ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март • 2009

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

Автомобильная промышленность России в 2008 году

В.И. ПАШКОВ

ОАО "АСМ-холдинг"

Грузовых автомобилей в 2008 г. в России выпущено 257,5 тыс., что примерно соответствует уровню 2006 г. Снижение их производства, начавшееся в сентябре минувшего года и связанное с глобальным финансовым кризисом, к концу года стало лавинообразным. Если за 9 мес. 2008 г. по отношению к аналогичному периоду 2007-го прирост производства составлял 4,1 %, то за десять месяцев — уже 0,5 %, а за 11 мес. прирост стал отрицательным (−0,2 %) и по итогам года достиг −11 %. В абсолютном исчислении процесс падения производства грузовых автомобилей выглядел так: сентябрь — 22,7 тыс., октябрь — 18,9 тыс., ноябрь — 10,9 тыс., декабрь — 11,4 тыс. В итоге в 2008 г. фактический выпуск грузовых автомобилей оказался на 30,0 тыс. меньшим, чем прогнозировалось по результатам работы за 9 мес. 2008 г.

Только трем заводам удалось удержать положительный индекс производства в сравнении с 2007 г. Это Брянский автомобильный завод (+65,4 %), "Бецема" (+84,1 %), и СП "Ивеко-УралАЗ" (+0,8 %), специализирующиеся на большегрузных автомобилях (полной массой от 28 до 60 т.). Причем БАЗ даже стал лауреатом национальной премии Росбизнесконсалтинга "Компания года — 2008"; его продукция — крановые шасси, шасси для вооруженных сил, предприятий ВПК и нефтегазового комплекса — пользуются в последнее время устойчивым спросом. На остальных предприятиях сектора грузового автомобилестроения зафиксировано падение производства. В частности, ЗИЛ снизил выпуск на 51,3 %, "Амур" — на 32,5, "ИжАвто" — на 34,1, ГАЗ — на 16,8, КамАЗ — на 3,5 %.

Между тем, как и отмечалось ранее, потенциал предприятий, специализирующихся на сборке грузовых автомобилей иностранных моделей на территории России, постоянно растет, что позволяет им неуклонно увеличивать свою долю в общем производстве грузовых автомобилей в стране. Так, если общее производство грузовых автомобилей снизилось на 11 %, а отечественных моделей — на 13 %, то объем сборки моделей зарубежных возрос на 19,8 % (в основном за счет роста производства в ЗАО "Северстальавто-Исудзу" и в ООО "Соллерс-Елабуга"), а их доля в общем производстве грузовиков увеличилась до 7,4 % (в 2007 г. она составляла 5,5 %).

На фоне общего снижения производства в декабре 2008 г. почти на 30 % увеличились остатки на складах предприятий, которые достигли 12,6 тыс. ед., или 4,9 % их суммарного годового производства (по итогам 9 мес. 2008 г. они составляли лишь 3 %).

Автобусы. Если в грузовом автомобилестроении в первые девять месяцев истекшего года наблюдался устойчивый рост, то в производстве автобусов, напротив, наблюдалось плавное снижение. В последнем квартале 2008 г. падение производства и отгрузки автобусов по сравнению с предыдущим годом существенно усилилось. Так, если за 6 мес. 2008 г. отставание от соответствующего периода 2007 г. по выпуску автобусов составило 9,1 %, то за 9 мес. 2008 г. оно возросло уже до 14,6 %, а по результатам года выпуск автобусов в стране снизился на 25,3 % (до 66,5 тыс. ед.). При этом ухудшение показателей имело место на всех без исключения автобусных заводах. В частности, выпуск микроавтобусов на ГАЗе в 2008 г. снизился до 23,5 тыс. ед. (−39 % против уровня 2007 г.), производство новой модели "Максус" за год составило 644 ед. УАЗ снизил выпуск на 7,9 %, АЗ "Урал" — на 0,8, ПАЗ — на 7,4, КАвЗ — на 63,3, ЛиАЗ — на 23,3, ГолАЗ — на 27,6, НефАЗ — на 15,2 %. ЗИЛ за год выпустил всего 6 автобусов модели ЗИЛ-3250, что составило лишь 23,1 % к уровню 2007 г.

Существенно снизилось в 2008 г. в сравнении с 2007 г. и производство в России автобусов зарубежных моделей. В частности, сократили их выпуск "Скания-Питер" — на 52,3 % и ТагАЗ — на 90,6 %. В то же время налажена сборка микроавтобуса "Форд Транзит" в СП "Нижегородец" (в 2008 г. — 2141 ед.). В целом выпуск зарубежных моделей автобусов снизился на 7,4 % (отечественных моделей — на 22,6 %), а их доля в общем их выпуске в России составила в 2008 г. 5,55 % (в 2007 г. — 4,5 %).

В течение десяти последних лет производство автобусов в стране возросло почти в 2 раза — в среднем на 7 % в год. 2008-й стал для сектора автобусостроения страны кризисным, производство автобусов снизилось до уровня 2002 г. Изготовлено лишь 66,5 тыс. автобусов, что на 5 тыс. ниже прогноза, сделанного по результатам работы автобусных заводов за 9 мес. прошлого года.

Легковых автомобилей в 2008 г. с конвейеров российских автозаводов сошло 1468 тыс., т.е. на 13,9 % больше, чем в 2007-м. Максимальный месячный выпуск в 2008 г. составил 140 тыс., что отражает реальный потенциал российского легкового автомобилестроения — до 1,7 млн. ед. в год. Выросло производство как отечественных моделей (+5,1 %), так и объем сборки зарубежных (+30,2 %). Однако большинство предприятий легкового сектора пережило в конце года существенный спад производства в связи со снижением объема продаж. Так, при среднемесячном выпуске 122,4 тыс. ед. в ноябре было изготовлено только 107,5 тыс., а в декабре — 95,5 тыс. легковых автомобилей, что составило 91,9 % и 84,3 % к ноябрю и декабрю 2007 г. соответственно.

На ГАЗе производство автомобилей семейства "Волга" в 2008 г. сократили на 43,8 % (до 22 тыс. шт), а выпуск новой модели "Волга Сайбер" составил лишь 1717 ед. СеАЗ изготовил микролитражных автомобилей почти в 4 раза меньше (1291 шт.), УАЗ — внедорожников на 2,9 % меньше, чем в 2007 г.

Выпуск легковых автомобилей на ВАЗе в 2008 г. превысил 800-тысячный рубеж, увеличившись по сравнению с 2007 г. на 8,9 %. Как и другие предприятия, в конце года завод испытал серьезные затруднения с реализацией: в ноябре отгрузка снизилась на 9,5 % против ноября 2007 г., в декабре — более чем на 50 %, в целом же за год снижение отгрузки составило 2,4 %, а на конец года остатки нереализованной продукции на заводе превысили 100 тыс. ед. Тем не менее в Тольятти рассчитывают на подъем реализации в 2009 г. и даже продолжают поднимать цены на свою продукцию.

Заводы, выпускающие легковые автомобили зарубежных моделей, в большинстве своем сохранили положительный индекс производства по сравнению с 2007 г. Так, Группа Компаний "Автотор" собрала более 108 тыс. автомобилей (+2 %); ТагАЗ увеличил объемы сборки более чем на 35 %, АК "Дервейс" — в 7,2 раза, "Дженерал Моторс" — в 7,3 раза; "Фольксваген" выпустил более 63 тыс. автомобилей, (в 53 раза больше, чем в 2007 г.). Не вышли на уровень производства 2007 г. всеволожский завод фирмы "Форд" (−6 %) и "ИжАвто" (−22,2 %). Всего же предприятия-сборщики выпустили в 2008 г. свыше 590 тыс. автомобилей, или на 30,2 % больше, чем в 2007 г., их доля в общем объеме производимых в России легковых автомобилей составила 40,3 % (в 2007 г. — 35,2 %), а абсолютный прирост — более 137 тыс. ед.

Суммарные объемы отгрузки легковых автомобилей в 2008 г. превысили уровень 2007 г. на 7,2 %, однако остаток продукции на скла-

дах предприятий при этом увеличился до 138 тыс. автомобилей, или соответствовал полуторамесячному объему их производства. Это обстоятельство, связанное с резким снижением объема продаж, заставило практически все предприятия в конце декабря 2008 г. начале января 2009 г. останавливать сборочные конвейеры, что, безусловно, должно отрицательно сказаться и на результатах их работы в первые месяцы 2009 г.

Следует отметить, что с 2002 г., когда начался очередной подъем производства в секторе легкового автомобилестроения, связанный в основном с внедрением "промышленной сборки", выпуск легковых автомобилей в России возрос почти на 50 %, или в среднем увеличивался в год на 7 %, а 2008 г. был наиболее продуктивным (+13,9 %).

В соответствии с прогнозом производства легковых автомобилей по результатам работы за 9 меся. в 2008 г. их должно быть изготовлено не менее 1520 тыс., фактический выпуск составил 1468 тыс. Таким образом, кризисные явления снизили фактический выпуск легковых автомобилей более чем на 50 000 ед., что в пересчете на товарную продукцию составляет 31,2 млрд руб.

Как видим, промышленная сборка позволила в значительной мере насытить отечественный рынок автомобильной техникой. Однако способствовала ли она созданию сильной автомобилестроительной отрасли взамен прежней? Увы, нет. Инвесторы пока не принесли в Россию новых технологий, не создали мощностей, соизмеримых хотя бы с отечественными автозаводами, способных не только "закрыть свой плацдарм" на российском рынке, но и работать на экспорт, самостоятельно развиваться. Например так, как происходит в Китае, где благодаря последовательной политике государства автомобильное производство за семь лет увеличилось на 167 %, а также в других странах с бурно развивающимся автомобилестроением (см. таблицу) В России в значительной мере именно результатом ориентации на промышленную сборку стала деградация многих сильных прежде автомобилестроительных предприятий. Перестал существовать завод "Москвич", доживает последние годы АМО "ЗИЛ", лишилось возможностей к самостоятельному развитию ОАО "ИжАвто"...

В целом же по секторам грузового, легкового автомобилестроения и автобусостроения потери товарной продукции в связи со спадом производства в 4 квартале 2008 г. составили, по нашим расчетам, 59,2 млрд руб.

Разразившийся глобальный финансовый кризис самым непосредственным образом отразился на российском автомобильном рынке: ужесточение условий банковских кредитов привело к заметному замедлению роста продаж во втором полугодии 2008 г., а в ноябре и декабре, впервые за последние 10 лет, было отмечено снижение объемов месячных продаж новых легковых автомобилей иностранных марок. Тем не менее в сумме за весь год продажи новых легковых автомобилей зарубежного производства выросли до 2,08 млн шт. (+26,5 %). Общий же объем российского рынка легковых автомобилей (включая коренные отечественные марки и иномарки всех сегментов происхождения) достиг 3,27 млн ед., увеличившись за год на 19,2 %. (Для сравнения: на крупнейшем развивающемся автомобильном рынке Китая прирост продаж в 2008 г. составил лишь 7,3 %). На фоне существенного падения рынка в Западной Европе и США российский рост продаж выглядит весьма внушительно, а значит наш рынок по-прежнему остается привлекательным для зарубежных автопроизводителей.

Объем продаж традиционных отечественных автомобилей составил 656,6 тыс. ед., с сокращением на 8,2 %, а рыночная доля их сузилась с 26,0 до 20,1 %. Продажи автомобилей зарубежных моделей российской сборки увеличились с 439,2 тыс. до 583,6 тыс. (+32,9 %), а их доля на рынке расширилась с 16,0 до 17,8 %. Возрасли также доли импортированных автомобилей — как новых (с 43,9 % до 45,7 %), так и подержанных (с 14,0 % до 16,4 %), а в целом импорт достиг 62,1 % российского рынка легковых автомобилей (против 57,9 % в 2007 г.). Крупнейшую рыночную долю по-прежнему занимают импортированные новые автомобили, объем продаж которых вырос до 1 497,2 тыс. ед. (+24,1 %), хотя наиболее высокими темпами растут продажи автомобилей российской сборки.

Для рынка грузовых автомобилей в 2008 г. была характерна тенденция к росту. На протяжении первых 7 мес. года он был обусловлен экономической активностью в стране и, в частности, в строительном секторе. Однако появившиеся в середине третьего квартала признаки кредитно-финансового кризиса повлекли за собой экономический спад и замедление рынка. Продажи грузовой автомобильной техники в России за 2008 г. в целом выросли, по сравнению с предшествующим годом, на 11,6 % (до 426,6 тыс. шт.). Однако продажи отечественных грузовых автомобилей при этом сократились на 13,1 % (до 199,6 тыс. ед), а их доля на рынке сузилась на с 60,1 до 46,8 % по сравнению с предыдущим годом. Продажи собранных в России грузовых автомобилей увеличились на 24,2 %, но абсолютный объем продаж остается относительно небольшим — 19,5 тыс. шт., а их рыночная доля составляет 4,6 %.

Продажи импортированных (новых и бывших в эксплуатации) грузовых автомобилей выросли за год в 1,5 раза — до 207,5 тыс. ед. Совокупная рыночная доля импорта увеличилась за этот период с 35,8 до 48,6 %, а доля новых автомобилей составила 27 % всего рынка.

По мнению экспертов, если импорт превышает 25 % рынка, то отрасль рискует потерять независимость. Импорт грузовой техники в Россию, как отмечено выше, значительно превышает этот предел. При этом в секторе грузовых автомобилей "промышленная сборка" не получила к настоящему времени существенного развития. Очевидно, установленный правительством порог в 25 000 машин в год для получения льгот по беспошлинному ввозу компонентов оказался трудно преодолимым для зарубежных фирм. Если же порог будет существенно снижен, рынок грузовых автомобилей в России для отечественных производителей будет таять так же, как это случилось в секторе легковых автомобилей. Таким образом, прежде чем принимать льготные условия для "промышленной сборки" в секторе грузовых автомобилей, необходимо тщательно проанализировать последствия такого шага и оценить угрозу потери независимости этой важнейшей для экономики страны подотрасли автомобилестроения.

На отечественном рынке автобусов российским производителям удается стабильно удерживать свою долю на уровне 75—80 % всех продаж. Постепенно увеличивается доля продаж иномарок российской сборки, которая по итогам 2008 г. составила 8,8 %. Импорт же не играет определяющей роли в данном секторе, занимая рыночную долю на уровне 15 %. В импорте новых машин преобладают автобусы малого класса, а среди импортируемых подержанных — междугородные и туристические автобусы. Весьма показательно также то, что, в отличие от неблагоприятного внешнеторгового баланса по другим типам автомобилей (легковым и грузовым), импорт в Россию и экспорт из России автобусов практически сбалансированы.

Отрицательным моментом в динамике российского рынка автобусов стало его падение в 2008 г., причем спад продаж коснулся всех его сегментов. Основной причиной этого следует, очевидно, считать относительное насыщение рынка. Кроме того, повышение лизинговых ставок для закупки автобусов вынудило многие городские образования отказаться от первоначальных планов обновления парка. Продажи автобусов в России по итогам 2008 г. сократились в целом на 30 % — до 64,3 тыс. ед., в том числе продажи отечественных упали на 33,5 % (до 48,9 тыс. ед.) с сужением их рыночной доли до 76,0 %. В аналогичной пропорции испытал падение и импорт; в то же время заметно укрепили свои позиции иномарки российской сборки, объем продаж которых вырос с 3,5 тыс. до 5,6 тыс. ед. при соответствующем увеличении их рыночной доли с 3,8 до 8,8 %. Следует также отметить, что ухудшение конъюнктуры рынка не оказало отрицательного воздействия на объем экспортных поставок (по предварительной оценке, не менее 12 тыс. ед.), что обеспечило российской стороне положительное сальдо внешнеторгового баланса по автобусам и позволило частично загрузить производство экспортными заказами.

Прогноз развития российского автомобильного рынка в 2009 г. сегодня является предметом оживленных дискуссий. Разные аналитики предсказывают разные сценарии, предполагающие падение рынка от 14 до 50 %, и в условиях существующей неопределенности трудно признать любое из этих прогнозных ожиданий достаточно обоснованным. Полагаем, что для формирования более или менее состоятельного прогноза потребуется анализ развития ситуации как минимум по результатам первого квартала 2009 г.

Кризисные явления в реальной экономике внушают серьезные опасения за стабильность работы автомобильной отрасли, однако антикризисные меры правительства и предприятий должны сыграть свою стабилизирующую роль в этой отрасли. Этому будут способствовать и меры, которые предлагает реализовать бизнес-сообщество (НП "ОАР", РСПП, ТПП РФ, МКПП(р), НО "НАПАК", ОАО "АСМ-холдинг" и др.). В частности, речь идет о следующем.

1. Ввести запрет на субсидирование процентных ставок по банковским кредитам на закупку техники зарубежного производства, в первую очередь на закупку автобусов и сельскохозяйственных машин; рекомендовать субъектам Федерации проводить более тщательное обоснование решений о приобретении иностранной техники за счет бюджетных средств.

Страна	Локализация		Импортные пошлины на автомобили		Другие меры
	минимальный уровень, %	срок, лет	новые	подержанные	
Россия	30—50	6—7	30%	30%	Пошлины на ввоз комплектующих 0—3%
Китай	70	3	300 % (до 2000 г.)	X	Ввоз автомобиля, собранного на 60 % (машинокомплекта), приравнивается к ввозу нового автомобиля; в любом СП доля китайской стороны — не менее 50 %
Индия	70	4	60	120—200	Пошлины на ввоз комплектов и запчастей — 60 %
Бразилия	90	5	35	X	Запрет отверточной сборки
Южная Корея	91	6	X	X	Запрет отверточной сборки

Примечание: X — импорт запрещен административно

2. Увеличить государственное финансирование НИОКР за счет проведения открытых конкурсов на реализацию новых проектов по автотранспортной технике и сельскохозяйственным машинам.

3. Особое внимание обратить на поддержку заводов-изготовителей компонентов. Головные заводы, которым в основном была выделена денежная поддержка, стали требовать с них скидки до 10—15 % на их продукцию. Это приведет к убыточности заводов, так как рентабельность их производства не превышает 5 %. Производителям компонентов нужна прямая поддержка, в противном случае они вынуждены будут останавливать производство.

4. Необходимо подготовить программу импортозамещения продукции машиностроения, в том числе автомобилестроения, пользуясь ситуацией изменения соотношений российского рубля к доллару и евро.

5. Обеспечить стимулирование заводов, которые создают конкурентные компоненты с применением российских материалов. (По оценке статорганов, для обеспечения работы российского машиностроения в 2009 г. закупки комплектующих изделий составят около 100 млрд долл., в том числе для автомобильной промышленности — 25—30 млрд долл., а в случае, если меры по импортозамещению не будут приняты, то к 2010 г. эти суммы возрастут до 165 млрд долл. и 50 млрд. долл. соответственно.) Необходимо усовершенствовать законодательство, с тем чтобы было невыгодно вывозить металлы в черновом виде. Но если к этому все же прибегают, то государство должно вводить пошлины, с одной стороны, а, с другой — стимулировать за счет этих средств развитие более высоких переделов отечественного проката, строительство нефтеперерабатывающих заводов, что также невозможно сделать без определенных изменений в законодательстве.

6. В Приморье нужно решиться на строительство заводов сборочного производства с японскими автопроизводителями. Строительство заводов в европейской части страны — сомнительное решение, так как мы практически отдали автомобильный рынок страны 17—18 иностранным производителям, которые создали свои заводы мощностью 50—100 тыс. ед. каждый. Такие заводы не нуждаются в отечественных специалистах (конструкторах, технологах, организаторах производства и т.п.). Цель этих заводов — насытить российский авторынок, но вовсе не передача высокотехнологичных производств в российскую экономику. Сегодня пожинаются негативные плоды такого подхода.

7. В части развития ОАО "АвтоВАЗ". При невмешательстве государства завод уже в ближайшей перспективе рискует превратиться в предприятие "промышленной сборки" французских автомобилей. (Тогда как предпочтительнее вариант развития, демонстрируемый фирмой "Шкода", успешно существующей в составе "Фольксвагена". Сегодня это совершенно полноценный завод, реализующий полный цикл создания автомобиля, включая конструкторские и технологические разработки, и использующий в то же время интеллектуальный потенциал немецкого концерна.) На ВАЗе необходимо создать полноценный новый завод с долями собственности 50:50 с фирмой "Рено" на 600 тыс. автомобилей в год, а также моторное производство на 1 млн. двигателей, в том числе дизельных, для легковых автомобилей. Это поможет разгрузить старую площадку и создать новую идеологию в создании нового конкурентоспособного модельного ряда автомобилей.

8. Кроме этих основных мер государственной поддержки, специалисты отрасли считают необходимым предоставить возможность ускоренной амортизации основных средств; применять систему льготного кредитования для реализации проектов технического перевооружения, повышения качества техники, экологических проектов вплоть до полной компенсации ставки рефинансирования за счет федерального бюджета; стимулировать путем системы кредитования, страхования и госгарантий российский экспорт и использовать ряд других мер, стимулирующих техническое и экономическое развитие предприятий.

За счет всех этих мер нужно создать такую среду, действуя в которой предприятия имели бы возможность стабильно развиваться именно за счет собственных средств, так как любая внешняя помощь всегда временна и ограничена.

УДК 69.05:656.1

О критериях эффективности функционирования логистических цепей поставок при выборе автотранспортных средств

Д-р техн. наук С.М. МОЧАЛИН,
канд. техн. наук Д.И. ЗАРУДНЕВ

СибАДИ

Рассмотрены различные критерии выбора подвижного состава при выполнении грузовых автоперевозок, отмечены их преимущества и недостатки. Предложен комплексный критерий выбора автотранспортных средств, применение которого обеспечивает сокращение затрат на продвижение продукции в цепи поставок.

Ключевые слова: выбор, эффективность, критерии, автотранспортные средства, грузовые перевозки, логистика, цепь поставок

Molchalin S. M., Zarudnev D. I.

About criterions of logistic supply chain efficiency at choice of vehicles

The different criterions of choice of vehicles in cargo car transportation are considered, noted their advantages and defects. The complex criterion of choice of vehicles is offered. This criterion using provides a reduction of costs of product moving in supply chain.

Проблема выбора АТС в логистике обусловлена многообразием возможных вариантов деятельности по достижению главной цели — доставке товаров в нужном количестве, нужного качества в заданные сроки и при минимальных затратах, а также многообразием предлагаемых теорией и используемых на практике критериев, по которым оцениваются эти варианты. Более того, существуют еще и два вида критериев — оптимальности и эффективности. Если при решении определенных задач применяются оптимизационные методы, т. е. такие, которые приводят к локальному или глобальному минимуму, то оценочным критерием служит критерий оптимальности; если же используется метод, не приводящий к оптимуму, то в качестве критерия оценки выступает критерий (или показатель) эффективности. Правда, задача выбора автотранспортных средств, которая считается одной из основных в логистике, не относится к оптимизационным методам решения, поэтому ее целесообразно оценивать критерием эффективности. Поэтому дальше речь пойдет только о них.

Теперь о процедуре выбора АТС. Она включает три этапа: определение альтернатив (вариантов), формирование критериев их оценки и сопоставление результатов расчетов, полученных с использованием тех или иных критериев.

Такого алгоритма придерживается большинство авторов работ по этой тематике. Например, согласно методике, разработанной Д.П. Великановым, на первом этапе выбирается, исходя из свойств и характеристик груза, дорожных, природно-климатических и технологических условий перевозок, тип кузова и шасси АТС; на втором — грузовместимость подвижного состава в зависимости от партии груза, предъявленного к перевозке, и существующих ограничений по дорожным регламентациям, на третьем — сопоставляются результаты расчетов, выполненных по одним и тем же критериям для всех АТС.

Наиболее спорный из перечисленных этапов — третий. Причем не сама его идея (сопоставление результатов расчетов), а проблема правильности и обоснованности критериев, примененных в расчетах.

Например, многие авторы публикаций считают, что критериями эффективности АТС, предназначенного для перевозки определенного вида груза, должны быть те же, которыми оценивается эффективность работы автомобиля (эффективность транспортного процесса). Такой подход основан на том, что выбор осуществляется применительно к соответствующему транспортному процессу, и поэтому его критериями должны быть критерии эффективности. Однако в современных экономических условиях необходимо уже сам транспортный процесс рассматривать как составляющую общего логистического процесса продвижения материального

потока от первичного источника до конечного потребителя. В связи с чем использование только критериев эффективности транспортного процесса недостаточно, так как они не учитывают интересов всех участников цепи поставок. Кроме того, на сегодня единого универсального критерия эффективности транспортного процесса не разработано, и выбор частного (локального или комплексного, натурального (или экономического) критерия зависит от конкретных условий перевозок и решаемой задачи. К примеру, в качестве локальных критериев эффективности транспортного процесса часто используют его технологические параметры: продолжительность простоя АТС и погрузочно-разгрузочных механизмов; время доставки товаров; длину порожних пробегов; коэффициент использования грузоподъемности; расход топлива и т. д. Причем в некоторых случаях (при использовании экономико-математических методов планирования перевозок) эти параметры рассматриваются в качестве критериев оптимизации, т. е. находится их экстремум. К комплексным (обобщенным) критериям относят производительность подвижного состава, себестоимость перевозок, приведенные затраты, рентабельность перевозок и некоторые другие. И надо признать, что эти показатели более полно, чем локальные, отражают результаты работы автотранспорта в сопоставимом виде для различных условий перевозок.

Кроме перечисленных, для оценки эффективности транспортного процесса известны попытки применения тонно-часов, общее время выполнения перевозок и т. п. Некоторые авторы предлагают использовать такой комплексный показатель, как коэффициент эффективности перевозочного процесса, отражающий совокупность затрат, которые связаны с удовлетворением потребностей обслуживаемых автотранспортом предприятий. И на практике они получили наибольшее распространение. То есть автотранспортные средства выбирают, как правило, по нескольким показателям эффективности, и предпочтительный вариант отыскивается путем либо последовательного рассмотрения нескольких критериев, либо по одному критерию, тогда остальные выступают в качестве ограничений. Кроме того, при рассмотрении приоритет чаще всего отдается экономическим (стоимостным) критериям: именно по ним принимается окончательное решение о применении того или иного АТС.

Однако нередко используются и критерии натуральные. Особенно в случаях, когда наиболее "узким местом" в системе является фактор, определяемый конкретным натуральным показателем, и необходимо получить максимальный или минимальный прирост целевой функции, выраженной этим показателем. При выборе АТС в качестве таких критериев, как правило, используют два — производительность подвижного состава и потребность в нем. (Необходимость их применения может возникать при ограниченных сроках доставки, ресурсах автотранспортных средств и больших объемах перевозок.) Но многие, в том числе авторы данной статьи, считают, что в большинстве случаев выбор по таким критериям нельзя считать окончательным, поскольку не всегда автомобили, имеющие большую производительность, обеспечивают минимальные стоимостные показатели. Видимо, поэтому при сравнении различных вариантов доставки продукции автотранспортом наибольшее распространение получили все-таки экономические критерии — себестоимость перевозок и эксплуатационные затраты на их выполнение. И предпочтение здесь отдается не абсолютным, а удельным показателям, так как в их основе лежит принцип соизмерения затрат и полученного полезного результата.

Правда, некоторые авторы отмечают неполноту этих показателей и предлагают при выборе подвижного состава дополнительно учитывать издержки, которые связаны с выполнением операций, сопутствующих транспортному процессу, т. е. погрузочно-разгрузочные работы, складирование, подача груза к месту использования и т. п.

Такой подход представляется обоснованным: учет только составляющей перевозок, по сути, отражает лишь интересы автотранспортного предприятия и не предусматривает оценку экономичности выбранного варианта с точки зрения обслуживаемой клиентуры. Взять, скажем, прибыль от выполнения транспортной работы и ее рентабельность: они, как их ни рассматривай, характеризуют результативность деятельности лишь одного участника цепи продвижения товара — перевозчика.

Однако известно, что оценка эффективности транспортного процесса (процесса доставки) субъективна и зависит от того, с точки зрения какого участника она делается. И большинство критериев, которые используются при решении задачи выбора, характеризуют, как уже упоминалось, эффективность данного процесса с точки зрения транспортного предприятия. Например, показатель "производительность подвижного состава" может совершенно не интересовать потребителя транспортных услуг, так как нацелен в первую очередь на увеличение объемов работы перевозчика. То же самое можно сказать и о критериях "доход" и "прибыль от перевозок". Более того, использование этих показателей противоречит интересам потребителя. Ведь доход перевозчика — затраты потребителя автотранспортных услуг, его максимизация ведет к росту этих затрат и, в итоге, к увеличению стоимости продукта в конце логистической цепи. Вот почему самый прибыльный для АТП автомобиль — далеко не всегда выгоден для обслуживаемой клиентуры и всей системы в целом. Поэтому при принятии решения об использовании того или иного критерия необходим поиск компромиссов между участниками товаропроводящей цепи. Другими словами, при проектировании процессов доставки в логистических системах следует учитывать интересы не только перевозчика и потребителя его услуг, но и всех участников цепи поставок товаров. То есть принятие решения об использовании определенного типа АТС в одном звене логистической цепи должно быть согласовано с условиями деятельности последующего звена (звеньев) этой цепи.

Как видим, в настоящее время при выборе АТС получил распространение подход, основанный на критериях эффективности только транспортного, а не логистического процесса в целом. Причем в качестве критериев используются как экономические, так и натуральные показатели, потому что оценка процесса доставки грузов только одной группой критериев не

гарантирует полного решения задачи ввиду наличия положительных и отрицательных сторон применения стоимостных и натуральных показателей. Но особенности функционирования и разобщенность учета интересов участников логистической системы ведут к неизбежным потерям. Поэтому и возникает идея необходимости критерия, который учитывал бы интересы каждого из участников логистической системы, либо, если это невозможно, критерия, который обеспечивал бы минимум затрат в целом, т. е. в конце товаропроводящей цепи. При этом повышенные затраты отдельных участников процесса доставки должны в итоге компенсироваться долей выгоды, которую получит вся система в результате применения такого подхода.

Для реализации предлагаемой идеи целесообразно, по мнению авторов, в качестве такого критерия принять показатель общих затрат, связанных с продвижением материального потока в цепи поставок, а минимизацию этих затрат считать одной из основных задач повышения эффективности деятельности логистической системы.

Данное предложение вполне согласуется с основополагающим принципом логистики — принципом общих (тотальных) затрат, который нацелен на их оптимизацию в конце логистической цепи (общего уровня затрат), а не затрат, взятых отдельно по каждой функциональной области логистики. Он давно уже стал основой для развития методологии принятия эффективных логистических решений в структуре бизнеса различных фирм и может, на наш взгляд, успешно применяться для разработки методологических основ принятия решений по рациональному выбору подвижного состава. Рассмотрим эти основы.

Успешное использование критерия общих затрат, очевидно, требует анализа всей логистической цепи — от первичного источника до конечного потребителя. Причем они могут быть и связаны, и не связаны (например, погрузка, разгрузка, затаривание, хранение, сортировка, консолидация и т. п.) с процессом транспортирования. Общая сумма затрат слагается из тех расходов, которые несут различные звенья логистической цепи, связанные логистическими функциями. Иначе говоря, при анализе очень важно рассмотреть абсолютно все логистические операции, выполняемые в исследуемой цепи поставок.

Каждой логистической операции соответствуют определенные затраты, которые несут конкретные участники логистического процесса. Ведь если звено логистической цепи и не входит в структуру фирмы-производителя продукции, то ее затраты выступают как плата партнерам за их логистические услуги (транспортирование, погрузку-разгрузку, складирование, хранение и т. д.).

На основании этих методологических соображений в качестве критерия решения задачи выбора подвижного состава предлагается показатель *З*, учитывающий распределение логистических затрат по функциональным областям логистики (снабжение, производство, сбыт). Его аналитическая форма выглядит следующим образом:

$$З = \sum_{i=1}^{k}\sum_{i=1}^{k} З_{ij}^{\text{снаб}} + \sum_{i=1}^{k}\sum_{i=1}^{k} З_{ij}^{\text{пр}} + \sum_{i=1}^{k}\sum_{i=1}^{k} З_{ij}^{\text{распр}}.$$

(Здесь $З_{ij}^{\text{снаб}}$, $З_{ij}^{\text{пр}}$, $З_{ij}^{\text{распр}}$ — логистические затраты по i-операции j-го заказа соответственно в сферах снабжения, производства и распределения; k, m, p — число логистических операций и l, n, r — число обслуживаемых заказов потребителей в тех же сферах.)

Применение этого критерия позволит, на наш взгляд, адекватно оценить степень обоснованности применения того или иного типа АТС при доставке продукции в цепях поставок. Потому что от подвижного состава зависят затраты на транспортирование грузов, а критерий *З* дает возможность установить, каким образом будут изменяться общие затраты логистической системы при использовании различных АТС на разных участках цепи поставок. То есть решить задачу четкого определения того, как результаты транспортного процесса при работе различных типов (видов) подвижного состава влияют на эффективность процессов в последующих звеньях логистической цепи и конечный результат в целом. Например, из опыта известно, что АТС большой грузоподъемности выгодны далеко не всегда. Скажем, перевозить на них небольшие партии грузов — "выбрасывать деньги на ветер", а если загружать полностью при небольшой потребности этих грузов у потребителя — создавать на его складах излишние запасы и увеличивать соответствующие затраты. С другой стороны, применение подвижного состава малой грузоподъемности может увеличить транспортные издержки, оказать негативное влияние на пропускную способность звеньев цепи и привести к невыполнению (несвоевременному выполнению) заказа.

И последнее. То, что сказано выше, — еще не технология выбора подвижного состава, позволяющая "с цифрами в руках" обосновать этот выбор. Такую технологию предстоит еще разработать. Но теоретическая база для ее разработки, как видим, есть.

Литература

1. Гоберман В.А. Автомобильный транспорт в сельскохозяйственном производстве: Эффективность и качество работы, оценка и разработка организационно-технических решений. — М.: Транспорт, 1986. — 287 с.
2. Развитие автомобильных транспортных средств / Д.П. Великанов, В.И. Бернацкий, М.А. Боева и др.; под. ред. Д.П. Великанова. — М.: Транспорт, 1984. — 120 с.
3. Ширяев С.А., Гудков В.А., Миротин Л.Б. Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства: учебник для вузов. Под ред. С.А. Ширяева. — М.: Горячая линия — Телеком 2007. — 848 с.
4. Николин В.И., Витвицкий Е.Е., Мочалин С.М. Грузовые автомобильные перевозки: Монография / В.И. Николин, Е.Е. Витвицкий, С.М. Мочалин. — Изд-во "Вариант-Сибирь", 2004. — 480 с.
5. Курганов В.М. Логистика. Управление автомобильными перевозками: практический опыт. — М.: Книжный мир, 2007. — 448 с.
6. Вельможин А.В., Гудков В.А., Миротин Л.Б., Куликов А.В. Грузовые автомобильные перевозки. Учеб. для вузов. — М.: Горячая линия — Телеком, 2006. — 560 с.
7. Заруднев Д.И. Экономическая оценка выбора автотранспортных средств при доставке грузов в логистической системе / Формирование транспортно-логистической инфраструктуры региона: Материалы межрегиональной конференции − Омск: МИнСП, 2006. — С. 67—75.
8. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки. — Киев: Высшая школа: Головное изд-во, 1986. — 447 с.
9. Касаткин Ф.П., Коновалов С.И., Касаткина Э.Ф. Организация перевозочных услуг и безопасность транспортного процесса: Учеб. пособие. — 2-е изд. — М.: Академический проект, 2005. — 352 с.

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

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2008 г.	Декабрь 2007 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2008 г.	Январь—декабрь 2007 г.	Прирост, %
АТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
ЗИЛ	442	1 248	−64,6	4 541	9 323	−51,3
ГАЗ, в том числе:	2 358	14 096	−83,3	132 837	159 613	−16,8
малотоннажные	1 929	11 098	−82,6	108 576	129 871	−16,4
среднетоннажные	429	2 998	−85,7	24 261	29 742	−18,4
КамАЗ	1 117	4 601	−75,7	51 006	52 847	−3,5
АЗ "Урал"	148	1 092	−86,4	14 176	14 764	−4,0
УАЗ, в том числе:	2 132	2 908	−26,7	24 411	24 642	−0,9
шасси "Исудзу"	—	489	—	—	2 604	—
грузовые	708	480	+147,5	7 439	6 142	+21,1
специальные	1 424	1 939	−26,6	16 972	15 896	+6,8
"Северстальавто-Исудзу"	1 655	—	—	10 403	—	—
"Соллерс-Елабуга" *("ФИАТ Дукато")*	379	—	—	2 434	—	—
"Автомобили и моторы Урала", в том числе:	106	712	−85,1	1 300	1 910	−31,9
"Амур 4346" ("Тата-613")	79	101	−21,8	818	621	+31,7
"ИжАвто"	210	247	−15,0	4 873	7 404	−34,2
БАЗ	30	50	−40,0	569	344	+65,4
КЗКТ, ПО "Русич"	2	3	−33,3	13	18	−27,8
НефАЗ:						
**автосамосвалы*	—	—	—	—	—	—
самосвальные надстройки	192	1 400	−86,3	17 412	19 511	−10,8
* САЗ	7	167	−95,8	2 585	2 180	+18,6
"Автотор Тракс"	—	14	—	87	1 405	−93,8
"Бецема"	30	35	−14,3	764	415	+84,1
"ВТС Зеленоград" *("Вольво")*	—	54	—	379	506	−25,1
"ИВЕКО-УралАЗ"	36	83	−56,6	393	390	+0,8
ВИС	144	209	−31,1	2 307	2 790	−17,3
ТагАЗ	357	1 672	−78,6	5 691	11 269	−49,5
РЗГА (Ростовский завод грузовых автомобилей)	—	102	—	—	192	—
"Яровит Моторс"	—	4	—	19	20	−5,0
"Гудвил Холдинг" *("Интернешнл")*	7	—	—	115	—	—
* "Спектор Авто"	106	577	−81,6	2 608	2 311	+12,9
"Чайка-НН", в том числе:						
модели собственного производства	39	72	−45,8	2 425	2 590	−6,4
** переоборудованные, специализированные*	16	327	−95,1	1 780	2 845	−37,4
* "Филиал машзавод"	10	26	−61,5	525	268	+95,9
"Самотлор-НН"	—	—	—	18	18	0,0
* Смоленский ААЗ	16	40	−60,0	372	434	−14,3
* "Метровагонмаш"	32	25	+28,0	458	929	−50,7
МАЗ	2 276	2 171	+4,8	20 668	19 357	+6,8
МЗКТ	43	45	−4,4	542	369	+46,9
БелАЗ	171	167	+2,4	1 680	1 534	+9,5
МоАЗ	10	8	+25,0	103	52	+98,1
СП "Юнисон"	—	1	—	—	25	—

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2008 г.	Декабрь 2007 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2008 г.	Январь—декабрь 2007 г.	Прирост, %
СП "МАЗ-МАН"	**	**	**	**	**	**
"Техноцентр" (г. Слуцк)	**	**	**	**	**	**
КрАЗ	155	351	−65,8	3 245	3 309	−1,9
ЗАЗ	400	276	+44,9	2 065	1 593	+29,6
Гянджинский АЗ *(автомобили МАЗ)*	—	—	—	85	—	—
АВТОМОБИЛИ ЛЕГКОВЫЕ						
ГАЗ, в том числе:	310	2 140	−85,5	21 936	39 003	−43,8
"Волга Сайбер"	47	—	—	1 717	—	—
"Соллерс-Набережные Челны" (ЗМА)	1 847	2 112	−12,5	36 222	21 804	+66,1
ВАЗ	58 729	62 493	−6,0	801 563	735 897	+8,9
"ПСА Бронто"	6	12	−50,0	84	96	−12,5
УАЗ	2 098	2 810	−25,3	30 953	31 869	−2,8
"Автомобили и моторы Урала"	—	543	—	698	4 225	−83,5
СеАЗ	—	1 186	—	1 291	4 901	−73,7
"ИжАвто", в том числе:	3 336	5 011	−33,4	59 317	71 398	−16,9
ВАЗ-2104	968	1 608	−39,8	20 922	21 908	−4,5
"Автотор"	7 340	12 775	−42,5	108 458	106 368	+2,0
"ДжиЭм-АвтоВАЗ"	2 021	5 050	−60,0	54 649	55 079	−0,8
ТагАЗ	4 291	7 916	−45,8	98 658	72 326	+36,4
"АК ДерВейс"	543	410	+32,4	7 122	1 506	+372,9
Аргунский завод "Пищемаш" *(ВАЗ-2107)*	50	—	—	80	—	—
"Автофрамос"	820	6 033	−86,4	72 648	72 110	+0,7
"Самотлор-НН" *(скорая помощь мод. 3186-02)*	133	394	−66,2	265	482	−45,0
"Форд"	5 852	4 204	+39,2	64 967	69 088	−6,0
"Дженерал Моторс"	2 382	654	+464,2	41 159	5 668	+626,2
"Тойота"	576	—	—	6 275	—	—
"Фольксваген"	5 316	891	+496,6	62 234	1 198	+5 094,8
СП "Юнисон" *(автомобили "Саманд")*	89	3	+2866,7	179	210	−14,8
"ДжиЭм Узбекистан" ("УзДэу-авто")	19 499	15 175	+28,5	158 507	143 319	+10,6
ЗАЗ, в том числе:	20 139	29 323	−31,3	247 395	221 988	+11,4
ЗАЗ	311	1 923	−83,8	12 131	17 616	−31,1
"Сенс"	—	1 137	—	8 485	19 988	−57,5
ВАЗ	2 235	3 164	−29,4	20 617	26 907	−23,4
ЛуАЗ (АЗ "Богдан"), в том числе:	7 269	6 036	+20,4	77 720	42 563	+82,5
ВАЗ	**	**	**	22 921	15 523	+47,7
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	—	1	—	6	26	−76,9
ГАЗ	1 275	4 139	−69,2	23 557	38 605	−39,0
АЗ "Урал"	12	81	−85,2	982	990	−0,8
УАЗ	1 447	1 938	−25,3	16 817	18 255	−7,9
ПАЗ	683	1 630	−58,1	13 912	15 031	−7,4
ЛиАЗ	108	301	−64,1	2 221	2 894	−23,3
ГолАЗ	30	42	−28,6	356	492	−27,6
КАвЗ	32	342	−90,6	1 499	4 083	−63,3
"Русские автобусы Марко"	3	—	—	331	—	—
ВАП "Волжанин"	39	30	+30,0	298	287	+3,8
НефАЗ, в том числе:	85	141	−39,7	1 108	1 307	−15,2
** вахтовые автобусы*	6	7	−14,3	29	76	−61,8
ВЗТМ	—	—	—	—	—	—
МАЗ	181	127	+42,5	1 532	1 421	+7,8
ОЗ "Неман" (г. Лида)	3	—	—	106	109	−2,8
Гомельский авторемонтный завод	**	**	**	**	**	**
"Белкоммунмаш"	**	**	**	**	**	**

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2008 г.	Декабрь 2007 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2008 г.	Январь—декабрь 2007 г.	Прирост, %
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	—	—	—	52	1	+5 100,0
"Тролза"	81	73	+11,0	344	351	−2,0
"Транс-Альфа", "ТА Электра" (Вологодский МЗ)	21	19	+10,5	145	128	+13,3
ВЗТМ	—	3	—	7	10	−30,0
"Тушино-Авто"	3	25	−88,0	109	105	+3,8
Башкирский ТЗ	7	7	0,0	58	56	+3,6
МАЗ	—	20	—	—	51	—
"Белкоммунмаш"	**	**	**	**	**	**
"Этон" (г. Смолевичи)	**	**	**	**	**	**
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ГАЗ	—	—	—	908	—	—
ВАЗ	**	**	**	**	**	**
ЛиАЗ (*комплекты троллейбусные)*	2	—	—	36	64	−43,7
КрАЗ	—	—	—	4	11	−63,6

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

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.436.03.001.53

Дизель: проблемы форсирования впрыскивания топлива

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА

Требования к топливной экономичности дизелей и токсичности их отработавших газов ужесточаются, и одним из способов их удовлетворения считается повышение максимального давления $p_{н\ max}$ нагнетания. Однако анализ показывает: само по себе повышение давления проблему решает не самым оптимальным способом. Во-первых, вне зависимости от степени форсирования подача топлива заканчивается (опускание иглы форсунки) при низких, соизмеримых с противодавлением среды, в которую впрыскивается топливо, давлениях перед форсункой и в сопловом канале распылителя. Во-вторых, разность пиковых значений давлений $p_{н\ max}$ нагнетания и впрыскивания ($p_{в\ max}$) достигает 36 МПа (360 кгс/см^2). Хуже того, установлено, что повышение пиковых давлений $p_{н\ max}$ и $p_{в\ max}$ целесообразно лишь после того, как исчерпаны резервы повышения средних ($p_{в\ ср}$) давлений впрыскивания.

Однако с этим согласны не все. Например, создатели аккумуляторных систем топливоподачи считают, что в линии нагнетания среднее давление впрыскивания возрастает при повышении давлений начала подъема и посадки иглы распылителя и в случае увеличения крутизны фронтов нарастания и падения давления впрыскивания. И оказались правы. Они применили форсунки с комбинированным запиранием (в начале подъема иглы — гидравлическое, в начале опускания — гидромеханическое), осциллограммы работы которых приведены на рис. 1.

Как видно из рисунка, провал в верхней части импульса давления $p_в$ впрыскивания, вызванный волновым процессом в топливопроводе между топливным аккумулятором и форсункой, уменьшает величины среднего давления впрыскивания ($p_{в\ ср}$). В соответствии с тенденцией к увеличению последнего напрашивается решение: сгладить получившийся провал, приблизив форму импульса давления $p_в$ к П-образной. И такое вполне возможно. Правда, по условиям до-

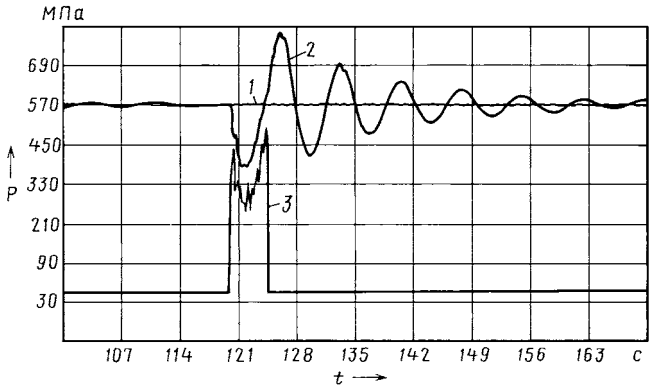

Рис. 1. Осциллограммы гидродинамических процессов в аккумуляторной топливной системе дизеля 6ЧН21/21, снятые при $n_д$ = 1500 мин$^{-1}$, $V_ц$ = 0,913 см^3/ц:

1 — давление в аккумуляторе; *2* — давление перед форсункой; *3* — давление впрыскивания топлива

пустимой жесткости работы дизеля и токсичности его отработавших газов для этого придется подавать в цилиндр предварительную запальную дозу топлива. Что довольно сложно реализовать практически.

Более простым и правильным, с точки зрения автора, решением является форсирование процесса впрыскивания за счет волнового движения топлива в топливопроводе перед форсункой (рис. 2). Ведь достоинства данного варианта очевидны: ступенчатая подача топлива, гарантированно уменьшающая жесткость работы дизеля и выбросы оксидов азота; уменьшение выбросов сажи, поскольку максимальное давление топлива создается в конце процесса впрыскивания, когда условия смесеобразования в цилиндре самые неблагоприятные; разгрузка ТНВД и снижение потерь на его привод, так как давление перед форсункой в момент посадки иглы составляет 77—80 МПа (770—800 кгс/см^2) при давлении в аккумуляторе, равном 57 МПа (570 кгс/см^2), и неизменных величинах давлений $p_{ф\ max}$ и $p_{в\ max}$.

Таким образом, чтобы получить оптимальную характеристику впрыскивания, к повышению среднего давления надо подходить очень внимательно. Да, пиковое его значение желательно, но оно должно достигаться в конце вспрыскивания и накладываться на процесс посадки иглы форсунки.

Казалось бы, решение найдено. Однако с точки зрения затрат энергии на управление форсункой и регулирование давления в топливном аккумуляторе аккумуляторные топливные системы с электрогидравлическими форсунками явно уступают системам непосредственного действия. Например, для обеспечения подъема игл электрогидравлических форсунок и регулирования давления в топливном аккумуляторе топливо, сжатое до 135 МПа (1350 кгс/см^2), периодически или непрерывно сбрасывается на слив. Значит, часть энергии, сообщенной ТНВД топливу при форсировании процесса впрыскивания, теряется. Особенно неудачны в этом отношении дроссельные форсунки системы "Коммон райл" (рис. 3).

Утечки топлива из аккумулятора на слив происходят по трем направлениям: через два (*2* и *3*) дросселя и клапан *1* слива (происходят во время открытого состояния клапана слива); через прецизионный зазор между плунжером-мультипликатором *4* и его гильзой (имеют место на протяжении всего времени работы дизеля, вне зависимости от работы форсунки); через прецизионный зазор между иглой *5* и корпусом *6* рас-

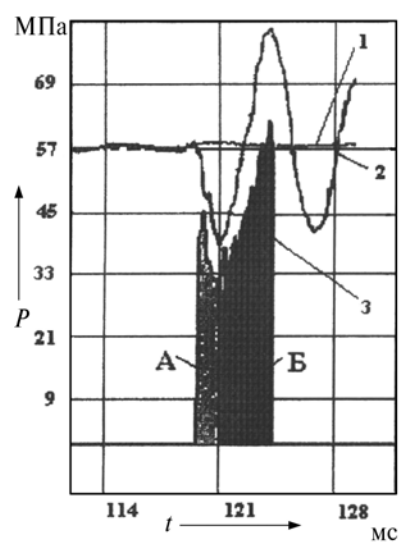

Рис. 2. Форсирование впрыскивания топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля 6ЧН21/21 путем оптимизации волнового процесса в топливопроводе перед электрогидравлической форсункой с комбинированным запиранием иглы:

1 — давление в аккумуляторе; *2* — давление перед форсункой; *3* — давление впрыскивания топлива; *А* — зона предварительной подачи топлива; *Б* — зона основной подачи

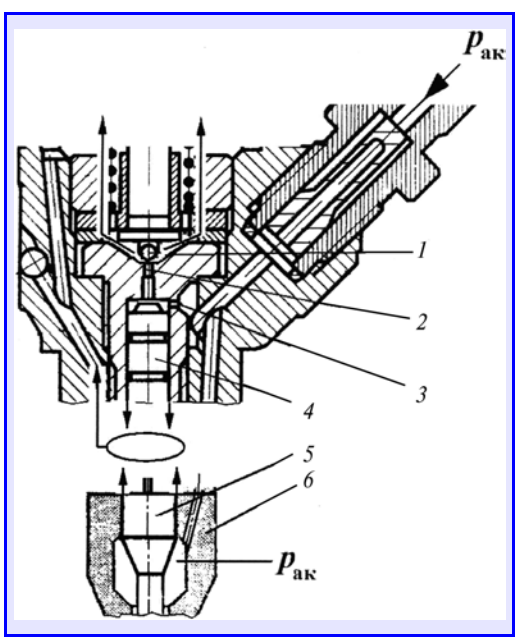

Рис. 3. Дроссельный узел, плунжер-мультипликатор и прецизионная пара распылителя электрогидравлической форсунки системы "Коммон райл":

1 — клапан слива; *2* — сливной дроссель; *3* — впускной дроссель; *4* — плунжер-мультипликатор; *5* — игла; *6* — корпус распылителя

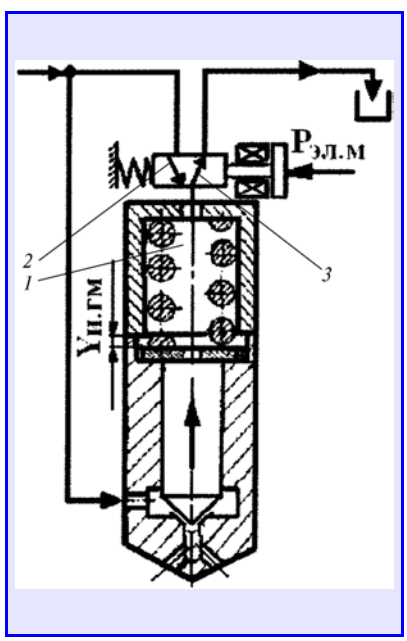

Рис. 4. Схема электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием:

1 — гидрозапорная камера; *2* — впускной клапан; *3* — сливной клапан

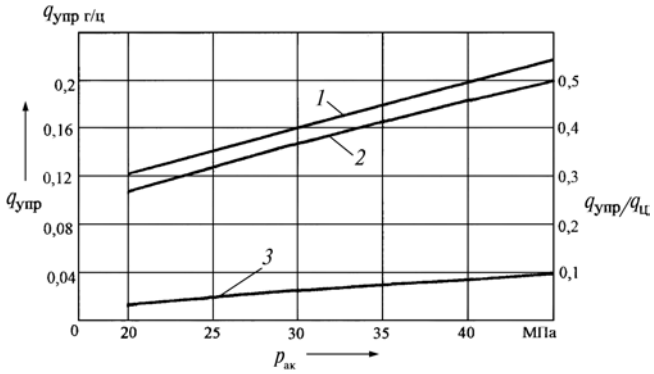

Рис. 5. Зависимость расхода топлива на управление форсункой дизеля 10ДН20,7/2×25,7 и его отношения к цикловой подаче от давления в аккумуляторе и положения клапанов устройства управления:

1 — $\frac{q_{упр}}{q_ц} = f(p_{ак})$; *2* — $q_{упр} = f(p_{ак})$ при работающих клапанах; *3* — $q_{упр} = f(p_{ак})$ при постоянно закрытых клапанах

пылителя (тоже в течение всего времени работы дизеля, вне зависимости от работы форсунки).

Мало того, в топливной системе "Коммон райл", предназначенной для грузовых автомобилей, на выходе из аккумулятора в каждый топливопровод, ведущий к форсункам, установлено дроссельное устройство безопасности, перепад давления на котором заметно снижает $p_{ф\ max}$, $p_{в\ max}$, $p_{в\ ср}$ и ухудшает эффективность форсирования впрыскивания.

В аккумуляторной топливной системе "Воронеж райл" потери энергии на управление форсунками значительно ниже. Этот эффект достигнут за счет того, что устройство (рис. 4) управления давлением в гидрозапорной (управляющей) камере форсунок снабжено двумя (*2* и *3*) работающими в противофазе клапанами, а сами форсунки не имеют плунжер-мультипликатора. Во время процесса впрыскивания топлива впускной (*2*) клапан закрыт, поэтому прямые утечки топлива из аккумулятора на слив исключены. Кроме того, в конце процесса впрыскивания закрывается и сливной (*3*) клапан, что тоже исключает прямые утечки топлива из аккумулятора на слив. Наконец, между двумя впрыскиваниями давление над иглой форсунки равно давлению под иглой, поэтому через прецизионный зазор распылителя топливо не сливается. Но, к сожалению, эксперимент показал, что даже в этом случае расход топлива на управление форсункой составляет 50 % и более от цикловой подачи топлива (рис. 5).

Таким образом, проблема эффективности форсирования впрыскивания топлива не решена ни в топливных системах непосредственного действия, ни в аккумуляторных топливных системах с электрогидравлическими форсунками. В связи с чем автор считает: надо использовать возможности систем непосредственного действия. Например, хорошие результаты можно получить в системах непосредственного действия с аккумулированием утечек топлива в надыгольном объеме форсунки или в форсунках с замкнутым надыгольным объемом. Правда, для этого нужно решить четыре проблемы: обеспечить посадку иглы при давлениях перед форсункой, близких к пиковым значениям давления нагнетания; исключить подвпрыскивания топлива, вызванные колебаниями давления перед форсункой после посадки иглы при высоких значениях остаточного (или регулируемого) давления в подводящем топливопроводе; добиться стабильности подач холостого хода; найти способы управления процессами впрыскивания и сгорания топлива.

УДК 621.43

ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями

Канд. техн. наук А.А. ГРАБОВСКИЙ,
д-р техн. наук Ю.А. ДЬЯЧКОВ, А.А. ГРАБОВСКИЙ

Пензенский ГУ

Один из наиболее эффективных путей повышения качества технических систем — совершенствование конструкции их элементов и самих систем в целом. Применительно к ДВС это рост их эффективности за счет повышения экономичности, экологичности, надежности и долговечности. Но у ДВС совершенствовались и совершенствуются в основном системы, которые напрямую определяют эффективность процессов газообмена, сгорания, выпуска отработавших газов и т. д., и несколько меньшим доработкам подвергались системы смазывания и охлаждения. И менее всего — КШМ. Хотя именно в нем кроются основные потери на трение (скольжения в коренных и шатунных подшипниках, между другими деталями цилиндропоршневой группы и, особенно, между юбкой поршня и цилиндром), а также причина шумности работы ДВС.

Хотя попытки уменьшить силы трения в КШМ все-таки были. Например, известны КШМ, у которых с целью снижения нормальной боковой силы давления поршня на цилиндр, а следовательно, и потерь на трение уменьшали коэффициент λ кинематического подобия, т. е. отношение радиуса R кривошипа к длине L шатуна, или удлиняли шатун. (В первом случае становится меньше ход поршня, а значит, и рабочий объем цилиндра, во втором — увеличивается высота двигателя.) Известны и так называемые дезаксиальные, т. е. со смещением оси цилиндра, КШМ, несколько снижающие неравномерность изнашивания деталей ЦПГ. Но они, к сожалению, не уменьшают потери на трение. Дело в том, что при таком смещении разница в давлении поршня на правую и левую стороны цилиндра, действительно, уменьшается. Но только во время рабочего хода. Во время же хода сжатия она, наоборот, увеличивается, что, в общем, и обусловливает более равномерное изнашивание двигателя. Поэтому на большинстве современных ДВС ось вращения коленчатого вала или ось поршневого пальца всегда чуточку

смещена от вертикальной плоскости двигателя по ходу вращения коленчатого вала. Однако следует иметь в виду, что такое решение для высокооборотных двигателей практически не имеет смысла, так как силы трения в них зависят главным образом от сил инерции, быстро увеличивающихся с ростом частоты вращения коленчатого вала.

Таково сложившееся на сегодня положение. Улучшить его, по мнению авторов, можно с помощью КШМ со сдвоенными кинематическими связями. Тем более что такие ДВС уже есть и неплохо зарекомендовали себя. Например, немецкое ателье "Неандер Моторс" собирает эксклюзивные мотоциклы "Неандер" с 1,4-литровыми двухцилиндровыми турбодизельными агрегатами, имеющими два коленчатых вала, позволяя им развивать скорость до 220 км/ч и разгоняться до 100 км/ч всего за 4,5 с. При этом средний расход топлива составляет 4,5 л/100 км.

Второй пример — разработки украинских инженеров. Это одноцилиндровые бензиновый двигатель и дизель, а также четырехцилиндровый дизель с заявленным КПД более 0,9 и мощностью, в 1,5—2 раза превышающей мощности серийных аналогов.

Однако все схемы КШМ со сдвоенными кинематическими связями имеют прямые шатуны. И это, по мнению авторов, не лучшее из решений. Оно, во-первых, затрудняет решение кинематической задачи; во-вторых, обусловливает незначительный ход поршня, а следовательно, и рабочий объем цилиндра; в-третьих, увеличивает габаритную высоту двигателя со всеми вытекающими последствиями (неудобство компоновки на автомобиле, ограничение возможностей для проектировщиков кузова и т. д.).

Устранить такое техническое противоречие можно с помощью КШМ, имеющего сдвоенные кинематические связи с шатунами, стержни которых выполнены не прямыми, а изогнутыми – серповидной формы (рис. 1).

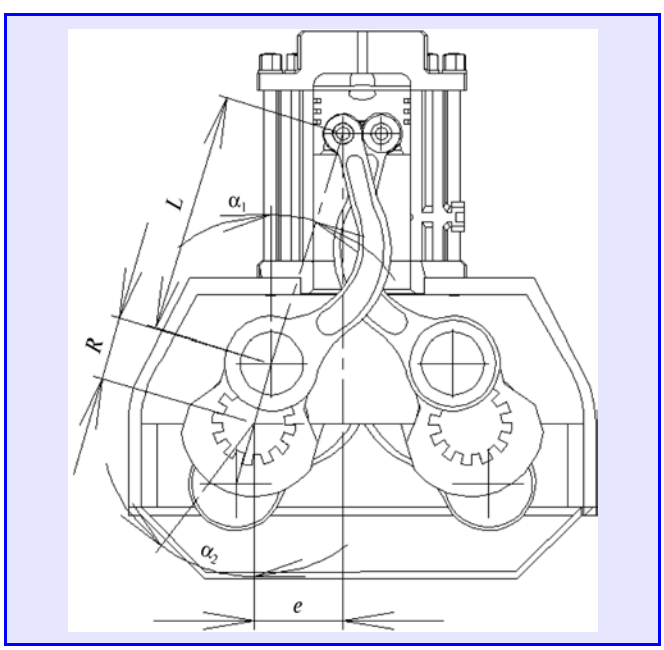

Рис. 1. Кинематическая схема дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сдвоенными кинематическими связями

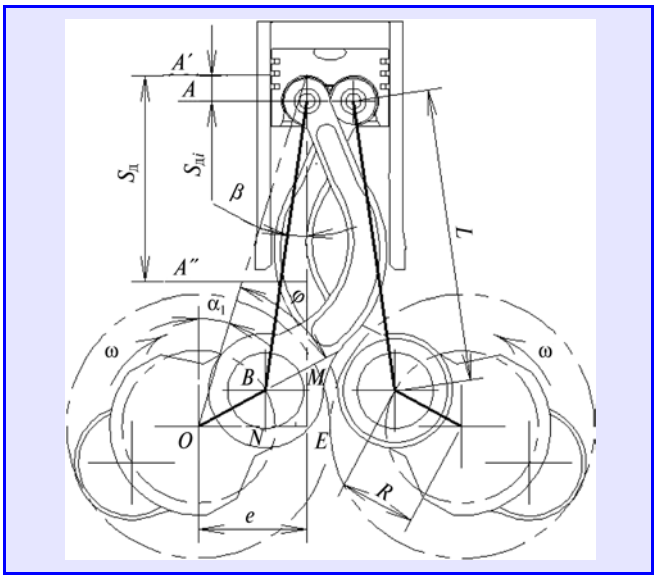

Рис. 2. Расчетная схема дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сдвоенными кинематическими связями

Данный двигатель — типично дезаксиальный. При таких же величинах R и λ, как у двигателя с классическим КШМ, но при значении дополнительного коэффициента кинематического подобия ($k = e/L$, где e — значение дезаксиала), превышающем единицу, ход $S_д$ поршня — больше, чем у "нормального" КШМ или дезаксиального с $k = 0{,}02 \div 0{,}10$. Вследствие этого рабочий объем двигателя возрастает на 8—16 %, а следовательно, и мощность двигателя. Кроме того, увеличивается и время такта впуска, так как при движении поршня от ВМТ до НМТ угол поворота коленчатого вала дезаксиального двигателя больше 180° (приближается к 200°), что улучшает наполнение цилиндра. На такте сжатия скорость его перемещения к ВМТ тоже больше, что увеличивает степень нарастания давления и снижает величину потерь. При этом имеется возможность значительно уменьшить угол периода дозарядки цилиндра и снизить долю потерянного его объема. На такте же рабочего хода значительно уменьшается угол периода свободного выпуска отработавших газов, а на такте выпуска обеспечивается более интенсивная очистка цилиндра.

К преимуществам дезаксиального КШМ следует отнести и меньшую, чем в "нормальном" механизме, скорость поршня вблизи ВМТ, благодаря чему улучшается процесс сгорания, протекающий при условиях, приближающихся к условиям сгорания при постоянном объеме.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе с дезаксиальным КШМ, к сожалению, на ~15 % больше, чем в двигателе тех же размеров с "нормальным" КШМ. Поэтому расчеты на прочность следует вести по известным формулам именно для дезаксиального КШМ. Однако моделирование кинематики КШМ с "кривыми" шатунами показало, что известные зависимости для определения хода $S_д$ поршня, его скорости $v_д$ и ускорения $J_д$ как функций угла φ поворота коленчатых валов в данном случае ра-

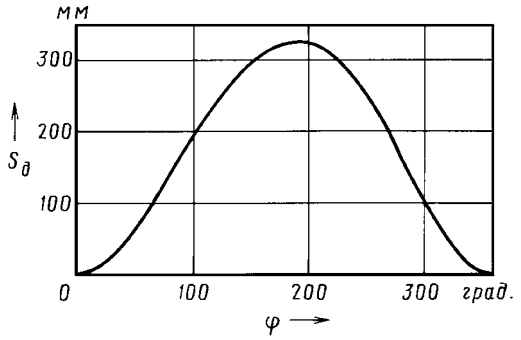

Рис. 3. Зависимость перемещения поршня дезаксиального КШМ от угла поворота коленчатого вала

ботают некорректно. Поэтому нужны новые зависимости, и авторы предлагают их вниманию специалистов.

Чтобы получить зависимости, справедливые для предлагаемого КШМ, авторы ввели два дополнительных коэффициента кинематического подобия — k_2 и k_3. Но — все по порядку.

Расчетная схема КШМ с "кривыми" шатунами приведена на рис. 2. Для нее, как и для любой другой схемы, зависимость между углом φ поворота коленчатого вала и времени t выражается формулой № 1 (табл. 1). И если за нулевое положение рассматриваемого КШМ принять то, при котором поршень находится в ВМТ, а кривошип — в верхнем положении под углом α_1 к линии, проходящей через ось вращения коленчатого вала, то ход поршня можно выразить формулой № 2; разница между $S_д$ и $S = 2R$ при $\lambda = 0{,}26$ и $k = 1{,}42$ составит 8 %, а при $\lambda = 0{,}3$ и $k = 1{,}6$—$16{,}5$ %. Если же проанализировать перемещение $S_{д_i}$ поршня в двигателе с предлагаемым КШМ в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала, то получается формула № 3.

Выведенная на ее основе зависимость перемещения $S_д$ поршня как функции угла φ поворота коленчатых валов при $R = 150$ мм, $L = 577$ и $e = 214$ мм приведена на рис. 3.

Скорость $v_д$ этого поршня для любого угла φ поворота коленчатого вала, очевидно, является первой производной от его перемещения (формула № 4). Или после интегрирования — формула № 5. Соответствующий ей график $v_д$ при тех же, что и для $S_{д_i}$, значениях кинематических параметров КШМ иллюстрирует рис. 4.

Ускорение $J_д$ поршня – это, в свою очередь, первая производная от его скорости (формула № 6). И после интегрирования — формула № 7. Соответствующий ей график — на рис. 5. Из него видно, что средние значения ускорений поршня (следовательно, и сил инерции, пропорциональных $J_д$) на прямом и обратном его ходах заметно отличаются.

Так, при положении поршня в ВМТ радиус кривошипа и ось шатуна лежат на одной линии, и коленчатые валы повернуты на угол $\varphi = \alpha_1$; при положении поршня в НМТ $\varphi = 180° + \alpha_2$. Величину этих углов да-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\varphi = \omega t$	ω — частота вращения коленчатых валов; t — время
2	$S_д = EA' - EA'' = \sqrt{(L+R)^2 - e^2} - \sqrt{(L-R)^2 - e^2} = R\left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}+1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}-1\right)^2 - k^2}\right]$	L — ход поршня; R — радиус кривошипа; e — дезаксиал
3	$S_{д_i} = (L + R)\sqrt{1 - k_3^2} - L\sqrt{1 - (k_2 - \lambda\sin(\varphi + \arcsin k_3))^2} - R\cos(\varphi + \arcsin k_3)$	k_2, k_3 — второй и третий дополнительные коэффициенты кинематического подобия КШМ
4	$v_д = \frac{dS_{д_i}}{dt} = \frac{dS_{д_i}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dS_{д_i}}{d\varphi}\omega$	$\frac{d\varphi}{dt}$ — угловая скорость коленчатых валов в рассматриваемый период времени
5	$v_д = \frac{L\omega(k_2\lambda\cos(\varphi + \arcsin k_3)) - \frac{\lambda}{2}\sin 2(\varphi + \arcsin k_3)}{\sqrt{1 - (k_2 - \lambda\sin(\varphi + \arcsin k_3))^2}} + R\omega\sin(\varphi + \arcsin k_3)$	—
6	$J_д = \frac{dv_{д_i}}{dt} = \frac{dS_{д_i}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dv_{д_i}}{d\varphi}\omega$	—
7	$J_д = \frac{L\omega^2[(k_2\lambda\sin(\varphi + \arcsin k_3) + \lambda^2\cos 2(\varphi + \arcsin k_3)^2) \cdot (1 - (k_2 - \lambda\sin(\varphi + \arcsin k_3))^2)] + L\omega^2\left[\left(k_2\lambda\cos(\varphi + \arcsin k_3) - \frac{\lambda^2}{2}\sin(\varphi + \arcsin k_3)\right)^2\right]}{(1 - (k_2 - \lambda\sin(\varphi + \arcsin k_3))^2)^{3/2}} + R\omega^2\cos(\varphi + \arcsin k_3)$	—
8	$\sin\alpha_1 = \frac{OE}{OA'} = \frac{e}{L+R} = \frac{k\lambda}{1+\lambda}$; $\sin\alpha_2 = \frac{OE}{OA''} = \frac{e}{L-R} = \frac{k\lambda}{1-\lambda}$	—

Таблица 2

Параметры	Значение результатов вычислений в опытах									Оптимальный вариант	Уточненный оптимальный вариант
	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
R		150			150		135	150	165	150	150
L		577		519,3	577	634,7		577		520	500
e	192,6	214	235,4		214			214		235	240
λ		0,26		0,29	0,26	0,24	0,23	0,26	0,29	0,29	0,30
k	1,28	1,43	1,57		1,43			1,43		1,57	1,6
k_2	0,33	0,37	0,41		0,37			0,37		0,45	0,48
k_3	0,26	0,29	0,32	0,32	0,29	0,27	0,30	0,29	0,29	0,35	0,35
$\varphi^{\circ}_{\text{нмт}}$	191	193	195	197	193	190	191	193	195	199	202
$S_{\text{д}}$	319,9	325,3	331,6	333,2	325,3	320,1	292,3	325,3	358,4	341,6	349,3
$v_{\text{д}}$	22,05—−26,46	22,13—−27,21	22,24—−28,06	22,17—−28,81	22,13—−27,21	22,11—−26,14	19,99—−24,07	22,13—−27,21	24,28—−30,48	22,31—−29,99	22,38—−31,32
$J_{\text{д}}$	4,29—−3,70	4,38—−4,14	4,44—−4,73	4,55—−5,29	4,38—−4,14	4,22—−3,58	3,84—−3,51	4,38—−4,14	4,89—−4,87	4,65—−6,43	4,78—−8,04
Приращение $S_{\text{д}}$, %	6,6	8,0	10,5	11,1	8,0	6,7	−2,6	8,0	19,5	14,0	16,5

ют формулы № 8, из которых следует, что $\sin\alpha_2 > \sin\alpha_1$, а значит, и $\alpha_2 > \alpha_1$.

Таким образом, угол поворота коленчатого вала при прямом ходе поршня больше 180°, а при обратном — меньше. Следовательно, средняя скорость $C_{\text{пд}}$ при прямом ходе меньше, чем при обратном. Кроме того, при одинаковых по абсолютной величине углах φ поворота коленчатого вала путь поршня получается разным.

Основными факторами, от которых зависят значения коэффициентов кинематического подобия и кинематические параметры КШМ, являются радиус кривошипа R, длина шатуна L и величина дезаксиала e. Для определения влияния каждого из этих факторов вычислили кинематические параметры КШМ, с изменением их значений на величину ±10 % от начальных, полученных по результатам теплового расчета и решения кинематической задачи графическим способом. Результаты вычислений сведены в табл. 2, из которой следует: однозначно неприемлем результат седьмого опыта. Из рассмотрения можно также исключить первый и шестой опыты; наиболее выгодны — третий и четвертый. Именно на их основе авторы и разработали теоретически оптимизированный вариант КШМ, согласно которому предельное значение отклонения шатунов должно быть равным 44°, а скорость $v_{\text{п}}$ поршня — на 6,5 % больше среднего ее значения.

Полученные результаты использованы в качестве базовых для оценки полей значений кинематических параметров двигателя и их рациональных сочетаний с помощью численного эксперимента. При этом установлено, что отклонение линии максимума кинематических параметров в периферийных направлениях не превышает 21 % их базовых значений. В итоге был сделан вывод о необходимости определения и использования при расчетах аналогичных ДВС оптимальных значений основного и дополнительных коэффициентов кинематического подобия: $\lambda = 0{,}26 \div 0{,}27$, $k = 1{,}40 \div 1{,}5$; $k_2 = 0{,}35 \div 0{,}4$ и $k_3 = 0{,}28 \div 0{,}32$.

В заключение следует сказать следующее.

КШМ со сдвоенными кинематическими связями, реализованными посредством двух шатунов и колен-

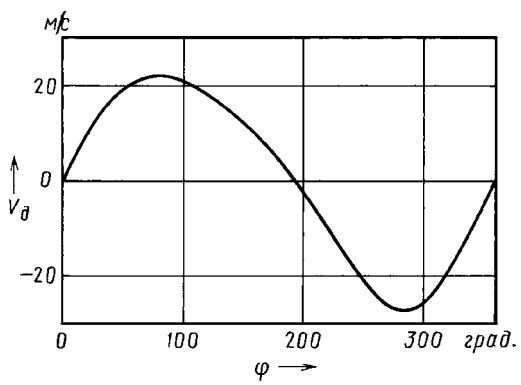

Рис. 4. Зависимость скорости поршня дезаксиального КШМ от угла φ поворота коленчатых валов

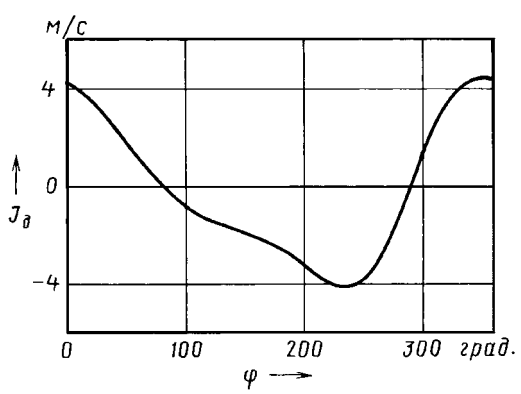

Рис. 5. Зависимость ускорения поршня от угла поворота коленчатых валов

чатых валов со значениями дезаксиала $e \geqslant R$ и коэффициента $\lambda = 0{,}26 \div 0{,}27$, имеет, по сравнению с известными схемами КШМ, ряд несомненных преимуществ. Во-первых, он практически не создает нормальную боковую составляющей N_{Σ}, а следовательно, у него гораздо меньшие потери на трение в деталях ЦПГ; во-вторых, значительно снижает скорость перемещения поршня вблизи ВМТ и НМТ, что способствует улучшению процессов сгорания топливовоздушной смеси, наполняемости цилиндра на такте сжатия. Все это — результат того, что угол поворота коленчатых валов при перемещении поршня от ВМТ к НМТ составляет 185—200°, а при движении от НМТ к ВМТ — 160—175°.

Литература

1. Попык К.Г., Сидорин К.И. Автомобильные и тракторные двигатели, ч. 2 — М.: Высшая школа, 1976. — 280 с.
2. Архангельский В.И. Автомобильные двигатели. М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.
3. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: учебник для вузов / Под ред. Н.Х. Дьяченко. — Л.: Машиностроение, 1979. — 392 с.
4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980 — 400 с.
5. "Мотто", 2006, № 9 с. 54—57.

УДК 621.83.062.1

Вариатор, улучшающий динамику мототранспортных средств

А.В. СПИРИДОНОВ, д-р техн. наук Г.К. РЯБОВ

Ковровская ГТА имени В.А. Дегтярева

Показана схема устройства и приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики разгона мототранспортных средств, оснащенных существующей и предлагаемой конструкциями автоматических клиноременных вариаторов.

Show structure of suggested arrangement v-belt variator. Also theoretical and experimental investigations of performance motorcycle with available and suggested construction v-belt variator.

В трансмиссии современных мототранспортных средств (МТС) с двигателями небольших рабочих объемов применяют, как известно, автоматические клиноременные вариаторы с центробежным регулятором на ведущем валу. При этом характер изменения передаточного отношения *u* такой трансмиссии (кривая *2* на рис. 1) зависит от угловой скорости ω вращения коленчатого вала двигателя. Крутящий момент $M_к$ тоже зависит от этой скорости (кривая *3*). И если учесть, что ускорение МТС при разгоне определяется крутящим моментом на ведущем колесе, который, в свою очередь, зависит от крутящего момента на валу двигателя и передаточного отношения трансмиссии, то становится очевидным: для достижения этого ускорения максимальной величины необходимо, чтобы изменение передаточного отношения происходило в зоне максимального крутящего момента, т. е. соответствовало кривой *2*.

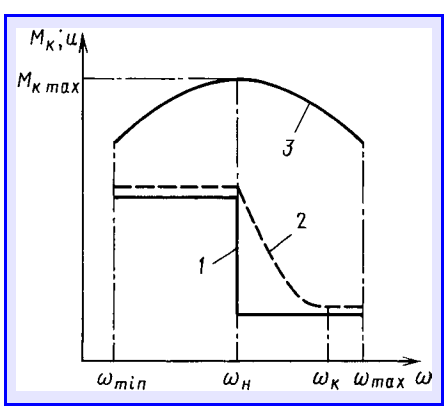

Рис. 1. Зависимость передаточных отношений и крутящего момента двигателя от скорости вращения коленчатого вала:
1 — оптимальное изменение передаточного отношения; *2* — изменение передаточного отношения в серийном вариаторе; *3* — крутящий момент двигателя

Однако на практике такого нет. В серийных вариаторах с центробежным регулятором на ведущем валу для изменения передаточного отношения коленчатый вал двигателя должен набирать дополнительную, от $\omega_н$ до $\omega_к$, угловую скорость. А на этом участке, как видно из рисунка, крутящий момент на валу двигателя снижается. Кроме того, на увеличение угловой скорости расходуется определенная часть мощности двигателя, что, естественно, ухудшает динамику разгона МТС.

Казалось бы, выход здесь простой — сузить этот диапазон. Но исследования показывают: реализация такого решения приводит к потере устойчивости работы вариатора и, как следствие, к еще большему ухудшению динамики разгона МТС.

Для решения проблемы авторы предлагают новую схему (рис. 2) устройства вариатора, в которой, в отличие серийной схемы, центробежный регулятор устанавливается на ведомом валу. Работает схема следующим образом.

Вращение от коленчатого вала *1* двигателя передается ведущему шкиву *2*, от которого через клиновой ремень *10* передается ведомому

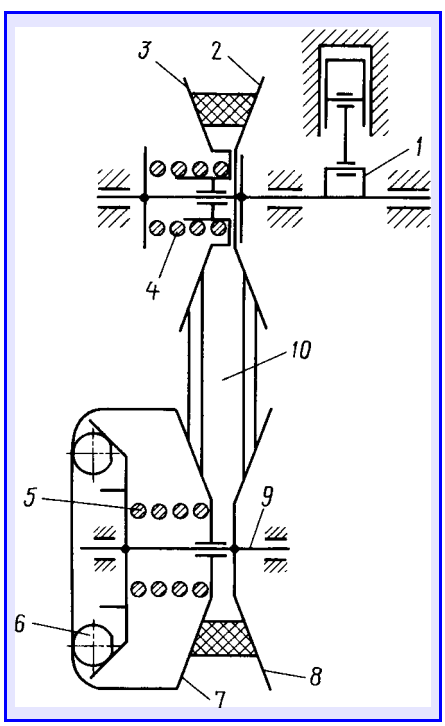

Рис. 2. Схема нового автоматического клиноременного вариатора:
1 — коленчатый вал двигателя; *2* — ведущий шкив; *3* — подвижный диск ведущего шкива; *4* — пружина ведущего шкива; *5* — пружина ведомого шкива; *6* — центробежные грузы; *7* — подвижный диск ведомого шкива; *8* — ведомый шкив; *9* — ось центробежного регулятора; *10* — клиновой ремень

шкиву *8*. В процессе разгона МТС угловая скорость ведомого вала возрастает, в результате чего центробежные грузы *6* перемещаются на больший радиус, отжимая при этом пружину *5* ведомого шкива и перемещая подвижный диск *7* ведомого шкива влево. На ведущем же шкиве *2* за счет поджатия пружины *4* подвижный диск *3* ведущего шкива перемещается вправо, а ремень *10* — на больший радиус, что приводит к уменьшению передаточного отношения.

Таким образом, в предлагаемой схеме зависимость передаточного отношения от угловой скорости вращения коленчатого вала становится косвенной, и значение передаточного отношения вариатора определяется непосредственно скоростью движения МТС. Что, в свою очередь, позволяет путем задания определенного профиля направляющих центробежных грузов получить закономерность $u = f(\omega)$, соответствующую кривой *2*, приведенной на рис. 1.

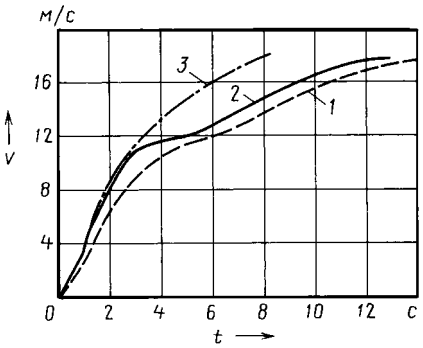

Рис. 3. Зависимость скорости разгона МТС от времени и типа вариатора:
1 — с серийным вариатором; *2* — с новым вариатором; *3* — с новым вариатором и оптимизированным профилем направляющих центробежных грузов отжимного устройства

Такова теоретическая часть предложения. Для ее подтверждения авторы разработали и подвергли испытаниям опытный образец нового автоматического клиноременного вариатора. Их результаты, как видно из рис. 3, явно положительные: динамика разгона МТС с новым регулятором улучшается на 40—45 %. Кроме того, обеспечивается оптимальный коэффициент тяги ременной передачи во всем диапазоне регулирования передаточного отношения, в результате чего появляется возможность отказаться от регулятора по нагрузке, которым оснащают все серийные вариаторы. Следовательно, необходимо упростить конструкцию и настройку вариатора, а также применить облегченные центробежные грузы, что, в свою очередь, снизит износ направляющих и поверхностей самих грузов.

Литература

1. Рябов Г.К. Автоматическая трансмиссия мототранспортных средств. Теория, расчет и конструирование: Монография / Г.К. Рябов, С.А. Андреев. — Ковров: КГТА. 2006. — 92 с.
2. Положительное решение от 21.05.08 по заявке на п.м. № 2008111452 от 25.03.08.

УДК 621.85.681.583

Критерии выбора конструкции и параметров пневматического сервоусилителя механического управления переключением передач

В.Ю. ТУМРЕЕВ

ООО "КОМ"

На автобусах и грузовых автомобилях с механическими многоступенчатыми коробками передач водители затрачивают, как известно, очень много энергии на выполнение большого числа циклов переключения передач, что существенно сказывается на их утомляемости. Следовательно, и на безопасности движения. Поэтому автоматизация таких коробок давно уже рассматривается как одна из наиболее актуальных проблем. Известно и то, что автоматизированным управлением можно оборудовать не только вновь создаваемые коробки, но и серийные, в том числе уже находящиеся в эксплуатации. Иначе говоря, решение проблемы фактически сводится к доработке АТС, что не сложно: многие фирмы давно уже освоили производство пневмоприводов, которые надежно работают от компрессоров тормозных систем грузовых автомобилей и автобусов. Кроме того, рынок предлагает достаточно много конструкций пневматических приводов. Но такое многообразие неслучайно: опыт показывает, что параметры пневмопривода могут оказывать большое влияние на некоторые эксплуатационные качества АТС. В частности, неправильно подобранные характеристики сервопривода могут негативно сказаться на долговечности синхронизаторов коробки передач и динамике движения автомобиля. Возникает вопрос: как этого избежать? Попытаемся ответить на него.

По принципу работы сервоприводы бывают со следящей связью и без нее. Первые — конструктивно сложнее: входной клапан пневмоцилиндра в зависимости от усилия на элементах управления коробкой передач меняет свое переменное сечение. Вторые — проще: у них проходное сечение клапана — постоянное, клапан открывается при наличии некоторого заданного усилия на элементах управления (например, усилия, необходимого для замыкания электрических клемм, расположенных в рукояти переключения передач и посылающих сигнал на открытие того или иного клапана сервоусилителя).

Главная цель автоматизации переключения передач, как сказано выше, — облегчить труд водителя. Но совершенно очевидно, что при этом нельзя допустить повышенного изнашивания элементов конструкции коробки (прежде всего — ее синхронизаторов) и ухудшения динамики АТС. И здесь могут помочь соображения, высказанные в свое время А.П. Недялковым (НАМИ) при исследовании связи между синхронизирующим моментом и работой буксования системы синхронизации. В частности, он установил: если замедление приведенного момента инерции АТС под действием момента сопротивления движению больше замедления приведенного инерционного момента веду-

щих частей коробки передач, то с увеличением момента синхронизации работа буксования убывает. Он доказал также, что уменьшение работы буксования с ростом момента синхронизации (т. е. при более интенсивном переключении) получается при значениях коэффициента ψ сопротивления движению, равных 0,1 и выше. То есть наиболее интенсивно передачи желательно переключать на карьерных самосвалах и других автомобилях специального назначения, эксплуатирующихся в очень тяжелых условиях. В этом случае будут улучшаться динамические показатели АТС (за счет сокращения времени синхронизации) и меньше изнашиваться синхронизаторы (при условии, разумеется, что удельные давления на фрикционную пару не превышают максимально допустимые). Однако следует иметь в виду, что при малом моменте синхронизации и движении АТС на крутом подъеме из-за сильного падения его скорости высшая передача может вообще не включиться, если это произошло, то АТС все равно не сможет продолжить движение из-за уменьшения крутящего момента двигателя, а также неустойчивой работы на малых частотах вращения его коленчатого вала. В результате автоматика вынуждена вновь включить низшую передачу, а это, в свою очередь, дополнительно ухудшит динамику АТС и увеличит износ синхронизаторов.

А.П. Недялков не ограничился сказанным ранее и показал, каким должно быть максимально допустимое время (формула № 1 в таблице) переключения, при котором еще будет возможным движение на включен-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$t_{пер} = \dfrac{\pi n_{дв}^{max} r_к \left(1 - \dfrac{q}{q'}\right)(1+\varsigma)}{30 g \Psi i'_{кп} i_0}$	$n_{дв}^{max}$ — максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя; q — отношение передаточных чисел включаемой и выключаемой передач; q' — отношение частот вращения коленчатого вала, соответствующих максимальной мощности двигателя $r_к$ — кинематический радиус колеса; V — коэффициент учета инерционной массы ведущих частей коробки передач; g — ускорение свободного падения; Y — коэффициент сопротивления дороги; $i'_{кп}$ — передаточное число выключаемой передачи; i_0 — передаточное число главной передачи
2	$p_и = \dfrac{p_р \mu F \sqrt{T}}{0,086 V} t$	$p_и$ — текущее давление в силовом цилиндре; $p_р$ — давление на входе в силовой цилиндр; μ — коэффициент расхода воздуха; F — площадь отверстия жиклера, через который выходит воздух; T — абсолютная температура воздуха; V — объем пневмоцилиндра; t — время
3	$m\ddot{X} = p_д S i_р + P_в - X(\gamma_2 \mathrm{tg}\theta_2) - Q_2 \mathrm{tg}\theta_2 - P_{тр} - X r_{\gamma_1} \gamma_1 \mathrm{tg}\theta_1 i_\gamma^{сил} i_\gamma^{кин} - Q_1 \mathrm{tg}\theta_1 i_\gamma^{сил}$	m — масса всех подвижных деталей, связанных с поршнем пневмоцилиндра; S — рабочая площадь поршня пневмоцилиндра; $i_р$ — среднее передаточное число системы "шток пневмоцилиндра—шток вилки включения передач"; $P_в$ — усилие, прикладываемое водителем к рукояти переключения передач, приведенное к штоку вилки переключения передач; X — смещение поршня пневмоцилиндра относительно начального положения; γ_1 и γ_2 — модули жесткости пружины фиксатора системы рычагов и пружины фиксатора штока; Θ_1 и Θ_2 — углы наклона лунок фиксаторов системы рычагов и штока; Q_1 и Q_2 — преднатяги пружин фиксаторов системы рычагов и штока; $i_\gamma^{сил}$ — силовое передаточное отношение, приводящее усилия фиксатора системы рычагов к штоку вилки включения передач; $i_\gamma^{кин}$ — кинематическое передаточное отношение перемещения шарика фиксатора системы рычагов к перемещению штока вилки включения передачи; r_{γ_1} — среднее значение плеча приложения усилия фиксатора системы рычагов; $P_{тр}$ — сила трения
4	$P_{тр} = P_{тр_0} + \alpha p_и S$	$\alpha p_и S$ — сила трения, пропорциональная давлению в пневмоцилиндре; α — коэффициент пропорциональности
5	$P_в = P_m i_F + P_m i_F K_F t$	P_m — постоянная составляющая функции усилия на рукояти переключения передач; K_F — коэффициент изменения функции усилия на рукояти по времени; i_F — передаточное отношение от рукояти к штоку вилки включения передач
6	$m\ddot{X} = \dfrac{(i_р - \alpha) S p_р \mu F \sqrt{T}}{0,086 V} t + P_m i_F K_F t - X(r_{\gamma_1} \gamma_1 \mathrm{tg}\Theta_1 i_\gamma^{сил} i_\gamma^{кин} + \gamma_2 \mathrm{tg}\Theta_2) + P_m i_F - Q_2 \mathrm{tg}\Theta_2 - P_{тр_0} - Q_1 \mathrm{tg}\Theta_1 i_\gamma^{сил}$	—

№ формулы	Формула	Примечания
7	$m\ddot{X} + CX = at - b$	—
8	$a = \dfrac{(i_{\text{р}} - \alpha) S p_{\text{р}} \mu F \sqrt{T}}{0,086 V} + P_m i_F K_F$	—
9	$b = P_m i_F - Q_2 \text{tg}\Theta_2 - P_{\text{тр}_0} - Q_1 \text{tg}\Theta_1 i_\gamma^{\text{сил}}$	—
10	$c = r_{\gamma_1} \gamma_1 \text{tg}\Theta_1 i_\gamma^{\text{сил}} i_\gamma^{\text{кин}} + \gamma_2 \text{tg}\Theta_2 > 0$	—
11	$J_1 d\omega_1 = (M_{\text{с}} + M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}})\text{d}t$ $J_2 d\omega_2 = (M_{\text{с}} - M_{\text{т}} - M_\psi)\text{d}t$	J_1 — момент инерции ведомого диска сцепления и ведущих частей коробки передач, приведенный к шестерне включаемой передачи; J_2 — момент инерции АТС и вращающихся деталей трансмиссии при выключенной передаче, приведенный к выходному валу коробки передач; ω_1 и ω_2 — текущие значения угловых скоростей синхронизируемых элементов; $M_{\text{с}} = \dfrac{r_{\text{с}} f P_{\text{с}}}{\sin\rho}$ — момент синхронизации для конического синхронизатора; $r_{\text{с}}$ — средний радиус конусов трения; f — коэффициент трения скольжения конусов (для стали по молибдену $f = 0,1 \div 0,15$; ρ — угол наклона конусов трения; $P_{\text{с}}$ — усилие, создающее синхронизирующий момент; $M_{\text{тр}}$ — момент трения ведущих частей коробки передач, приведенный к шестерне включаемой передачи (определяется экспериментально); $M_{\text{вс}}$ — момент ведения сцепления, приведенный к шестерне включаемой передачи; $M_{\text{м}} = P_{\text{с}} r_{\text{м}} f_{\text{в}}$ — момент трения, приложенный к муфте синхронизатора; $r_{\text{м}}$ — средний радиус поверхности трения муфты; $f_{\text{в}}$ — коэффициент трения скольжения вилки по муфте синхронизатора; M_ψ — момент сопротивления АТС, приведенный к выходному валу коробки передач
12	$M_{\text{ск}} = \dfrac{r_{\text{с}} f}{\sin\rho}(\ddot{X} m) = \dfrac{r_{\text{с}} f}{\sin\rho}(at - b - cx_1)$	—
13	$J_1(\omega_{10} - \omega_{11}) = At^2[M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}} - (b + cx_i)Qt]$ $J_2(\omega_{21} - \omega_{20}) = Bt^2[M_\psi + (b + cx_i)(Q + fr_{\text{м}})t]$	$A = \dfrac{aQ}{2}$, $B = \dfrac{a(Q - fr_{\text{м}})}{2}$, $Q = \dfrac{r_{\text{с}} f}{\sin\rho}$
14	$t_3 = \dfrac{\sqrt{4AJ_1(\omega_{10} - \omega_{20})\left(1 - \lambda\dfrac{B}{A}\right) + (M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}} - (b + cx_1)Q - \lambda(M_\psi + (b + cx_1)(Q - fr_m)))^2 - (-M_{\text{тр}} + M_{\text{вс}} + (b + cx_1)Q + \lambda(M_\psi + (b + cx_1)(Q - fr_m)))}}{2A\left(1 + \lambda\dfrac{B}{A}\right)} - \dfrac{M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}}}{2A\left(1 + \lambda\dfrac{B}{A}\right)}$	$\lambda = \dfrac{J_1}{J_2}$
15	$L_N = \int\limits_0^{tN} M_{\text{с}}(\omega_1 - \omega_2)\text{d}t$	—
16	$L_{\text{кв}} = A\tau_{\text{кв}}^2 \left[(\omega_{10} - \omega_{20}) + \dfrac{2\tau_{\text{кв}}}{3}\left(\dfrac{M_\psi + (b + cx_1)(Q - fr_m)}{J_2} - \dfrac{M_{\text{тр}} - M_{\text{вс}} - (b + cx_1)Q}{J_1}\right) - \dfrac{\tau_{\text{кв}}^2}{2}\left(\dfrac{B}{J_2} + \dfrac{A}{J_1}\right)\right]$	—

ной высшей передаче и не возникнет необходимость вскоре вновь перейти на низшую передачу.

Зная максимально допустимое время переключения, по известным из теории зависимостям можно определить требуемый момент синхронизации и параметры синхронизатора. Расчет необходимо проводить для синхронизатора низших передач, на которых особенно большая потеря скорости за время переключения.

В том случае, когда требования получения максимальных динамических качеств для автомобиля не являются превалирующими и когда автомобиль работает при небольших коэффициентах сопротивления движению (например, обычный междугородный автомобиль или городской автобус, которые, в основном, работают на режимах разгон, накат, торможение), синхронизирующий момент желательно снизить, чтобы процесс синхронизации при переключении на высшие передачи происходил в значительной мере за счет момента трения в коробке передач, так как при этом поверхности трения синхронизаторов изнашиваются меньше.

Учитывая сказанное выше, попытаемся определить взаимосвязь параметров пневмопривода со временем включения передачи и совершаемой работой буксования.

В автомобильных синхронизированных коробках передач с пневмоприводом в общем случае процесс включения передачи происходит при переменном давлении в пневмоцилиндре и по времени и характеру работы имеет четыре последовательных этапа продолжительностью τ_1 (от момента поступления воздуха в пневмоцилиндр до начала движения его поршня); τ_2 (от начала движения поршня до соприкосновения конусов синхронизируемых элементов коробки); τ_3 (процесс синхронизации элементов до полного выравнивания их угловых скоростей) и τ_4 (разблокирование синхронизатора и включение зубчатой муфты).

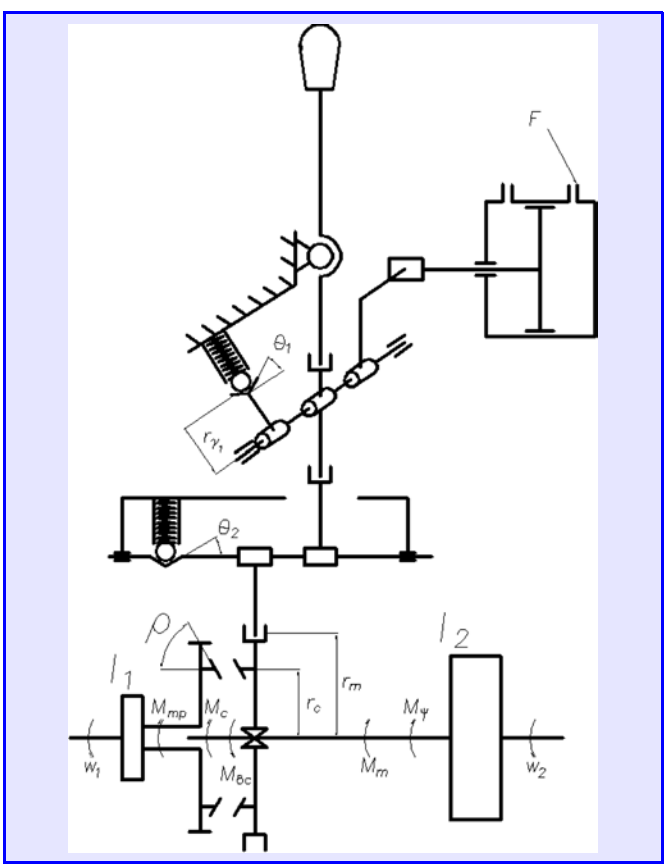

Рис. 1. Расчетная схема пневматического сервопривода механического рычажного управления переключением передач, не имеющего обратной связи

Кроме того, включение передачи с точки зрения истечения воздуха в пневмоцилиндр может происходить в трех зонах: критического, подкритического, постоянного давления в пневмоцилиндре — и в зависимости от параметров пневмопривода коробки передач, момента сопротивлению движению АТС и других факторов закончиться, в принципе, в любой из них. Однако, как показывает практика расчетов, для работы сервопривода наиболее характерно включение передачи в зоне критического истечения, поэтому ниже автор ссылается на зависимости, характеризующие именно эту зону.

Так, зависимость $p = f(t)$ при таком характере истечения воздуха в постоянный объем имеет вид формулы № 2. Используя расчетную схему, приведенную на рис. 1, можно записать дифференциальное уравнение (формула № 3) движения штока переключения передач для первого и второго перечисленных выше этапов, а для подсчета входящей в эту формулу силы $P_{тр}$ предназначена формула № 4.

В общем случае экспериментальные данные показывают, что усилие на рукояти переключения передач математически достаточно сложно описать. Однако его суммарное воздействие можно упрощенно свести к некоторой линейной функции, например, представить суммой двух сил (формула № 5). Тогда дифференциальное уравнение движения муфты переключения передач примет вид формулы № 6. Или, если для упрощения выкладок, постоянные величины заменить коэффициентами *a* (приращение переключающих усилий в единицу времени за счет истечения воздуха и изменения усилия на рукояти), *b* (сумма всех постоянных сил) и *c* (приведенная жесткость всех упругих элементов), то получится неоднородное линейное дифференциальное уравнение (формула № 7). В нем значения коэффициентов *a, b* и *c* соответствуют формулам № 8, 9 и 10.

С целью определения интересующих нас параметров процесса синхронизации напишем дифференциальные уравнения моментов количества движения для деталей, связанных с первичным валом коробки передач, и звеньев автомобиля, связанных с ее вторичным валом. Они для переключения с низшей на высшую передачу будут иметь вид формул № 11. А в общем виде момент $M_{ск}$ синхронизации дает формула № 12.

Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов коробки передач при критическом истечении воздуха в пневмоцилиндр иллюстрирует рис. 2. Приведенные на нем исходные угловые скорости ω_{10} и ω_{20} к началу синхронизации можно довольно просто определить, если пренебречь временем, прошедшим с момента окончания выключения передачи до момента соприкосновения конусов трения. Подставив далее в формулы № 11 значения $M_с$ и $M_м$ и проинтегрировав эти уравнения, получаем формулы № 13, из которых легко определить время τ_3 синхронизации при

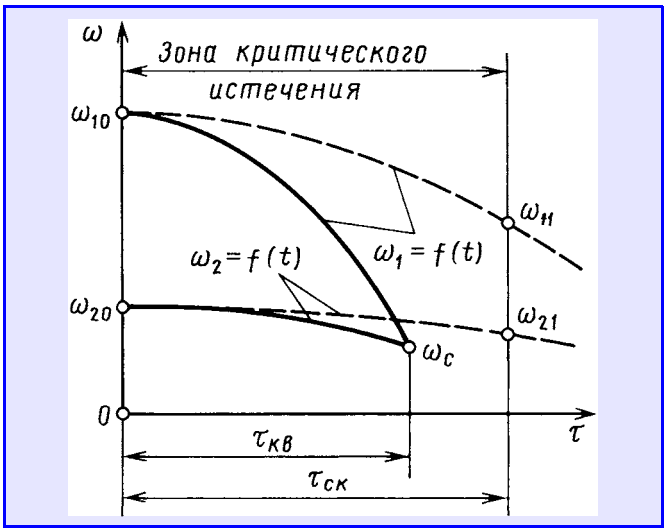

Рис. 2. Изменение угловых скоростей синхронизируемых элементов при переключении с низшей на высшую передачу

переключении с низшей передачи на высшую. Для чего из этих формул нужно исключить $\omega_{11} = \omega_{21} = \omega_c$ и преобразовать их так, чтобы получить квадратное уравнение, единственное удовлетворяющее решение которого — формула № 14.

Один из критериев, характеризующих износ синхронизатора, — работа буксования, выделяемая на паре трения за период синхронизации. Она, как известно, определяется формулой № 15. Но чтобы вычислить ее значение в зоне критического истечения при переключении с низшей на высшую передачу, необходимо, заменив в уравнениях № 13 ω_{11} и ω_{21} текущими значениями ω_1 и ω_2 и решив относительно них эти уравнения, подставить полученные значения в уравнение № 15 и проинтегрировать его. В результате получается формула № 16.

Таким образом, для случая переключения с низшей на высшую передачу выведены зависимости, связывающие параметры сервоусилителя, условия движения АТС и качественные характеристики переключения передач (время и работа буксования). Воспользовавшись ими, проиллюстрируем работу сервопривода. Причем для наглядности рассмотрим процесс переключения с низшей передачи на высшую при движении АТС в условиях как хорошей автомагистрали, так и повышенного значения коэффициента ψ. Кроме того, будем считать, что параметры пневмоцилиндра и соотношение плеч рычагов соответствуют допустимым нагрузкам на конусах синхронизатора и обеспечивают быстрое разблокирование конусов трения.

Очевидно, что на хорошей дороге водитель практически не ограничен по времени переключения передач. Зная, что каких-либо проблем с переключением передач не будет, он прикладывает к рукояти усилие, не превышающее усилие срабатывания пневмопривода. По условиям эргономики это усилие принимается равным 34 Н, или 3,5 кгс. Момент синхронизации на конусах трения ограничен нарастающим давлением в пневмоцилиндре и усилием, приложенным водителем. Тогда, руководствуясь приведенными выше соображениями, можно сделать вывод: работа буксования синхронизатора уменьшается за счет того, что часть работы по выравниванию угловых скоростей элементов коробки передач совершается за счет трения и взбалтывания масла.

Применив полученные зависимости при движении автомобиля в штатном режиме по хорошей дороге ($\psi = 0{,}1$), по формуле № 14 находим: $\tau_3 = 0{,}67$ с. Но если учесть, что разблокирование происходит за 0,05 с (технология расчета в статье не рассматривается), а на выключение предыдущей передачи и выбор хода в штатном режиме затрачивается ~0,8 с, то суммарное время включения передачи составляет 1,52 с. При этом работа $L_{кв}$ буксования синхронизатора равна 74 Дж, из них 20 %, т. е. 14,8 Дж, — работа сил трения. Что означает: если режим движения по хорошей дороге занимает большую часть времени эксплуатации АТС, то износ синхронизаторов уменьшается на 20 %.

Обратная связь "коробка передач—водитель" на хорошей дороге осуществляется следующим образом. Водитель не ощущает необходимости увеличения усилия, так как время переключения передачи и усилие на рукоятке достаточно мало. То есть при движении в хороших условиях выполняются требования как малых нагрузок на синхронизаторы, так и эргономические требования. Следовательно, при проектировании системы управления проходное сечение жиклера нужно выбирать из условий наименьшей работы синхронизатора при движении с номинальным дорожным сопротивлением (например, для седельного тягача — по прямому шоссе) и эргономически оптимальным усилиям на рукояти переключения передач.

При больших сопротивлениях движению водитель может быть достаточно жестко ограничен по времени включения передачи, поэтому прикладывает к рукояти усилие, большее, чем на хорошей дороге. Выравнивание угловых скоростей синхронизируемых элементов в данном случае определяется величиной момента синхронизации от нарастающего давления в пневмоцилиндре и повышенного усилия, прикладываемого водителем к рукояти.

Правильность выбора сечения жиклера проверяется величиной нагрузки на рукоять, которую водитель должен приложить при движении с максимальным дорожным сопротивлением без ухудшения динамики движения. В соответствии с ГОСТ Р 52280—2004 "Автомобили грузовые. Общие технические требования" эта нагрузка не должна превышать 98 Н, или 10 кгс.

Чтобы определить предельное значение коэффициента ψ сопротивления дороги, при котором будут выполняться эргономические требования при условии наличия на АТС простого сервопривода, необходимо совместно решить уравнения № 1 и 14 относительно ψ, приняв допустимое (98 Н) усилие на рукояти. Результаты расчета для автомобиля полной массой 20 т показывают, что предельное значение коэффициента ψ сопротивления дороги, при котором реально реализовать переключение передачи с помощью сервоусилителя простого действия с соблюдением эргономических требований, равно 0,35. При этом по формуле № 1 время переключения передачи по условию динамики

движения не должно превышать 0,9 с, но оно при максимально допустимом усилии 98 Н составляет 0,25 с, время выключения предыдущей передачи и выбор хода при условии экстренного переключения и достаточного опыта водителя принимается равным 0,4—0,6 с.

Если требуется уменьшить усилие для переключения передачи при движении с большим дорожным сопротивлением, то необходимо либо повысить проходное сечение жиклера, увеличивая нагруженность синхронизаторов при движении в штатном режиме, либо применить конструкцию со следящей связью, т. е. с переменным сечением жиклера, зависящим от усилия на рукояти.

Таким образом, задачи, которые ставились в начале статьи, решены: определены критерии выбора проходного сечения жиклера сервопривода механического управления и применимости той или иной конструкции сервопривода. В частности, можно считать доказанным: привод со следящим действием целесообразно применять на АТС, работающих на дорогах с большим диапазоном изменения сопротивления движению (ψ_{max} = 0,4 и более). При этом для экономического эффекта хорошие и плохие условия должны быть сопоставимы по времени. В то же время простые приводы, в силу их конструктивной простоты, вполне допустимо использовать на АТС, эксплуатируемых в условиях малого изменения сопротивления (например, на магистральных тягачах).

Литература

1. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. — НИИНавтопром, 1967. — 233 с.
2. Боровский Г.М. Расчет калиброванных отверстий в тормозных приборах. — М.: Трансжелдориздат, 1934. — 189 с.
3. Недялков А.П. Исследование процесса синхронизации в автомобильных коробках передач при работе с пневматическим приводом. Труды НАМИ. Вып. 72. — М.: ОНТИ НАМИ, 1965. — 17 с.

УДК 629.113/.115:531.771

Электронный тахометр с устройством для диагностирования

Канд. техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО, А.В. КУКИШЕВ

Белорусско-Российский университет

Главный недостаток широко применяемого в настоящее время электронного автомобильного тахометра — снижение точности измерения частоты вращения коленчатого вала ДВС в процессе эксплуатации. Объясняется это тем, что со временем меняются параметры его резисторов, конденсаторов, транзисторов, а в итоге — время открытого и закрытого состояния последних и длительность формируемого прямоугольного импульса, поступающего на измерительный прибор и в систему дозирования топлива. Отсюда — необходимость в периодическом (а еще лучше — непрерывном) определении технического состояния тахометра, другими словами, его диагностировании.

Эта проблема, т. е. проблема точного измерения частоты вращения коленчатого вала двигателя, решается с помощью созданного в Белорусско-Российском университете цифрового устройства.

В результате получен электронный тахометр с устройством для диагностирования. Он имеет в своем составе (рис. 1) блок *21* формирования запускающих импульсов, включающий фильтр *11* низших частот, стабилитрон *17* и два (*16* и *20*) конденсатора; ждущий мультивибратор *24*, выполненный на первом (*22*) и втором (*23*) биполярных транзисторах; измерительный прибор *18*; выключатель *19*; мультивибратор *15*, работающий в автоколебательном режиме; логический элемент "И" *12* с двумя входами; дифференцирующую цепь *14* с диодом *13* на выходе; суммирующий электронный счетчик *9*; резистор *10*, своими выводами соединенный с выходом логического элемента "И"; восемь (*1—8*) светоизлучающих диодов, каждый из которых подключен к соответствующему выводу счетчика *9*. При этом первый вход логического элемента "И" соединен с выходом мультивибратора *15*, работающего в автоколебательном режиме, второй его вход и вход дифференцирующей цепи *14* через выключатель *19* параллельно — с выходом ждущего мультивибратора *24*, счетный вход

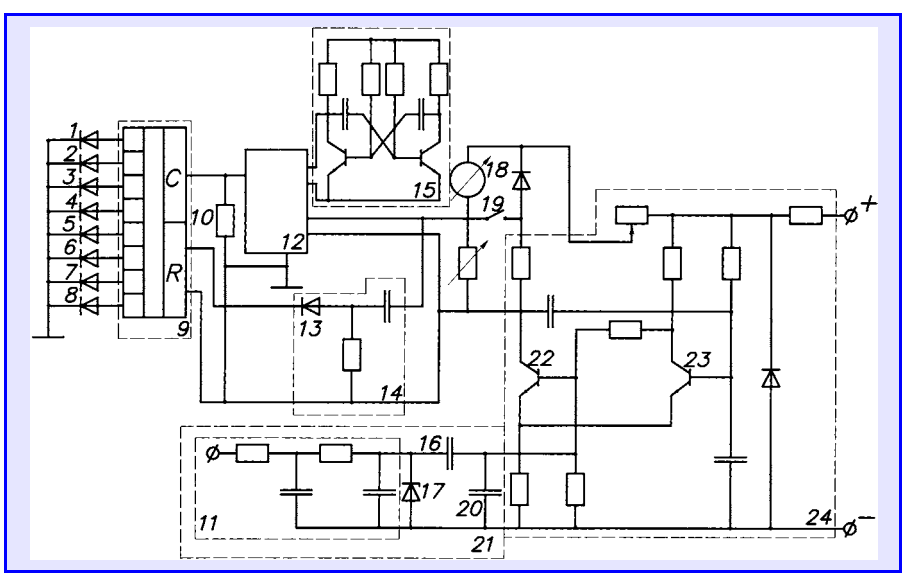

Рис. 1. Схема устройства электронного тахометра:
1—8 — светоизлучающие диоды; *9* — суммирующий электронный счетчик; *10* — резистор; *11* — фильтр низших частот; *12* — логический элемент "И"; *13* — диод; *14* — дифференцирующая цепь; *15* — мультивибратор, работающий в автоколебательном режиме; *16* и *20* — конденсаторы; *17* — стабилитрон; *18* — измерительный прибор; *19* — выключатель; *21* — блок формирования запускающих импульсов; *22* и *23* — транзисторы; *24* — ждущий мультивибратор

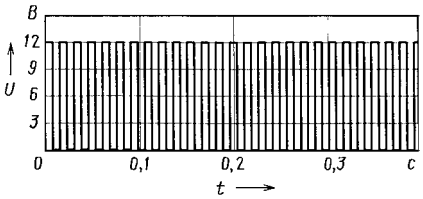

Рис. 2. Сигналы на выходе мультивибратора, работающего в автоколебательном режиме

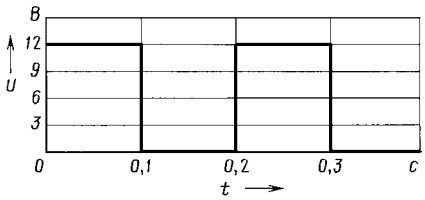

Рис. 3. Сигналы на выходе ждущего мультивибратора

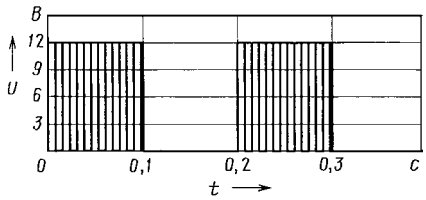

Рис. 4. Сигналы на выходе логического элемента "И"

счетчика с выводами резистора *10*, вход установки — с выходом дифференцирующей цепи с диодом.

Таким образом, наличие в устройстве суммирующего электронного счетчика, своими выводами соединенного с выходом логического элемента "И", восьми светоизлучающих диодов дифференцирующей цепи с диодом позволяет "обнулить" счетчик, подсчитать и преобразовать на его выходе в "код короткие импульсы" от мультивибратора, работающего в автоколебательном режиме (рис. 2) за время, равное длительности импульсов от ждущего мультивибратора, а также прочитать и зарегистрировать код на выходе счетчика, сравнить его с нормативным и принять решение о техническом состоянии тахометра.

Чтобы продиагностировать тахометр, оператор приводит в рабочее состояние выключатель *19*. В результате импульс напряжения (рис. 3) от ждущего мультивибратора подается на второй вход логистического элемента "И" и на вход дифференцирующей цепи с диодом. На выходе этой цепи формируется импульс, который поступает на вход установки нуля счетчика *9*, и счетчик обнуляется. Причем на выход элемента "И" короткие импульсы проходят только за время, равное длительности импульса от ждущего мультивибратора *24* (рис. 4). Импульсы подсчитываются счетчиком *9* и преобразуются в код, каждый бит которого регистрируется соответствующим светоизлучающим диодом. Полученный код сравнивается с нормативным кодом, который соответствует исправному тахометру. Результат сравнения (светодиод светится или не светится) позволяет сделать вывод о наличии или отсутствии неисправностей в тахометре.

УДК 629.114.456.2.001.57

Динамика автомобиля, транспортирующего емкости с жидкостью

Доктора техн. наук А.И. ЦАПЛИН и С.В. БОЧКАРЕВ

Пермский ГТУ

Реализуемая в последнее время стратегия перевода автомобилей на экологически более чистое топливо — сжатый природный и сжиженный нефтяной газы — требует создания не только широкой сети газозаправочных станций, но и специальной автомобильной техники для их перевозки, а также определения безопасных скоростных режимов ее движения и динамических нагрузок, действующих на узлы крепления соответствующих емкостей (баков). Иначе говоря, необходима методика расчета динамики поведения автомобиля — перевозчика сжиженных газов — при движении по прямой и при поворотах с тем, чтобы исключить вероятность аварийных ситуаций.

Дело в том, что требований к безопасности движения таких АТС пока нет. Есть лишь требования к обычным транспортным средствам — легковым и грузовым автомобилям, автобусам и автопоездам. Они сводятся к ограничению тормозного пути, замедлению и других параметров при заданной начальной скорости v_0 торможения (табл. 1). А если скорость v_0 отличается от табличной, то тормозной путь может быть рассчитан по формуле № 1 (табл. 2).

Чтобы решить данную задачу, нужно, по мнению авторов, рассмотреть методику расчета динамики торможения автомобиля без учета движения жидкости, а затем внести в нее соответствующие коррективы.

Предположим, что автомобиль начинает торможение со скорости v_0, т. е. на него в этот момент начинает воздействовать постоянная сила $F_{тр}$ трения. Тогда он переходит в режим равнозамедленного движения, при котором тормозной путь $S_т$ и начальная скорость v_0 связаны кинематическими соотношениями, отражаемыми известными формулами № 2.

Таблица 1

Тип транспортного средства	Начальная скорость торможения, км/ч	Тормозной путь, м, не более		Установленное замедление, м/с^2, не более		Время срабатывания, с, не более	Общая удельная тормозная сила	Коэффициент осевой неравномерности тормозных сил, не более
		при полной массе	при снаряженной массе	при полной массе	при снаряженной массе			
Одиночное	40	23,0	17,7	4,0	5,7	1,0	0,46	0,11
Автопоезд	40	25,0	21,9	4,0	5,0	1,2	0,41	0,13

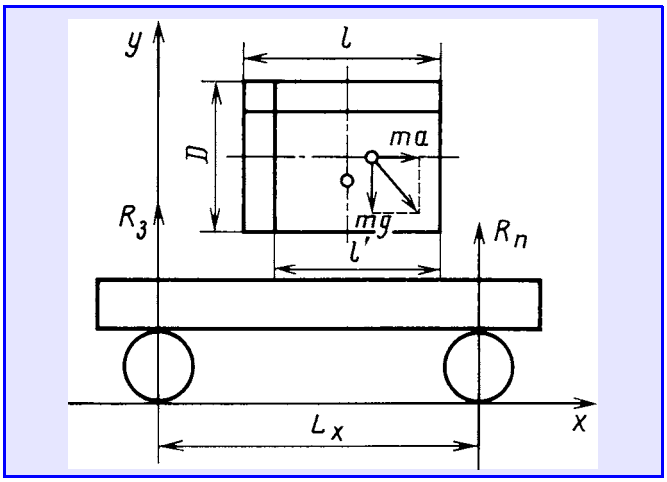

Рис. 1. Расчетная схема

Решив их, легко определить время t торможения и ускорение a (формулы № 3), а значение силы $F_{тр}$ трения может быть найдено с учетом массы m_0 автомобиля и коэффициента k трения (формула № 4). Тогда уравнение движения автомобиля под действием силы $F_{тр}$ трения можно записать в виде формулы № 5. Или, после подстановки $\frac{dv}{dt} = v\frac{dv}{dS}$, в виде формулы № 6, из которой определяется среднее значение коэффициента k трения (формула № 7). Оно, например, при $v_0 = 40$ км/ч и $S_т = 17{,}7$ м составит 0,36. При этом $t = 3{,}2$ с.

Теперь рассмотрим движение по прямой автомобиля с емкостями, заполненными жидкостью. Коэффициент $k_з$ заполнения (отношение количества жидкости к вместимости емкости) и координаты x_{ci}, y_{ci}, z_{ci} геометрических центров емкостей заданы (рис. 1). Тогда не представляет труда из уравнения № 8 найти (см. рис. 1) проекции на ось y реакций переднего ($R_п$) и заднего ($R_з$) колес, которые дает одна емкость с жидкостью массой $m_ж$ при прямолинейном движении АТС. Это формулы № 9. Или в общем случае, т. е. для n емкостей, — формула № 10.

При движении по прямой с торможением жидкость в баках смещается в направлении движения на величину $\Delta x_i = x'_c - x_c$. Тогда реакции колес будут соответствовать формулам № 11. При этом очевидно, что торможение только задними колесами является наихудшим вариантом движения автомобиля, так как при смещении жидкости в емкостях вперед реакция на задние колеса и соответственно сила торможения уменьшаются. В данном случае выражение тормозного пути имеет вид формулы № 12. (Для сравнения: аналогичный путь торможения, при котором жидкость не смещается, т. е. $\Delta x_i = 0$, $y'_{ci} = y_{ci} - \Delta y'_{ci}$, дает формула № 13.)

Зависимость между скоростями v_0 без учета смещения жидкости и v'_0 — с его учетом выражается формулой № 14.

Таким образом, для того чтобы сохранить стандартный тормозной путь, необходимо при перевозке жидкости в емкостях начальную скорость автомобиля уменьшить на величину, определяемую формулой № 15,

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S_т = A\upsilon_0 + \upsilon_0^2/(26j_{уст})$	A = 0,19 для одиночных транспортных средств; A = = 0,24 — для автопоездов; $j_{уст}$ — установленное нормированное замедление АТС при его торможении
2	$S_т = \upsilon_0 t - \frac{at^2}{2}$; $0 = \upsilon_0 - at$	a — замедление (отрицательное ускорение); t — время
3	$t = \frac{2S_т}{\upsilon_0}$; $a = \frac{\upsilon_0^2}{2S_т}$	—
4	$F_{тр} = m_0 gk$	g — ускорение свободного падения; k — коэффициент трения
5	$S_т = m_0\frac{d\upsilon}{dt} = -F_{тр}$	—
6	$\int_{\upsilon_0}^{0} d\frac{\upsilon^2}{2} = -\int_0^{S_т} gk dS$	—
7	$k = \frac{\upsilon^2}{2gS_т}$	—
8	$R_п + R_з = m_ж g$	—
9	$R_п = m_ж g x_c$; $R_з = m_ж g\frac{L_x - x_c}{L_x}$	x_c — координата геометрического центра емкости (бака); L_x — база автомобиля
10	$R_п = g\sum_{i=1}^{n} m_{жi}x_{ci}$; $R_з = \frac{g}{L_x}\sum_{i=1}^{n} m_{жi}(L_x - x_{ci})$	x_{ci} — координаты геометрических центров емкостей (баков); $m_{жi}$ — массы жидкости в них
11	$R_п = \frac{g}{L_x}\sum_{i=1}^{n} m_{жi}(x_{ci} + \Delta x_i + \frac{a}{g}y_{ci})$; $R_з = \frac{g}{L_x}\sum_{i=1}^{n} m_{жi}(L_x - x_{ci} - \Delta x_i - \frac{a}{g}y_{ci})$	—
12	$S_Т = \frac{\upsilon^2 L_x}{2kg}\frac{m_a + \sum_{i=1}^{n} m_{жi}}{\sum_{i=1}^{n} m_{жi}\left(L_x - x_{ci} - \Delta x_i - \frac{a}{g}y_{ci}\right)}$	$m_а$ — масса автомобиля с пустыми емкостями (баками)

Окончание табл. 2

№ формулы	Формула	Примечания
13	$S_т = \frac{\upsilon^2 L_x}{2kg} \frac{m_a + \sum_{i=1}^{n} m_{жi}}{\sum_{i=1}^{n} m_{жi}\left(L_x - x_{ci} - \frac{a}{g}(y_{ci} - \Delta y_i)\right)}$	$\Delta y_i = y_{ci} - \Delta y'_{ci}$ — смещение центра масс жидкости по оси y при торможении
14	$\upsilon'_0 = \upsilon_0 \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (l - x_{ci} - \Delta x_i - a y_{ci}/g)}{\sum_{i=1}^{n} (l - x_{ci} - a(y_{ci} - \Delta y_i)/g)}}$	l — длина емкости (бака)
15	$(1 - \frac{\upsilon'_0}{\upsilon_0}) = [1 - \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (l - x_{ci} - \Delta x - a y_{ci}/g)}{\sum_{i=1}^{n} (l - x_{ci} - a(y_{ci} - \Delta y_i)/g)}}] 100$	—
16	$\mathrm{tg}\alpha = \frac{F_{цб}}{F_{тр}} = \frac{\upsilon^2}{R_д}$	$R_д$ — радиус поворота дороги
17	$\upsilon = \sqrt{\frac{\left[g\sum_{i=1}^{n} m_{жi}\left(l - \frac{z_{ci} + \Delta z_i}{L_z}\right) + \frac{m_a g}{2}\right] R_д L_z}{m_a y_a + \sum_{i=1}^{n} m_{жi}(y_{ci} - \Delta y_i)}}$	—
18	$F_к = \frac{n_ц(m_б + m_ж)\upsilon_0^2}{\sqrt{2} S_Т}$	$F_к$ — усилие на кронштейны крепления емкостей (баков); $n_ц$ — число емкостей (баков); $m_б$ — их масса
19	$\Delta(m\upsilon) = F\Delta t$	P — дополнительное давление в емкости (баке); D — диаметр емкости (бака)
20	$P = \frac{4 n_п \Delta m_ж \upsilon_0^2}{\pi D^2 S_Т}$	$n_п$ — число перегородок в емкости (баке); $\Delta m_ж$ — масса жидкости в отсеке емкости (бака)

в которой суммирование ведется по индексам i, j, k соответственно в направлении координат x, y, z.

При движении автомобиля с поворотом радиусом $R_д$ на каждую емкость действуют (рис. 2) сила $F_{тж}$ тяжести, равная $m_{жi}g$, и центробежная сила $F_{цб}$, равная $m_ж\upsilon^2/R_д$, равнодействующая которых направлена под углом α к вертикали. Тангенс этого угла, очевидно, подсчитывается по формуле № 16.

Когда же на АТС находится n емкостей, скорость υ его движения, при которой он начинает опрокидываться ($R_з = 0$), определяется по формуле № 17.

Усилия на кронштейны крепления емкостей рассчитываются в предположении, что в предельном случае вся сила инерции при торможении АТС нагружает эти кронштейны, работающие на растяжение. Сама же она зависит от суммарной массы $nm_б$ емкостей и массы $nm_ж$ жидкости в них. В итоге получается формула № 18.

Для уменьшения дополнительных динамических воздействий от движения жидкости емкости обычно с помощью внутренних перегородок делят на отсеки. При этом в емкости длиной L_x, разделенной на отсеки, жидкость в каждом из них при торможении тоже смещается, оказывая дополнительное давление на его переднюю стенку. Величина p этого давления может быть найдена из второго закона Ньютона (формула № 19). Учитывая далее, что $\Delta(m\upsilon) = 2m\upsilon$, $F = P \cdot \pi D^2/4$, а $\Delta t = 2S_т/\upsilon_0$, получаем формулу № 20.

В заключение приведем результаты параметрических расчетов при следующих значениях исходных параметров.

Параметр	Численное значение
Скорость движения автомобиля, км/ч	40
Число:	
емкостей	15
перегородок в емкости	4
Длина емкости, м	10,65
Диаметр емкости, м	0,51
Масса пустой емкости, кг	167
Плотность сжиженного газа, кг/м^3	430
Коэффициент заполнения емкости	0,5
Колея автомобиля, м	2,5
База автомобиля, м	8,72
Масса автомобиля, кг	30 000
Высота центра тяжести автомобиля, м	1,2
Радиус поворота, м	40

Тормозной путь снаряженного автомобиля с сжиженным природным газом (СПГ) зависит от коэффициента заполнения емкостей (рис. 3). При этом максимальное его значение отмечается при $k = 0{,}5$. Кроме

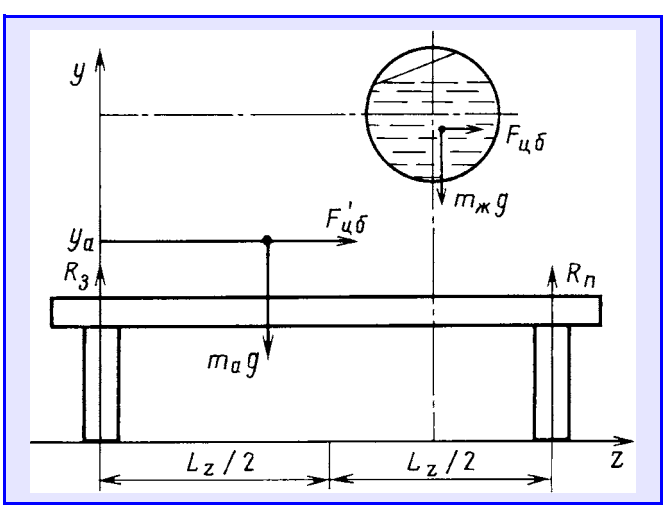

Рис. 2. Схема сил, действующих на автомобиль с емкостью при движении на повороте

того, как видно из рис. 4, с увеличением числа $n_п$ перегородок в емкости разница в критических скоростях при торможении уменьшается; уменьшаются и усилия $F_к$ на кронштейны (рис. 5), а также динамическое давление p в емкости (рис. 6). Почему — понятно: чем полнее емкость, тем меньше возможность смещения жидкости под действием силы инерции.

Наконец, динамические усилия на кронштейны и давление в емкости обратно пропорциональны тор-

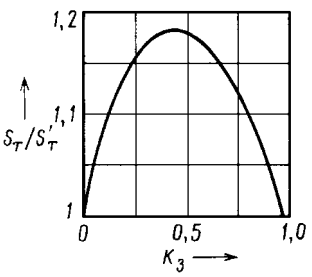

Рис. 3. Зависимость относительного тормозного пути автомобиля ($S_т$ — со сжиженным природным газом, $S'_т$ — с твердым грузом) от коэффициента заполнения емкости

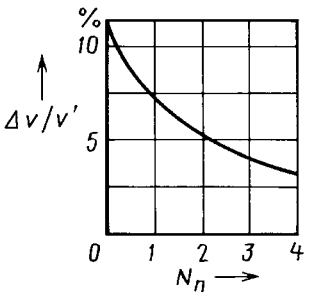

Рис. 4. Уменьшение скорости автомобиля, перевозящего жидкость, по сравнению со скоростью автомобиля, перевозящего твердый груз, в зависимости от числа перегородок при сохранении тормозного пути

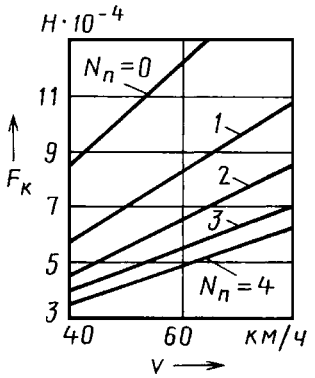

Рис. 5. Зависимость динамических усилий на кронштейне от начальной скорости торможения автомобиля и числа перегородок в емкости

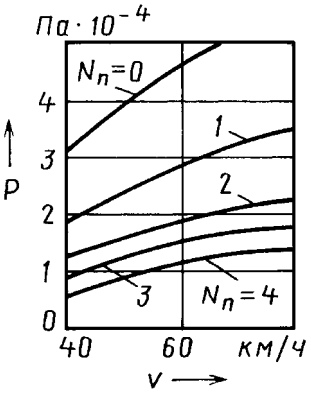

Рис. 6. Зависимость динамического давления в емкости при торможении от начальной скорости и числа перегородок в емкости

мозному пути, т. е. при сокращении тормозного пути динамические нагрузки и динамическое давление в емкости возрастают.

Рассмотренная выше методика, по мнению авторов, весьма полезна при проектировании АТС, предназначенных для транспортирования сжиженных газов (и не только) и назначении режимов их движения.

Читатель предлагает

УДК 621.85

Импульсная трансмиссия

Л.А. ТОКИРЬ

Импульсные трансмиссии известны давно. Однако их конструкции из-за наличия реверсирующего звена, громоздких рычажных систем и реакций в механизмах от воздействия неуравновешенных вращающихся масс сложны и малонадежны, слишком металлоемки, трудоемки в изготовлении и при эксплуатации. Поэтому автор предлагает новый принцип их работы, основанный не на регулировании величины энергии в каждом цикле ее передачи, как это делается в большинстве импульсных трансмиссий, а на изменении частоты следования ее импульсов при их неизменной величине. Такая трансмиссия гарантирует бесступенчатое регулирование передачи энергии от ведущего звена к ведомому. Она, как и любая другая трансмиссия, предусматривает использование механической энергии двигателя с маховиком, но состоит из двух частей — тактовой и импульсной. Причем первая обеспечивает уровень энергии в своем маховике в заданных пределах, а вторая выдает энергию потребителю в соответствии с условиями (режимами) работы АТС. Другими словами, тактовая часть выполняет функции накопителя энергии, поступающей от двигателя, а ее маховик разрывает поток мощности между источником энергии и ее потребителем с целью предотвращения влияния первого на второй. Импульсная же часть создает возможность съема энергии с маховика в количествах, необходимых для эксплуатации АТС. И делает это путем изменения интервалов между импульсами, которые, как сказано выше, всегда постоянны по величине и не зависят от количества энергии, запасенной маховиком.

Предлагаемая трансмиссия не только отличается от известных образцов импульсных трансмиссий, но и имеет общее. Правда, лишь то, что энергия передается импульсами. Но передается не непосредственно, а с регулируемым разрывом по времени.

Автомобильный вариант этой трансмиссии получает механическую энергию от двигателя и состоит (рис. 1) из маховика *2* двигателя, повышающей передачи *3* (устанавливается по мере надобности); импульсной тактовой муфты *5* в тактовой ее части; маховика *6*; импульсных муфт *8* колесных редукторов, размещаемых в импульсной части трансмиссии; повышающей передачи (вводится по мере надобности) и привода *7* от маховика к импульсным муфтам *8* колесных редукторов; колесных редукторов *9*, колес *10* автомобиля, автомата *4* включения-выключения импульсной муфты тактовой части; системы *11* управления импульсами передачи энергии колесам.

Работает трансмиссия следующим образом.

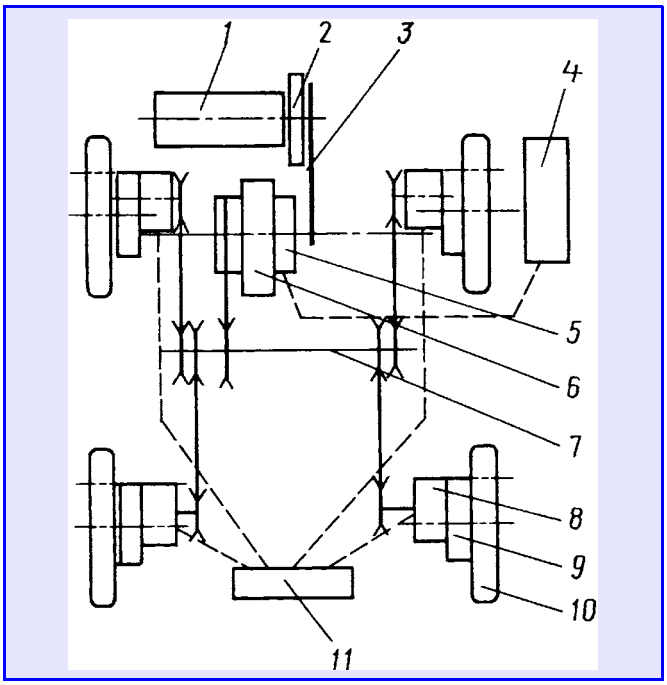

Рис. 1. Схема импульсной трансмиссии:
1 — ДВС; *2* — маховик ДВС; *3* — повышающая передача; *4* — автомат включения-выключения импульсной муфты тактовой части; *5* — импульсная муфта тактовой части; *6* — маховик трансмиссии; *7* — привод от маховика к импульсным муфтам; *8* — импульсная муфта колесного редуктора в импульсной части трансмиссии; *9* — колесный редуктор; *10* — колесо автомобиля; *11* — система управления импульсами энергии к колесам автомобиля

Импульсная муфта *5* тактовой части включается периодически, поддерживая запас энергии в маховике *6* в достаточно узких пределах. Причем передается всегда с предельно возможной частотой. Импульсная муфта *8* импульсной части в процессе движения работает непрерывно: она в соответствии с командами системы *11* управления передает энергию от аккумулятора (маховика *6*) колесам. Повышающая передача *3* обеспечивает превышение скорости на входе муфты *5* над скоростью на ее выходе, необходимое для передачи энергии.

Импульсные муфты тактовой и импульсной частей работают однотипно. При появлении перепада скоростей у вращающихся соосно входного и выходного звеньев и управляющего сигнала автомата *4* тактовой стороны или системы *11* импульсной стороны соответствующей муфты соленоид механизма управления создает импульсы давления в гидравлическом теле этого механизма. Благодаря чему диаметр последнего либо увеличивается, либо уменьшается, происходит (импульсно) захват-ослабление силами трения кольца в свободном состоянии сидящего на выходном валу муфты с малым гарантированным зазором. Кольцо через спиральные пластины, которые, затягиваясь на нем в пакет, увеличивают силу трения, деформируют пружины, другим концом равномерно закрепленные по периферии окружности ведущего звена (см. рис. 2, поз. *8*). В процессе деформации пружины в период повышения давления в механизме управления связывают воедино ведущее и ведомое звенья, и энергия двигателя передается маховику *6* или энергия маховика передается колесному редуктору *9* до тех пор, пока деформация достигнет заданного предела. В этот момент открывается клапан сброса давления в механизме управления, ведущее и ведомое звенья муфты разъединяются. То есть импульс энергии передан, цикл завершен. И в таком состоянии трансмиссия остается до следующего импульса управления.

Режим работы муфты *5* тактовой части трансмиссии задается автоматом *4*: при увеличении до заданной частоты вращения маховика *6* он отключает и муфту, и двигатель; при выходе на минимальную заданную частоту вращения включает муфту на передачу энергии без пауз (кроме времени на восстановление первоначального состояния клапана сброса давления). Систематическое пополнение энергии маховика идет тактами, описанными выше. Частота импульсов на тактовой стороне постоянна всегда.

Режим работы муфты *8* импульсной части трансмиссии задает система *11* управления импульсами энергии к колесам и определяется оператором, а также автоматикой обеспечения устойчивости движения. Запасенная маховиком энергия через импульсные муфты колесных редукторов поступает на колеса автомобиля. В муфтах образуются импульсы энергии постоянной величины, интервалы между которыми задаются системой *11* управления и обеспечивают количество энергии, необходимое для режима движения автотранспортной системы. Энергия поступает в маховик трансмиссии, одновременно накапливаясь и расходуясь через импульсные муфты колесных редукторов.

Реверсирование вращения обеспечивается маховиком, состоящим из двух частей, вращающихся в противоположные стороны, и реверсных импульсных муфт колесных редукторов, соосных с муфтами прямого хода, по командам управляющей системы *11*, либо шестеренными реверсными механизмами в составе колес-

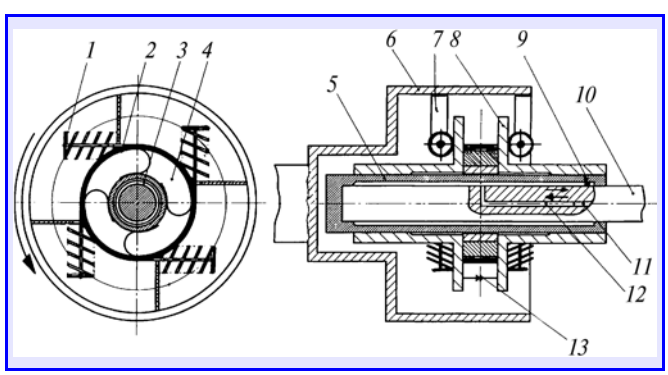

Рис. 2. Схема импульсной муфты сцепления:
1 — пружина (цилиндрическая или тарельчатая); *2* — спиральная пластина; *3* — кольцо захвата ведомого вала трением; *4* — промежуточное тело крепления концов спиральных пластин; *5* — цилиндрический корпус механизма управления захватом кольца; *6* — ведущий фланец муфты; *7* — боковые ограничители осевого перемещения пакета пластин; *8* — крепление пружин на ведущем фланце ведущего звена муфты; *9* — гидравлический (гидропласт или жидкость) наполнитель корпуса механизма управления захватом кольца; *10* — ведомый вал муфты; *11* — шток с иглой, связанный с соленоидом управления; *12* — канал иглы соленоида в ведомом валу; *13* — клапан сброса давления и выключения соленоида управления

ных редукторов, приводимым в действие той же системой *11*.

Схема импульсной муфты приведена на рис. 2. Ее работа сводится к следующему.

Ведущий фланец *6* с кольцом *3* вращается с опережением ведомого вала *10*, и кольцо *3* захвата ведомого вала трением свободно вращается относительно цилиндрического корпуса *5* механизма управления. При подаче управляющего сигнала на соленоид из канала *12* выдвигается шток *11* с иглой, создавая давление в гидравлическом наполнителе *9* корпуса механизма управления. Под давлением гидронаполнителя тонкие цилиндрические стенки корпуса механизма управления, в пределах упругих деформаций материала, раздвигаются и за счет трения схватывают кольцо *3* захвата. Его вращение замедляется, и пакет спиральных пластин *2* стягивается на наружной его поверхности, в результате чего растут силы трения между кольцом и корпусом. Пластины *2* пакета удерживаются относительно кольца *3* промежуточными телами *4* по диаметру и боковыми ограничителями *7* осевого перемещения. Ведущий фланец муфты, продолжая вращаться относительно ведомого вала *10* с опережением, заставляет растягиваться пружины, а пакет пластин *2* — обжиматься на поверхности цилиндра. Пружины, все более деформируясь, увеличивают тягу кольца *3*, момент сил на нем и, соответственно, передачу энергии ведомому валу.

По достижении заданной заранее деформации пружина открывает клапан *13* сброса давления и (или) отключает питание соленоида, давление в корпусе *5* падает, его стенки возвращаются в первоначальное положение. При этом освобождается от сцепления трением кольцо *3*, восстанавливается зазор между ним и стенками цилиндра, пружины возвращаются в недеформированное состояние. Муфта возвращается в исходное положение (пружины не деформированы), а ведомый вал, получив дополнительную порцию энергии, продолжает вращаться с отставанием относительно ведущего звена из-за сопротивления колес движению.

Импульсы и передача энергии циклами продолжаются до тех пор, пока есть разность угловых скоростей ведущей и ведомой частей муфты. Момент трения между деталями *3* и *5* от давления в полости с гидравлическим наполнителем нарастает значительно быстрее, чем от действия пружин при их деформации, что исключает работу сил трения, в результате износ поверхностей этих деталей оказывается незначительным.

При выравнивании угловых скоростей обеих частей муфты пружины деформируются меньше, чем на предельную величину, давление в цилиндре, захват кольца, стяжка пакета пластин, закрытое положение клапана сброса сохраняются, и энергия через муфту передается в непрерывном режиме до тех пор, пока вновь появится разность скоростей ведущей и ведомой частей муфты или водитель отключит питание соленоида, что приведет муфту в первоначальное состояние.

Эффект от применения импульсной муфты в отличие от муфт трения состоит в повышении долговечности деталей муфты благодаря исключению проскальзывания поверхностей при больших силах сдавливания; снижении утомляемости водителя при воздействии на механизм управления; упрощении и удешевлении производства муфт и сокращении расходов на их эксплуатацию.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 621.43.001

Система оперативного управления ресурсом шин

Д-р техн. наук И.Н. АРИНИН, канд. техн. наук А.Г. КИРИЛЛОВ, А.А. ХАРЬКОВ

Владимирский ГУ

Разработана и внедрена методика оперативного сбора, обработки и анализа информации об интенсивности износа шин. Предложен реализующий алгоритм определения пробега шин городских автобусов до списания. Разработан программный комплекс "Учет шин", обеспечивающий реализацию технологии управления их ресурсом.

Затраты на автомобильные шины составляют, как известно, весьма значительную долю затрат, связанных с деятельностью АТП. Поэтому их снижение — задача наиважнейшая. Но — разрешимая. Прежде всего с помощью технологии, сочетающей в себе управление ресурсом шин и элементы адаптивного его нормирования. Но для реализации данной технологии требуется, чтобы ПАТП имело АСУ управления предприятием и комплекс управления работой автомобильных шин. Поэтому для ее внедрения разработчики выбрали 11-й автобусный парк "ГУП Мосгортранс": здесь уже достигнут довольно высокий уровень информатизации, персонал готов принять новые технологии, есть финансовые резервы для их внедрения, специалисты парка активно участвуют в научно-исследовательской деятельности Владимирского государственного университета, давно и успешно занимающегося этой проблемой.

Рассматриваемая технология создавалась на предприятии в несколько этапов, на каждом из которых решались информационные задачи, связанные с внедрением различных подсистем. Причем число этапов и их содержание в общем случае, что давно доказано опытом ВлГУ, зависит от финансовых возможностей предприятия. Но в ПАТП "11-й автобусный парк" их было девять: анализ существующей системы управления ресурсом шин; сбор и обобщение документации, касающейся их работы; сбор первичного статистического материала по их работе; выявление и анализ факторов, влияющих на их эксплуатацию; формирование программного обеспечения системы, блоков вторичной информации по работе шин и поля нормативов ходимости шин; адаптирование данного поля нормативов применительно к меняющимся условиям

Рис. 1. Информационное обеспечение системы учета работы и адаптивного нормирования ресурса шин

эксплуатации; создание автоматизированных рабочих мест системы управления ресурсом шин.

Необходимость выполнения перечисленных этапов очевидна: эффективное функционирование системы оперативного управления ресурсом шин автобусов должно базироваться на непрерывном, полном и, главное, достоверном потоке информации о состоянии шин и интенсивности их изнашивания, поступающем на определенные уровни иерархии принятия решений в пределах компетенции каждого из уровней.

Основой оперативно-производственного управления и реализации системы управления ресурсом шин служит ее информационное и технологическое обеспечение. При этом первое включает (рис. 1) входную информацию, содержащуюся в путевых листах, накладных (требованиях) на замену шин, листах учета технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР), нормативно-справочные данные, а также выходную информацию, которую выдает АРМ гаражного отдела "вверх", на основе обработки входной информации. Это три документа — "Карта учета работы автомобильной шины", "Коэффициенты корректирования линейных норм" и "Линейные нормативы ресурса шин". Задача технологического обеспечения — получать достоверную информацию о фактическом состоянии автомобильных шин по высоте протектора и динамике ее изменения. Чтобы ее решить, разработчики системы начали с налаживания подсистемы оперативного сбора и обработки статистики по работе шин. Точнее, информации об интенсивности износа протектора шин (в мм/тыс. км пробега). Для этого была определена рациональная периодичность проведения замеров, т. е. периодичность поступления информации в систему: она принята равной периодичности ТО-1.

Первичные формы учета автомобильной шины приведены на рис. 2. Их заполняет тот, кто измеряет высоту протектора (техник по учету шин).

С целью повышения оперативности работы производственно-технического отдела по обработке статистической информации в ПАТП был создан программный комплекс "Учет шин", который реализует возможность анализа ходимости автомобильных шин на основе информации базы данных предприятия. Причем для удобства пользования этот комплекс включили в состав системы управления базой данных ПАТП. Что позволило получать выходные данные за любой период с начала ведения базы. Кроме того, для упрощения использования комплекса предусмотрено, что инженер АРМа производственно-технического отдела может получать выходную информацию и в виде сводных отчетов за нужный ему в данный момент времени период. В обоих случаях интерфейс включает два поля. Первое из них (рис. 3) представляет собой диапазон дат, и в нем задаются интервалы времени, за которые планируется проанализировать ходимость шин или расходы на них; на втором поле выбираются варианты отчета и задается набор данных, подлежащих выводу в отчете.

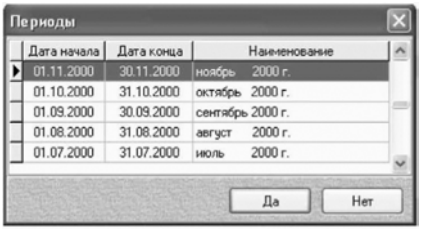

Рис. 3. Поле выбора диапазонов дат

Как видим, система управления ресурсом шин, по существу, сводится к сбору, передаче в установленные сроки и обработке информации, принятию и реализации на этой основе решений по обслуживанию, ремонту подвижного состава и шин или по началу процедуры списания последних. Причем для принятия обоснованных решений необходимо, разумеется, знать еще и причины, которые повлекли выявленные отклонения фактического ресурса шин от норматива, назначенного шинным заводом. Для этого формируется дополнительный объем вторичной информации, который получается на основе отклонений, обнаруженных в процессе переработки первичной информации. Именно вторичная информация об интенсивности износа шин позволяет выделить из всего множества (рис. 4) только те факторы, которые оказывают наибольшее влияние на целевой показатель управления — темп изнашивания шин.

Но просто знать о том, что шина эксплуатировалась с фактической интенсивностью износа, отличающейся от нормативной, для адаптивного управления ресурсом шин в ПАТП недостаточно. Нужны еще и точные управляющие воздействия на выбранные факторы.

В целом работа, проведенная на ПАТП "11-й автобусный парк", показала, что для управления ресурсом шин и его нормированием на предприятии необходимы единая система ведения технической службой отчетных документов, которые содержат самую полную информацию о степени использования ресурса шин и факторах, влияющих на этот процесс, а также такие формы первичных и промежуточных документов, регламентирующих труд техника по учету шин, которые сокращают объем его канцелярской работы.

Карточка учета работы шины № <номер шины>

Модель (размер):_____ Заводской номер:_____
Дата списания:_____ Причина списания:_____
Первоначальная стоимость:_____

Дата записи	Пробег			Движение автомобильной шины (установка и снятие)					Интенсивность износа (мм/тыс.км)		Примечание
	на дату	с начала	норма-тивный	гар. № т/с	марка т\с	таб. № водителя	фамилия водителя	состояние (новая, восстановленная)	факт	отклонение	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<Месяц, год>											
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Итого за <месяц, год>	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
<Месяц, год> ...											

Техник по учету шин

Сведения о замерах глубины протектора автомобильных шин за <дата>

Номер шины (предприятие)	Глубина протектора	Таб. № замерщика	Гаражный номер транспортного средства
1	2	3	4

Рис. 2. Первичные формы учета работы шины

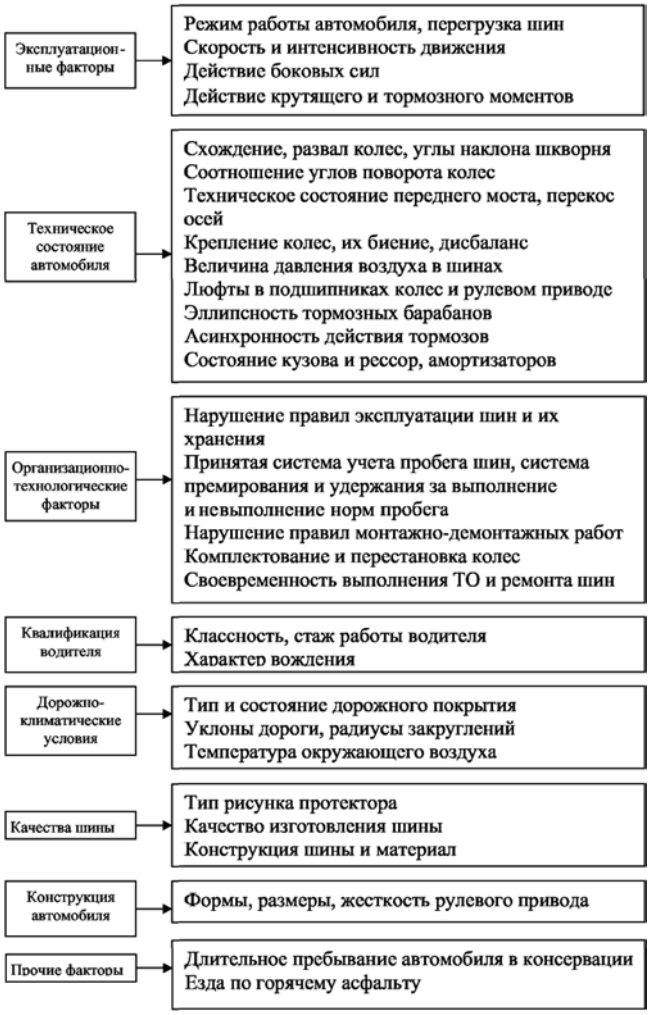

Рис. 4. Факторы, влияющие на скорость изнашивания шин

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили сделать вывод о том, что систему управления ресурсом шин целесообразно внедрять в два этапа.

На первом из них контролируют параметры, имеющие значительное влияние на износ шин, но требующие минимальных затрат времени и труда на проверку. В его ходе техник по учету шин через каждое ТО-1 на специальном посту измеряет и записывает в "Карту учета работы шины" глубины рисунка протектора шин передних (управляемых) колес. Затем, используя свое АРМ, вводит их в "Сведения о замерах глубины протектора автомобильных шин" в ЭВМ, сопоставив эти данные с данными предыдущего измерения, определяет интенсивность износа шины за пробег между измерениями. И если окажется, что она превышает допустимые пределы, то выявляются и устраняются причины этого отклонения.

Следующий этап — оценка интенсивности износа шин автобуса при очередном ТО-2. В его ходе техник по учету шин тоже измеряет глубину рисунка протектора, но не только передних, но и задних колес и полученные данные заносит в ЭВМ своего АРМ для оценки интенсивности износа всех шин автобуса.

И если после проведенных в процессе выполнения первого этапа регулировок интенсивность износа шин передних колес не превышает допустимые пределы, то эффективность проведенных при ТО-1 мероприятий считается хорошей, если же интенсивность их износа осталась выше допустимой, а интенсивность износа шин задних колес превышает допустимые пределы, то ЭВМ, как и на первом этапе, выдает карты проверок узлов, влияющих на износ шин. Задача механика зоны диагностирования — выявить как явные, так и скрытые причины повышенного износа шин. В соответствии с выявленными причинами назначаются те или иные мероприятия (корректирование норм пробега, обучение водителей рациональному вождению и т. п.).

Литература

1. Янчевский В.А. Основные пути рационального использования шин на автомобильном транспорте. — М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1987. — 60 с.
2. Система оперативного управления ресурсом шин / Л. Мирошников, В. Власов, Р. Рахимов и др. — Автомобильный транспорт, 1982. № 9. С. 24—26.

УДК 621.43.004.15

Расход топлива на разгон АТС

Канд. техн. наук В.И. КОПОТИЛОВ

Тюменское ВВИКУ

Разгон — один из наиболее часто применяемых режимов движения АТС. Он выполняется после трогания с места, чтобы вывести транспортное средство на режим движения с постоянной скоростью, безопасно "вписаться" в транспортный поток или совершить обгон впереди идущих транспортных средств. Для его технической реализации изменяется передаточное отношение трансмиссии и увеличивается подача топлива. В связи с этим возникает вопрос: каким должен быть данный режим, чтобы расход топлива не был чрезмерно большим?

Чтобы ответить на него, опишем разгон на основе уравнения № 1 (табл. 1) исходя из теоремы изменения ΔT кинетической энергии.

Примем, далее, в качестве неизвестного A_i и получим формулу № 2. И если обе ее части разделить на низшую теплотворную способность H_u топлива, его плотность $\rho_т$ и индикаторный КПД (η_i) двигателя, то получим формулу для определения количества $Q_р$ топлива, затраченного АТС на разгон, поскольку $A_i/10^6 H_u \rho_т \eta_i$ и есть число литров топлива, израсходованного в процессе разгона или, если ΔT выразить через общеизвестную формулу № 4, то — формулу № 5.

Как видим, при заданных начальной v_0 и конечной $v_к$ скоростях движения абсолютное количество горючего, затрачиваемого на разгон, прямо пропорционально работе $A_с$ внутренних и внешних сил сопротивления движению. Однако давно доказано, что при разгоне АТС в заданном диапазоне скоростей, т. е. при $\Delta T \approx$ const, средняя величина суммарного сопротивления изменяется незначительно. Значит, при таком условии $Q_р$ можно уменьшить лишь одним способом — сократить путь $S_р$ разгона, т. е. повысить его интенсивность. И сделать это можно только увеличением подачи топлива. При этом нельзя не отметить, что увеличение интенсивности разгона не только не повышает среднюю величину суммарной силы $P_с$ сопротивления движению, но, наоборот, даже способствует некоторому уменьшению, так как средняя скорость $v_{ср}$ движения АТС на участке разгона снижается. Что подтверждает табл. 2, в которой приведены значения средней скорости движения грузового автомобиля ЗИЛ-130 при его разгоне с места до скорости 16 м/с (57,8 км/ч) при различных интенсивностях разгона.

Таким образом, повышение интенсивности разгона АТС за счет увеличения подачи топлива, т. е. повышения нагрузки на ДВС, приводит к уменьшению длины $S_р$ участка разгона, что, в свою очередь, предопределяет уменьшение работы внешних и внутренних сил сопротивления движению и, в конечном счете, затрат топлива на разгон. Это хорошо видно из рис. 1, где показана зависимость количества топлива, затрачиваемого

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta T = A_i - A_c = A_i - P_c S_p$	A_i — работа индикаторной силы тяги; A_c — суммарная работа всех сил сопротивления движению; P_c — суммарная сила сопротивления движению приведенных к оси ведущих колес АТС; S_p — протяженность участка разгона
2	$A_i = P_c S_p + \Delta T$	—
3	$Q_p = \dfrac{P_c S_p + \Delta T}{10^6 \rho_т H_u \eta_i}$	—
4	$\Delta T = 0{,}5(\delta_к m v_к^2 - \delta_0 m v_0^2)$	δ_0 и $\delta_к$ — коэффициенты учета вращающихся масс АТС, соответствующие передачам, с которой начинается и на которой заканчивается разгон; v_0 и $v_к$ — начальная и конечная скорости движения при разгоне; m — масса АТС
5	$Q_p = \dfrac{P_c S_p + 0,5(\delta_к m v_к^2 - \delta_0 m v_0^2)}{10^6 \rho_т H_u \eta_i}$	—
6	$P_i = \dfrac{M_i i_{тр}}{r_к}$	M_i — индикаторный момент двигателя; $i_{тр}$ — передаточное отношение трансмиссии; $r_к$ — радиус колеса
7	$\eta_p = \dfrac{A_j}{A_i} = \dfrac{\Delta T}{P_c S_p + \Delta T}$	—
8	$A_i = \dfrac{\Delta T}{\eta_p}$	—
9	$Q_p = \dfrac{\Delta T}{10^6 H_u \rho_т \eta_i \eta_p}$	—
10	$Q_p^и = \dfrac{\Delta T}{10^6 H_u \rho_т}$	—
11	$Q_p = \dfrac{Q_p^и}{\eta_{тм}^p}$	—
12	$\eta_{тм}^p = \dfrac{Q_p^и}{Q_p}$	—

Таблица 2

Показатель разгона	Значения показателя при подаче топлива, %			
	100	80	60	40
Путь, м	202	280	464	2562
Время, с	21,8	28,7	45,1	201,6
Средняя скорость, м/с (км/ч)	9,3 (33,5)	9,8 (35,3)	10,3 (37,1)	12,7 (45,7)

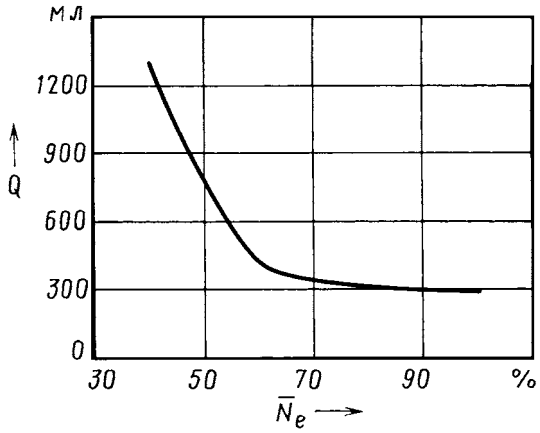

Рис. 1. Зависимость расхода топлива, затрачиваемого автомобилем ЗИЛ-130 на разгон с v_0 = 0 до $v_к$ = 16 м/с (57,6 км/ч), от нагрузки на ДВС

на разгон автомобиля ЗИЛ-130, от степени загрузки его двигателя ($\lambda = g_o/g_o^{max}$, где g_o и g_o^{max} — оборотные расходы топлива, мг/об).

К сказанному следует добавить, что у АТС с бензиновыми двигателями некоторый вклад в снижение расхода топлива на режиме разгона вносит и индикаторный КПД двигателя, величина которого при повышении нагрузки на ДВС, как правило, несколько возрастает. У дизельных же автомобилей тенденция обратная, т. е. увеличение подачи топлива сопровождается некоторым снижением индикаторного КПД. Однако эти изменения η_i относительно малы и не определяют общую тенденцию уменьшения количества топлива, затрачиваемого на разгон при повышении интенсивности последнего.

Цель разгона проста и очевидна: увеличить скорость движения АТС. Поэтому механической мерой полезного эффекта рассматриваемого режима может выступать приращение кинетической энергии ΔT, а полезного сопротивления — приведенная сила P_j инерции. И формула № 1 раскрывает взаимосвязь полезного эффекта с суммарной работой A_i, совершаемой движущей силой, т. е. индикаторной силой P_i тяги, величину которой дает формула № 6. Так что отношение работы A_j, совершенной полезными силами сопротивления, к работе A_i движущих сил можно назвать условным механическим КПД (η_p) АТС при разгоне, или механическим КПД разгона. Его условность заключается в том, что он, в отличие от обычного КПД, отражает работу не только внутренних, но и внешних сил сопротивления движению (воздуха, дороги).

Так как при ускоренном движении работа A_j сил инерции численно равна приращению ее кинетической энергии, т. е. $A_j = \Delta T$, то η_p можно выразить формулой № 7.

Значения этого, как и любого другого КПД, располагаются в интервале 0—1. Например, если бы вся работа A_i шла только на приращение кинетической энергии АТС, а работа A_c была равна нулю (т. е. $P_c S_p = 0$), то $\eta_p = 1$. Если же в процессе движения прироста кинетической энергии нет ($\Delta T = 0$), то и эффективность такого "разгона" соответствует минимуму — $\eta_p = 0$. Для реальных же разгонов $1 > \eta_p > 0$. При этом, чем больше η_p, тем выше и эффективность разгона.

Используя показатель η_p, работу индикаторной силы тяги АТС при его разгоне можно выразить формулой № 8. И если теперь, как и в случае формулы № 5, левую и правую части уравнения разделить на те же H_u, $\rho_т$ и η_i, то получится еще одна формула (№ 9) для определения количество топлива, затрачиваемого при разгоне. В нее, как видно, входит не η_i, а произведение $\eta_i \eta_p$, которое автор назвал условным топливно-механическим КПД ($\eta_{тм}^p$) АТС при разгоне, или топливно-механическим КПД разгона. И под этим названием кроется вполне определенный физический смысл.

Допустим, что перед нами АТС, оснащенное идеально работающим двигателем, т. е. вся энергия потребляемого им

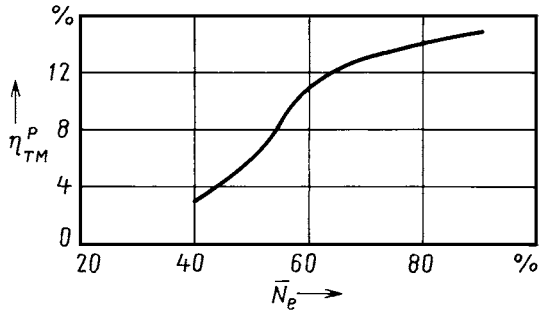

Рис. 2. Зависимость $\eta^{р}_{тм}$ автомобиля ЗИЛ-130 при разгоне с $v_0 = 0$ до $v_к = 16$ м/с (57,6 км/ч) от нагрузки на ДВС

топлива превращается в нем в механическую работу. Очевидно, что в этом случае $\eta_i = 1$. Примем далее, что у такого АТС передача усилий от ДВС к ведущим колесам осуществляется без потерь, а его движение не вызывает внешних сопротивлений (за исключением сил инерции), т. е. $P_c S_р = 0$. Тогда из формулы № 6 следует, что и $\eta_р = 1$.

Таким образом, для идеального АТС, осуществляющего разгон, $(\eta^{р}_{тм}) = \eta_i \eta_р = 1 \times 1 = 1$. При этом абсолютная величина расхода топлива $Q_р$ будет минимальна и равна $Q^{и}_р$ $(Q_р = Q^{и}_р)$, а формула № 9 превращается в формулу № 10. И следовательно, абсолютную величину расхода топлива для реального АТС дает формула № 11, из которой вытекает формула № 12, свидетельствующая, что условный топливно-механический КПД разгона — отношение затрат топлива на разгон некого идеального АТС к затратам топлива на разгон такого же по массе, но реального АТС. При этом величина, обратная $\eta^{р}_{тм}$, показывает, во сколько раз расход топлива при разгоне реального АТС превышает аналогичный расход топлива АТС идеального. Таким образом, есть все основания утверждать, что $\eta^{р}_{тм}$ может выступать в качестве критерия топливной экономичности разгона АТС.

Результаты расчета $\eta^{р}_{тм}$, выполненного для грузового автомобиля ЗИЛ-130 (полная масса 10,5 т) при его разгоне с места до скорости 16 м/с (57,6 км/ч), приведены на рис. 2.

Из него следует: при повышении нагрузки на двигатель $\eta^{р}_{тм}$ автомобиля возрастает, достигая 0,15—0,16. Другими словами, реальный автомобиль уступает своему идеальном аналогу в 6,2 раза.

Из всего, что сказано выше, можно заключить, что абсолютное количество топлива, затрачиваемое АТС при его разгоне, определяется двумя главными факторами — величиной приращения ΔT кинетической энергии и топливно-механическим КПД разгона $(\eta^{р}_{тм})$. При увеличении подачи топлива последний возрастает, что и предопределяет уменьшение абсолютного количества топлива на разгон.

УДК 656.022

Метод экспертных оценок в задачах организации дорожного движения

А.С. ДЕМЕНКОВ, канд. техн. наук Н.К. КЛЕПИК

Волгоградский ГТУ

В любом крупном городе система пассажирского транспорта занимает особое место. В силу того, что обеспечивает жизнедеятельность и эффективность функционирования всей агломерации. И эта система непрерывно развивается, что сопровождается ростом числа пассажирских транспортных средств, в том числе и маршрутных такси. Например, в Волгограде за последние пять лет их доля увеличилась практически в 2 раза. Выход на рынок перевозчиков различных форм собственности в сочетании с недостаточной пропускной способностью автомобильных дорог, годами не меняющаяся улично-дорожная сеть привели к ряду негативных последствий. В частности, увеличению числа ДТП, "пробкам", загрязнению атмосферы вредными веществами и т. п. Чтобы проанализировать сложившуюся ситуацию и найти способы решения возникших проблем, специалисты Волгоградского ГТУ применили метод экспертных оценок. Почему — очевидно: когда сбор информации о состоянии исследуемых объектов затруднен или невозможен, остается одно — полагаться на субъективные мнения экспертов. Другими словами, работу экспертов можно рассматривать как процесс создания на основе имеющейся неполной информации предполагаемой (эвристической) модели причинно-следственных связей анализируемого явления или процесса и выработки рекомендаций для принятия оптимального решения.

Исследование проводилось с помощью анкеты, составленной на базе данных, которые получены в ходе предварительных мероприятий. В том числе статистического анализа аварийности и изучения характеристик транспортного потока на рассматриваемом участке, а также в процессе наблюдения за работой водителей маршрутного пассажирского транспорта. При этом результаты предварительного анализа разделили на четыре группы, каждая из которых представляла собой отдельное направление исследования и относилась к одной из подсистем "водитель—автомобиль—дорога—среда".

Затем собрали экспертные оценки. Причем для получения наиболее полных данных по каждой из подсистем опросили 600 человек — пассажиров маршрутных такси (38 %), пешеходов (23 %), водителей как маршрутного пассажирского транспорта, так и другого вида транспорта (27 %), а также руководителей АТП (12 %).

В основу анкеты заложили один из наиболее распространенных коллективных методов экспертных оценок — ранжирование. То есть респондентам предлагалось оценить влияние факторов, перечисленных в анкете, на ту или иную проблему дорожного движения в городе.

Как это выполняли на практике, покажем на примере анализа мнений 30 экспертов из различных групп респондентов, принимавших участие в опросе по проблеме "Наиболее значимые причины, влияющие на возникновение ДТП".

В анкету внесли семь факторов, которые, как показал предварительный анализ, служат основными причинами ДТП. Это низкая дисциплина водителей (Ф1), неудовлетворительное техническое состояние транспортных средств (Ф2), плохая организация дорожного движения (Ф3), слабая работа Госавтоинспекции (Ф4), плохое состояние улиц и дорог (Ф5), недисциплинированность пешеходов (Ф6) и недостаточный уровень подготовки водителей (Ф7). Каждый эксперт располагал 28 баллами, т. е. в среднем по четыре балла на фактор. Но присваивать их факторам он мог произвольно — от нуля до 28.

Результаты исследования данной отчетности приведены в таблице.

Следующий этап исследования — анализ согласованности мнений экспертов. Он построен на вычислении коэффициента конкордации Кендэла, в алгоритм которого заложены следующие шаги.

По формуле $S_{max} = \frac{1}{12} m^2(n^3 - n)$, где m — число экспертов, а n — число факторов, определяется максимально возможное значение суммы квадратов (χ^2) отклонений оценок по каждому из факторов от общей средней (в нашем случае $S_{max} = 25\ 200$).

Затем по формуле $W_{выбор} = \frac{S_{факт}}{S_{max}}$ вычисляется значение коэффициента конкордации Кендэла. И так как $S_{факт} = 7444$ (см. таблицу), то $W_{выбор} = 0{,}295$.

Располагая этими данными, по формуле $\chi^2_{выбор} = W_{выбор} m \times (n - 1)$ определяется опытное значение χ^2: оно равно 53,1.

Наконец, по формуле $\chi^2_{крит} = \frac{\alpha}{k - n - 1}$ вычисляется практическое значение χ^2: оно при $\alpha = 0{,}05$ составляет 12,6.

Как видим, $\chi^2_{выбор}$ явно больше $\chi^2_{крит}$. Следовательно, мнение экспертов достаточно согласовано, и результаты опроса можно использовать для дальнейшей работы.

Аналогичным образом оценены и другие проблемы. В итоге точка зрения экспертов свелась к тому, что основные причины ДТП по степени их весомости можно расположить (рис. 1) в таком порядке: "низкая дисциплина водителей" (55 %), "плохая организация дорожного движения" (34 %), "неудовлетворительное техническое состояние транспортных средств" (31 %), "недостаточный уровень подготовки водителей" (28 %), "плохое состояние улиц и дорог" (21 %), "недисциплинированность пешеходов" (21 %) и "слабая работа Госавтоинспекции" (17 %).

Результаты опроса позволили выработать и меры, направленные на решение первоочередных проблем безопасности на дорогах города. Основными из них респонденты назвали

Номер эксперта	Факторы							Сумма рангов
	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4	Ф5	Ф6	Ф7	
1	4	1	3	7	5	6	2	28
2	1	3	2	7	6	4	5	28
3	2	6	3	5	4	7	1	28
4	1	3	2	4	5	7	6	28
5	1	4	5	6	7	2	3	28
6	1	3	4	5	7	2	6	28
7	3	1	4	7	5	6	2	28
8	1	5	4	6	3	7	2	28
9	2	1	3	6	7	4	5	28
10	1	3	2	4	6	5	7	28
11	4	1	3	6	5	2	7	28
12	2	5	3	6	4	7	1	28
13	2	4	1	5	6	3	7	28
14	1	7	5	4	6	3	2	28
15	1	4	3	5	2	6	7	28
16	3	4	2	5	6	7	1	28
17	1	4	6	5	2	7	3	28
18	1	3	2	6	7	5	4	28
19	4	2	5	6	3	7	1	28
20	4	1	2	3	5	7	6	28
21	1	6	5	4	2	7	3	28
22	3	2	1	6	7	5	4	28
23	2	6	3	7	4	1	5	28
24	3	2	1	6	7	4	5	28
25	1	4	2	7	6	5	3	28
26	1	5	6	7	2	3	4	28
27	3	2	1	4	5	7	6	28
28	1	2	4	5	7	6	3	28
29	5	3	2	1	4	6	7	28
30	3	7	4	2	1	6	5	28
Сумма рангов по каждому из факторов	63	104	93	157	146	154	123	840
Среднее арифметическое	2,1	3,5	3,1	5,2	4,9	5,1	4,1	28,0
Место фактора в ранжировочном ряду	1	3	2	7	5	6	4	—
Фактическое отклонение сумм рангов от среднего	−57	−16	−27	37	26	34	3	—
Квадраты фактических отклонений	3249	256	729	1369	676	1156	9	7444

Примечания: Ф1 — низкая дисциплина водителей; Ф2 — неудовлетворительное техническое состояние транспортных средств; Ф3 — плохая организация дорожного движения; Ф4 — слабая работа Госавтоинспекции; Ф5 — плохое состояние улиц и дорог; Ф6 — недисциплинированность пешеходов; Ф7 — недостаточный уровень подготовки водителей.

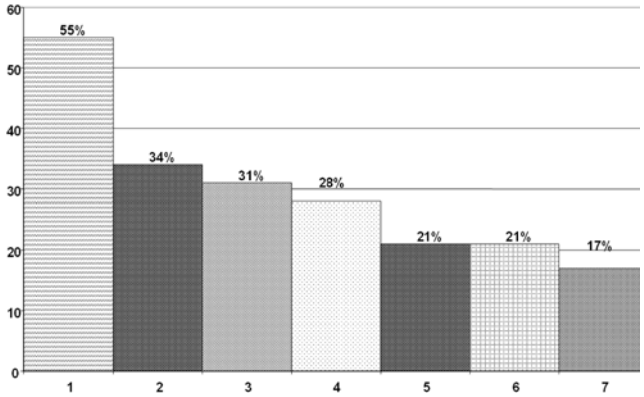

Рис. 1. Соотношение мнений экспертов по проблеме "Степень влияния причин на возникновение ДТП":

1 — низкая дисциплина водителей; *2* — плохая организация движения; *3* — неудовлетворительное техническое состояние транспортных средств; *4* — недостаточный уровень подготовки водителей; *5* — плохое состояние улиц и дорог; *6* — недисциплинированность пешеходов; *7* — слабая работа Госавтоинспекции

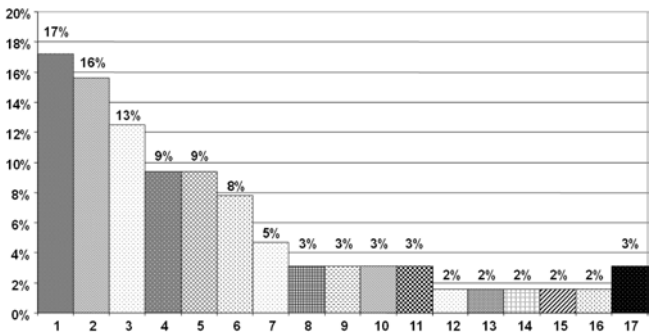

Рис. 2. Меры по снижению аварийности, предложенные экспертами:

1 — ремонт, реконструкция и расширение дорог; *2* — более качественная подготовка водителей, проверка их знаний, ужесточение процедуры получения прав, повышение культуры и квалификации водителей; *3* — ужесточение наказания за нарушение Правил дорожного движения, увеличение штрафов; *4* — усиление работы Госавтоинспекции; *5* — совершенствование организации дорожного движения, увеличение числа светофоров; *6* — повышение пропускной способности дорог; *7* — ужесточение требований к техническому контролю транспортных средств; *8* — проведение уроков безопасности движения в школах, повышение общего уровня грамотности по вопросам БДД, введение лекций и штрафов для пешеходов; *9* — изменение разметки дорог; *10* — повышение уровня взаимовежливости водителей и пешеходов; *11* — введение тотальной проверки инспекторов на предмет взяточничества и при подтверждении данного факта — увольнение; *12* — ограничение въезда в город большегрузных АТС; *13* — увеличение ограничивающей скорости; *14* — видеонаблюдение на дорогах города; *15* — упорядочение работы водителей маршрутных такси; *16* — расширение первой продольной магистрали; *17* — затруднились ответить

(рис. 2) следующие: ремонт, реконструкция и расширение дорог (17 %); более качественная подготовка водителей, проверка их знаний, повышение их культуры и квалификации; ужесточение наказания за нарушение Правил дорожного движения, в том числе штрафов (13 %); усиление работы Госавтоинспекции (9 %). Кроме того, названы: совершенствование организации дорожного движения, увеличение числа светофоров (9 %) и пропускной способности дорог (8 %), ужесточение требований к техническому контролю транспортных средств (5 %), проведение в школах уроков безопасности движения, повышение общего уровня грамотности населения по вопросам безопасности дорожного движения, введение лек-

ций и штрафов для пешеходов (3 %), изменение разметки дорог (3 %), повышение уровня взаимовежливости водителей и пешеходов (3 %), тотальная проверка работников Госавтоинспекции на предмет взяточничества и при подтверждении данного факта незамедлительное увольнение, ограничение на въезд в город большегрузных АТС (2 %); увеличение ограничивающей скорости (2 %), видеонаблюдение на дорогах города (2 %), более жесткий контроль за работой водителей маршрутных такси и т. д.

Выполненное исследование позволило специалистам разработать комплекс мер, направленных на совершенствование существующей транспортной системы города и повышение безопасности работы его маршрутного пассажирского транспорта. Комплекс, который практически можно применять уже сейчас. Например, такие из мер, как оптимизированные графики движения маршрутных такси, использование созданной нормативной базы, предложение об организации отдела ГИБДД для разработки оптимальных и достаточных в целом для города маршрутов, изменение порядка оплаты проезда и т. п. В комплекс входят также и меры стратегического плана: выделение отдельной полосы движения для общественного транспорта, создание диспетчерской службы, разработка и внедрение транспортного средства, удовлетворяющего требованиям безопасности.

Так что наука свое дело сделала! Дальнейшее зависит от решений. Но ясно одно: реализация предложений специалистов позволила бы резко повысить надежность водителей, безопасность пассажиров и снизить аварийность на дорогах.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.81

Повышение надежности зубчатых колес привода агрегатов дизелей ЯМЗ

Кандидаты техн. наук А.А. ЖУКОВ и В.А. ЖУКОВ, А.П. НАВОЕВ

Рыбинская ГАТА имени П.А. Соловьева

Зубчатые колеса привода агрегатов относятся к числу деталей, работающих в особенно тяжелых условиях и поэтому лимитирующих надежность автомобильных дизелей. Особенно дизелей форсированных. Типичный тому пример — последние модификации дизелей ЯМЗ, выпускаемые в ОАО "Автодизель" и "Тутаевский моторный завод".

Так, если сравнить (табл. 1) мощностные, экономические и экологические показатели последних моделей этих дизелей с аналогичными характеристиками устаревших моделей, то вторые явно проигрывают первым. Однако данные преимущества достигнуты главным образом за счет модернизации системы топливоподачи и повышения энергетики впрыскивания топлива. Скажем, у дизеля ЯМЗ-238 максимальное давление впрыскивания составляет 63—65 МПа (630—650 кгс/см^2), а у ЯМЗ-8424 и ЯМЗ-8481 оно выше на 40 %, у ЯМЗ-7511 и ЯМЗ-658 — в 2 раза.

Очевидно, что такое повышение давления приводит к необходимости передавать от коленчатого вала через механизм привода агрегатов (рис. 1) к кулачковому валу ТНВД существенно бóльшие крутящие моменты. Однако шестерни этого механизма у всех моделей дизелей ЯМЗ выполняются из низколегированной стали одной и той же марки, упрочняются азотированием на глубину h = 0,25÷0,40 мм. Отсюда понятно, что из-за изменений условий работы контактные и изгибные напряжения, действующие на зубья колес привода, неизбежно возрастают, что вызывает их более интенсивное изнашивание под действием периодически изменяющихся нагрузок. Это хорошо видно из рис. 2, на котором приведены зависимости момента $M_{кул}$ сопротивления на кулачковом валу ТНВД от угла $\varphi_{ТНВД}$ его поворота.

Действительно, момент сопротивления в обоих случаях носит импульсный характер. Но его величины резко отличаются. Например, у восьмицилиндрового ЯМЗ-8424, где впрыскивание топливо осуществляется через каждые 45° поворота кулачкового вала ТНВД, соответствующих началу впрыскивания, момент начинает резко повышаться и достигает 370—380 Нм, а продолжительность импульса составляет 10—12°, а у ЯМЗ-238 — 120—130 Н·м. То есть втрое. Хотя схема (рис. 3) зубчатого зацепления "промежу-

Таблица 1

Модель двигателя	Литровая мощность, кВт/л	Давление впрыскивания топлива, МПа	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	Соответствие экологическим нормативам
ЯМЗ-238	11,84	62	0,68	234	"Евро-0"
ЯМЗ-8424	20,03	92,1	1,16	225	"Евро-1"
ЯМЗ-8481	14,92	80,6	0,94	212	"Евро-2"
ЯМЗ-7511	19,78	135,3	1,24	215	"Евро-2"
ЯМЗ-658	26,72	139,9	1,68	218	"Евро-3"

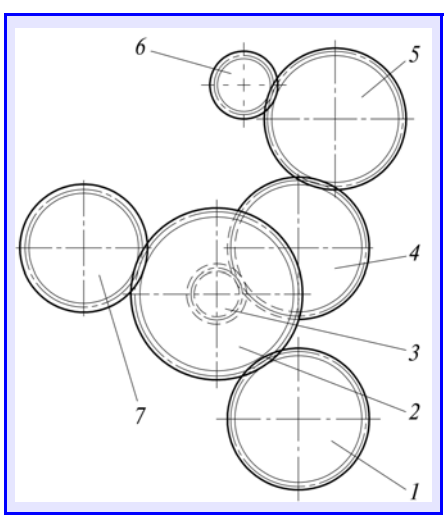

Рис. 1. Схема механизма привода агрегатов дизелей семейства ЯМЗ-840:

1 — ведущая шестерня коленчатого вала; *2* и *3* — блок промежуточных шестерен (*2* — промежуточная шестерня привода распределительного вала с z = 60, *3* — промежуточная шестерня привода распределительного вала с z = 30); *4* — шестерня распределительного вала; *5* — шестерня привода ТНВД; *6* — шестерня пневмокомпрессора; *7* — шестерня привода насоса гидроусилителя рулевого управления (устанавливается только на автомобильных модификациях двигателей)

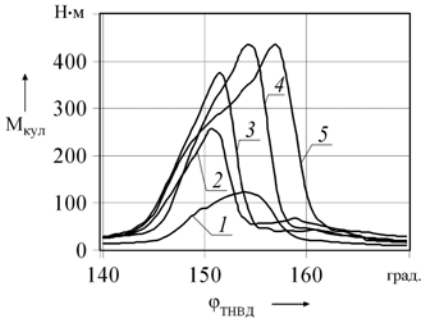

Рис. 2. Изменение момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД в зависимости от угла его поворота:
1 — ЯМЗ-235; *2* — ЯМЗ-8481; *3* — ЯМЗ-8424; *4* — ЯМЗ-7511; *5* — ЯМЗ-658

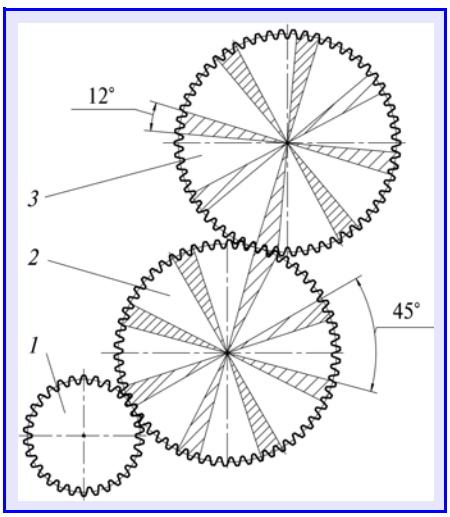

Рис. 3. Фазы и продолжительность впрыскивания топлива у восьмицилиндрового дизеля ЯМЗ-8424:
1 — промежуточная шестерня привода распределительного вала; *2* — шестерня распределительного вала; *3* — шестерня привода ТНВД

точная шестерня—шестерня распределительного вала" у них, в принципе, одна и та же. Как и заштрихованные на рисунке зоны, в которых отражено действие импульсов момента сопротивления.

Аналогичная картина наблюдается и на шестерне привода ТНВД, поскольку передаточное отношение зубчатых колес *4* и *5* (см. рис. 1) равно единице, т. е. их частоты вращения совпадают.

Рассматривая изображенную на рис. 3 шестерню *3* с заштрихованными зонами, которые соответствуют периодам впрыскивания топлива, легко увидеть, что наибольшему воздействию контактных и изгибных напряжений подвергается (повторяем: в обоих случаях!) только часть зубьев, находящихся в пределах этих зон, протяженность которых составляет, как уже упоминалось, 10—12° поворота кулачкового вала. Отсюда можно предположить, что и рассматриваемые зубчатые колеса *2* и *3* будут изнашиваться неравномерно: в любых моделях дизелей ЯМЗ в наибольшей степени — в периоды действия импульсов момента сопротивления (заштрихованные зоны), в наименьшей — в промежутке между ними. Но у ЯМЗ-238 — менее интенсивно, чем у ЯМЗ-8424 и т. д. Значит, в процессе эксплуатации на форсированных дизелях за этим нужно следить особенно тщательно. Например, шестерни периодически смещать относительно друг друга на угол, равный или несколько больший, чем угол, соответствующий продолжительности впрыскивания.

В качестве же заводских технологических мероприятий, направленных на повышение надежности зубчатых колес, предлагается, коль скоро внедрение новых материалов обходится дорого, более целенаправленно выбирать виды химико-термической обработки поверхности зубьев колес.

Например, расчеты, выполненные по стандартным методикам, позволили авторам установить значения максимальных контактных и изгибных напряжений, действующих на зубья привода агрегатов дизелей различных моделей при максимальных для них давлениях впрыскивания топлива, а также то, что самые большие напряжения у всех моделей — в материале колес *3* и *4* (см. рис. 1).

Так, у ЯМЗ-8481 с азотированными зубчатыми колесами для шестерен *2* и *6* коэффициент запаса до достижения допустимых значений контактных напряжений составляет 1,1 и 1,3 соответственно, изгибных — 1,9 и 1,8; у ЯМЗ-8424 с цементованными зубчатыми колесами — 1,2 и 1,4 по контактным напряжениям и 1,3 и 1,2 — по изгибным. (Для азотированных зубчатых колес допустимые величины контактных напряжений — 875 МПа, изгибных — 473 МПа; для цементованных — соответственно 1131 и 471 МПа.) Что, вообще говоря, неприемлемо.

Таким образом, по результатам проведенных расчетов можно сделать следующий вывод: дальнейшее форсирование (а оно планируется) дизелей ЯМЗ, повышение энергетики впрыскивания с целью достижения требуемых экологических показателей неизбежно приведут к ужесточению условий работы зубчатых колес рассматриваемого привода. В связи с этим задача рационального выбора материала и назначение наилучших режимов химико-термической обработки, если не найти каких-то принципиально новых конструктивных решений, становится не просто актуальной, а одной из самых главных. Причем решать ее в условиях серийного производства проще всего выбором оптимальных, соответствующих нагрузкам на зубчатые колеса, вида обработки последних. Пример такого выбора дает табл. 2.

Но если говорить вообще, то сроки службы зубчатых колес приводов агрегатов зависят не столько от способов и режимов химико-термической и термической их обработки, сколько от марки стали. Так, сталь, из которой изготовляют средне- и тяжелонагруженные детали, наряду с хорошей износостойкостью, должна обладать высокими механическими свойствами, чтобы обеспечить требуемую прочность при статических и повторно-переменных нагрузках, а также высокое сопротивление большим контактным давлениям. Для тяжелонагруженных деталей лучше всего подходят хромоникелевые и хромоникельвольфрамовые стали 12ХН3А, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А и 18Х2Н4МА, а также их новые заменители с меньшим содержанием никеля и без никеля. В частности, стали 15ХГНР и 20ХГНР (вместо 20ХН3А и 20Х2Н4А), 14ХГ2НР и 14ХГ2СР (вместо 12Х2Н4А и 20Х2Н4А) 15НГ2ВА и 15Х2ГСВА (вместо 20Х2Н4А и 18Х2Н4МА) и т. д.

Если же проанализировать результаты собственных исследований авторов и обобщить литературные сведения и производственную информацию, то можно сформулировать некоторые более конкретные рекомендации по выбору оптимальных значений основных показателей качества материала для зубчатых колес.

Установлено, к примеру, что оптимальное содержание углерода в поверхностном слое цементованных и нитроцементованных зубчатых колес из различных марок сталей находятся в пределах от 0,75 до 1,1 %. Причем следует помнить, что уменьшение содержания углерода ведет к снижению механических свойств всех сталей. Но и повышение его содержания сверх оптимальных значений также приводит к образованию немартенситных структур. Причина состоит в том, что при повышенном содержании углерода образуются карбиды, в твердом

Таблица 2

Модель двигателя	Максимальное давление прыскивания, МПа	Максимальный момент сопротивления на валу ТНВД, Н·м	Максимальные напряжения, МПа		Рекомендуемый вид термообработки
			контактное	изгибное	
ЯМЗ-8481	80,6	254,8	782,4	264,2	Улучшение, азотирование
ЯМЗ-8424	92,1	375,6	936,9	378,8	Цементация + закалка

растворе углерода и карбидообразующих элементов становится меньше, способствуя формированию немартенситных структур. Снижение же доли мартенсита и повышение карбидной фазы в структуре стали, как известно, резко ухудшают ее механические свойства и особенно — характеристики усталостной прочности.

Далее. Для нитроцементуемых сталей, имеющих определенное содержание углерода, максимальная прочность может быть получена при содержании азота от 0,25 до 0,35 %. Но нужно учитывать, что азот существенно влияет на прокаливаемость нитроцементованных легированных сталей. Например, при содержании углерода более 0,7 % даже небольшое (~0,05 %) количество азота заметно снижает их прокаливаемость. Другими словами, азот в нитроцементованном слое не всегда обеспечивает наилучшие прочностные свойства зубчатых колес привода агрегатов дизеля.

Да и влияние остаточного аустенита на механические и эксплуатационные свойства зубчатых колес неоднозначно. В большинстве случаев считается, что в поверхностном слое цементованных сталей для зубчатых колес остаточный аустенит не должен превышать 25—30 %, а для особо ответственных — 15 %. Тем не менее повышенное (до 50 %) содержание остаточного аустенита допускается в сталях, из которых изготовляют зубчатые колеса, работающие при высоких контактных нагрузках. Правда, при условии, что предусмотрено поверхностное упрочнение колес дробеструйной обработкой или накаткой.

Для большинства марок цементованных и нитроцементованных сталей максимальное значение ударной вязкости, усталостной выносливости, статической прочности при изгибе достигаются при 35—50 % остаточного аустенита, который должен равномерно распределяться по толщине упрочненного слоя. Причем эта толщина оказывает существенное влияние на эксплуатационные свойства зубчатых колес. Ее оптимальное значение нужно учитывать.

Так, для цементованного слоя она должна определяться либо из условия контактной выносливости, либо прочности на изгиб. При этом наиболее активно учитываются рекомендации фирмы "Глиссон": для колес с модулем $m = 1 \div 5$ мм она должна составлять $(0{,}22—0{,}27)m$, а для колес с $m = 7 \div 10$ мм — $(0{,}18 \div 0{,}27)m$. Для нитроцементованных колес, согласно ГОСТ 21354—87, толщину упрочненного слоя рекомендуется определять соотношением $h = (0{,}13 \div 0{,}20)m$.

Есть и рекомендации для цементованных и нитроцементованных сталей: чтобы обеспечить достаточную выносливость венца, толщину упрочненного слоя, соответствующую пределу выносливости для цементованных зубчатых колес, нужно определять по формуле $h = (0{,}28m - 0{,}007m^2)$, а для нитроцементованных колес — $h = (0{,}13 \div 0{,}20)m$, но не более 1,2 мм. Твердость поверхности цементованных и нитроцементованных колес находится в пределах 58—63 HRC (иногда допускается 56—57 HRC). При ее снижении на данные пределы наблюдаются уменьшения контактной выносливости и износостойкости колес, а при более высокой — хрупкое разрушение.

Согласно ГОСТ 21354—87, для цементованных и нитроцементованных зубчатых колес предел контактной выносливости определяется по формуле $\sigma^{к} = 23$ HRC. Однако во многих случаях это соотношение не подтверждается. Таким образом, для большинства марок цементуемых и нитроцементуемых сталей надежной взаимосвязи между твердостью поверхности зуба и показателями эксплуатационной надежности не установлено. И это очень плохо. Поэтому авторы, исходя из результатов собственных экспериментов, считают, что ориентироваться нужно на твердость сердцевины зубьев: от 20 до 44 HRC. Дело в том, что при дальнейшем ее повышении снижается ударная вязкость. А наибольшее влияние она оказывает на прочность при изгибе и допустимые контактные напряжения. Например, установлено, что при увеличении твердости сердцевины зуба сверх 35 HRC допустимые контактные напряжения возрастают с 1750 до 1900 МПа, т. е. на 13,7 %.

Очевидно, что рекомендуемый в литературе широкий интервал твердости (14 HRC) сердцевины зуба не может не сказаться на стабильности свойств зубчатых колес. Эксплуатационная статистика показывает, что при снижении твердости сердцевины зуба с 40 до 32 HRC (на 20 %) — предел выносливости цементованных зубчатых колес (причем на вполне законных основаниях) уменьшается с 500 до 250—300 МПа — в 1,5—2 раза.

Вывод напрашивается сам собой: чтобы обеспечить стабильное качество зубчатых колес, ЯМЗ не остается ничего другого, как уменьшить допустимый интервал твердости сердцевины зуба хотя бы до 38—44 HRC.

И еще одно. Выше сказано, что нужно искать материалы для деталей привода агрегатов дизелей ЯМЗ. И одним из таких материалов является бейнитный высокопрочный чугун с шаровидным графитом (БВЧШГ), который от других чугунов отличается высокими прочностью (до 1500 МПа, или 15000 кгс/см^2), пластичностью (от 6 до 10 %), износостойкостью, усталостной прочностью. Что позволяет успешно применять его для ответственных и тяжелонагруженных деталей взамен заготовок из прокатной и кованой стали, в том числе легированных и цементованных. Тем более что технология получения бейнитной структуры в высокопрочных чугунах с шаровидным графитом (ВЧШГ) хорошо известна. Это изотермическая закалка, состоящая из процессов нагрева ВЧШГ до аустенитного состояния (1123—1198 К, или 850—925 °С), последующих выдержки в течение 1—2 ч, закалки в средах с температурой 493—723 К (220—450 °С) и в течение 0,5—6 ч в атмосфере.

В ходе данных процессов и осуществляется трехстадийное формирование бейнитной структуры.

На первой стадии выделяются и постепенно растут ферритные иглы или пластины, а аустенит обогащается углеродом. Причем скорость перечисленных превращений максимальная.

Вторая же стадия, наоборот, характеризуется очень низкой скоростью, но с ростом участков феррита и тем, что в ее ходе концентрация углерода в аустените достигает максимума.

На третьей стадии, которая начинается после насыщения аустенита углеродом, аустенит распадается на феррит и карбиды, для чего необходима довольно длительная изотермическая выдержка.

Как видим, оптимальная структура бейнита формируется практически на первых двух стадиях, обеспечивая сочетание высоких показателей прочности и пластичности чугуна.

С точки зрения теории все очевидно. Однако, несмотря на весьма высокие показатели механических и эксплуатационных свойств бейнитного чугуна и большие программы его исследования в ряде промышленных стран, практическое применение литых деталей из него остается весьма ограниченным. Что, по-видимому, связано с очень жесткими требованиями к базовым отливкам: они должны обладать высокой плотностью, но не иметь скрытых дефектов; допуски на их структуру и химический состав должны быть минимальными, а масса и толщина отливок из-за прокаливаемости — небольшими. Тем не менее бейнитный чугун — перспективный материал, он обладает неограниченными возможностями для получения различных изделий высокого качества. Поэтому при модернизации дизелей ЯМЗ, а также учитывая современные научно-технические достижения в области технологии изготовления, обеспечения и повышения стабильного качества, работоспособности и эксплуатационной надежности зубчатых колес механизма привода агрегатов, целесообразным следует считать два пути — совершенствование химико-термической обработки стальных колес и постепенный переход на изготовление этих колес из бейнитного чугуна.

УДК 629.11.012.5.001.4

Методика испытаний шин на барабанном стенде с поверхностью из полимербетона

К.Г. ШАРШУКОВ, канд. техн. наук С.С. КАПРАЛОВ, П.Н. МАЛЮГИН

СибАДИ

Изучению выходных характеристик шин, прежде всего характеристик увода, посвящено множество отечественных и зарубежных работ. Созданы и различные методы измерения этих характеристик. К ним относятся лабораторные испытания с использованием различного стендового оборудования, дорожные испытания с применением шинных тестеров, автомобилей с навесным оборудованием или со специальными прицепами. Но предпочтение, как правило, отдается стендам. Что вполне понятно: стендовые испытания обходятся дешевле. Кроме того, они дают возможность повторять эксперименты при одних и тех же условиях: нагрузках на шину, скоростях вращения колес и т. д.

Вместе с тем анализ показывает, что к настоящему времени достаточно полно изучены характеристики увода шин лишь при малых проскальзываниях. Что же касается критических и закритических проскальзываний, то здесь картина, особенно в отношении шин легковых автомобилей, совершенно другая. Результатов по основному из параметров, характеризующих увод шин, коэффициенту φ_y бокового сцепления (он равен отношению максимальной боковой силы $P_{y\max}$ к нормальной нагрузке P_z), и внешним факторам, влияющим на его значение (температуре окружающей среды, состоянии опорной поверхности, величине нормальной нагрузки, скорости качения и темпе поворота колеса, внутреннем давлении в шине и ее тепловом состоянии), опубликовано очень мало. Это связано с тем, что влияние каждого из факторов по отдельности в дорожных условиях воспроизвести достаточно сложно. Но с точки зрения оценки шины — крайне необходимо. Например, исследования, выполненные в стендовых условиях за рубежом, показали, что коэффициент сцепления на покрытии из асфальтобетона при температуре воздуха 303 К (30 °С) в среднем на 5 % выше, чем при 273 К (0 °С).

На результаты стендовых испытаний влияют текстура опорной поверхности и скорость качения, а также скорость поворота колеса. Последняя, правда, только на начальный участок зависимости боковой силы от угла увода ($P_y(\delta)$). В диапазоне же 0,0174—0,1761 рад./с (1—10 град./с) при скорости качения колеса, равной 11,1—27,7 м/с (40—100 км/ч), это влияние незначительно.

Учитывая сказанное, в СибАДИ разработали и изготовили стенд, который обеспечивает скорость поворота колеса на угол увода 0,0174—0,0697 рад./с (1—4 град./с). Причем эта скорость выбрана близкой к верхней границе (0,0663 рад./с, или 3,8 град./с) при скорости качения колеса, равной 22,2 м/с (80 км/ч — скорость, принятая с учетом ГОСТ 52302—2004). Это связано со снижением износа протектора шины, что способствует повышению точности измерений.

Особенность нового стенда состоит в том, что поверхность его бегового барабана не стальная или покрытая наждачным полотном ("шкуркой"), а выполнена из полимербетона. В связи с этим, естественно, возникла необходимость в корректировании методик измерения выходных характеристик шин, создававшихся для стальной опорной поверхности и поверхности из абразивной шкурки с крупными зернами. И такое корректирование было выполнено. Его суть в следующем.

Согласно данным отечественных исследователей, перед испытаниями шина должна пройти предварительную обкатку для достижения установившегося теплового состояния — в течение 40—60 мин. Но полимербетон — не сталь. В связи с чем при отработке методики испытаний были использованы данные специальных исследований, выполненных за рубежом.

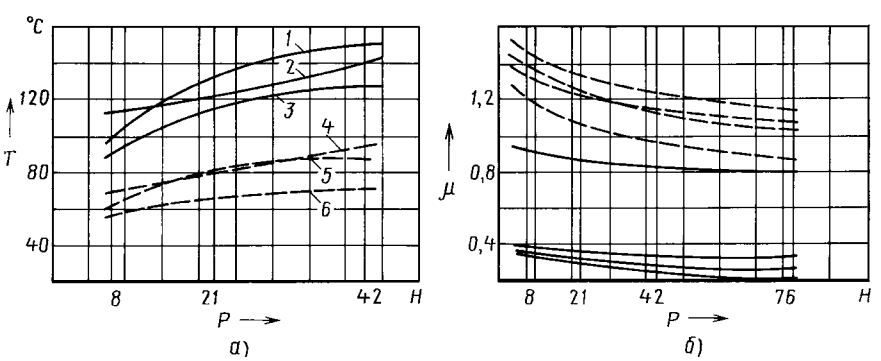

Рис. 1. Зависимость температуры (а) и коэффициента трения (б) образца резины от нагрузки и скорости скольжения (данные Geyer W., 1970 г.)

Это позволило установить, что процесс трения шины и эластомера подчиняется тем же законам, что и в парах "сталь—резина", т. е. тепловое состояние протектора шины зависит прежде всего от нагрузки: с ее ростом и связанного с этим повышения потерь энергии резина нагревается. Причем тем сильнее, чем больше скорость скольжения резиновых образцов (рис. 1, *а*). Это объясняет падение коэффициента трения при увеличении скорости скольжения (рис. 1, *б*). Однако давление в шине зависит от ее температуры. Для того чтобы исключить ее влияние на выходные характеристики шины, было предложено обеспечить такую температуру в ходе ее испытаний, при которой внутреннее давление остается практически постоянным. Это позволило уменьшить влияние отклонения давления на характеристики бокового увода.

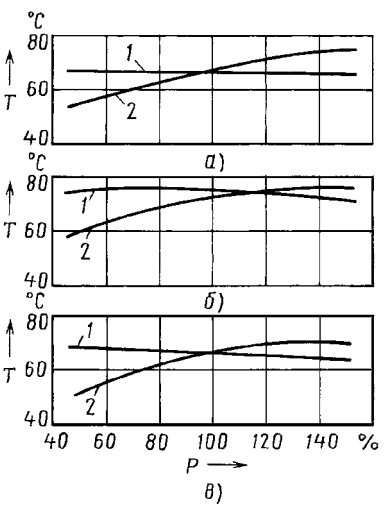

Рис. 2. Температура протектора шин № 1 (а), № 2 (б) и № 3 (в) при различных нормальных нагрузках и номинальном давлении воздуха в них, полученная по новой и предыдущей методикам испытаний

Разработанная методика определения характеристик бокового увода шин на стенде СибАДИ предусматривает, что испытания проводятся при скорости качения колеса 80 км/ч, углах увода от −20 до +20 град., пяти значениях нормальной нагрузки и номинальном давлении воздуха в шине. Последнее обеспечивается тем, что после каждого испытания с большими углами увода шина прокатывается без нагрузки в течение интервала времени, зависящего от нагрузки.

Поскольку при больших нормальных нагрузках шина разогревается сильнее, чем при низких, то предусмотрено, что нагрузка в процессе испытаний изменяется от максимальной до минимальной, а интервалы времени охлаждения шины — от 90 до 10 с (рис. 2), которые позволяют уменьшить перегрев протектора шины и снизить вероятность его осмоления.

Теперь об алгоритме проведения испытаний шин на стенде с полимербетонным покрытием.

Перед испытаниями шина разогревается в течение 60 мин при номинальной нагрузке и скорости 22,2 м/с (80 км/ч) до установившегося теплового состояния. Затем колесо подводится к барабану и раскручивается; задается нормальная нагрузка, равная 150 % от экономичной; колесо поворачивается влево и вправо на угол 0,349 рад. (20 град.), при этом с датчиков снимаются показания P_z, P_y и δ; нормальная нагрузка снижается до минимальной (~500 Н); шина охлаждается в течение 90 с (интервал времени охлаждения зависит от выбранной нагрузки); устанавливается следующая нормальная нагрузка меньше предыдущей (с шагом 25 % от экономичной) и т. д.

№ шины	Размерность шины	Методика	φ_y	$K_н$, %	$K_п$, %
1	175/70R14	Предыдущая Новая	0,999 0,995	11,1 9,1	−8,6 −5,7
2	175/70R14	Предыдущая Новая	0,949 0,946	11,3 7,4	−5,6 −4,2
3	195/65R15	Предыдущая Новая	0,961 0,935	11,3 6,1	−7,8 −1,5

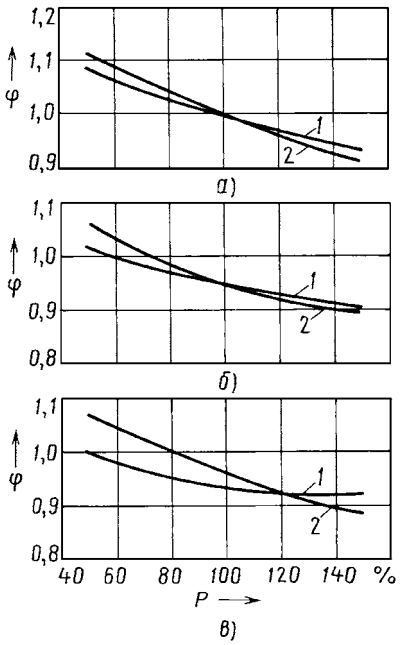

Рис. 3. Зависимость коэффициента бокового сцепления шин № 1 (а) , № 2 (б) и № 3 (в) от нормальных нагрузок при номинальном давлении воздуха в них, полученная по новой и предыдущей методикам

Эта методика, в принципе, не отличается от предыдущей. За исключением двух моментов: ранее нагрузка последовательно изменялась от минимальной до максимальной, а интервалы времени между охлаждениями шины отсутствовали. К чему привели указанные изменения, показано на рис. 3, где даны зависимости коэффициента φ_y бокового сцепления от нормальной нагрузки P_z для трех шин разных типоразмеров. Из представленных графиков видно, что значения коэффициентов бокового сцепления φ_y при номинальной нагрузке P_z, полученные по разработанной методике, для стенда с полимербетонным покрытием отличаются от аналогичного коэффициента, рассчитанного по предыдущей методике. Эта разница не превышает 3 %, поскольку температура протектора при данной нагрузке P_z отличается незначительно (см. рис. 2). Кроме того, коэффициенты чувствительности к изменению нормальной нагрузки по новой методике ниже, чем по ранее применявшейся (см. таблицу): причем как в случае 50%-й недогрузки от номинальной ($K_н$), так и при к 150%-й перегрузке ($K_п$). Причина — бóльшая стабильность температуры шины при испытании.

Но читатель может задать вопрос: ради 3 % стоило ли "городить огород"?

Отвечаем: дело не столько в значении φ_y при номинальной нагрузке, сколько в том, что температура шины при изменении нагрузки остается практически постоянной. Это приводит к гораздо большей, чем 3 % разнице коэффициентов φ_y при нагрузках, отличающихся от экономичной.

Таким образом, разработанная методика имеет следующие преимущества. Во-первых, обеспечиваются более стабильные условия испытаний, в результате чего повышается точность определения характеристик увода шин легковых автомобилей. Во-вторых, применение новой методики стендовых испытаний обходится дешевле, чем дорожные испытания шин, и временные затраты также снижаются.

УДК 629.067

Имитационное моделирование испытаний трициклов, оснащенных системами активной безопасности

Кандидаты техн. наук Э.К. ГУТИЕВ и М.С. ЛЬЯНОВ,
д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ

Горский ГАУ

Проблема устойчивости трициклов, независимо от их конструктивных схем, касается не только заноса и опрокидывания на повороте. Занос и опрокидывание — лишь экстремальные ее проявления. С практической точки зрения не меньшее значение имеет и устойчивость на режимах разгона и торможения. И в этой связи возникает вопрос об эффективности применения на трициклах таких систем повышения активной безопасности "обычных" легковых автомобилей, как АБС, ПБС, СДС и др. Ведь хотя трициклы и маленькие автомобили, но некоторые из них развивают скорости, значения которых ничуть не уступают скоростям больших моделей.

Однако данных, позволяющих судить об эффективности современных средств активной безопасности на трициклах в научной и специальной литературе, к сожалению, нет. Что, естественно, затрудняет работу конструкторов, связанных с триciклостроением, заставляет их пользоваться чрезвычайно непродуктивным методом "проб и ошибок".

Специалисты Горского ГАУ решили исправить сложившееся положение. Для этого они провели исследования математических моделей движения трициклов на режимах разгона и торможения. Причем каждый из трициклов имел шесть вариантов исполнения: с АБС и без нее; с ПБС и без нее; с СДС и без нее. Кроме того, вариантов компоновочных схем трициклов было взято три — № 1, 2 и 3 (рис. 1). Наконец, каждый из трициклов исследовался на трех опорных поверхностях: асфальте (φ = 0,6), льду (φ = 0,1) и в условиях "микст" (хаотично чередующимися участками с φ = 0,6 и φ = 0,01). Исходные данные для расчетов были приняты одинаковыми: масса m трицикла — 285 кг; его база L — 1,9 м; колея B — 1 м; высота h центра масс — 0,63 м; расстояние b от центра масс до оси с двумя колесами — $L/3$.

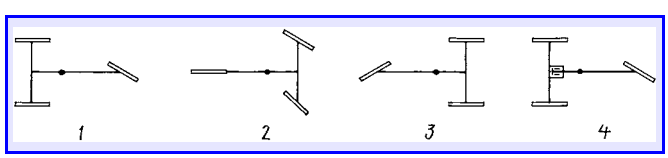

Рис. 1. Компоновочные схемы трициклов:
1 — с передним управляемым колесом и двумя задними колесами; *2* — с двумя передними управляемыми и одним задним неуправляемым колесом; *3* — с двумя передними неуправляемыми колесами и одним задним управляемым колесом; *4* — с передним управляемым колесом и наклоняющимся в сторону поворота кузовом

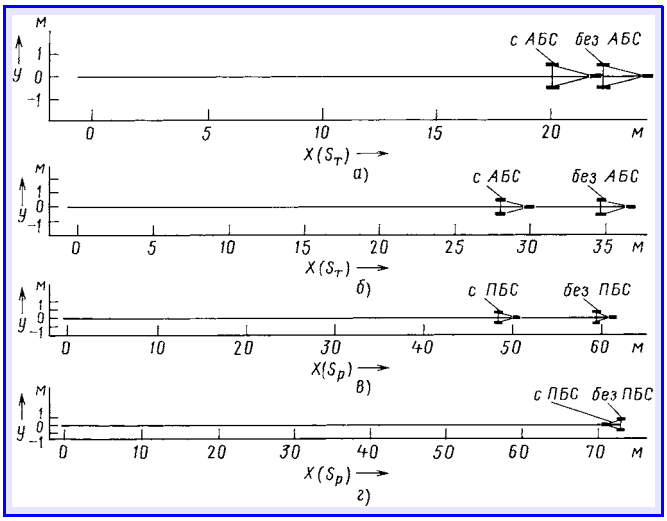

Рис. 2. Торможение трицикла, выполненного по схеме 1, при v_0 = 60 км/ч на асфальте (а), при v_0 = 30 км/ч на льду (б) и его разгон до v = 30 км/ч на льду (в); разгон трицикла, выполненного по схеме 3, до v = 60 км/ч на асфальте (г)

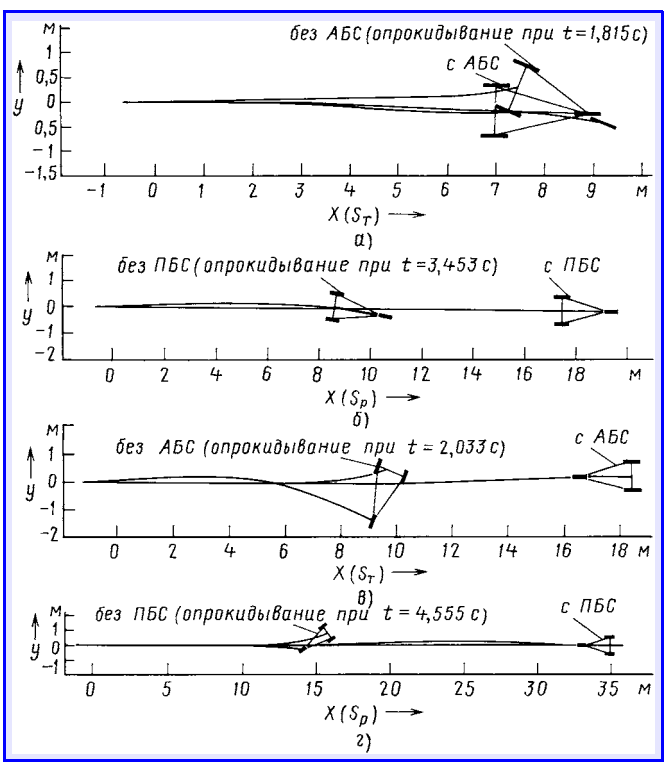

Рис. 3. Торможение при v_0 = 30 км/ч (а) и разгон до v = 30 км/ч (б) на "миксте" трицикла, выполненного по схеме 1; торможение при v_0 = 30 км/ч трицикла, выполненного по схеме 3, на "миксте" (в); разгон трицикла, выполненного по схеме 2, до v = 30 км/ч на "миксте" (г)

Для накопления статистического материала, а также соизмеримости результатов, полученных при разных режимах движения, было сгенерировано 10 поверхностей типа "микст". В процессе испытаний фиксировались пройденное трициклом расстояние, скорости, ускорения, силы и т. д. Наиболее характерные результаты испытаний сводились в таблицы. В частности, для режимов торможения и разгона записывались расстояние, пройденное по оси X (при торможении это тормозной путь $S_т$, при разгоне — $S_р$); время t (полное время процесса торможения или разгона, либо время, при котором произошло опрокидывание); отклонение по оси Y; продольное a_x и поперечное a_y ускорения центра масс; на асфальте и на льду — средние значения ускорений, на "миксте" — "коридор их значений" (min и max); при движении в повороте — значения угла θ поворота управляемого колеса; скорость v_x опрокидывания (либо максимальная скорость); боковое ускорение a_y центра масс.

Каждое испытание в одних и тех же условиях проводилось, как уже упоминалось выше, дважды — с применением соответствующей системы активной безопасности и без нее.

Так, для каждой схемы трицикла торможение моделировалось 24 раза, из них 12 раз с АБС и 12 — без нее. Таким образом, для трех схем трициклов смоделировано 72 процесса торможения.

Аналогичным образом провели 72 испытания при разгоне, но уже с ПБС и без нее. Число испытаний для движения трициклов в повороте составило 30. Из них 15 — с использованием СДС и 15 — без нее. При этом значения углов θ управляемого (управляемых) колеса (колес) принимались равными 5, 10, 20 и 25°. В итоге общее число испытаний составило 174.

Дополнительно к испытаниям трициклов в повороте были вычислены предельные их скорости по условию опрокидывания, построены зависимости предельной (критической) скорости от угла поворота управляемого колеса для каждой схемы. На них были нанесены значения из таблиц, полученные при моделировании. Они полностью совпали.

Некоторые из траекторий движения трициклов, полученные при моделировании, приведены на рис. 2—4. Из них следует, что движение по поверхности "микст" (а тем более торможение на ней) достаточно опасно. Наличие хаотично чередующихся участков с разными коэффициентами сцепления приводит к большому различию между продольными силами, действующими на колеса моста трицикла. При этом возникает большой поворачивающий момент, стремящийся развернуть и опрокинуть трицикл.

АБС повышает эффективность тормозных механизмов, но увеличивает и силы инерции. Поэтому торможение на "микс-

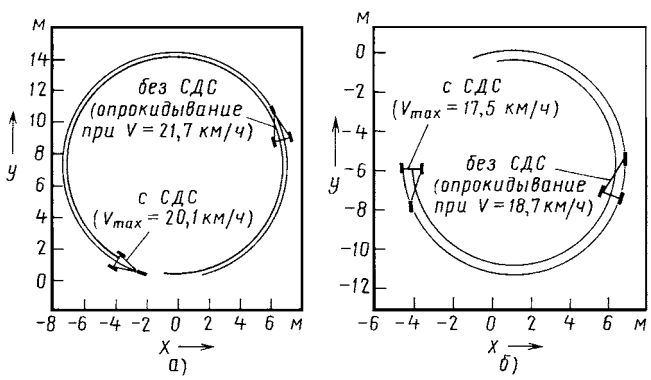

Рис. 4. Движение в повороте трицикла, выполненного по схеме 1, при θ = 15° (а), и трицикла, выполненного по схеме 3, при θ = = 20° (б)

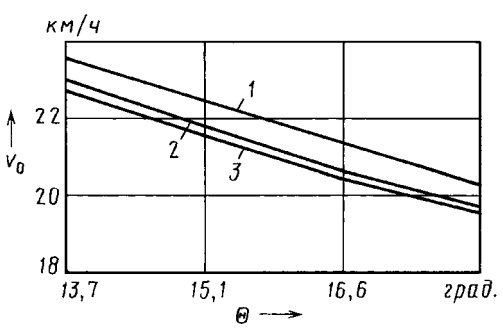

Рис. 5. Зависимость критической по опрокидыванию скорости трицикла, выполненного по схеме № 1, от угла поворота его управляемого колеса:

1 — результаты эксперимента; *2* — результаты расчета; *3* — результаты моделирования

те" с использованием АБС может привести к увеличению разворачивающего момента и, как следствие, повышению вероятности опрокидывания. В связи с этим авторы считают, что выбор оптимальных параметров АБС, повышающих не только эффективность торможения, но и устойчивость движения, является темой отдельного исследования. Но первоначально следует предусматривать возможность отключения АБС при входе трицикла в поворот в условиях "микст".

То, что сказано выше, приводит к следующему выводу: замена дорожных испытаний трициклов их имитационным моделированием — нужна и вполне реальна. Оно позволяет получить достаточно достоверные данные о поведении трициклов в условиях, которые невозможно воспроизвести в реальности без опасности для здоровья испытателя. Это подтверждает и рис. 5, на котором приведены зависимости критической скорости v_0 трицикла, выполненного по схеме № 1, от угла поворота его управляемого переднего колеса: кривая *3*, полученная в результате моделирования, располагается довольно близко к экспериментальной кривой *1* (несовпадение не превышает 3 %).

УДК 629.11.3.077:519.6

Наблюдатель для оценивания информационных параметров в оптимальной системе торможения автомобильного колеса и метод его исследования

Д-р техн. наук Б.С. НАУМЕНКО, А.В. ТРЕГУБОВ

Северо-Кавказский ГТУ

При экстренном торможении автомобильного колеса управляющее воздействие на регулятор его тормозного привода формируется с использованием информационных параметров, однозначно определяющих величину удельной силы γ_x торможения и характер ее изменения вблизи экстремального значения функции $\varphi_x(S)$. В итоге вектор $W_т$ фазовых координат затормаживаемого колеса представляется в виде $W_т = [v_к,\ \dot{v}_к,\ \gamma_к,\ \dot{\gamma}_к]^T$.

Данный вектор восстанавливается в реальном времени с помощью наблюдателя, синтез структуры которого рассмотрен ниже.

Уравнение объекта регулирования, колеса в режиме торможения, — формула № 1 в таблице. Его с практической точки зрения удобнее представить удельными моментами сил, для чего необходимо разделить обе его части на статический момент $M_{ст} = G_к r_{ст}$. Кроме того, угловую скорость лучше выразить через окружную скорость $v_к$ и учесть, что $M_\varphi = R_z \varphi_x r_д$. Тогда уравнение движения колеса с формулами для вычисления запишется в виде формул № 2.

Для электрогидравлического тормозного привода удельный момент $\gamma_т$ дискового тормоза можно считать пропорциональным давлению в тормозном цилиндре (формула № 3).

Таковы исходные соображения. На их основе можно синтезировать наблюдатель состояния, обеспечивающий получение в реальном времени непрерывной оценки вектора фазовых координат колеса и информационных параметров, необходимых для оптимального управления. Для этого наблюдатель в пространстве состояний представим в виде системы уравнений № 4 и, обозначив $x_1 = \tilde{v}_к$, $\hat{x}_1 = \hat{v}_к$, $\hat{x}_2 = \hat{\gamma}_{xu}$, запишем векторно-матричное уравнения наблюдателя как формулу № 5.

Свободные движения наблюдателя описываются векторно-матричным уравнением № 6 с характеристическим уравнением № 7. Раскрывая определитель этого уравнения, получаем характеристическое уравнение № 8. Задавшись спектром матриц A, $\lambda_1^* = -a_1$, $\lambda_2^* = -a_2$ и подставив эти значения в уравнение № 9, получим желаемое характеристическое уравнение № 10, удовлетворяющее требованиям качествам переходного процесса в наблюдателе: ошибка переходного процесса при заданном времени оценивания t_p не превышает 5 %. Принимая, что апериодическая степень устойчивости $h = |\alpha_1| = |\alpha_2| = \dfrac{3}{t_p}$, и приравнивая коэффициенты уравнений № 8 и 10, получим выражения № 11 для определения коэффициентов K_1 и K_2.

Это, так сказать, общетеоретическая часть проблемы, заявленной в названии статьи. Но для практических целей, думается, более интересен метод исследования наблюдателя с использованием математической модели процесса торможения колеса с идеализированной системой управления. Рассмотрим его с помощью функциональной схемы, приведенной на рис. 1.

Блок *1* данной идеализированной системы формирует значение удельного тормозного момента $\gamma_т$ в соответствии с формулами № 12. При этом отметим, что приращение $\Delta\gamma_т$ изменяется с некоторым запаздыванием по отношению к изменению $\mathrm{sign}\Delta S$ — для того, чтобы обеспечивалось заданное отклонение $\Delta S = S - S_{кр}$.

Изменение удельного момента γ_x, действующего на колесо, осуществляется в соответствии с формулой $\gamma_x = m_т \varphi_x$, причем

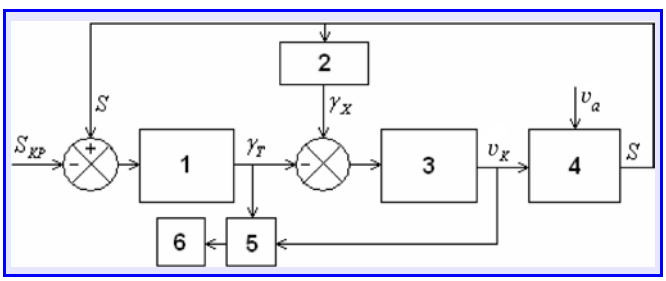

Рис. 1. Функциональная схема метода исследования наблюдателя: *1* — блок формирования значений удельного тормозного момента; *2* — блок формирования удельного момента силы торможения, действующего на колесо; *3* — блок моделирования уравнения движения колеса в процессе торможения; *4* — блок реализации модели изменения проскальзывания колеса; *5* — модель наблюдателя; *6* — блок регистрации изменения фазовых координат и информационных параметров

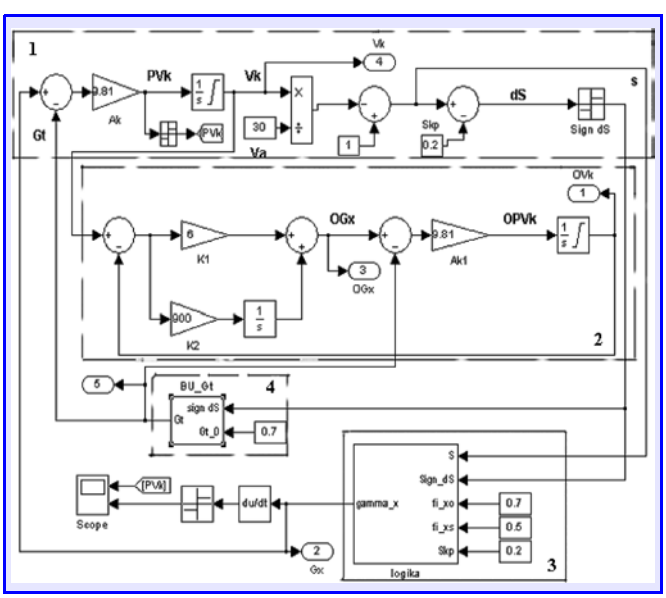

Рис. 2. Математичекая модель в среде MATLAB/Similink

модель изменения φ_x, реализуемая в блоке *2*, описывается формулой № 13. Модель же изменения проскальзывания S колеса реализуется в блоке *4* в соответствии с формулой № 14, причем при моделировании принимается, что $v_a = \text{const}$.

Блок *3* моделирует уравнение движения колеса (формула № 2) в процессе торможения, а блок *5* представляет модель наблюдателя (формула № 4).

В результате моделирования процесса торможения колеса в блоке *6* получаются временные зависимости изменения фазовых координат системы "колесо—дорога" и информационных параметров вблизи экстремального значения функции $\varphi_x(S)$.

На рис. 2 в качестве примера приведена структурная схема реализации метода исследования наблюдателя на ЭВМ в среде MATLAB/Similink. Из него видно, что на входе блока *2* наблюдателя подаются сигналы $\gamma_т$ с блока *4* и $v_к$ с выхода модели *1* колеса. На выходах наблюдателя получаются оценки $\hat{v}_к$, $\dot{\hat{v}}_к$, $\hat{\gamma}_к$, $\dot{\hat{\gamma}}_к$, а γ_x формируется в блоке *3*.

Рис. 3 характеризует изменения удельного момента $\gamma_т$ тормозного механизма (кривая *1*), удельной силы γ_x торможения (кривая *2*) и ее оценки $\hat{\gamma}_x$ (кривая *3*). Причем следует подчеркнуть, что ошибка ε ($\varepsilon = \hat{\gamma}_x/\gamma_x$) в данном случае практически равна нулю.

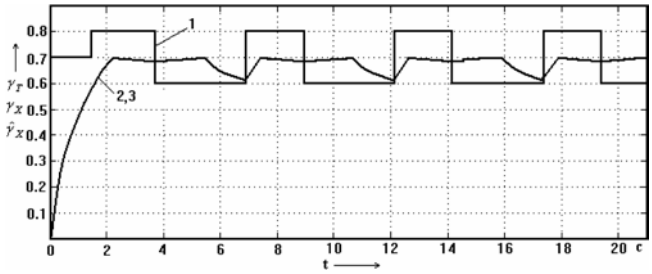

Рис. 3. Характер изменения сил γ_m (1), γ_x (2) и оценки $\dot{\gamma}_x$ (3)

Рис. 4 иллюстрирует изменения в процессе торможения оценки $\dot{\hat{\gamma}}_x$ (кривая *1*) и $\dot{\hat{v}}_к$ (кривая *2*), а рис. 5 — информационные параметры $\operatorname{sign}\dot{\hat{v}}_к$, $\operatorname{sign}\hat{\gamma}_x$ и $\operatorname{sign}\dot{\hat{\gamma}}_x$ (кривые *1* и *2*), при замедлении и разгоне колеса в заданном диапазоне изменения проскальзывания относительно его критического значения $S_{кр}$. Из последнего следует: информационные параметры $\operatorname{sign}\hat{\gamma}_x$ и $\operatorname{sign}\dot{\hat{\gamma}}_x$ изменяются практически одновременно. Это позволяет утверждать: в регуляторе торможения определен-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$J_к\dot{\omega}_к = -M_т + M_\varphi$	$J_к$ — момент инерции колеса; $M_т$ — момент тормозного механизма; M_φ — момент силы торможения; $\dot{\omega}_к$ — угловое ускорение колеса
2	$\dot{v}_к = a_к(-\gamma_т + \gamma_х)$; $a_к = \dfrac{G_к r_{ст}^2}{J_к}$; $\gamma_т = \dfrac{M_т}{G_к r_{ст}}$; $\gamma_х = \dfrac{R_z}{G_к}\cdot\dfrac{r_д}{r_{ст}}\cdot\varphi_х = m_R m_r \varphi_х = m_т\varphi_х$	$a_к$ — постоянный параметр объекта регулирования, м/с^2; $\gamma_т$ — удельный момент тормозного механизма; $\gamma_х$ — удельный момент силы торможения; R_Z — нормальная реакция, действующая на колесо при торможении; $G_к$ — статическая реакция; $r_д$ — динамический радиус колеса; $r_{ст}$ — его статический радиус; m_R, m_r — коэффициенты, учитывающие изменения нормальной реакции и радиуса колеса; $m_т$ — комплексный коэффициент; $\varphi_х$ — коэффициент сцепления
3	$\gamma_т = k_т\bar{p}(t)$	$k_т$ — коэффициент передачи тормозного механизма, определяемый на стенде при инструментальном контроле тормозного привода; $\bar{p}(t)$ — удельное давление в приводе тормоза
4	$\dot{\hat{v}}_к = -a\bar{p}(t) + bk_1(\tilde{v}_к - \hat{v}_к) + b\hat{\gamma}_{xu}$; $\dot{\hat{\gamma}}_{xu} = k_2(\tilde{v}_к - \hat{v}_к)$	$a = a_к k_т$; $b = a_к$ — параметры объекта регулирования; k_1, k_2 — синтезируемые параметры наблюдателя; $\tilde{v}_к$ — измеренная с помощью измерительной системы окружная скорость колеса; $\hat{v}_к$ — оценка окружной скорости колеса, получаемая наблюдателем; $\dot{\hat{\gamma}}_{xu}$ — интегральная составляющая оценки удельного момента торможения
5	$\begin{bmatrix}\dot{\hat{x}}_1\\ \dot{\hat{x}}_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}-bk_1 & b\\ -k_2 & 0\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\hat{x}_1\\ \hat{x}_2\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}bk_1 & -a\\ k_2 & 0\end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}x_1\\ \bar{p}\end{bmatrix}$	—
6	$\dot{\hat{X}} = A\hat{X}$	A — собственная параметрическая матрица наблюдателя; $\hat{X}$ — вектор состояний наблюдателя
7	$D(\lambda) = \lvert A - \lambda E\rvert$	E — единичная матрица
8	$\lambda^2 + bk_1\lambda + bk_2 = 0$	—
9	$D^*(\lambda) = (\lambda - \lambda_1^*)(\lambda - \lambda_2^*) = 0$	—
10	$\lambda_2 + (\lambda_1 + \lambda_2)\lambda + \lambda_1\lambda_2 = 0$	λ_1 и λ_2 — собственные числа матрицы A
11	$K_1 = \dfrac{6}{bt_P}$; $K_2 = \dfrac{9}{bt_P^2}$	—
12	$\gamma_т = \gamma_{то} - \Delta\gamma_т \operatorname{sign}\Delta S$; $\gamma_{то} = m_т\varphi_{XO}$	$\gamma_{то}$ — удельное значение момента тормозного механизма при критическом проскальзывании колеса в процессе торможения; $\Delta\gamma_т$ — приращение удельного тормозного момента при изменении знака $\operatorname{sign}\Delta S$; φ_{XO} — оптимальное значение коэффициента сцепления, соответствующего $S = S_{кр}$
13	$\varphi_X = \varphi_{XO}/S_{кр}S$, если $\operatorname{sign}\Delta S = -1$, $\varphi_X = \varphi_{XS} + [(\varphi_{XO} - \varphi_{XS})/(1 - S_{кр})](1 - S)$, если $\operatorname{sign}\Delta S = 1$	φ_{XS} — значение коэффициента сцепления при $S = 1$
14	$S = 1 - v_к/v_а$	—

ным сочетанием параметров $\mathrm{sign}\,\dot{\hat{v}}_к$ и $\mathrm{sign}\,\dot{\hat{\gamma}}_x$ можно обеспечить изменения структуры управляющей ее части таким образом, что в процессе торможения будет реализована максимальная для любой опорной поверхности сила торможения. Что подтверждает рис. 6, где показано изменение $\hat{\gamma}_x$ (рис. 6, *а*) в функции проскальзывания колеса, а также фазовый портрет

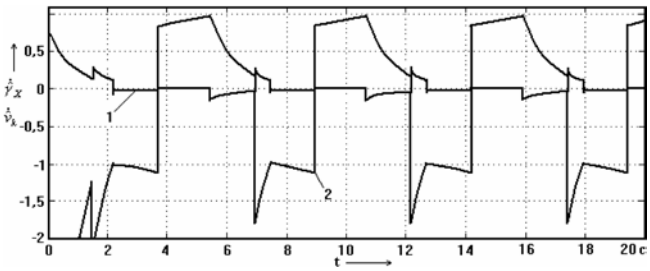

Рис. 4. Характер изменения оценок $\dot{\hat{\gamma}}_x$ (1) и $\dot{\hat{v}}_к$ (2)

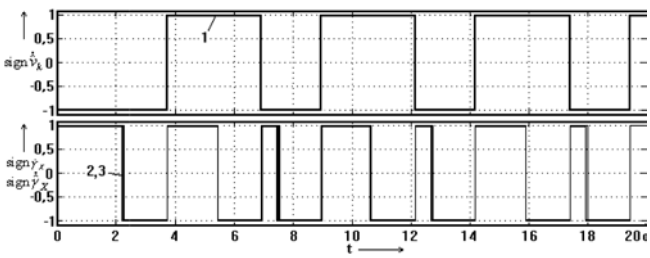

Рис. 5. Изменение информационных параметров $\mathrm{sign}\,\dot{\hat{v}}_к$ (1), $\mathrm{sign}\,\hat{\gamma}_x$ (2) и $\mathrm{sign}\,\dot{\hat{\gamma}}_x$ (3)

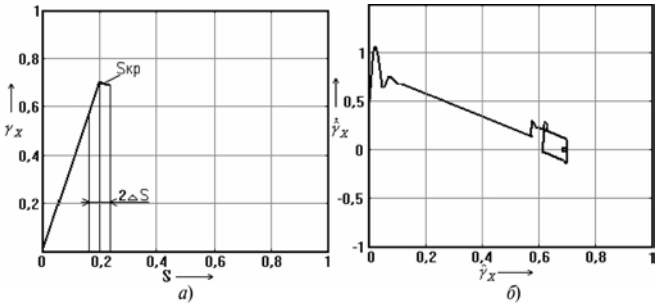

Рис. 6. Изменение γ_x и $\dot{\gamma}_x$ в функции проскальзывания S (а) и фазовый портрет (б) системы "колесо—дорога" при оптимальном торможении

системы (рис. 6, *б*), по которому можно судить о качестве процесса регулирования (коэффициент φ_{x0} сцепления, принятый при моделировании, равен 0,7).

На основании сказанного выше можно сделать следующие выводы.

1. Предложенная авторами структура наблюдателя позволяет получить в реальном времени значения $\hat{v}_к$, $\dot{\hat{v}}_к$, $\hat{\gamma}_x$, $\dot{\hat{\gamma}}_x$ в процессе торможения, причем практически с нулевой ошибкой.

2. Изменение знаков $\dot{\hat{\gamma}}_x$ и $\dot{\hat{v}}_к$ осуществляется практически одновременно с изменением знаков $\hat{\gamma}_x$ и $\hat{v}_к$, что дает возможность создать оптимальный вариант регулятора скорости для тормозных режимов движения.

3. Рассмотренный выше метод можно использовать при разработке, исследовании и испытаниях информационно-управляющей системы бортового регулятора скорости или АБС.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Пашков В.И. — Автомобильная промышленность России в 2008 году . . 1
Мочалин С.М., Заруднев Д.И. — О критериях эффективности функционирования логистических цепей поставок при выборе автотранспортных средств 3
АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Крохотин Ю.М. — Дизель: проблемы форсирования впрыскивания топлива. 8
Грабовский А.А., Дьячков Ю.А., Грабовский А.А. — ДВС на основе КШМ со сдвоенными кинематическими связями 10
Спиридонов А.В., Рябов Г.К. — Вариатор, улучшающий динамику мототранспортных средств 14
Тумреев В.Ю. — Критерии выбора конструкции и параметров пневматического сервоусилителя механического управления переключением передач 15
Геращенко В.В., Кукишев А.В. — Электронный тахометр с устройством для диагностирования 20
Цаплин А.И., Бочкарев С.В. — Динамика автомобиля, транспортирующего емкости с жидкостью 21
Читатель предлагает
Токирь Л.А. — Импульсная трансмиссия. 24

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Аринин И.Н., Кириллов А.Г., Харьков А.А. — Система оперативного управления ресурсом шин. 26
Копотилов В.И. — Расход топлива на разгон АТС 28
Деменков А.С., Клепик Н.К. — Метод экспертных оценок в задачах организации дорожного движения. 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Жуков А.А., Жуков В.А., Навоев А.П. — Повышение надежности зубчатых колес привода агрегатов дизелей ЯМЗ. 32
Шаршуков К.Г., Капралов С.С., Малюгин П.Н. — Методика испытаний шин на барабанном стенде с поверхностью из полимербетона. 35
Гутиев Э.К., Льянов М.С., Мамити Г.И. — Имитационное моделирование испытаний трициклов, оснащенных системами активной безопасности. 36
Науменко Б.С., Трегубов А.В. — Наблюдатель для оценивания информационных параметров в оптимальной системе торможения автомобильного колеса и метод его исследования 38

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, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:
М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик

Корректор Т.В. Арбузова
Сдано в набор 25.01.2009. Подписано в печать 19.02.2009.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,71. Зак. 119.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98. Факс (499) 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.