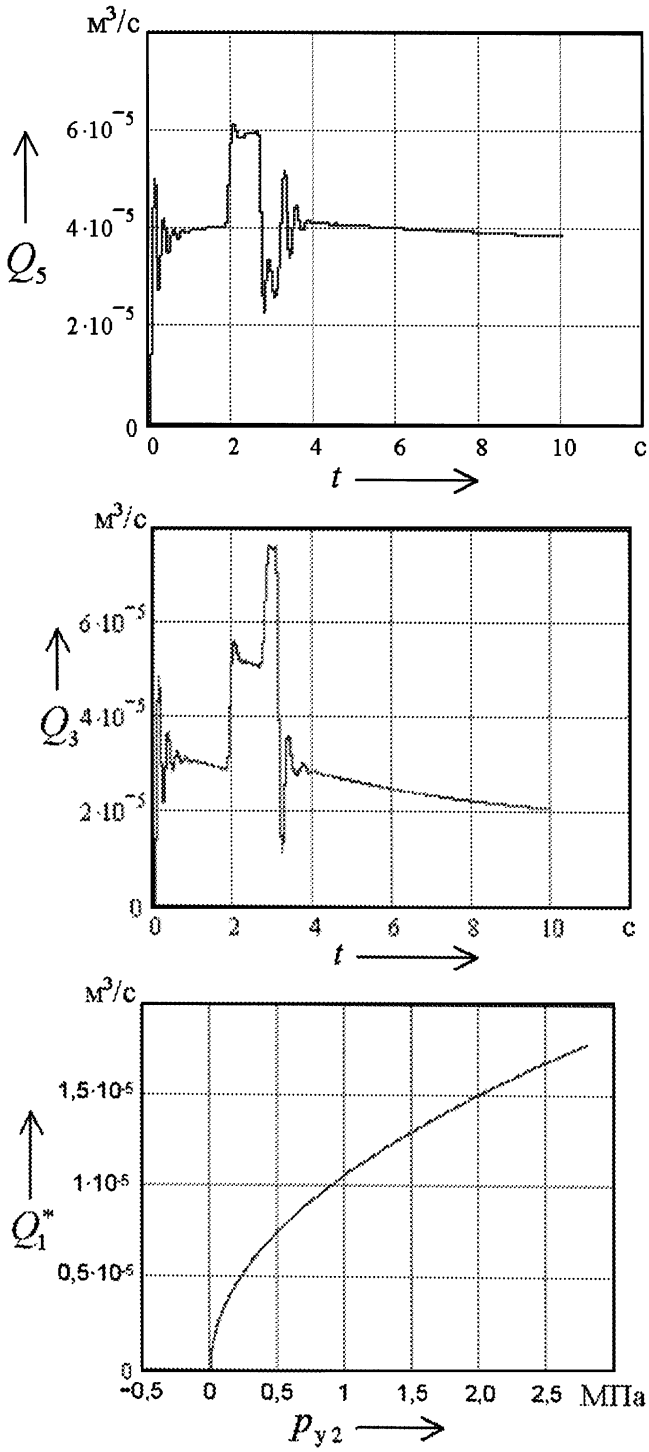


Рис. 3. Графические результаты моделирования гидропривода

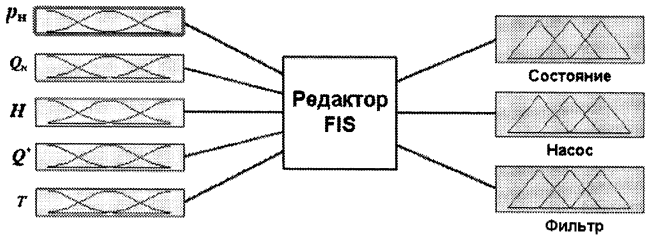


Рис. 4. Редактор модели нечеткой логики

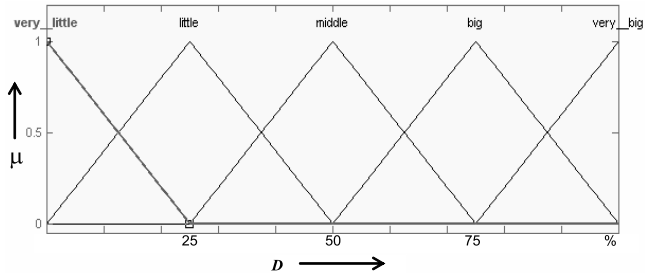


Рис. 5. Окно функций принадлежности экспертной диагностической системы

температура T рабочей жидкости, ее уровень H в гидробаке и утечки Q_i^* в гидроцилиндрах); в качестве выходных переменных (выходов) — три параметра: состояние (работоспособен или неработоспособен) гидропривода в целом, а также его насоса и фильтра; для создания и редактирования подсистемы нечеткого вывода в графическом режиме предназначен редактор "FIS", вызываемый функцией "Fuzzy Logic Toolbox". При этом для каждой физической переменной установлен диапазон ее изменения и заданы функции μ принадлежности ($0 \leqslant \mu \leqslant 1$) с лингвистическими переменными (термами).

Физическая суть описания переменной (параметра) функцией принадлежности в следующем.

Диапазон изменения значений этой переменной разбивают на некоторые интервалы, лингвистическая градация которых соизмерима с логикой мышления человека. Например, давление или расход может быть очень малым, малым, средним и т. п. В итоге переходят от двузначной ("1" или "0", "да" или "нет", "есть сигнал" или "нет сигнала") булевой логики к логике многозначной, позволяющей не только учитывать численные значения параметров, но и характеризовать их "оттенки" (степень изменения). При этом строгие границы, которые регламентирует четкая двузначная логика, смягчаются, и они становятся как бы размытыми, что позволяет принимать более гибкие ("человеческие") решения. В результате получается, что каждый входной и выходной сигнал экспертной диагностической системы одновременно может быть представлен не одной, а несколькими лингвистическими переменными.

Так, если взять вход № 1 (давление $p_н$ насоса), то диапазон D изменения и отображения этой переменной принят равным 0—100 %, т. е. от минимального до максимального давлений, которые может развивать насос. Среднее же значение (50—60 %) считается номинальным рабочим давлением.

Для данной переменной использованы (рис. 5) пять термов функций принадлежности треугольного типа (trumf): "очень малое (very little)", "малое (little)", "среднее (middle)", "большое (big)", "очень большое (very big)".

Для входа № 2 (подача $Q_н$ насоса) выбраны термы "малая", "средняя", "большая"; для входа № 3 (уровень рабочей жидкости в гидробаке) — термы "очень малый", "малый", "средний", "большой"; для входа № 4 (утечки Q_i^* в гидроцилиндрах) — термы "малые", "большие"; для входа № 5 (температура рабочей жидкости) — термы "низкая", "средняя", "высокая".

В качестве выходных переменных приняты, как сказано выше, "состояние" ("state"), "насос" ("pump"), "фильтр" ("filter"). Первая из них имеет термы "работоспособное", неработоспособное", "не определено"; вторая — "неисправен" и "возможно неисправен"; третья — "проверить" и "возможно засорен".

Выход № 1 ("состояние") содержит термы "работоспособное", "неработоспособное", "не определено"; выход № 2 ("насос") — "неисправен", "возможно неисправен"; выход № 3 ("фильтр") — "проверить", "возможно засорен".

На основе теоретического эксперимента на моделях и практических экспериментальных данных реального гидропривода в заводских условиях (опытный цех Минского тракторного завода) и метода экспертных оценок (с привлечением группы специалистов-экспертов) сконструированы продукционные правила (всего их 40), регламентирующие поведение диагностических параметров и предписывающие на базе этого поведения содержание вывода выходного решения. Например, такое: "если давление очень малое и расход малый, то состояние неработоспособное".

Структура системы диагностирования, использующая при выводе решений нечеткую логику, показана на рис. 6. Как видим, вектор *1* значений диагностических параметров $\overline{X}_D$, измеренных соответствующими датчиками, через устройство *2* сопряжения направляется на вход экспертной системы (блок *3* приведения сигналов к нечеткости, т. е. описание переменных функциями принадлежности). Выход системы (блок *4* вывода логического решения и формирования технического диагноза) с помощью своей базы *5* знаний дает решение по продукционным правилам с использованием метода центра тяжести (центроидного метода) и выводит его через окно *6* вывода результатов диагностирования.

Преимущества системы нечеткого логического вывода перед системами, реализующими традиционную логику, следующие.

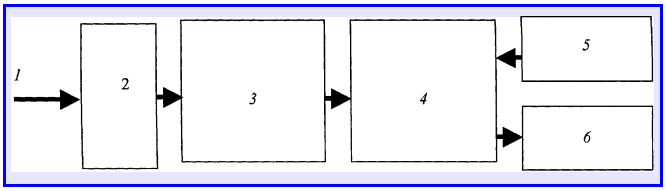


Рис. 6. Структура экспертной диагностической системы:
1 — вектор диагностических параметров; *2* — устройство сопряжения; *3* — блок приведения сигналов датчиков к нечеткости; *4* — блок формирования технического диагноза и вывода логического решения; *5* — база знаний системы; *6* — окно вывода результатов диагностирования

Во-первых, она одновременно обрабатывает большое число параметров, имеющих разную физическую природу (т. е. характеризующих гидравлические, механические, тепловые и другие процессы). Это достигается за счет нормирования значений параметров и приведения их к единой шкале.

Во-вторых, выходное решение всегда получается четко однозначным и числовым. И даже когда по каким-то причинам одни продукционные правила "перекрывают" другие (в этом случае противоречащие правила игнорируются).

В-третьих, обеспечивается достаточно высокая точность диагноза, поскольку она определяется лишь степенью совершенства экспертной базы знаний. Причем при практической реализации системы диагностирования всегда имеется возможность дополнения, расширения и коррекции этой базы.

В-четвертых, система обладает высоким быстродействием и позволяет работать в режиме реального времени, т. е. выполнять текущую диагностику в процессе эксплуатации технического объекта, для чего требуются только соответствующая настройка процессорной техники и современное программное обеспечение. (Например, хорошие результаты получены в Белорусско-Российском университете, где программа нечеткой логики написана с использованием языка С, обеспечивающего визуальную обработку приложений. Данная программа стала средством моделирования и оптимизации проектов создания нечетких систем на основе микроконтроллеров, а также генератором ассемблерного кода, поддерживающим большое количество современного оборудования.)

Четвертый этап — этап практической реализации экспертной системы с нечеткой логикой. На нем, в зависимости от потребностей заказчика, выбирается вариант генерируемого кода для микроконтроллера. (Он может быть либо связан с основной программой системы, либо записан в ПЗУ бортовой системы управления, диагностирования и контроля.)

Примеры графического интерфейса программы "Fuzzy Matlab Toolbox", показывающие формирование сигналов диагностирования p, Q, H, Q^*, T и характеристик оценки состояния диагностируемых объектов

Выход	Лингвистическая оценка	Диапазон значений терма	Примечания
"Состояние" ("state")	Работоспособное	0,65—1,0	—
	Неработоспособное	0—0,45	—
	Не определено	0,45—0,65	—
"Насос" ("pump")	Неисправен	0,7—1,0	Номинальное значение параметра исправного насоса равно 0,2
	Возможно неисправен	0,4—0,7	То же
"Фильтр" ("filter")	Проверить	0,5—0,75	Исправному состоянию фильтра соответствует значение параметра <0,5
	Возможно засорен	0,75—1,0	То же

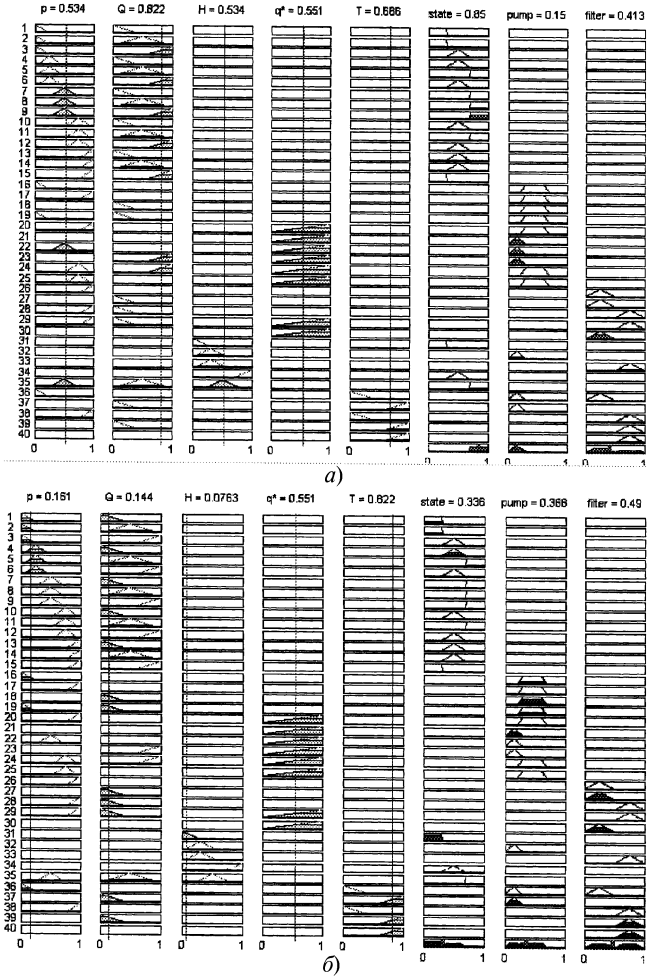


Рис. 7. Формирование результатов диагностирования гидропривода при его исправном (а) и неисправном (б) состояниях

гидропривода: state (состояние гидропривода), pump (степень исправности насоса) и filter (степень засоренности фильтра), приведены на рис. 7, *а* и *б*. Причем на первом из них зафиксированы диагностические сигналы и характеристики оценки гидропривода при его исправном состоянии (state = 0,85, pump = 0,15, filter = 0,413), а на втором — неисправного (значения непрерывно измеряемых диагностических параметров p, Q, H, Q^*, T отклоняются от значений, соответствующих исправному состоянию). Последняя ситуация (state = 0,336, pump = 0,366) трактуется следующим образом: "состояние гидропривода неработоспособное, насос неисправен".

Данные, поясняющие интерпретацию выходных решений логического блока экспертной системы по правилам нечеткой логики, приведены в таблице.

Таким образом, диагностическая система гидропривода, базирующаяся на методе с использованием нечеткой логики, осуществляет, в общем, те же операции, что системы с четкой логикой, т. е. выполняет текущий контроль параметров, их диагностирование, сообщает обслуживающему персоналу о работоспособности системы или неисправности ее отдельных элементов. Но делает это гораздо быстрее и точнее, причем в режиме реального времени.

УДК 662.6/.8

О проекте технического регламента "О требованиях к бензинам, дизельному топливу и отдельным горючесмазочным материалам"

В.В. БУЛАТНИКОВ

ВНИИ НП

Россия как часть мирового сообщества вынуждена заботиться о том, чтобы ее продукция соответствовала международным требованиям. В том числе и нефтяные топлива. Однако проблема требует своего решения и по чисто внутрироссийским причинам: во-первых, автомобильный парк растет очень быстрыми темпами; во-вторых, в его составе сохраняется большое число АТС, двигатели которых выбрасывают в атмосферу огромное количество вредных веществ с отработавшими газами. Это хорошо видно из табл. 1, в которой приведен (по годам) состав российского парка с точки зрения его соответствия экологическим нормам "Евро". Результат известен: российские города, особенно большие, имеют атмосферу, весьма далекую от нормальной. Поэтому и появился технический регламент "Экологическая безопасность колесных транспортных средств, выпускаемых в обращение на территории Российской Федерации, в отношении выбросов вредных (загрязняющих) веществ", требования которого приведены в табл. 2.

Разрабатываемый регламент "О требованиях к бензинам, дизельному топливу и отдельным горючесмазочным материалам" полностью учитывает европейские нормы (табл. 3 и 4). Его разработчики исходили из того, что реформа технического регулирования не ставит своей целью замену стандартов техническими регламентами: в регламенты выводятся лишь требования, соблюдение которых контролируется государством. Качество же продукции по-прежнему определяют стандарты. В случае ссылки на стандарт в контракте на поставку, в гарантийных обязательствах или ином документе, имеющем юридическую силу, стандарт становится неотъемлемой частью такого документа, и его нарушение может быть оспорено в судебном порядке. Поэтому ВНИИ НП разрабатывает не только технический регламент, но и национальные стандарты на новые виды топлив с улучшенными их экологическими свойствами и методы испытаний. В частности, только в последние пять лет здесь созданы 11 таких стандартов:

ГОСТ Р 51866—2002 (ЕН 228) "Топлива моторные. Бензин неэтилированный"; ГОСТ Р 52201—2004 "Этанольное моторное топливо для автомобильных двигателей с принудительным зажиганием. Бензанолы. Общие технические требования"; ГОСТ Р 51925—2002 (ASTMD 3831) "Бензины. Определение марганца методом атомно-абсорбционной спектроскопии"; ГОСТ Р 51930—2002 (ASTMD 4053) "Бензины автомобильные и авиационные. Определение бензола методом инфракрасной спектроскопии"; ГОСТ Р 51941—2002 (ASTMD 4420) "Бензины. Газохроматографический метод определения ароматических углеводородов"; ГОСТ Р 51942—2002 (ASTMD 3237) "Бензины. Определение свинца методом атомно-абсорбционной спектрометрии"; ГОСТ Р 52068—2003 (ASTMD 525) "Бензины. Определение стабильности в условиях ускоренного окисления (индукционный период)"; ГОСТ Р 52256—2004 (ASTMD 5845) "Бензины. Определение МТБЭ, ЭТБЭ, ТАМЭ, ДИПЭ, метанола, этанола и третбутанола методом инфракрасной спектроскопии"; ГОСТ Р 52368—2005 (ЕН 590) "Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия"; ГОСТ Р 52530—2006 "Бензины автомобильные. Фотоколориметрический метод определения железа"; ГОСТ Р 52570—2006 (ASTMD 3606) "Бензины автомобильные и авиационные. Определение бензола и толуола методом газовой хроматографии". Все они гармонизированы с международными стандартами и создают нормативную базу для выпуска топлив современного качества.

Как видим, нормы, заложенные в проект технического регламента, довольно жесткие и, если говорить прямо, в основе своей отечественной нефтеперерабатывающей промышленностью еще не достигнутые. Следовательно, чтобы регламент стал работающим, нужно устранить все, что этому мешает. А помех — предостаточно. И первая из них — проводимая в стране налоговая политика. Ее нужно пересмотреть в сторону уменьшения налогового и акцизного бремени на производителей более качественных топлив. В настоящее же время наблюдается обратная ситуация: скажем, акцизы на нефтепродукты тем больше, чем выше его качество. Например, в 2005 г. акциз на бензин А-76 составлял ~2650 руб./т, а на А-92 — 3630 руб./т.

Безусловно, требует коренного изменения и система контроля качества нефтепродуктов.

Таблица 1

Годы	Относительное количество автомобилей (%), соответствующих нормам:					
	"Евро-0" для легковых АТС	"Евро-0" для грузовых АТС	"Евро-1" и "Евро-2" для легковых АТС	"Евро-1" и "Евро-2" для грузовых АТС	"Евро-3" для легковых АТС	"Евро-3" для грузовых АТС
1999	100	100	—	—	—	—
2002	70	80	30	20	—	—
2005	20	60	75	35	5	5
2008	—	—	50	70	50	30

Таблица 2

Норма	Год введения		Двигатель	Предельно допустимые выбросы, г/км:				
	Европа	Россия		CO	CH	NO_x	CH + NO_x	ТЧ
"Евро-1"	1993 1993	1999 1999	Бензиновый Дизель	2,72 2,72	— —	— —	0,97 0,97	— 0,14
"Евро-2"	1996 1996	2006 2006	Бензиновый Дизель	2,2 1,0	— —	— —	0,05 0,70	— 0,08
"Евро-3"	2000	2008	Бензиновый	2,3	0,2	0,15	—	—
"Евро-4"	2005 2005	2010 2010	Бензиновый Дизель		0,1 0,1	0,08 0,25	— 0,30	— 0,25
"Евро-5"	2008 2008	Не установлен Не установлен	Бензиновый Дизель	—	—	—	—	—

В соответствии с постановлением № 76 (1998 г.) Госстандарта России "Об утверждении правил проведения сертификации нефтепродуктов" все автомобильные бензины и дизельные топлива в обязательном порядке проходят двойную сертификацию. Первая проводится на заводе-изготовителе, вторая — на нефтебазе, осуществляющей хранение и отпуск топлив в розничную сеть. При этом на сертификацию было рекомендовано принимать продукцию, имеющую техническое заключение (допуск) на ее производство и применение, выданное Межведомственной комиссией по допуску к производству и применению топлив, масел, смазок и специальных жидкостей при Госстандарте России (ныне Ростехрегулирование). За время действия этих правил органами по сертификации нефтепродуктов массовых нарушений требований к качеству бензина не зафиксировано. Однако, невзирая на столь строгий порядок, число жалоб на реализацию фальсифицированного топлива, особенно автомобильного бензина, остается очень высоким. Причина — анонимность происхождения топлива, реализуемого на автозаправочных станциях: постановление Госстандарта не узаконило обязанность владельцев АЗС информировать покупателя о происхождении реализуемого ими топлива, а также указывать, по какому нормативному документу оно изготовлено. Между тем у нас производством автомобильных бензинов занимаются не только нефтеперерабатывающие заводы, вырабатывающие топлива непосредственно из нефтяного сырья, но и различного рода предприятия, не имеющие собственных мощностей по переработке нефти, а вырабатывающие бензин из покупного сырья различного происхождения. При этом в качестве основы такими предприятиями используется, как правило, низкооктановый бензин типа Аи-80, зачастую поступающий на реализацию после длительного хранения. В такой бензин вводятся различные добавки, повышающие октановое число, в том числе экологически вредные ароматические углеводороды, включая бензол.

Чтобы исправить сложившуюся ситуацию, в проект технического регламента включены два очень важных положения.

1. Обязать в законодательном порядке владельцев АЗС информировать покупателей о происхождении реализуемых топлив и ввести строгую ответственность за предоставление ложной информации по данному вопросу.

Таблица 3

Показатель	Нормы для бензинов, предназначенных для АТС класса		
	3	4	5
Массовая доля серы, мг/кг, не более	150	50	10
Объемная доля бензола, %	1	1	1
Концентрация свинца, мг/дм^3	—	—	—
Октановое число по методу:			
исследовательскому	95		
моторному	85		
Массовая доля кислорода, %, не более	2,7		
Объемная доля углеводородов, %, не более:			
ароматических	42	35	35
олефиновых	18	18	18
Давление паров, кПа, не более, в периоды:			
летний	45—80		
зимний	50—100		
Объемная доля оксигенатов, %, не более:			
метанол	—		
этанол	10		
изопранол	10		
третбутанол	7		
изобутанол	10		
эфиры, содержащие пять или более атомов углерода в молекуле	15		
другие оксигенаты, с температурой конца кипения не выше 483 К (210 °С)	10		

Таблица 4

Показатель	Нормы дизельных топлив для АТС класса		
	3	4	5
Массовая доля серы, мг/кг, не более	350	50	10
Температура вспышки в закрытом тигле К (°С), не ниже:			
топливо для холодного и умеренного климата	313 (40)		
топливо для арктического климата	303 (30)		
Фракционный состав:			
95 % объемных перегоняется при температуре, К (°С), не выше	633 (360)		
Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, %, не более	11		
Цетановое число:			
топливо для умеренного климата	51		
топливо для холодного и арктического климата, К (°С)	47		
Предельная температура фильтруемости, не выше:			
топливо для холодного климата	253 (−20)		
топливо для арктического климата	235 (−38)		

2. Перенести госнадзор за соблюдением обязательных требований на автозаправочные станции, что будет в полной мере соответствовать требованиям ч. 2 ст. 33 Федерального закона "О техническом регулировании".

Несколько слов о проблеме альтернативных топлив.

Применение альтернативных топлив требует в большинстве случаев доработки или замены парка автомобильной техники, так как существующие двигатели рассчитаны на традиционные виды топлив. В нынешних условиях это нереально. Но есть и другие решения, уже широко применяемые за рубежом. Это спиртосодержащие моторные топлива.

Так, в США ~40 % всех бензинов содержат от 5,7 до 10 % этанола (так называемые газохолы). И все ведущие автомобилестроительные фирмы других стран допускают применение в своих двигателях бензинов с содержанием этанола до 10 %. Результат — ряд значительных преимуществ как технических, так и экологических, и даже социальных. В том числе меньший расход нефти при производстве товарных бензинов, сокращение капитальных вложений в нефтепереработку, гибкость схемы нефтепереработки на НПЗ. Ведь этанол характеризуется высокими октановыми числами смешения, что позволяет снизить требования к октановым характеристикам традиционных бензиновых компонентов, а при фракционировании бензинов — повысить октановые числа головных фракций топлива. Кроме того, данный спирт — кислородсодержащее вещество, поэтому его добавка способствует более полному сгоранию топлива, следовательно, уменьшению выбросов вредных веществ в атмосферу. В частности, выбросов монооксида углерода — на 32,5 %, несгоревших углеводородов — на 14,5 %, а выброс канцерогенного бензола — свести до нуля. Этот оксигенат фотохимически менее активен, чем углеводороды, и, следовательно, имеет более низкую смолообразующую способность. Кроме того, этанол, производимый из растительного сырья, — энергоресурс восстанавливаемый, и его использование позволяет экономить до 5 % нефтепродуктов.

К сожалению, в России спиртосодержащие моторные топлива не нашли широкого применения. И главная причина тому — высокие акцизные сборы на этиловый спирт. Хотя в стране есть незагруженные мощности по производству этанола. И если их задействовать, то будет решена не только задача повышения качества автомобильных бензинов, но и задача отвлечения значительного количества спирта с нелегального рынка алкоголя. Что же касается этанольного сырья, то у нас его, получаемого при переработке сельскохозяйственной продукции, с избытком.

Решение же проще простого: сократить акцизные сборы на этанол, идущий для производства автомобильных бензинов.

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
предприятиями России, Белоруссии, Узбекистана и Украины
(по данным ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Март 2007 г.	Март 2006 г.	При-рост, %	Январь—март 2007 г.	Январь—март 2006 г.	При-рост, %
АВТОМОБИЛИ ЛЕГКОВЫЕ						
ГАЗ	3889	4814	−19,2	6566	10 593	−38,0
ЗМА	2702	1862	+45,1	7287	4441	+64,1
ВАЗ, в том числе:	59 317	64 009	−7,3	170 871	170 686	+0,1
ВАЗ-2170	881	—	—	881	—	—
"ПСА Бронто"	13	11	+18,2	29	31	−6,5
УАЗ, в том числе:	2649	3299	−19,7	7175	7999	−10,3
УАЗ-3163	1486	1128	+31,7	3764	3010	+25,0
СеАЗ	730	1200	−39,2	1215	2800	−56,6
"ИжАвто"	7045	4487	+57,0	19329	11 203	+72,5
"Автотор"	6594	1071	+515,7	17472	2190	+697,8
"ДжиЭм-АвтоВАЗ", в том числе:	4647	4415	+5,3	12297	9659	+27,3
"Шевроле Вива"	13	46	−71,7	14	179	−92,2
"РосЛада"	—	896	−100	—	2789	−100
ТагАЗ	5213	4500	+15,8	12539	9407	+33,3
АК "Дервейс"	87	42	+107,1	165	139	+18,7
"Автофрамос"	6089	3122	+95,0	16183	8844	+83,0
"Самотлор-НН"	—	—	—	2	—	—
"Форд"	6711	5639	+19,0	17 479	12 897	+35,5
"Уральская АК" (Златоустовский МЗ)	3	28	−89,3	18	28	−35,7
Белорусско-иранское СП "Юнисон" (автомобили "Саманд")	20	—	—	56	—	—
"УзДЭУавто"	14 940	15 496	−3,6	36 462	28 296	+68,1
ЗАЗ, в том числе:	20 393	12817	+59,1	55 299	38 097	+45,2
ЗАЗ	1775	2636	−32,7	4520	7189	−37,1
ВАЗ	2894	2344	+23,5	8531	5683	+50,1
АВТОБУСЫ						
ГАЗ	3069	2798	+9,7	8810	7687	+14,6
АЗ "Урал"	88	55	+60,0	200	128	+56,3
УАЗ	1613	1719	−6,2	4283	4181	+2,4
ПАЗ	1165	1313	−11,3	2901	3568	−18,7
ЛиАЗ	275	304	−9,5	580	739	−20,5
ГолАЗ	54	26	+107,7	151	69	+118,8
КАвЗ	293	217	+35,0	799	560	+42,7
*"Вика ЛТД"	—	6	−100	2	16	−87,5
ВАП "Волжанин"	38	67	−43,3	63	120	−47,5
НефАЗ, в том числе:	78	121	−35,5	268	349	−23,2
*Вахтовые автобусы	7	8	−12,5	27	13	+17,7
"Тушино-Авто"	8	2	+300,0	42	17	+147,1
МАРЗ	11	11	0	26	29	−10,3
"Скания-Питер"	15	21	−28,6	41	62	−33,9
"Самотлор-НН"	279	—	—	545	—	—
*"Семар"	23	49	−53,1	109	104	+4,8
Родниковский МЗ	1	—	—	1	—	—
"ЕвоБус Руссланд"	12	26	−53,8	67	26	+157,7
Ростовский завод грузовых автомобилей	150	—	—	276	—	—
МАЗ	150	142	+5,6	445	406	+9,6
ОЗ "Неман"	18	16	+12,5	53	29	+82,8
"Белкоммунмаш"	17	**	**	49	**	**
ЗАЗ	36	—	—	83	—	—
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	15	53	−71,7	76	126	−39,7
"Транс-Альфа" (ВМЗ)	9	5	+80,0	21	16	+31,3
ВЗТМ	2	10	−80,0	2	18	+1,1
"Тушино-Авто"	—	—	—	16	—	—
БТЗ	6	4	+50,0	14	11	+27,3
СБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
АЗ "Урал"	—	—	—	1	1	0
"ИжАвто"	501	1200	−58,2	1961	3202	−38,8
ЛиАЗ (троллейбусные)	—	—	—	27	12	+125,0

Примечания: * — на шасси производства других отечественных изготовителей; ** — нет данных.

УДК 006.03(575.1)

Новые национальные стандарты Узбекистана по методам контроля безопасности АТС

Кандидаты техн. наук В.А. ТОПАЛИДИ и Э.Н. НИКУЛЬНИКОВ, С.И. ГУРЬЯНОВ

ТАДИ, НИЦИАМТ

Чтобы достичь единообразия в правилах, регулирующих дорожное движение, обеспечить более высокий уровень безопасности и защиты окружающей среды, КВТ ЕЭК ООН в 1997 г. разработал международное соглашение "О принятии единообразных условий для периодических технических осмотров колесных транспортных средств и о взаимном признании таких осмотров". Оно дало правовую основу и процедуры для принятия единообразных предписаний, касающихся технических осмотров находящихся в эксплуатации АТС, и взаимного признания сертификатов таких осмотров.

Данное соглашение подписали 26 стран Западной и Восточной Европы, а также четыре страны СНГ — Грузия, Казахстан, Россия и Украина. Узбекистан как государство, развивающее автомобилестроение, подало заявку на присоединение к нему.

Но особый интерес представляют не само соглашение и практический его аспект, а если более конкретно, — два предписания, прилагаемые к данному соглашению, в которых перечисляются подлежащие техническому осмотру детали и основные причины для отказа в прохождении осмотра. В частности, предписание № 1, вступившее в силу 4 декабря 2001 г., касается исследований экономических характеристик пассажирских транспортных средств вместимостью более 8 чел. и грузовых автомобилей максимальной массой более 3,5 т, используемых в международных перевозках. Предписанием № 2 установлен минимальный перечень операций при технических осмотрах систем и узлов АТС, обеспечивающих безопасность движения, и экологические нормативы, а также причины для отказа в прохождении осмотра.

Аналогичный перечень операций контроля систем и узлов АТС, подлежащих техническому осмотру, приведен в приложении № 2 к "Сводной резолюции о дорожном движении" (СР. 1) "Периодический осмотр транспортных средств — обязательные проверки". Там же указывается способ проведения этих операций и содержится информация о критериях, которыми следует руководствоваться при оценке приемлемости их технического состояния. Но оно пока в проекте. В настоящее время WP. 29 (бывшая рабочая группа КВТ ЕЭК ООН по конструкции транспортных средств) заканчивает рассмотрение данного приложения. Предполагается, что в будущем область применения Соглашения 1997 г. может быть расширена — с тем, чтобы оно охватывало все категории транспортных средств, используемых в международных, а также внутренних перевозках.

Названные выше документы регламентируют более детальный контроль узлов и систем АТС, чем аналогичные национальные стандарты стран ЕС и СНГ. Причем последовательность контроля безопасности АТС тоже не совсем обычна: сначала контролируются общее техническое состояние и функционирование элементов системы или узла, а затем параметры, характеризующие свойства безопасности АТС, обеспечивающиеся данной системой или узлом. Такой подход и методика контроля технического состояния повышают точность и достоверность оценки безопасности АТС.

С целью унификации национальных требований и методов контроля безопасности автотранспортных средств с предложенными в предписаниях № 1 и 2 Соглашения 1997 г. в Узбекистане разработаны два государственных стандарта — O'z DSt 1057: 2004 "Средства автотранспортные. Требования безопасности к техническому состоянию" и O'z DSt 1058: 2004 "Средства автотранспортные. Технический осмотр. Методы контроля".

Первый из них, по сути, заменяет ГОСТ 25479—91 "АТС. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки", который до сих пор действует во многих странах СНГ, но — имеет ряд существенных отличий от него, и ГОСТ Р 51709—2001 "АТС. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки", действующий в России с 1 января 2002 г. И прежде всего — по требованиям безопасности АТС к тормозным системам.

Так, в стандарте параметры, характеризующие тормозные свойства АТС, которые на 10 % ниже установленных для новых АТС Правилами № 13 ЕЭК ООН, учтены рекомендации сводной резолюции № 3 КВТ ЕЭК ООН "О конструкции транспортных средств". Кроме того, учтено, что, начиная с 1970-х годов, на все грузовые автомобили и прицепной состав обязательно устанавливаются регуляторы тормозных сил, поэтому нормативы по тормозной эффективности для снаряженных АТС и АТС полной массы приняты одинаковыми, время $t_{ср}$ срабатывания тормозной системы измеряется только для АТС с пневмоприводом, причем допускается замерять и время срабатывания тормозного привода (операция выполняется для колес дальней по отношению к тормозному крану оси по методике Правил № 13 ЕЭК ООН); время же срабатывания тормозной системы, измеряемое при контроле АТС на дороге, определяется как "интервал времени от начала торможения до момента времени, при котором замедление принимает нормативное значение, при экстренном приведении в действие органа управления. В случае если при торможении АТС замедление не достигает нормативного значения, то время срабатывания измеряется до момента времени достижения максимально реализованного замедления".

Это положение иллюстрирует рисунок, на котором $t_{ср}$ — время срабатывания тормозной системы; $j_н$ — нормативная величина замедления АТС; $j_{уст}$ — установившееся его замедление; $t_з$ — время запаздывания срабатывания тормозной системы; $t_н$ — время нарастания замедления; H и K — соответственно начало и конец торможения.

Аналогичная методика измерения $t_{ср}$ заложена в Правилах № 13 ЕЭК ООН (Приложение № 4). Измерения $t_{ср}$, в соответствии с ней, значительно точнее, чем принятая в ГОСТ Р 51709—2001, по которой очень сложно определить величину установившегося замедления, асимптотически приближающегося к своему максимальному значению.

Потому что, согласно тем же Правилам № 13, при контроле на стенде время срабатывания тормозной системы АТС рассчитывается от начала торможения до момента, при котором тормозная сила принимает максимальное значение, или до момента, когда колеса АТС на роликах стенда блокируются. Время срабатывания измеряют, как уже упоминалось, в экстренном режиме на наиболее удаленной от тормозного крана управления оси АТС. При этом с целью повышения устойчивости автопоездов при торможении нормативы удельной тормозной силы прицепов категории O_2, O_3, O_4, а также осей полуприцепов категории O_3 и O_4 и контроле их рабочей тормозной системы должны быть не менее 0,5. Это на 10 % выше, чем у тягачей, что гарантирует усилия растяжения в сцепных устройствах автопоездов при торможении и соответственно повысить безопасность.

В стандарте уточнены и нормативы по допустимой неравномерности тормозных сил на осях автопоездов (см. таблицу).

При изучении проблем повышения достоверности контроля устойчивости АТС во время дорожных тормозных испытаниях стандарт установил: начальная скорость торможения АТС должна составлять 50 км/ч; коридор безопасности, за который АТС категорий M_1, M_2 при торможении не следует выходить, должен быть равен 2,5 м, а для остальных категорий АТС — 3 м. Учитывая, что АТС категорий N_1 и M_2 практически всегда изготовляют на одной и той же базовой модели, то для них суммарный допустимый люфт рулевого колеса устанавливается одинаковым — 20°.

Тип автопоезда	Неравномерность тормозных сил, %, на						
	первой оси тягача	последующих осях	первой оси первого прицепа	последующих осях	полуприцепе	первой оси последнего прицепа	последующих осях прицепа
Одноприцепной	20	25	20	25	—	—	—
Двухприцепной	20	25	20	25	—	20	30
Седельный	20	25	—	—	30	—	—
Седельно-прицепной	20	25	—	—	25	20	30

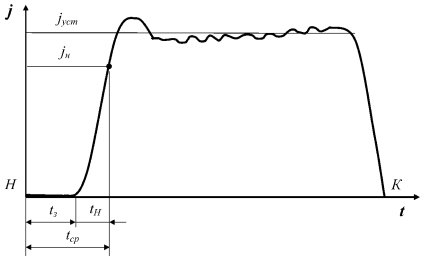
В стандарте в целом значительно увеличены требования и ко многим элементам систем узлов АТС, обеспечивающих безопасность движения. Это относится к внешним световым приборам, на которые даны нормы на силу света различных фонарей; установлены детальные требования к системам вентиляции картера двигателя и выпуска отработавших газов; введен дополнительный раздел требований к обзорности АТС, где собраны требования к узлам, гарантирующие данное свойство; повышены и детализированы требования к зеркалам заднего вида.

Что касается второго стандарта, O'z DSt 1058: 2004, то он в странах СНГ разработан впервые. В нем содержатся методы контроля элементов, узлов и систем, которые должны быть включены в программу периодического технического осмотра автотранспортных средств, а также информация о критериях, которыми следует руководствоваться при оценке пригодности технического состояния контролируемых элементов, узлов и систем АТС.

Структура данного стандарта и перечень контролируемых частей АТС максимально гармонизированы с приложением № 2 (к "Сводной резолюции о дорожном движении (СР. 1)" КВТ ЕЭК ООН: установленный им перечень элементов, узлов и систем и методы их контроля применимы ко всем категориям транспортных средств (грузовые, пассажирские, легковые автомобили, автопоезда, прицепы).

Таким образом, данный стандарт кардинально отличается от ГОСТ 29478—91 в части "Методы контроля".

Во-первых, согласно ему, сначала проверяются отдельные элементы, узлы и системы АТС и только затем — свойства, которые они обеспечивают. Такой подход



позволяет более достоверно оценивать свойства АТС в снаряженном состоянии.

Во-вторых, он построен в точном соответствии с приложением № 2 к СР. 1 в виде таблицы, где указываются объект, методы контроля, неисправное его состояние и — дополнено нормативным значением параметра. Что весьма удобно с практической точки зрения. По каждой системе или узлу, влияющему на безопасность движения АТС, расписывается технология контроля, начиная с отдельных элементов, деталей, узлов и систем, кончая контролем свойств, которые они обеспечивают. Тут же делается заключение о техническом состоянии контролируемых элемента, узла или системы АТС.

В-третьих, в нем по каждой системе, узлу, начиная с тормозного управления АТС, подробно рассматривается состояние контролируемого ее элемента, место контроля и используемый способ, а также по каким признакам, причинам они могут считаться неисправными.

Наконец, условия, при которых должен выполняться контроль тормозных свойств АТС на стенде и дороге, приведены отдельно в приложении. В нем же указаны допустимые погрешности измерения параметров, характеризующих эффективность и устойчивость АТС при торможении. Заданную точность измерения тормозных свойств АТС обеспечивают диагностические стенды и приборы, выпускаемые промышленностью Европы и России.

И последнее, изучив данный стандарт, каждый собственник АТС получает возможность знать конкретно, за что его АТС могут не допустить к эксплуатации в своей стране и за рубежом.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Рогожкина Н.В. — Функционирование и тенденции развития российских предприятий автомобильной промышленности в условиях конкуренции 1
Низов М.А. — Проблемы международных автомобильных перевозчиков России 2
АСМ-факты 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Славуцкий В.М., Черныш А.Г., Салыкин Е.А., Липилин В.И., Славуцкий В.В. — Топливная система с регулированием начального давления в нагнетательной магистрали 5
Баженов Ю.В., Микипорис Ю.А. — Трибоэлектризация дизельного топлива . 8
Управляемость автотранспортных средств
Гладов Г.И., Пресняков Л.А., Ролдугин В.Д. — Для повышения маневренных свойств большегрузных автопоездов 11
Санкин Ю.Н., Гурьянов М.В. — Переходные процессы в курсовом движении автомобиля при боковом ветре 12
Дьяков И.Ф. — Интегральный критерий проходимости АТС 14
Макарян Р.Г. — Статический поворот АТС — поворот, не учтенный теорией автомобиля 19
Читатель предлагает
Мустафин А.Х. — Комбинированная силовая установка для автомобиля . 20
Кропп А.Е. — Автотракторная бесступенчатая трансмиссия 21

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Овечкина Е.В., Соколовский А.В., Каплан В.Е., Каплан А.В. — Оценка остаточного ресурса карьерных самосвалов 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Булавин И.А., Груздев А.Ю., Филиппов В.В. — Новый метод сборки подшипниковых узлов дифференциалов в редукторах ведущих мостов автомобилей . . 28
Рынкевич С.А. — Диагностирование гидроприводов на основе теории нечеткой логики 32
Булатников В.В. — О проекте технического регламента "О требованиях к бензинам, дизельному топливу и отдельным горючесмазочным материалам" 36

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
Топалиди В.А., Никульников Э.Н., Гурьянов С.И. — Новые национальные стандарты Узбекистана по методам контроля безопасности АТС 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:
И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:
М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е.В. Комиссарова
Сдано в набор 2.04.2007. Подписано в печать 17.05.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,06. Зак. 755.
Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК"
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

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