

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 ○ 2008



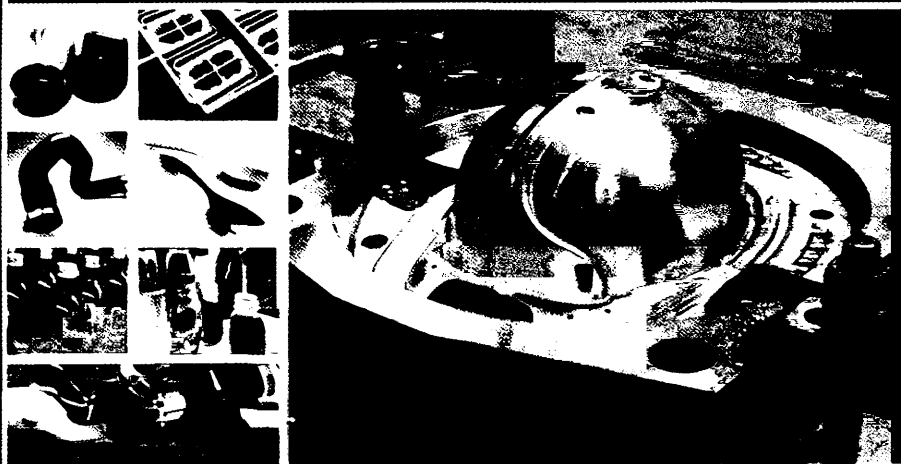
Международная специализированная выставка

«Формы. Пресс-формы. Штампы»

ROSMOULD

Россия, Москва,
МВЦ «Крокус Экспо»

17-19 июня 2008



Основные направления выставки:

- Дизайн и проектирование изделий
- Моделирование, прототипирование
- CAD/CAM/CAE/PDM программные продукты
- Производство форм, пресс-форм
- Производство штампов
- Металлы, сплавы, композиты
- Металлообрабатывающее оборудование
- Режущий и измерительный инструмент
- Формообразующая специальная оснастка
- Периферийная оснастка, роботы и др.
- Средства автоматизации и контроля качества
- Нормализованные компоненты, узлы, детали
- Инновационные разработки и проекты

В рамках выставки пройдет важное событие для отрасли —
«Международный Инструментальный Саммит»

Информационная поддержка

ПЛАСТИКС

WORLD PLASTICS
RUSSIA

переработки
УПАКОВКИ

THE CHEMICAL JOURNAL

ЕВРАЗИЙСКАЯ
ИНТЕГРАЦИЯ

РТИ

ПК

Московская
торгово-
промышленная
палата

ПОЛИМЕРЫ
ДЕНЬГИ

Информационное
агентство «СВЕТЛОТЕХ»

МОСКОВСКОЕ
ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ
СОЮЗНОЕ
ОБЩЕСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ПОЛИМЕРНЫЕ
МАТЕРИАЛЫ

СВЕТЛОТЕХ

КОНСТРУКТОР

ИНТЕР

Московская
конфедерация
промышленников
и предпринимателей
(работодателей)

СОВЕТСКОЕ
КОМПЬЮТЕРНОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ОАО «ИЗДЕЛИЯ
МАШИНОСТРОЕНИЯ»

ИТ

PLASTINFO.RU

ЛИТОЙН-С

ИНПАК.РУ

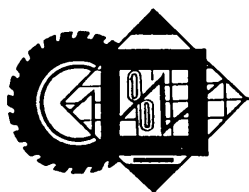
Организатор: ООО «ЭКСПО-МОЛД». Тел./факс: (495) 131 4801, (495) 131 4774, e-mail: info@rosmould.ru

www.rosmould.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2008



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 33

УРАВНИТЕЛЬНОСТЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ: РОССИЙСКИЙ ОПЫТ

Канд. эконом. наук О.В. РУДАКОВА

Орловский государственный институт экономики и торговли

Свобода и равенство — две основные тенденции развития человеческого общества на протяжении всей истории его существования. И капитализм XIX века реально воплотил стремление к свободе, а стремление к равенству — лишь юридически. Такая его незавершенность привела к появлению коммунистической доктрины, которая базируется на положении: только экономически независимый человек может быть по-настоящему свободен. Отсюда и ее цель: установление экономического равенства всех людей. Однако и такой подход проблему "свобода и равенство" не решает. Потому что эффективный с точки зрения нормального функционирования экономики и решения социальных проблем распределительный механизм должен обеспечивать заинтересованность всех субъектов экономики в получении высоких конечных экономических результатов и возможности достижения более высокого уровня жизни населения за счет повышения реального содержания доходов. А именно этого сочетания и не получается: его не дает ни рыночное распределение доходов, корректируемое государством, ни государственное распределение, корректируемое рынком. Первое сопровождается, как правило, ростом экономической эффективности, но очень далеко от равенства в распределении, воплощающего, по мнению многих, социальную справедливость, а второе сопровождается падением экономической эффективности, поскольку в подобной ситуации незачем продуктивно работать ни бедному (в любом случае общество обеспечит материальную поддержку), ни богатому (все равно общество изымает часть дохода в виде налогов).

Таким образом, выбор между равенством и неравенством доходов превращается в выбор между социальной справедливостью и экономической эффективностью.

Советская экономическая модель с этой точки зрения представляла собой парадокс. С одной стороны, очень большие объемы производства и высокие темпы их роста; с другой — крайне низкие экономическую эффективность и уровень жизни населения. Хотя все богатство страны принадлежало трудящимся, было их собственностью, и доля трудящихся в общественном продукте определялась их участием в общественно полезном труде. Более того, политической целью государства было провозглашено наиболее полное удовлетворение материальных и духовных потребностей людей и построение бесклассового общества. Следовательно, распределительная система должна была способствовать обеспечению непрерывного роста реальных доходов каждой семьи, а также сближению уровней и структур доходов различных социальных групп.

И действительно, распределение по труду играло ведущую роль в формировании доходов населения вплоть до 1991 г.: на заработную плату приходилось 70—80 % совокупных денежных доходов россиян; с середины 1950-х годов четырежды централизованно повышались минимум заработной платы, а также ставки и оклады низко- и среднеоплачиваемых категорий работников. В результате такой распределительной политики реальные доходы каждого "среднего" рабочего и служащего за 1956—1975 гг. выросли в 2,1 раза, а колхозника — в 3,2 раза. Причем сближение уровней доходов происходило и в расчете на каждого члена семьи. Так, если в 1960 г. реальные доходы семей колхозников (в расчете на душу) достигали 70 % уровня доходов семей рабочих и служащих, то в 1975 г. — более 80, а в 1985 г. — более 90 %. Что касается децильного коэффициента заработной платы, показывающего во сколько раз минимальный доход 10 % самого обеспеченного населения превышает максимальный доход 10 % наименее

обеспеченного населения, то он в 1946 г. составлял 7,2 раза, в 1956 г. — уже 4,4 раза, а в 1968 г. — 2,7 раза.

Принцип последовательного сближения уровней реальных доходов, уменьшение их дифференциации осуществлялись не только в отношении различных социальных групп, но и внутри них. Государство централизованно устанавливало минимальные ставки и оклады, повышало заработную плату низкооплачиваемых категорий работников. В целом по стране темпы роста минимальной заработной платы превышали аналогичный показатель по средней заработной плате.

Таким образом, принцип "социальная справедливость" явно набирал силу. И, вопреки утверждению многих специалистов некоммунистического толка, не мешал развитию экономики: на первых этапах своего существования плановая экономика демонстрировала, как уже упоминалось, поразительные успехи. Например, после опустошительной Гражданской войны национальное хозяйство было восстановлено даже быстрее, чем, скажем, в Германии. Затем 1930-е годы — период ускоренной индустриализации страны. Приоритетное развитие получили отрасли тяжелой промышленности, выпускающие средства производства; особое внимание уделялось развитию оборонной промышленности. Но не только. Этот период отличался и очень высокими темпами роста всего промышленного производства. В результате по объему национального дохода к концу 1930-х годов Советский Союз занял второе, после США, место в мире, обогнав по многим показателям и эту страну, и Великобританию, и Германию, и ту же Францию. Советская экономика выдержала испытание Второй мировой войной и без всякой внешней помощи за 5—6 лет восстановила разрушенное хозяйство. Достаточно сказать, что результаты экономико-статистического анализа, проведенного американскими социологами в 1950—1960-е годы, свидетельствовали о том, что производственный потенциал в СССР нарастал быстрее, чем в США.

Однако в IX (1971—1975 гг.) пятилетке началось, а затем и стало заметным падение темпов экономического роста. Поэтому плановые задания для X и XI пятилеток были уже ниже. Но и они не выполнялись.

Итоги известны: в частности, задание XI пятилетки не выполнено ни по одному показателю. За 15 (1970—1985 гг.) лет темпы роста упали до уровня экономической стагнации, противоречия приобрели предкризисные формы. Например, прирост промышленной продукции за 1976—1980 гг. составил мене 26 %, сельскохозяйственной — на 10—11, в 1981—1985 гг. соответственно менее 20 и 5 %. В 1982 г. производительность труда в народном хозяйстве оказалась на треть ниже, чем в среднем за 1966—1976 гг., среднегодовой прирост ВВП в 1975—1985 гг. достиг лишь половины его прироста в 1960—1975 гг.; эффективность производства в 1981—1985 гг. — 50 % уровня 1975—1980 гг. Со второй половины 1987 г. резко увеличивается, в том числе из-за роста денежных доходов населения, дефицит государственного бюджета, началась эмиссия денежной массы и, как следствие, обесценивание денег. В стране появилась скрытая инфляция, которая, по

расчетам экономистов, составляла ~3 % в год. Излишняя же денежная масса обострила товарный дефицит. Доля убыточных предприятий приблизилась к 40 % их общего числа.

По расчетам Института мировой экономики и международных отношений АН СССР, даже в 1980-х годах весь Союз потреблял энергии и сырья в расчете на единицу конечной продукции в 1,6—2,1 раза больше, чем в США.

В качестве причин кризиса административно-командной экономики в СССР называют значительное бремя военных расходов, противоречие между структурами национального дохода и потребностей населения и многие другие. Однако несомненно одно: главная из причин — та, о которой предупреждали экономисты-немарксисты: отсутствие экономической мотивации, потому что социалистическая система хозяйствования привела к тоталитарному огосударствлению экономики. В результате государство превратилось в единственного работодателя и тем самым лишило трудящихся возможности торговаться за цену своей рабочей силы. Крах социализма в СССР и странах Восточной Европы, развал "мировой социалистической системы" наглядно продемонстрировали неэффективность выравнивания доходов большинства населения за счет ограничения его деловой активности. Итог — возврат к капитализму, поскольку сработал главный аргумент в пользу неравного (рыночного) распределения доходов: такой способ распределения увеличивает объем производимого и, соответственно, распределяемого дохода.

Данный способ, конечно же, несправедлив. Но он в состоянии компенсировать эту несправедливость экономической эффективностью производства, обеспечив такие объемы совокупного продукта, которые будут достаточны для оказания помощи малоимущим в виде трансферных платежей и различных социальных программ.

Вариантов перехода от административно-командной к рыночной экономике известно достаточно много. Но в России был принят, как показывает опыт, не лучший из них — либерально-монетаристский путь, причем в его шоковом варианте. Его идеологи предполагали, что он позволит преодолеть в короткие сроки планово-распределительные методы управления хозяйством, выйти на режим рыночного саморегулирования за счет преобладания частной собственности в сочетании со свободной конкуренцией и что это автоматически создаст стимулы для структурной перестройки и преодоления кризиса.

В соответствии с этой идеей основными инструментами преобразования экономики стали разрушение институтов плановой экономики (народно-хозяйственного планирования и распорядительного материально-технического снабжения); либерализация всех видов хозяйственной деятельности; ослабление роли государства путем ускоренной приватизации; формирование конкурентной среды и внешнеэкономической открытости страны; ужесточение бюджетных и кредитно-денежных условий функционирования хо-

зайства при либерализации цен; регулирование денежной массы, выступающее единственным допустимым средством макроэкономического регулирования; минимизация социальных обязательств государства как непреходящий фактор финансового оздоровления. Другими словами, реформы, ликвидируя запретные для общественного мышления темы, сделали проблему дифференциации доходов населения важнейшей, сняли с повестки дня идею социальной справедливости. Но в сознании людей она была и остается первостепенной, поэтому любая политическая структура не может не принимать ее во внимание при осуществлении своей деятельности и проведении преобразований.

В России этого не произошло. Реформы, предоставив гражданам неизмеримо возросшие возможности и свободы, почти по всем компонентам ухудшили жизненный уровень большинства из них. По данным Росстата, сегодня в среднем по стране качество жизни населения, по сравнению с 1991 г., снизилось в 2,5 раза, т. е. составляет только 40 % дореформенного уровня. Правда, в 1993—1995 гг. данный процесс замедлился, и отмечался даже некоторый компенсационный рост. Но он коснулся лишь небольшой, высокооплачиваемой прослойки населения, а жизнь большинства в целом продолжала ухудшаться. Причем при быстром углублении дифференциации доходов и нарастании социальных контрастов.

Таким образом можно сделать вывод: вызванное недостаточно продуманными способами реформирования экономики падение уровня жизни в последние годы стало едва ли не главным препятствием на пути необходимых реформ и преодоления кризиса. И даже сейчас, когда доля лиц с доходами ниже прожиточного минимума снижается, но все еще колеблется у отметки 25 %. При этом дифференциация доходов растет: коэффициент фондов, измеряющий соотношение между средними доходами 10 % высокообеспеченного и 10 % наименее обеспеченного населения в 1991 г. составил 4,5, в 1992 г. — 8,0, в 1993 г. — 11,2, в 1994 г. — 15, в 2000 г. — 13,9, в 2002 г. — 14,0, в 2004 г. — 14,8 и в 2006 г. — 15,3 раза.

Считается, что формирование рыночных отношений не может не сопровождаться усилением дифференциации доходов. Однако в России она недопустимо велика и крайне неравномерна по регионам. Например, Росстат сообщил, что доход 10 % самых богатых москвичей в 50,7 раза больше, чем 10 % самых бедных. По экспертным оценкам ряда экономистов, доходы 10 % россиян равны совокупному доходу остальных 90 % населения, а доля доходов 1—1,3 % самых богатых составляет 52—70 % ВВП. По данным аналитического центра ИСПИ РАН, 23 гражданина России вла-

деют средствами, равными бюджету страны. Мировая практика говорит, что опасность социальных конфликтов сводится к минимуму, если доля населения, живущего ниже прожиточного минимума, не более 7—10 %, а разрыв между доходами богатых и бедных не превышает 10 раз.

Конечно, было бы слишком опрометчиво на основании приведенных выше фактов делать вывод о том, что нас ожидают социальные потрясения по типу конца XIX—начала XX веков. Однако возможности масштабных нарушений в результате накопления значительных, но долгое время сохраняющихся факторов социального неравенства исключить нельзя. Тем более что наблюдаемое в настоящее время у нас сокращение роли государства в регулировании доходов населения — факт неоспоримый и неизбежно ведущий к росту дифференциации доходов, социальной напряженности, обострению социальных конфликтов и в итоге — к падению производства, снижению его эффективности.

Чтобы Россия смогла повысить свою долю в мировом ВВП до 5 %, как это было в 1961 г. (сегодня — менее 2 %), и приблизиться по данному показателю хотя бы к беднейшим странам Европы, темпы ее экономического роста в ближайшие 15 лет должны составлять, по мнению специалистов, как минимум 7 % в год. Это диктуется не только и не столько недопущением дальнейшего отставания от развитых и многих новых развивающихся стран, сколько необходимостью повышения уровня жизни россиян. Но этого, как ни досадно, пока нет (см. таблицу).

Как видим, проблема взаимосвязи экономического роста и распределения доходов есть. Но, к сожалению, в экономической литературе работ, посвященных ей, явно недостаточно. Более того, по ней не существует единого мнения. Одни считают, что усиление неравенства сказывается на экономическом росте отрицательно, другие — что положительно, третьи — что усиление неравенства неблагоприятно отражается на экономическом росте в развитых странах, но положительно — в развивающихся. Причем убедительных эмпирических доказательств, свидетельствующих в пользу той или иной позиции, на сегодня нет. Однако существует множество косвенных признаков, говорящих о том, что для достижения экономического прогресса необходимо снижать степень неравенства по доходам. Один из них заключается в том, что основа экономического роста в постиндустриальном обществе — человеческий капитал, важнейшей составляющей которого является уровень и качество образования (в развитых странах 60 % прироста национального дохода определяется глубиной знаний и степенью образованности общества). Но обеспечение экономики хороши-

Прирост	Значение, %, показателя по годам					
	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Реального ВВП	5,1	4,7	7,3	7,2	6,4	6,7
Объема промышленного производства	4,9	3,7	7,0	8,3	4,0	3,9

ми специалистами зависит от доступности образования, определяемой уровнем доходов в обществе. В России же с этим не все благополучно. Например, в российские вузы, согласно данным Всемирного банка, поступают лишь 15 % детей из бедных семей и почти 80 % — из обеспеченных. Низкие доходы бедных, имеющие своим следствием слабое здоровье и плохое образование, снижают их экономическую активность и приводят к замедлению темпов экономического роста.

Еще одно подтверждение данной точки зрения: высокие доходы большинства населения увеличивают платежеспособный спрос и содействуют росту национальной экономики. У нас же все с точностью "до наоборот": согласно оценкам специалистов, 20 % россиян потребляют свыше 50 % всех товаров и услуг в стоимостном выражении. Хотя давно известно, что рост доходов бедных сопровождается повышением спроса на продукты, производимые внутри страны, тогда как богатые предпочитают тратить большую часть своих доходов на импортную продукцию.

Кроме того, достойная заработная плата, определяющая уровень доходов в обществе, стимулирует более эффективный труд и высокие темпы экономического роста. У нас же среднемесячная номинальная заработная плата меньше, чем во многих странах мира: в 2004 г. она составляла 234 амер. долл., в 2005 г. — 302 долл. Для сравнения: в Германии — 4080, Канаде — 3080, США и Италии — 2950, Франции — 2590, Великобритании — 2480, Японии — 2210, Южной Корее — 1300, Мексике — 810, Чили — 774, Турции — 486 долл.

И наконец, более справедливое распределение доходов становится весомым психологическим стимулом, обуславливающим участие широких слоев населения в экономической жизни общества. По мировому же рейтингу, так называемому индексу счастья, Россия находится на 167 месте с начала списка и 12 месте с его конца.

Разумеется, экономический рост не всегда сопровождается повышением уровня жизни всего населения. То есть его высокие темпы автоматически не решают проблемы бедности. Любое современное демократическое государство заинтересовано в проведении социально-экономической политики, пользующейся поддержкой широких слоев общества. Следовательно, сегодня результаты экономического роста должны быть доступны всем гражданам. И опыт экономически развитых стран полностью подтверждает это. Однако начавшийся в России экономический рост пока не отразился сколь-нибудь значительно на уровне жизни основной массы населения. Так что сегодня она вновь балансирует на грани развитой и отсталой страны, перед которой стоит проблема, именуемая "догоняющим развитием". При Петре I образцом для нее была Голландия, при Столыпине — Англия, при Хрущеве — США, сейчас — Португалия. Но следует учитывать, что этап восстановительного экономического роста, основанный на использовании ранее созданных производственных мощностей и обученной рабочей силы, нашей страной пройден. Иначе говоря, исчерпаны ресурсы

экстенсивного развития экономики. И последнее. Нашим реформаторам пора бы воспользоваться мировым опытом, который доказал неэффективность "чистых" типов экономических систем: только рыночных, опирающихся на частную собственность, или только нерыночных, базирующихся на государственной собственности. Потому что чисто рыночная система, или, как говорят, чистый капитализм, ведет к резкой дифференциации доходов, порождает инфляцию и безработицу, а, следовательно, и крайне низкую эффективность экономической системы. С другой стороны, существование только государственной собственности и полное отсутствие частной ведет к падению экономической эффективности, замедлению темпов научно-технического прогресса. Именно поэтому в экономически развитых странах сформировались и успешно работают разного рода модели смешанной экономики, которые представляют собой некий синтез рыночных и нерыночных систем, т. е. разумное соотношение рыночного механизма и государственного планирования. Успешно уже хотя бы потому, что эти страны усвоили: капитал предпринимает только выгодные — с его точки зрения — операции, а невыгодные, связанные с созданием всеобщих условий производства, он в качестве национальных потребностей взваливает на всю страну, т. е. на государство. Но, с другой стороны, нарушения рыночного механизма, вызванные чрезмерно активным вмешательством государства в его функционирование, приводят к тому, что попытки улучшить положение одной части населения за счет другой приносят вред обеим.

В России за годы реформ не возникло эффективных механизмов взаимодействия и разграничения функций между рынком и государством, хотя в исследованиях по теории переходной экономики многократно высказывалась идея о том, что государство здесь должно не "уменьшиться", а стать другим. Результат — неверный выбор способов хозяйствования и средств развития рыночных отношений, отказ от многих форм государственного регулирования экономики, резкое снижение участия государства в экономических делах общества и, в конце концов, — очевидное расхождение коммерческих интересов с интересами общества. Экономика страны постепенно утрачивает исторически присущий ей общественный характер, оказывается неспособной обеспечивать социальный прогресс.

Для достижения социальной справедливости необходимо задать рынку разумное распределение ресурсов (в частности, собственности), ввести прогрессивный налог на конечные доходы экономических субъектов. Результатом этих мероприятий будет оптимальное экономическое использование ресурсов при достижении желаемой для общества социальной ситуации. Определенная мера перераспределения, выравнивания доходов, создание социальных гарантий и равных стартовых условий является абсолютно необходимым условием экономического развития современной экономической системы.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ ПАССАЖИРСКОГО АТП ПО НОРМАТИВАМ ВРЕМЕНИ ПРОСТОЯ АВТОБУСОВ НА ТО И ТР

Д-р техн. наук И.Н. АРИНИН,
кандидаты техн. наук В.Н. ПРОХОРОВ и С.И. КОНОВАЛОВ

Владимирский ГУ,
Департамент транспорта и связи правительства Москвы

Москва, как известно, один из мегаполисов страны с достаточно хорошо организованными пассажирскими перевозками наземным транспортом, в том числе автобусным. Тем не менее, анализ деятельности автобусных предприятий ГУП «Мосгортранс» показывает, что потери линейного времени в этом объединении составляют 5 % общих маршруточасов автобусов в наряде. В том числе по техническим причинам (отказы техники и их устранение, выполнение ТО) — 3,5 %. Причем в ряде автобусных парков они ниже, в ряде — существенно выше.

Некоторые из руководителей ПАТП объясняют такой «разброс» потерь различной работоспособностью автобусных парков, разной степенью изношенности подвижного состава и т. д. Все это, конечно, есть. Однако даже в автопарках примерно одинакового состава, имеющих примерно одинаковую ремонтную базу, потери линейного времени отличаются. Отсюда напрашивается вывод: все дело — в качестве работы подразделений ПАТП, занимающихся техническим обслуживанием и текущим ремонтом автобусов. Следовательно, чтобы снизить простои последних, а значит, и потери социальные (снижение качества перевозок), и материальные (низкая доходность ПАТП, необходимость тратиться на покупку резервных автобусов и т. п.), нужно, прежде всего, оценить деятельность именно производственных подразделений предприятия — служб эксплуатации и доставки автобусов, вышедших из строя на маршруте, центра управления производством и службы подготовки производства, бригад, выполняющих ТО и ТР.

Такие оценки руководство любого ПАТП, разумеется, делает. Однако на каждом предприятии — по своему, поскольку единой, научно обоснованной методики их выполнения фактически нет. В итоге — резко отличающаяся по ПАТП эффективность мер, принимаемых по результатам оценок.

Для устранения этого недостатка авторы провели специальное исследование. В том числе проанализировали данные по эксплуатационной надежности и, главное, ремонтпригодности автобусов, работающих в московских автобусных парках; методы нормирования времени простоя автобусов на ТО и ТР; влияние этих методов на производственные показатели ПАТП. И выявили довольно любопытные обстоятельства.

Так, оказалось, что время устранения одного отказа на автобусе колеблется от 1,0 до 14 ч. Причем сильно

зависит от модели автобуса. Например, среднее время устранения отказа на автобусах ЛиАЗ составляет 3,6 ч; «Икарус» — 4,4 ч; а «Мерседес-Бенц» — 4,6 ч. Распределение времени устранения отказов описывается законом Вейбулла с параметрами, приведенными в табл. 1, а гистограмма распределения времени устранения отказов автобусов «Икарус» — на рис. 1.

Что касается методов оценки работы подразделений, то они построены по одному принципу: «реагирование» на конкретный факт (разбор на планерках, производственных совещаниях и т. п.). Другими словами, сохранив их, ни о какой системной работе по сокращению потерь линейного времени говорить нельзя.

Авторы, основываясь на результатах исследования, разработали универсальную методику оценки эффективности работы производственных подразделений ПАТП. Ее суть, если коротко, сводится к сравнению фактических затрат времени на ввод в строй автобусов с нормативными затратами на те же цели. Причем в каждом подразделении. Такая оценка оформляется в своего рода КПД — отношение нормативных затрат времени к времени фактическому.

Таким образом, специалистам ПАТП, руководство которого решило применить данный метод на своем предприятии, нужно решить две задачи — разработать нормативы и организовать учет фактических затрат времени в каждом подразделении. Причем обе задачи, очевидно, довольно сложные (например, нормативы нужно устанавливать с учетом перечисленных выше конкретных условий работы предприятия — состав парка, его изношенность, надежность, ремонтпригодность, а также оснащенность ремонтной базы и квалификация специалистов в подразделениях). Как их решать, рассмотрим на примере 11-го автобусного парка ГУП «Мосгортранс».

Первое звено в технологической цепочке подразделений, занимающееся ТО и ТР автобусов, — водитель и диспетчер службы эксплуатации: один сообщает о происшествии на линии, другой передает информацию руководству.

Второе звено — служба доставки отказавших автобусов с линии в парк (дежурная служба). Нормативное время для этой операции дает статистика. Ее для 11-го автобусного парка иллюстрирует рис. 2, на котором приведена гистограмма распределения времени t_d

Таблица 1

Параметр закона Вейбулла	Значение параметра для автобуса		
	ЛиАЗ	"Икарус"	"Мерседес-Бенц"
Среднее время ($t_{д\text{ ср}}$) устранения отказа, ч	3,575	4,495	4,601
Среднее квадратичное отклонение (σ)	2,297	3,112	2,807
Коэффициент ν вариации	0,647	0,693	0,611
Параметр λ формы	1,6	1,4	1,6
Параметр μ масштаба	0,251	0,203	0,195
χ^2 -Пирсона	8,813	11,861	7,942

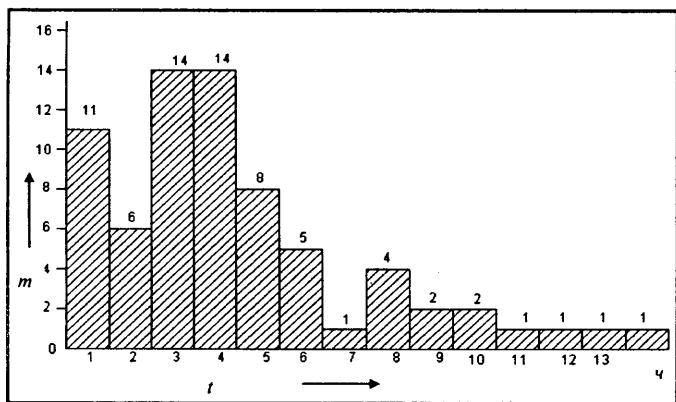


Рис. 1. Гистограмма распределения затрат времени на устранение отказов автобусов «Икарус»

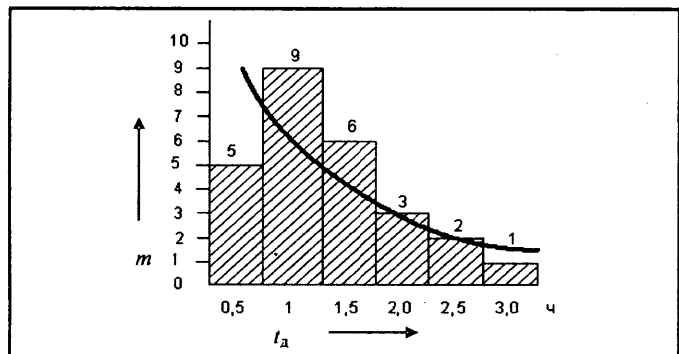


Рис. 2. Гистограмма распределения времени на доставку отказавших автобусов в парк

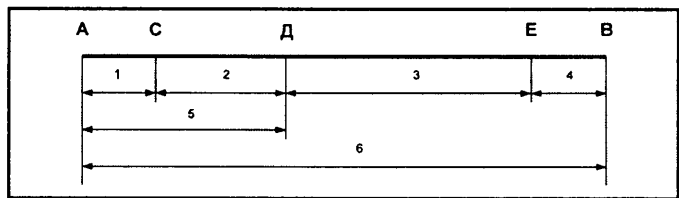


Рис. 3. Временные интервалы «Наряд-заказа»:

1 — оформление и доставка в зону ремонта; 2 — подготовка зоны (поста); 3 — выполнение ремонта; 4 — отправка в ЦУП; 5 — поступление заявки в ЦУП — начало ремонта; 6 — существование заявки

доставки отказавших автобусов в парк. Это время, как видно из рисунка, оценивается показательным законом распределения, для которого плотность распределения случайной величины (t_d) описывается формулой

$$f(t_d) = \lambda e^{-\lambda t_d}, \text{ где } \lambda \text{ — параметр закона, в нашем случае}$$

равный 0,75, а $t_d^H = t_d^H$. Его и следует принять за норматив, т. е. $t_d^H = t_{дср} = 1,3$ ч.

При анализе времени выполнения ТО и ремонта автобусов в зонах ТО и ТР целесообразно рассматривать временные промежутки движения автобусов по постам и участкам или временные интервалы движения «Наряд-заказа» (заявки) на выполнение регламентных работ по ТО и ремонту конкретного автобуса. Предпочтение следует отдать «Наряд-заказу», так как он формируется в составе автоматизированного

рабочего места диспетчера центра управления производством (ЦУП) и в нем отражаются все временные показатели, связанные с ремонтом или ТО автобуса. Например, в случае ремонта это затраты времени на регистрацию заявки в ЦУП, отправку оформленного «Наряд-заказа» из ЦУПа в зоны ТО или ремонта, принятие автобуса в ремонт на соответствующий пост, планируемые его затраты на ремонт, фактическое время окончания ремонта и время сдачи «Наряд-заказа» в ЦУП.

Общее время существования заявки от момента ее регистрации в ЦУП до момента возврата ее в ЦУП с информацией о времени выполнения ремонта, очевидно, представляет собой сумму перечисленных временных интервалов (рис. 3).

Анализ статистических данных выборки временных интервалов движения «Наряд-заказа» на ремонт автобуса модели ЛиАЗ 11-го автобусного парка позволил определить основные характеристики и закономерности их распределения. Установлено, что распределение рассмотренных случайных величин подчиняется закону Вейбулла, параметры которого для основных моделей 11-го автобусного парка приведены в табл. 2.

Но более достоверный закон распределения этих величин можно получить, если из выборки исключить длительные простои автобусов в заявочном ремонте, превышающие простой в течение целого дня, и заявки с нулевым временем их существования.

Анализ статистических данных выборки временных интервалов, отражаемых в «Наряд-заказе» на ТО-1, ТО-2 и их сопроводительных документах, показал, что все рассматриваемые случайные величины имеют закон распределения, близкий к нормальному. Аномальные значения выборки для данного закона определяются по правилу «трех сигм».

По результатам обзора показателей деятельности производственных подразделений 11-го автобусного парка можно заключить следующее.

1. Первоочередное нормирование времени выполнения работ здесь необходимо провести для бригад ТО-1, ТО-2 и ТР, так как они выполняют ~63 % общей трудоемкости по техническим воздействиям на автобусы.

2. Чтобы ускорить решение ряда задач по обеспечению технической готовности подвижного состава, в структуру предприятия нужно включить комплекс

Таблица 2

Операция	Показатели		
	$t_{ср}$, ч	σ , ч	ν
Оформление «Наряд-заказа»	1,232	2,450	1,982
Подготовка зоны (поста) к ремонту	3,781	5,458	1,443
Выполнение ремонта	5,167	7,625	1,475
Снятие «Наряд-заказа» с регистрации в ЦУП	11,475	14,049	1,227
Поступление «Заявки» в ЦУП — начало ремонта автобуса	5,013	9,269	1,843
Время существования «Заявки», ч	21,665	18,053	0,868

подготовки производства и разработать для него функциональные обязанности.

3. Оперативную деятельность ЦУП следует оценивать как деятельность самостоятельной структурной производственной единицы.

Что касается методики оценки эффективности функционирования производственных подразделений, то она должна обеспечивать получение фактических и нормативных данных о времени простоя автобусов в ТО и ремонте отдельно по каждому участвующему в них подразделению, а также об общем времени простоя автобусов, знание которого необходимо для технической службы и службы эксплуатации.

При оценке эффективности работы производственных подразделений предприятия на основе нормативов времени простоя автобусов в ТО и ТР целесообразно пользоваться двумя видами оценочных показателей — частными и общими.

По первым из них, как показывает опыт 11-го автобусного парка, рациональнее оценивать эффективность работы ЦУПа, комплекса подготовки производства, затраты времени на выполнение собственно ремонта (ТО) автобуса по одной заявке и затраты времени на сдачу выполненной заявки. В качестве оценочных показателей следует принять коэффициенты соответственно $K_{ЦУП}$, $K_{КПП}$, $K_{рем}$ и $K_{сд}$, подсчитывая их величины по формулам № 1—4 (табл. № 3).

Для других производственных подразделений предприятия частные показатели можно заменить более общими оценочными показателями — коэффициентами относительных потерь времени по оформлению и подготовке одной «Заявки» на ремонт ($K_{пп}$) и выполнение технических воздействий по «Наряд-заказу» на ремонт (ТО) и сдаче автобуса службе эксплуатации ($K_{пр}$), подсчитываемыми по формулам № 5 и 6.

Кроме того, общими показателями оценки эффективности работы подразделений предприятия (таких, как ЦУП, КПП, бригад ТО, ТР и диагностики) могут служить — коэффициент $K_{зя}$ относительных потерь времени на выполнение одного «Наряд-заказа» по ремонту (ТО), определяемый формулой № 7, и общий коэффициент $K_{общ}$ эффективности работы рассматриваемых подразделений предприятия, вычисляемый как произведение частных коэффициентов (формула № 8) и дающий возможность оценивать эффективность работы служб предприятия по четырехуровневой: «1» — образцовая, «2» — хорошая, «3» — удовлетворительная и «4» — неудовлетворительная) системе оценок.

Для реализации данной системы оценок необходимы, как уже упоминалось, нормативные значения коэффициентов относительных затрат времени: $K_{ЦУП}^H$, $K_{КПП}^H$, $K_{рем}^H$, $K_{сд}^H$. И они получены (табл. 4) на основе опыта того же 11-го автобусного парка.

Эффективность работы производственных подразделений на основе нормативов времени простоя автобусов в ТО и ремонте можно оценивать за любой период их работы (смену, неделю, месяц, и т. д.). При этом тоже с помощью частных и общих показателей — коэффициентов относительных потерь времени за рассматриваемый период, для расчета которых пред-

назначена формула № 9, величины абсолютных потерь времени — формула № 10, а в денежном выражении (если $\Delta t > 0$) для предприятия эти потери дает формула № 11.

Нормативы времени простоев автобусов в ТО и ремонте предприятия в целом и по его подразделениям, рассмотренные выше, устанавливают ведущие специалисты предприятия, используя «Положения о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта», а также приведенные в табл. 2 значения $t_{ср}$, считая, что $t_i^H = t_{ср}$. Но следует иметь в виду, что в каждом конкретном автобусном парке или любой другой автотранспортной организации $t_{ср}$ будет иметь свои цифровые значения.

По результатам анализа производственных показателей 11-го автобусного парка по времени простоя в ТО и ТР можно сделать следующие выводы.

Таблица 3

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_{ЦУП} = \frac{t_{ЦУП}^H}{t_{ЦУП}^Ф}$	$t^H, t^Ф$ — соответственно нормативные и фактические потери времени
2	$K_{КПП} = \frac{t_{КПП}^H}{t_{КПП}^Ф}$	—
3	$K_{рем} = \frac{t_{рем}^H}{t_{рем}^Ф}$	—
4	$K_{сд} = \frac{t_{сд}^H}{t_{сд}^Ф}$	—
5	$K_{пп} = \frac{t_{пп}^H}{t_{пп}^Ф}$	—
6	$K_{пр} = \frac{t_{пр}^H}{t_{пр}^Ф}$	—
7	$K_{зя} = \frac{t_{зя}^H}{t_{зя}^Ф}$	—
8	$K = K_{ЦУП} \cdot K_{КПП} \times K_{рем} \cdot K_{сд}$	—
9	$K = \frac{\sum_{i=1}^n t_i^H}{\sum_{i=1}^n t_i^Ф}$	n — число операций ремонта или ТО; i — номер операции ремонта или ТО
10	$\Delta t = \sum_{i=1}^n t_i^Ф - \sum_{i=1}^n t_i^H$	—
11	$C = \Delta t \cdot Ц$	$Ц$ — стоимость почасового простоя автобуса

Уровень эффективности	Норматив коэффициента эффективности				Интегральный коэффициент $K_{общ}$
	$K_{ЦУП}$	$K_{КПП}$	$K_{рем}$	$K_{сд}$	
Образцовый	1,0	0,98	0,98	1,0	0,96
Хороший	0,95	0,85	0,88—0,94	0,9	0,65—0,69
Удовлетворительный	0,78	0,70	0,93	0,75	0,38
Неудовлетворительный	Ниже 0,78	Ниже 0,7	Ниже 0,93	Ниже 0,75	Ниже 0,38

1. Для оценки эффективности работы производственных подразделений ПАТП необходимо знать нормативные (плановые) показатели времени простоя подвижного состава в ТО и ремонте.

2. Методы нормирования среднего времени простоя автобусов в ТО и ремонте реализуются в составе автоматизированной системы обработки производственной информации предприятия, для чего необходимо совершенствовать и сосредотачивать в базе данных ЦУП первичную документацию предприятия, по которой автобусы ставятся на ТО и ТР, а также модернизировать технические и программные средства автоматизированной системы управления.

3. Средства и методы автоматизированной системы обработки информации должны реализовываться в виде информационной технологии, которая вклю-

чает в себя методы формирования, обработки и потребления информации, а также совокупности всей информационной техники.

4. Внедрение методики оценки эффективности работы подразделений предприятия на основе системы нормативов времени простоя автобусов в ТО и ремонте в составе информационной технологии управления предприятием позволяет разработать и осуществить организационные и технологические мероприятия, обеспечивающие эффективную эксплуатацию подвижного состава; сократить потери линейного времени от простоев автобусов на линии, возвратов и опозданий с выпуском по техническим причинам; держать основные эксплуатационные показатели оценки деятельности подразделений на уровне плановых заданий.



С 29 августа по 7 сентября 2008 г. в московском выставочном центре "Крокус Экспо" пройдет очередной Московский международный автомобильный салон (ММАС-2008), организаторами которого выступают НП "Объединение автопроизводителей России" и Международный выставочный центр "Крокус Экспо". Впервые в истории автосалонов, проводящихся в Москве, в экспозиции не будет представлена коммерческая автомобильная техника. Ее теперь показывают отдельно, на специализированной выставке "КомТранс".

Основная часть ММАС-2008, посвященная демонстрации достижений мировой автомобильной индустрии, а также продукция крупных шинных фирм, развернется в выставочных залах третьего павильона МВЦ "Крокус Экспо" на площади, превышающей 60 тыс. м². Экспозиция производителей остальных автокомпонентов, аксессуаров, оборудования и иной продукции, имеющей отношение к автомобилю и его эксплуатации, в рамках Международной автомобильной выставки "Интеравто" и Московского международного "Мотор-шоу" (составных частей ММАС-2008) будут размещены в первом и втором павильонах.

Организаторы и участники ММАС-2008 намерены максимально приблизить выставку к таким авторитетным автосалонам, как Женевский, Франкфуртский, Парижский, Лондонский, Токійский и Детройтский по таким критериям, как число и статус премьерных показов, насыщенность и зрелищность мероприятий, концепция построения выставочного пространства, удобство ознакомления с экспозициями для всех категорий посетителей. В соответствии с международной практикой, первые два дня (26 и 27 августа) Московский автосалон будет открыт только для журналистов, а третий (28 августа) — для специалистов отрасли. Для широкой же публики экспозиция будет доступна в последующие десять дней, включая две пары выходных. Двери павильонов МВЦ "Крокус Экспо" и площадки тест-драйвов будут ежедневно открыты для посещения с 10:00 до 22:00.

В рамках "Автосалона" запланирована насыщенная деловая программа. В частности, пройдет конференция российских автодилеров и ежегодная конференция "Автомобильный бизнес"; ОАО "Автосельхозмаш-холдинг" совместно с ОАР и НАПАК проведет 8-й Конгресс технологов автомобилестроения (27 августа), 10-ю конференцию "Двигатели для российских автомобилей" (28 августа) и 3-й Международный автомобильный форум, который будет посвящен теме "Автомобильная промышленность России: эффект интеграции" (29 августа). Оргкомитет конгресса, конференции и форума: тел./факс — (495) 621-13-44. E-mail: inf@asm-holding.ru

На крупнейшей международной выставке дорожно-строительной техники и оборудования "КонЭкспо", которая по традиции проходит каждые три года в Лас-Вегасе, в этом году впервые был представлен российский машиностроительный холдинг "Концерн "Тракторные заводы" и его продукция. Это первый шаг, предвещающий выход российской техники на рынки стран Северной и Южной Америки и ее активное проникновение на мировые рынки.

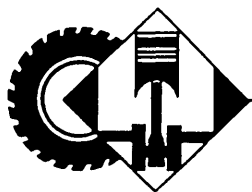
За пять дней выставки с российскими специалистами встретились более 300 представителей компаний Северной и Южной Америки, Африки, Среднего и Ближнего Востока, Юго-Восточной Азии, Австралии. Продукция крупнейших российских заводов вызвала интерес среди потенциальных дилеров и конечных потребителей в различных отраслях промышленности. Представители компаний из стран Центральной и Южной Америки, Юго-Восточной Азии (Мексика, Венесуэла, Колумбия, Бразилия, Индия, Индонезия, Пакистан и др.) особое внимание обратили на трубоукладчики "Четра" максимальной грузоподъемностью от 25,6 до 104,5 т. Модельный ряд бульдозерной техники "Четра" с двигателями мощностью 110—440 кВт (150—600 л. с.) заинтересовал потенциальных партнеров из стран Центральной и Южной Америки, Африки и Юго-Восточной Азии. Предлагаемые предприятиями "Концерн "Тракторные заводы" решения задач в схожих климатических и ландшафтных условиях обусловили заинтересованность канадских компаний в широком спектре лесной техники, колесных погрузчиков с ковшами объемом 3—7 м³. Уникальные плавающие вездеходы универсального применения вызвали интерес широкого круга компаний со всего

мира. Представители строительных и дорожно-строительных компаний Северной и Южной Америки оценили по достоинству модельный ряд коммунальной техники (МКСМ, колесные тракторы) с большим набором навесного оборудования.

Российский машиностроительный холдинг "Концерн "Тракторные заводы" входит в десятку крупнейших компаний тяжелого машиностроения в мире. Многие модели техники марки "Четра" соответствуют требованиям Европейского Союза (сертификаты выданы Международной организацией ТЮВ). За пределами России техника, производимая предприятиями Концернa, хорошо известна в странах СНГ, Индии, Юго-Восточной Азии, на Ближнем Востоке, где реализуются крупные международные проекты по строительству трубопроводов, дорог и разработке месторождений полезных ископаемых. Продукция российского машиностроительного холдинга используется более чем в 40 странах мира. В прошлом году география экспорта расширилась Зимбабве и Австралия. Представительства и сервисные центры имеют склады запасных частей и комплектующих, ремонтные базы. Специалисты сервисных служб обеспечены всем необходимым для оперативного и качественного обслуживания техники как на своих ремонтных площадях, так и на местах работы техники.

На рынке представлены машины и оборудование 14 производственных предприятий Концернa: промышленные машины (доля товарооборота в концерне 31,8 %), комплектующие и запасные части (27,1 %), сельскохозяйственные и коммунальные машины (18,3 %), продукция для железных дорог (22,8 %). Темпы роста товарооборота составляют 30—35 % ежегодно. На предприятиях холдинга за 2007 г. было произведено более 16 тыс. ед. техники. На сегодняшний день холдинг объявил о готовности расширить рынки присутствия своей продукции и о заинтересованности в новых стратегических партнерах и инвесторах стран Северной и Южной Америки.

Ближайшие задачи специализированной торгово-сервисной компании "Четра—Промышленные машины", представляющей интересы предприятий Концернa "Тракторные заводы" на отечественном и зарубежном рынках, — организация сервисной сети в сотрудничестве с местными компаниями, складов запасных частей и комплектующих, развитие дистрибуторской сети. Дальнейшим важным шагом станет стратегическое сотрудничество с американскими компаниями.



УДК 621.43

ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО РАБОТЕ НА БИОТОПЛИВАХ РАЗНЫХ СОРТОВ

В.Г. СЕМЕНОВ, И.П. ВАСИЛЬЕВ

НТУ "Харьковский политехнический институт",
Восточно-украинский национальный университет
имени В. Даля

Авторы исследовали проблему влияния вида и состава топлива на характеристики и показатели дизеля. Причем в качестве топлива они взяли обычное дизельное топливо, биотоплива — метиловые эфиры под-

солнечного (МАПМ), рапсового (МЭРМ) и соевого (МЭСМ) масел, а также смесь соевого масла с дизельным топливом в соотношении 30:70. Характеристики этих топлив приведены в табл. 1.

Исследования проводились на двухцилиндровом четырехтактном вихрекамерном дизеле 2Ч8,5/11, оснащенном форсунками со штифтовым распылителем РШ 6×2×2,5, игла которого отрегулирована на давление начала впрыскивания, равное 14,5 МПа (145 кгс/см²). Степень сжатия данного дизеля — 17, объем его вихревой камеры с соединительным каналом — 27 см³, угол θ опережения впрыскивания — 18° п. к. в. до ВМТ.

Испытательный цикл при всех топливах был один и тот же: режим — частичный ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$), мощность, развиваемая одним цилиндром, — 1,94 кВт (2,64 л. с.).

Из таблицы следует, что по температуре вспышки в закрытом тигле только одно топливо, МЭСМ-1, удовлетворяет требованиям стандарта EN14214 (эта величина должна превышать 393 К, или 120 °С).

За критерий, характеризующий качество биотоплива, взяли КПД дизеля. (Очевидно, чем выше качество топлива, тем выше КПД.)

И второе, что было принято в качестве "точки отсчета" при исследованиях: в Европе применяют биотоплива, соответствующие стандарту EN14214. Поэтому результаты испытаний оценивались в зависимости от их близости к требованиям данного стандарта или наилучшим из полученных за рубежом. (Кстати, эти результаты довольно любопытны. Например, в печа-

Таблица 1

Топливо	Плотность ρ_{20} , кг/м ³	Вязкость ν_{20} , мм ² /с	Температура вспышки в закрытом тигле, К (°С)
Дизельное "Л"	844	5,3	357 (78)
МЭСМ-1	886	7,9	446 (173)
МЭСМ-2	882	6,9	306 (33)
МЭРМ	881	6,4	309 (36)
МЭПМ-1	885	8	302 (29)
МЭПМ-2	888	9,6	333 (60)
МЭПМ-3	891	11,2	313 (40)
Смесь соевого масла с дизельным топливом (30 : 70)	862	9,5	357 (84)

Таблица 2

Показатель дизеля	Топливо				
	Дизельное "Л"	МЭСМ-1	МЭСМ-2	МЭРМ	Смесь соевого масла с дизельным топливом
КПД	0,238	0,246	0,25	0,241	0,245
Изменение КПД, %	—	+3,36	+5,0	+1,3	+2,9
Температура отработавших газов, К (°С)	562 (289)	573 (300)	567 (294)	582 (309)	577 (304)
Изменение температуры отработавших газов, %	—	+3,8	+1,7	+6,9	+5,2
Температура в камере сгорания, К (°С)	910 (687)	945 (672)	884 (611)	895 (622)	908 (635)
Изменение температуры в камере сгорания, %	—	+5,5	-4,1	-2,4	-0,3
Коэффициент избытка воздуха	1,97	2,021	2,056	1,991	2,02
Изменение коэффициента избытка воздуха, %	—	+2,59	+4,87	+1,1	-2,5
Дымность отработавших газов, %	7,1	6,3	5,5	7,24	3,2
Изменение дымности отработавших газов, %	—	-10,6	-22,7	+2,4	-54,8
Выбросы с отработавшими газами, чнм:					
NO _x	892	1039	917	917	854
CO	176	184	129	144	79
Изменение выбросов, %:					
NO _x	—	+16,5	+7,6	+7,6	-4,3
CO	—	+4,5	-26,7	-18,2	-55,2

Показатель	Соотношение метанола и биодизельного топлива МЕСМ-1, %					
	100 : 0	5 : 95	1 : 99	0,5 : 99,5	0,4 : 99,6	0 : 100
Состав топлива, %:						
углерод	0,375	0,750	0,766	0,768	0,768	0,77
водород	0,125	0,120	0,120	0,120	0,120	0,12
кислород	0,5	0,130	0,114	0,112	0,112	0,11
С/Н	3,00	6,24	6,38	6,40	6,40	6,42
Плотность ρ_{20} , кг/м ³	790	879	882	883	881	884
Вязкость ν_{20} , мм ² /с	0,76	5,92	6,94	7,09	7,16	7,45
Температура вспышки, К (°С)	281 (8)	—	313 (40)	328 (55)	334 (64)	446 (173)
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	19 700	36 414	37 043	37 122	37 137	37 200
КПД дизеля	—	—	0,232	—	0,234	0,25
Температура, К (°С):						
отработавших газов	—	—	571 (298)	—	570 (297)	571 (298)
в камере сгорания	—	—	801 (528)	—	806 (533)	741 (568)
Выброс NO _x , чнм	—	—	765	—	804	845

Таблица 4

Топливо	Часовой расход топлива, кг/ч	КПД дизеля	Стоимость		Изменение стоимости 1 кВт·ч, %
			1 кг топлива, евро	1 кВт·ч энергии, евро	
Дизельное "Л"	0,686	0,238	0,655	0,225	—
МЕСМ-1	0,763	0,246	0,564	0,215	-4,2
МЕСМ-2	0,751	0,25	0,589	0,221	-1,4
МЕРМ	0,779	0,241	0,567	0,221	-1,6
МЕПМ-1	0,822	0,229	0,564	0,232	3,2
МЕПМ-2	0,788	0,238	0,565	0,223	-0,8
МЕПМ-3	0,828	0,227	0,602	0,249	10,9
Смесь соевого масла с дизельным топливом (30 : 70)	0,689	0,245	0,604	0,211	-6,2

ти сообщалось, что переход с дизельного топлива на МЭСМ улучшает КПД дизеля на 6,5 %, а при переходе на МЭРМ — на 4,1 %.)

Как оказалось (табл. 2), лучшие по эффективности сгорания идут (по мере ее снижения) МЕСМ-2, МЕСМ-1 и смесь соевого масла с дизельным топливом (30:70).

Определяли также влияние содержания метанола в биодизельном топливе МЕСМ-1 на КПД двигателя (табл. 3). Из нее видно: чем больше метанола в топливе, тем меньше его плотность, вязкость и температура вспышки в закрытом тигле. Результат — снижение КПД дизеля, но — и уровня вредных выбросов с отработавшими газами.

Использование того или иного топлива зависит не столько от величины КПД дизеля, сколько от экономической целесообразности. Например, стоимости одного кВт·ч энергии. Расчеты данного показателя сведены в табл. 4, из которой следует, что по экономическому критерию наиболее выгодны биодизельные топлива МЕСМ-1, МЕРМ и МЕСМ-2. И это очень важно: ведь высокий КПД дизеля может быть сведен на

нет высокой стоимостью биотоплива. И с этой точки зрения смесь соевого масла с дизельным топливом (30:70) оказывается наиболее приемлемой. Правда, без учета расходов на переоборудование дизеля для работы на данной смеси.

Выполненные исследования позволяют сделать несколько практических выводов.

1. Производителям биотоплив следует ориентироваться на зарубежный стандарт EN14214, что позволит не только получать самое высококачественное для настоящего времени топливо, но и в перспективе обеспечить его экспорт.

2. Биотоплива, изготавливаемые в Украине, к сожалению, пока не отвечают этому стандарту. Из шести марок только два по КПД дизеля приближаются к показателям зарубежных биотоплив.

3. При использовании биотоплив необходимо ориентироваться на экономический критерий, например, на стоимость одного кВт·ч. В противном случае такие топлива могут оказаться экономически невыгодными, т. е. уступать традиционным дизельным топливам.

ЭЛЕКТРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ДВИГАТЕЛЬ

Д-р техн. наук В.К. СОКОВИКОВ

МГТУ "МАМИ"

В МГТУ "МАМИ" создан (пат. № 2278297, РФ) электрогидродинамический двигатель, при работе которого, в отличие от традиционных ДВС, не используется углеводородное топливо: объемы его цилиндров, расположенные выше ВМТ, вместо топливозоудушной смеси заполняются жидкостью, обладающей хорошими смазывающими свойствами и не замерзающей при отрицательных температурах. В этих объемах установлены (рис. 1) два (2 и 3) электрода, между которыми имеется определенный зазор. На них от электронного блока 13 питания подается высокое напряжение, в результате чего создается разряд, под воздействием которого жидкость частично испаряется, давление в надпоршневой полости цилиндра повышается, и поршень, а также связанный с ним через шатун коленчатый вал приходят в движение. По мере перемещения поршня давление над ним падает. То есть все происходит, в принципе, так же, как и на рабочем ходе ДВС. За исключением одного: в районе НМТ парожидкостная смесь принудительно охлаждается, что ведет к ее релаксации и созданию вакуума над поршнем, в результате чего последний с большой скоростью перемещается в ВМТ. Далее процесс повторяется, т. е. снова подается электрический разряд на электроды и т. д. Таким образом, рассматриваемый электрогидродинамический двигатель — по своей сути двухтактный.

При работе этого двигателя, очевидно, жидкость расходуется лишь на всякого рода утечки через неплотности в паре "поршень—цилиндр". Чтобы их восполнить, предусмотрена специальная компенсационная система 8, состоящая из насоса 5 подпитки низкого давления, фильтра 4, переливного гидроклапана 6 и сливного бака 7. Последовательность и необходимость подачи жидкости в цилиндры этой системой обеспечивают электромагнитные клапаны 17.

Электронный блок 13 питания объединяет источник 14 электрической энергии и блок 9 формирования высоковольтных импульсов, в состав которого входят генератор 12 импульсов, транзисторный коммутатор 11 и повышающий трансформатор 10.

Электрические сигналы от датчиков температуры (18), давления (19) и других суммируются на сумматоре 15. На него же могут подаваться и сигналы от различных устройств и систем автомобиля.

Величина зазора между электродами 2 и 3 регулируется механизмом 1, что обеспечивает различные скорости испарения жидкости, а, следовательно, и частоту вращения коленчатого вала двигателя.

Из рис. 1 видно, что в электрогидродинамическом двигателе нет газораспределительного механизма (клапанов и привода к ним), выхлопной трубы и других устройств и систем, необходимых для работы обычного ДВС. Традиционная же система зажигания превра-

тилась в систему создания переменных по мощности высоковольтных разрядов в жидкости. Ее первичное звено (да и всего двигателя) — электроды. От их конструкции зависят продолжительность и мощность разряда, а также технология регулирования оптимального зазора между ними. Это хорошо видно из рис. 2, на котором показан характер изменения вольт-секундной характеристики (U) с учетом перегрева жидкости в функции отношения времени $t_{пр}$ пробоя зазора между

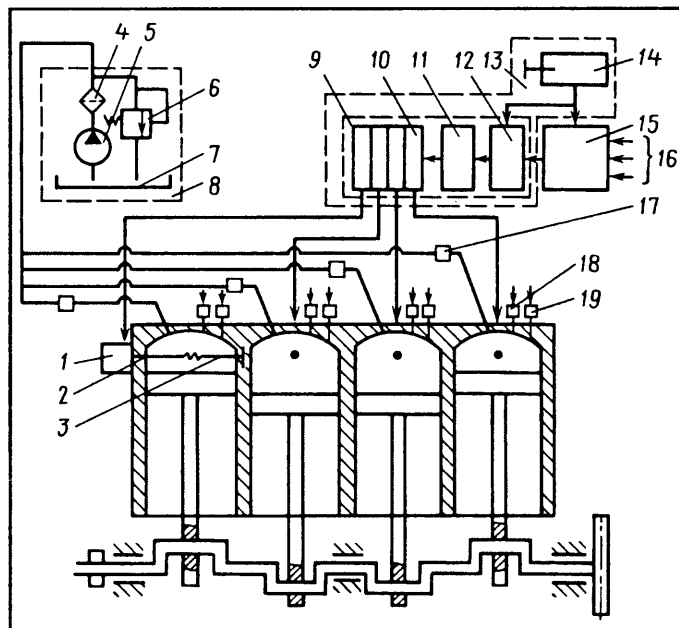


Рис. 1. Схема электрогидродинамического двигателя:

1 — механизм регулирования зазоров между электродами; 2 и 3 — электроды; 4 — фильтр; 5 — насос подпитки низкого давления; 6 — переливной гидроклапан; 7 — сливной бак; 8 — компенсационная система; 9 — блок формирования высоковольтных импульсов; 10 — повышающий трансформатор; 11 — транзисторный коммутатор; 12 — генератор импульсов; 13 — электронный блок питания; 14 — источник электрической энергии; 15 — сумматор электрических сигналов; 16 — сигналы датчиков; 17 — электромагнитные клапаны; 18 — датчик температуры; 19 — датчик давления

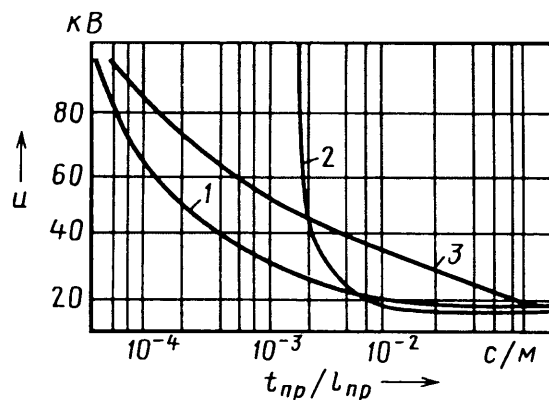


Рис. 2. Зависимость вольт-секундной характеристики системы от отношения времени пробоя к зазору между электродами, величины этого зазора и типа электродов:

1 — отрицательно заряженный стержень и положительно заряженная пластина; 2 — положительно заряженный стержень и отрицательно заряженная пластина; 3 — два стержня с разными зарядами

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\gamma = \frac{R}{2} \sqrt{\frac{L}{C}}$	C — емкость конденсатора; L — индуктивность цепи разряда
2	$\frac{dN_{\max}}{dt} = 3,4 \cdot 10^7 \cdot U_{\text{пр}}^{1/2} C^{-1/4} L^{-3/4}$	$U_{\text{пр}}$ — напряжение пробоя в зазоре между электродами, задается по данным рис. 2
3	$l_{\text{опт}} = 8 \cdot 10^{-9} U_{\text{пр}}^{3/2} (C/L)^{1,4}$	—
4	$p_a = \frac{4,5 \cdot 10^{-20} (dN/dt)^{2/3}}{4,3 \cdot 10^{-19} + 3,9 \cdot 10^{-21} (dN/dt)^{1/6}}$	—
5	$p_{\phi 1} = 1,6 \cdot 10^6 U_{\text{пр}}^{5/16} C^{1/4} L^{-7/32} X^{-1/2}$	—
6	$p_{\phi 3} = 0,7 p_{\phi 1} (5l/X)^{1,1}$	—
7	$\eta = \eta_{\text{бп}} \cdot \eta_{\text{эг}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}$	—
8	$p_a S_{\text{п}} = m_{\text{п}} a + \zeta v_{\text{п}} + C_{\text{г}} X + \sum p_{\phi} S_{\text{п}} + \Delta p_{\phi} S_{\text{п}}$	$S_{\text{п}}$ — площадь поршня; $m_{\text{п}}$ — масса подвижных деталей (поршень с коленчатым валом, валы и шестерни коробки передач, ходовые части колес и т. д.), а также жидкости в цилиндре; a — ускорение при перемещении подвижных масс; $v_{\text{п}}$ — скорость поршня; ζ — коэффициент демпфирования; $C_{\text{г}}$ — жесткость парожидкостной смеси; Δp_{ϕ} — остаточное давление в НМТ после преодоления всех гидравлических сопротивлений; $\sum p_{\phi}$ — сумма гидравлических потерь при движении поршня

электродами к величине l этого зазора, а также типа и знака заряда электродов. В частности, то, что для работы двигателя наиболее целесообразен вариант, когда стержень заряжен положительно, а пластина — отрицательно и соединена с "корпусом" цилиндра и транспортного средства.

Теперь о работе высоковольтной системы.

При индуктивности γ цепи разряда, подсчитываемой по известной формуле № 1 (табл. 1) на активном сопротивлении R канала разряда развивается предельно возможная мощность N_{\max} . Удельная крутизна этой мощности, передаваемой между электродами в жидкость, определяется по формуле № 2, а от параметров, входящих в ее состав, зависит оптимальная длина ($l_{\text{опт}}$) промежутка (зазора) между электродами, и она рассчитывается по формуле № 3.

Результаты расчета удельной крутизны электрической мощности $\frac{dN_{\max}}{dt}$, передаваемой между электродами, и оптимальной длины $l_{\text{опт}}$ зазора между электродами в зависимости от напряжения пробоя $U_{\text{пр}}$ при $C = 0,25 \cdot 10^{-6}$ Ф и $L = 2,2 \cdot 10^{-3}$ Гн приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметр	Напряжение пробоя, кВ			
	20	40	50	60
$(dN_{\max} \cdot 10^{10})/dt$, кВт/(с·м)	2	3,06	3,3	3,7
$l_{\text{опт}} \cdot 10^{-3}$, м	2,24	6,4	8,9	11,75

Из нее следует: чем больше напряжение пробоя, тем больше удельная крутизна электрической мощности и оптимальная длина зазора между электродами. Иллюстрирует данный вывод рис. 3, который показывает, что с ростом $U_{\text{пр}}$ происходит некоторое насыщение удельной крутизны электрической мощности и, одновременно, непропорциональный рост оптимальной длины зазора между электродами. Кроме того, из него видно, что для $U_{\text{пр}} = 20 \div 40$ кВ величина оптимального зазора изменяется от 2,24 до 6,4 мм, т. е. эти зазоры достаточно большие и легко регулируемые.

Далее. Как сказано выше, в результате электрического разряда между электродами и испарения жидкости создается парожидкостная смесь высокого давления, величина которого p_a (формула № 4) зависит от удельной крутизны электрической мощности. Причем для $\frac{dN}{dt} = \frac{dN_{\max}}{dt}$ и повышения вольт-секундной характеристики $U = U_{\text{пр}}$ с 20 до 80 кВ оно изменяется весьма существенно (табл. 3).

По мере движения парожидкостной смеси давление, о чем тоже упоминалось, снижается, достигая минимального уровня вблизи НМТ. Причем это уменьшение зависит от перемещения X поршня.

Так, при $X_1 \leq 2,5 l_{\text{опт}}$ оно ($p_{\phi 1}$) определяется формулой № 5 и представляет собой цилиндрическую ударную волну с давлением, повышающимся, в зависимости от $U_{\text{пр}}$, с 31,3 до 59,7 МПа. Затем с увеличением расстояний от оси канала разряда волна сжатия перерождается из цилиндрической в сферическую.

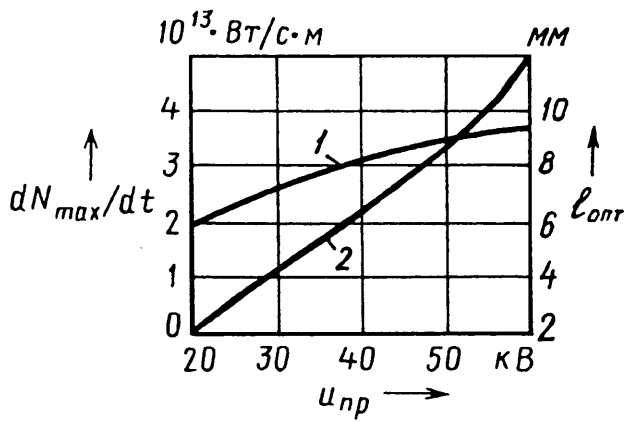


Рис. 3. Зависимости $\frac{dN_{\max}}{dt}$ (1) и $l_{\text{опт}}$ (2) от напряжения пробоя

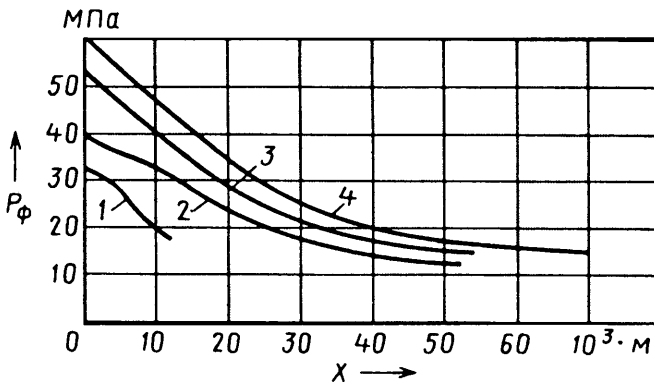


Рис. 4. Зависимость давления в надпоршневой полости цилиндра от хода поршня и напряжения разряда:
1 — $U_{\text{пр}} = 20$ кВ; 2 — $U_{\text{пр}} = 40$ кВ; 3 — $U_{\text{пр}} = 60$ кВ; 4 — $U_{\text{пр}} = 80$ кВ

В области $X_2 = 2,5l_{\text{опт}} \div 5l_{\text{опт}}$ максимальное давление уменьшается, по сравнению со значением, соответствующим $X_1 = 2,5l_{\text{опт}}$, на ~30 %. Например, при $X_2 = 4l_{\text{опт}}$, как видно из табл. 3, $p_{\phi 2}$ изменяется от 21,0 до 17,5 МПа, причем на $U_{\text{пр}} = 40$ кВ имеет максимум (20,3 МПа).

Давление $p_{\phi 3}$ при $X_3 > 5l_{\text{опт}}$ рассчитывается по формуле № 6. Результаты расчета по ней $p_{\phi 3}$ для $X_3 = 6l_{\text{опт}}$ приведены в той же табл. 3. Там же даны и результаты расчета $X_4 = 8l_{\text{опт}}$ и $p_{\phi 4}$ для $U_{\text{пр}} = 40$ кВ.

Представленные в табл. 3 расчетные давления получены для условия, что давление от канала разряда до поршня, который либо движется со скоростью расширения канала разряда, либо находится неподвижно в НМТ, уменьшается. Причем все его потери до НМТ — в основном чисто гидравлические.

Данные табл. 3 позволяют построить графические зависимости уменьшения давления p_{ϕ} по мере удаления парожидкостной смеси от канала разряда до неподвижного поршня, находящегося в НМТ. Это рис. 4, из которого следует, что наилучшие результаты (кривая 2) поначальному и конечному давлениям, ходу поршня и градиенту изменения $p_{\phi} = f(X)$ давления, а также по наиболее целесообразному напряжению разряда соответствуют $U_{\text{пр}} = 40$ кВ. При этом ход поршня

может быть равен 4—5 см. И если обратиться к рис. 2, то выясняется, что при отрицательно заряженной плоскости $U_{\text{пр}} = 40$ кВ отношение $t_{\text{пр}}/l = 2 \cdot 10^{-3}$ с/м. При выбранном оптимальном расстоянии между электродами $l_{\text{опт}} = 6,4 \cdot 10^{-3}$ м время $t_{\text{пр}}$ пробоя между ними составляет $1,28 \cdot 10^{-5}$ с.

Для частоты вращения коленчатого вала $n = 6000$ мин $^{-1}$ и ходе r кривошипно-шатунного механизма, равном $X/2 = 20$ мм, средняя скорость $v_{\text{п}}$ движения поршня достигает 25,12 м/с, при этом поршень проходит расстояние X за $t_{\text{порш}} = 1,6 \cdot 10^{-3}$ с. Следовательно, при $U_{\text{пр}} = 40$ кВ время $t_{\text{пр}} \ll t_{\text{порш}}$, и частоту вращения коленчатого вала двигателя можно регулировать за счет изменения частоты и величины напряжения, подаваемого на электроды.

Коэффициент η полезного действия электрогидродинамического двигателя без нагрузки представляет собой произведение пяти частных КПД (формула № 7): КПД электронного блока питания; электрогидравлического КПД, учитывающего потери электрической энергии при преобразовании жидкости в парожидкостную смесь; гидравлического КПД, учитывающего потери при движении парожидкостной смеси; механического КПД, учитывающего механические потери в сальниках, уплотнениях и т. п.; термодинамического КПД, зависящего от температуры парожидкостной смеси и жидкости после ее охлаждения и релаксации, а также учитывающего рассеивание энергии через стенки цилиндров. С точки зрения влияния на полный КПД двигателя наиболее значимый из перечисленных — гидравлический. Это видно из табл. 4 и рис. 5, построенных для выбранного значения напряжения пробоя ($U_{\text{пр}} = 40$ кВ) и хода поршня, изменяющегося от 20 до 50 мм.

Из таблицы и рисунка, кроме того, следует, что с точки зрения полного КПД короткоходовой электрогидравлический двигатель явно предпочтительнее длинноходовой.

Таблица 3

Параметр	Напряжение разряда, кВ			
	20	40	60	80
p_a , МПа	31,3	40	51,7	59,7
$X_1 \cdot 10^{-3}$, м	5,6	16	22,25	29,37
$p_{\phi 1}$, МПа	29	29	27	25
$X_2 \cdot 10^{-3}$, м	8,96	25,6	35,6	47
$p_{\phi 2}$, МПа	21	20,3	18,9	17,5
$X_3 \cdot 10^{-3}$, м	13,44	38,4	53,4	70,5
$p_{\phi 3}$, МПа	17,5	16,9	15,7	14,6
$X_4 \cdot 10^{-3}$, м	—	51,2	—	—
$p_{\phi 4}$, МПа	—	13	—	—

Таблица 4

$X \cdot 10^{-3}$, м	50	40	30	20
p_{ϕ} , МПа	13,5	16,5	18	24
η_r	0,35	0,41	0,45	0,6
η	0,25	0,3	0,33	0,44

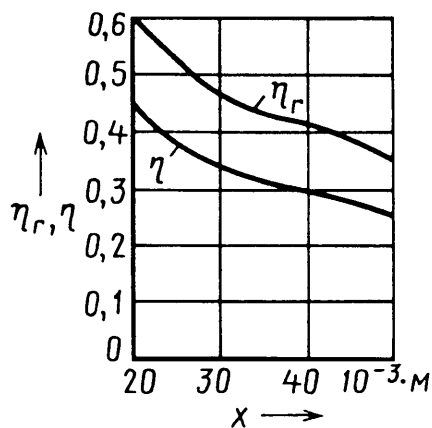


Рис. 5. Зависимость гидравлического (1) и полного (2) КПД двигателя от хода поршня

При движении автотранспортного средства поршню, перемещаемому от ВМТ до НМТ, приходится преодолевать инерционную нагрузку всех подвижных элементов, жесткость жидкости и механических деталей, трение и вблизи НМТ иметь остаточное давление, необходимое для преодоления всех этих нагрузок.

Данный баланс можно представить в виде формулы № 8, расчеты по которой показывают, что для инерционной нагрузки $m_{\text{ид}} a = 1,25 \cdot 10^5 \text{ Н}$, потери на трение $\zeta v_r = 7,85 \text{ кН}$, пропорциональной нагрузке $C_r X \approx 2,5 \cdot 10^3 \text{ кН}$, площади поршня $S_{\text{п}} = 78,5 \text{ см}^2$ ($d_{\text{п}} = 100 \text{ мм}$) и его ходе 40 мм давление $\Delta p_{\text{ф}}$ вблизи НМТ составляет 8 МПа, что вполне достаточно для нормальной работы электрогидродинамического двигателя. Мощность, развиваемая одним цилиндром такого двигателя, т. е. при $\Delta p_{\text{ф}} = 8 \text{ МПа}$, $S_{\text{п}} = 78,5 \text{ см}^2$, радиусе кривошипно-шатунного механизма, равном 20 мм, угловой частоте вращения вала двигателя $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$ ($n = 6000 \text{ мин}^{-1}$) составляет 750 кВт.

Таким образом, электрогидродинамический двигатель — априори экологически чистый, поскольку он не использует углеводородное топливо. Кроме того, он имеет значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем обычные ДВС аналогичной мощности, прост в управлении и по устройству. Поэтому может найти широкое применение в автотранспортной и другой технике. Для его работы нужны лишь достаточно электроемкие аккумуляторы и возможность их подзарядки.

УДК 629.113.62

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОВЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ, СНИЖАЮЩАЯ ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ТРОЛЛЕЙБУСА

П.М. ГАЛЯМОВ, канд. техн. наук А.Г. ЯРУСОВ

Объединенный ИМ НАН Беларуси

Надежность троллейбусов во многом определяется нагрузочным режимом их трансмиссий, а он, как известно, у них более тяжелый, чем у автомобилей, так как троллейбус эксплуатируется в условиях интенсивного городского движения, причем с частыми разгонами и остановками. Поэтому любое решение, снижающее темп накопления усталостных повреждений деталей трансмиссии, окупает себя с любой точки зрения. И троллейбус МАЗ-103Т, выпускаемый Минским автозаводом, не исключение: у него тоже есть резервы для совершенствования. Важно лишь их найти. Что и попытались сделать авторы предлагаемой вниманию читателей статьи.

Кинематическая схема тягового электропривода троллейбуса МАЗ-103Т состоит (рис. 1) из тягового электродвигателя постоянного тока с тиристорно-импульсной системой управления, трансмиссии, содержащей карданный вал и двухступенчатый ведущий мост, а также движителя (ведущие колеса). Однако она дает информацию только о его структурно-кинематических связях электропривода. Для решения же поставленной задачи нужно иметь непосредственное представление об инерционных, упругих и диссипа-

тивных свойствах входящих в схему элементов. Другими словами, нужно перейти от кинематической к динамической схеме — модели, состоящей из инерционных, упругих и диссипативных элементов и отражающей динамические связи тягового привода.

Такой переход сделан. На полученной динамической схеме тягового электропривода рассматриваемого троллейбуса приведены, как видно из рис. 2, три инерционные массы (масса якоря тягового электро-

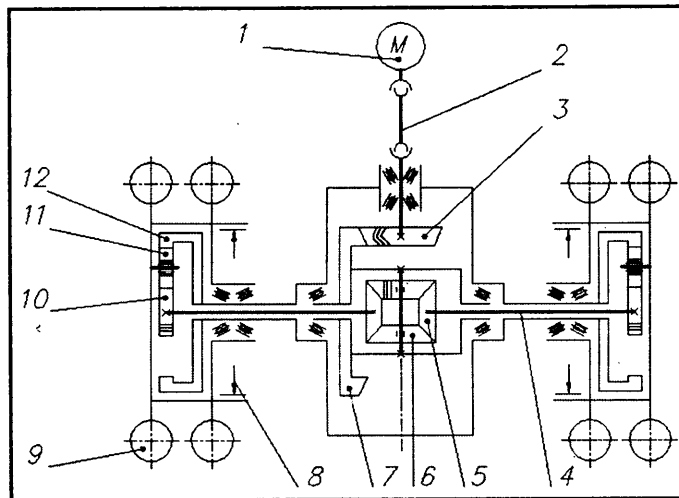


Рис. 1. Кинематическая схема тягового электропривода троллейбуса МАЗ-103Т:

1 — тяговой электродвигатель; 2 — карданный вал; 3 — ведущая шестерня главной передачи; 4 — полуоси; 5 — полуосевые шестерни дифференциала; 6 — сателлиты дифференциала; 7 — ведомая шестерня главной передачи; 8 — колесные тормоза; 9 — ведущие колеса; 10 — солнечные шестерни бортовых редукторов; 11 — сателлиты бортовых редукторов; 12 — коронные шестерни бортовых редукторов

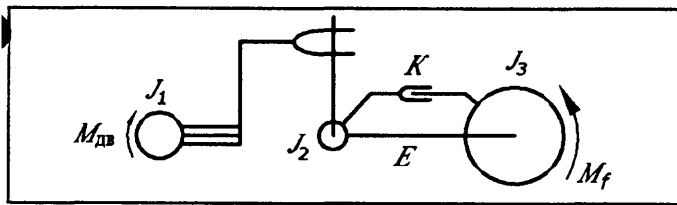


Рис. 2. Динамическая схема тягового электропривода троллейбуса МА3-103Т

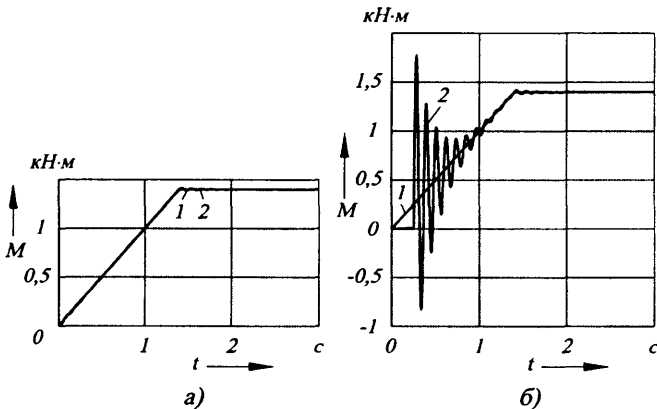


Рис. 3. Изменение крутящего момента тягового электродвигателя (1) и приведенного динамического крутящего момента в трансмиссии (2) троллейбуса МА3-103Т, оборудованного штатной системой управления тяговым электродвигателем

двигателя с моментом инерции J_1 , вращающиеся массы редуктора ведущего моста с моментом инерции J_2 , маховик, эквивалентный поступательно движущейся массе троллейбуса, с моментом инерции J_3 и одно упругое звено с податливостью E , которое представляет собой приведенную к тяговому электродвигателю крутильную податливость полуосей ведущего моста (податливостью остальных упругих звеньев, из-за ее относительной малости, можно пренебречь). Рассеяние энергии при крутильных колебаниях имитируется диссипативным звеном с коэффициентом демпфирования K . К массе J_1 приложен крутящий момент $M_{дв}$ тягового электродвигателя, а к массе J_3 — момент M_f сопротивления качению колес.

Данная схема — регулярная, так как не содержит топологических вырождений (см. "АП", 2006, № 9). Однако она отличается от используемых в работах по динамике трансмиссий мобильных машин наличием звена, представляющего собой приведенный к тяговому электродвигателю окружной люфт трансмиссии (соответствующее звено расположено между массами J_1 и J_2).

О наличии значительных окружных люфтов в трансмиссиях троллейбусов уже сообщалось (см., например "АП", 1999, № 2, 12). Правда, только как о факте. Сейчас же есть все основания рассмотреть его более подробно.

Переходный процесс трогания троллейбуса, имеющего окружной люфт Δ в трансмиссии, состоит из двух этапов, каждый из которых описывается своей системой уравнений (табл. 1).

На первом этапе разгона троллейбуса якорь J_1 тягового электродвигателя под действием электромагнит-

ного крутящего момента $M_{дв}$ выбирает окружной люфт в трансмиссии. Остальные массы при этом находятся в покое. На втором (после того как люфт выбран) массы J_1 и J_2 начинают двигаться как одно целое, и в трансмиссии происходит колебательный процесс. В качестве примера на рис. 3 приведены зависимости, полученные по результатам математического моделирования процесса трогания троллейбуса МА3-103Т для случаев отсутствия (рис. 3, а) и наличия окружного люфта в 1 рад. (рис. 3, б) при разгоне с полным нажатием ходовой педали.

Из рис. 3, а следует, что при $\Delta = 0$ динамические процессы в трансмиссии троллейбуса практически не проявляются (максимальный динамический момент в трансмиссии превосходит максимальный крутящий момент тягового электродвигателя менее чем на 1,2%). Потому что в штатной системе управления имеется так называемый задатчик интенсивности — узел, обеспечивающий постоянный (1 кН·м/с) темп нарастания крутящего момента тягового электродвигателя вне зависимости от глубины и резкости нажатия на ходовую педаль. Причем штатный задатчик троллейбуса МА3-103Т обладает линейной переходной характеристикой, что означает: если водитель даже скачкообразно изменит положение ходовой педали, то крутящий момент тягового электродвигателя будет нарастать не мгновенно, а по линейному закону, чем обеспечиваются разгон троллейбуса с постоянной интенсивностью, следовательно, и достаточно комфортные условия для пассажиров (при наличии в салоне стоящих пассажиров скорость нарастания ускорения троллейбуса не должна превышать 2 м/с³).

Однако на практике все, к сожалению, гораздо сложнее. Чтобы убедиться в этом, достаточно взглянуть на рис. 3, б: при наличии окружного люфта в 1 рад. в трансмиссии при трогании троллейбуса возникают пиковые динамические моменты, на 26,5 % превышающие максимальный крутящий момент тягового электродвигателя. Их причина — поглощение упругими звеньями трансмиссии кинетической энергии, накопленной массивным якорем тягового электродвига-

Таблица 1

№ этапа	Формула	Примечания
1	$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{дв} \\ M_{тр} = 0 \end{cases}$	φ_i — текущие значения углов поворота масс J_i ; $M_{тр}$ — крутящий момент, нагружающий трансмиссию; люфт не выбран ($\varphi_1 < \Delta$)
2	$\begin{cases} (J_1 + J_2) \ddot{\varphi}_1 = M_{дв} - E^{-1}(\varphi_1 - \varphi_3 - \Delta) - K(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = E^{-1}(\varphi_1 - \varphi_3 - \Delta) + K(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) - M_f \\ M_{тр} = E^{-1}(\varphi_1 - \varphi_3 - \Delta) \end{cases}$	Люфт выбран ($\varphi_1 > \Delta$)

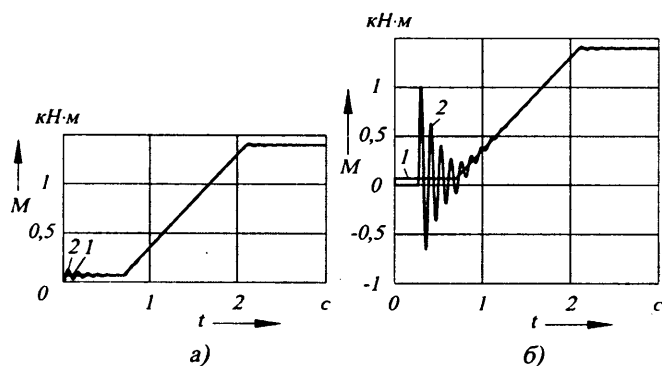


Рис. 4. Изменение крутящего момента тягового электродвигателя (1) и приведенного динамического крутящего момента в трансмиссии (2) троллейбуса МА3-103Т, оборудованного предлагаемой системой управления тяговым электродвигателем, в начальный период разгона

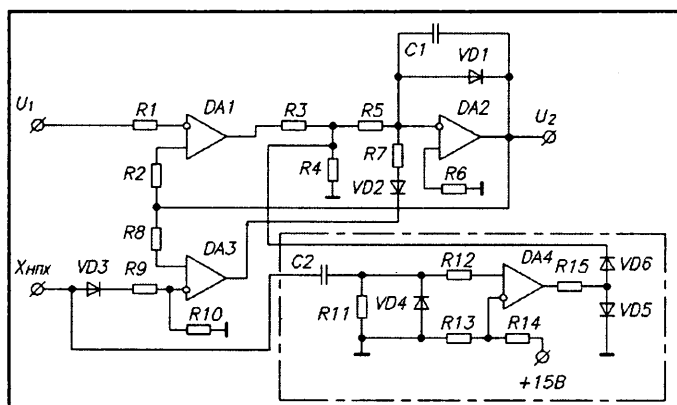


Рис. 5. Электрическая схема предлагаемого датчика интенсивности для тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем троллейбуса МА3-103Т:

DA1, R1, R2 — входной компаратор; R3, R4 — резисторный делитель напряжения; C1, DA2, R5, R6, VD1 — инвертирующий интегратор; DA3, R7—R10, VD2, VD3 — узел формирования начального коэффициента заполнения; C2, DA4, R11—R15, VD4—VD6 — узел формирования выборки окружного люфта

теля за время выборки окружного люфта. Усугубляет ситуацию и линейный закон нарастания крутящего момента тягового электродвигателя: чем больше окружной люфт, тем при большем крутящем моменте тягового электродвигателя он выбирается. Следовательно, по мере износа трансмиссии троллейбуса будет увеличиваться ее динамическая нагруженность.

Таким образом, можно сказать, что штатная система управления тяговым электродвигателем не способ-

на обеспечить удовлетворительное протекание переходного процесса в трансмиссии при динамичном трогании данного троллейбуса.

Чтобы устранить данный недостаток, нужен, очевидно, задатчик интенсивности с нелинейной переходной характеристикой.

Математическое моделирование позволило установить, что новая система управления должна обеспечивать изменение крутящего момента тягового электродвигателя троллейбуса МА3-103Т по закону, показанному на рис. 4. В этом случае, как видим, окружной люфт в трансмиссии выбирается при пониженном (5 % максимального) значении крутящего момента тягового электродвигателя вне зависимости от величины окружного люфта, а также темпа и степени нажатия ходовой педали. Время действия такого пониженного момента принято равным 0,7 с, что, с одной стороны, достаточно для выборки окружных люфтов величиной до 2 рад., а с другой — практически не ухудшает приемистость троллейбуса (при наличии окружного люфта в 1 рад. общее время разгона возрастает на ~0,55 с, а максимальный динамический момент в трансмиссии снижается почти на 40 %).

Преимущества предложенного закона управления крутящим моментом тягового электродвигателя хорошо видны из табл. 2, в которую сведены значения коэффициента динамичности (отношение максимального динамического крутящего момента в трансмиссии в переходном процессе выборки люфта к максимальному крутящему моменту тягового электродвигателя), полученные по результатам математического моделирования для базового и нового законов управления крутящим моментом тягового электродвигателя: предложенный закон эффективно снижает динамическую нагруженность трансмиссии, особенно при больших значениях окружного люфта в ней. В частности, позволяет вернуться к установленному в 1975 г. предельному значению окружного люфта в 75°, так как при этом максимальный динамический крутящий момент в трансмиссии в переходном процессе выборки люфта все же будет меньше максимального крутящего момента тягового электродвигателя, чего нельзя, к сожалению, сказать о базовом законе.

Электрическая схема датчика интенсивности, работающего в соответствии с этим законом, приведена на рис. 5. Ее основные функциональные узлы: входной компаратор (DA1, R1, R2); инвертирующий интегратор (G1, DA2, R5, R6, VD1); узел формирования на-

Таблица 2

Окружной люфт трансмиссии, град.	Нормативный документ	Коэффициент динамичности		Примечания
		базовый закон	новый закон	
7	Правила технического обслуживания и текущего ремонта троллейбусов, утвержденные в 1990 г.	0,37	0,28	Троллейбус новый
40 50		1,02 1,16	0,60 0,67	Троллейбус после текущего ремонта
75	Правила депоовского осмотра и ремонта троллейбусов, утвержденные в 1975 г.	1,49	0,81	Предельный размер для эксплуатации

чального коэффициента заполнения ($DA3$, $R7$ – $R10$, $VD2$, $VD3$); узел формирования выборки окружного люфта (на схеме обведен штрихпунктирной линией).

Входными сигналами для данной схемы, как и штатной, служат положительный аналоговый сигнал U_1 датчика углового положения ходовой педали (величина этого сигнала изменяется от нуля до +11 В пропорционально степени нажатия ходовой педали) и дискретный сигнал $X_{НПХ}$ начала перемещения ходовой педали. Этот сигнал выдает концевой выключатель исходного положения ходовой педали. Он имеет только одно из двух значений: $X_{НПХ} = +1,5$ В — при отпущенной ходовой педали и $X_{НПХ} = +12$ В — при нажатой педали. На их основе схема формирует выходной сигнал U_2 , от величины которого зависит коэффициент заполнения выходного сигнала тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем, который определяет ток якоря и крутящий момент последнего.

Входной компаратор реализован, как уже упоминалось, на операционном усилителе $DA1$, резисторах $R1$ и $R2$. Он сравнивает сигнал U_1 углового положения ходовой педали с выходным напряжением инвертирующего интегратора, образованного операционным усилителем $DA2$, резисторами $R5$ и $R6$, конденсатором $C1$ и диодом $VD1$ (последний необходим для быстрой разрядки конденсатора $C1$ при отпуске ходовой педали). Эти функциональные узлы работают в такой последовательности.

В исходном состоянии конденсатор $C1$ разряжен, поэтому выходной сигнал U_2 равен нулю. При перемещении ходовой педали появляется положительный аналоговый сигнал U_1 , пропорциональный перемещению. Он поступает на инвертирующий вход операционного усилителя $DA1$, на выходе которого напряжение становится равным –11 В. Оно через делитель $R3$ – $R4$ передается на инвертирующий интегратор $DA2$, который преобразует его в линейно нарастающее во времени (темп нарастания определяется сопротивлением резистора $R5$ и емкостью конденсатора $C1$) положительное выходное напряжение U_2 . Благодаря наличию входного компаратора $DA1$ линейное нарастание напряжения U_2 прекратится в тот момент, когда оно сравняется с входным напряжением U_1 . При этом при трогании троллейбуса коэффициент заполнения выходного сигнала тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем, ток якоря и крутящий момент последнего будут нарастать с нуля по линейному закону до уровня, определяемого степенью нажатия ходовой педали, и далее будут поддерживаться на данном уровне.

В эксплуатации троллейбуса возможна ситуация, когда водитель нажмет ходовую педаль менее чем на 1 % от максимального положения. Тогда, в соответствии со сказанным выше, коэффициент заполнения выходного сигнала тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем также будет ниже 1 %. Однако это недопустимо, так как время нахождения силовых тиристорov в открытом состоянии

не может быть бесконечно малым. В связи с чем в системе управления тяговым электродвигателем троллейбуса МА3–103Т имеется узел формирования начального коэффициента заполнения, представляющего собой компаратор на операционном усилителе $DA3$, который сравнивает выходное напряжение U_2 (подается через резистор $R8$) с напряжением, снимаемым с резисторного делителя $R9$ – $R10$. В том случае, когда при нажатой ходовой педали выходное напряжение U_2 недопустимо мало, на выходе операционного усилителя $DA3$ появляется напряжение –11 В, которое через диод $VD2$ и резистор $R7$ поступает на вход интегратора $DA2$, вызывая рост выходного напряжения U_2 до уровня, определяемого резисторным делителем $R9$ – $R10$. По достижении этого уровня на выходе операционного усилителя $DA3$ возникнет напряжение +11 В, диод $VD2$ закроется и описанный узел формирования начального коэффициента заполнения больше не будет воздействовать на работу схемы.

Как видим, работа рассмотренных выше элементов нового задатчика интенсивности тиристорно-импульсной системы управления тяговым электродвигателем троллейбуса ничем не отличается от работы штатного задатчика с линейной переходной характеристикой. Однако в новом задатчике есть функциональный узел, которого нет в штатном. Это узел формирования выборки окружного люфта, состоящий из компаратора на операционном усилителе $DA4$, который сравнивает падение напряжения на резисторе $R11$ (подается на неинвертирующий вход $DA4$ через резистор $R12$) с постоянным по величине падением напряжения на резисторе $R13$ делителя $R13$ – $R14$, конденсатора $C2$, диода $VD4$ и преобразователя выходного напряжения, реализованного на резисторе $R15$ и диодах $VD5$ и $VD6$. Работает он следующим образом.

В исходном состоянии конденсатор $C2$ разряжен. Так как потенциал инвертирующего входа операционного усилителя $DA4$ выше потенциала его неинвертирующего входа, то на его выходе будет напряжение –11 В. Диоды $VD5$ и $VD6$ закрыты, поэтому узел не оказывает воздействия на работу схемы. При нажатии на ходовую педаль появляется дискретный сигнал $X_{НПХ}$ высокого логического уровня, который начинает заряжать конденсатор $C2$. Ток заряда последнего создает на резисторе $R11$ падение напряжения, превышающее падение напряжения на резисторе $R13$. На выходе операционного усилителя $DA4$ устанавливается напряжение +11 В, а на катоде диода $VD6$ — нулевое (падения напряжения на открытых диодах $VD5$ и $VD6$ взаимно компенсируют друг друга). Нулевое напряжение компенсирует напряжение, поступающее с выхода входного компаратора $DA1$, так как сопротивление резистора $R15$ выбрано в несколько раз меньшим, чем сопротивление резистора $R3$. При этом выходное напряжение U_2 интегратора $DA2$ (а значит, ток якоря и крутящий момент тягового электродвигателя) определяется только узлом формирования начального коэффициента заполнения $DA3$, а фактически — соотношением сопротивлений резисторов $R9$ и $R10$, а не

величиной напряжения U_1 датчика углового положения ходовой педали. Причем соотношение $R9$ и $R10$ выбрано таким, чтобы тяговый электродвигатель в данном режиме работы схемы развивал крутящий момент, равный 5 % максимального значения. Что вполне достаточно для выборки окружного люфта в трансмиссии, естественно, независимо от степени нажатия ходовой педали. Такое пониженное значение крутящего момента будет поддерживаться до тех пор, пока по мере заряда конденсатора $C2$ его ток заряда снизится до такой величины, что падение напряжения на резисторе $R11$ станет меньше падения напряжения на резисторе $R13$. После чего на выходе операционного усилителя $DA4$ появится напряжение -11 В, диод $VD6$ закроется, и интегратор $DA2$ начнет преобразовывать

сигнал с выхода компаратора $DA1$ в линейно нарастающее выходное напряжение U_2 .

При отпуске ходовой педали водителем дискретный сигнал $X_{\text{НПХ}}$ принимает низкий логический уровень, и конденсатор $C2$ быстро разряжается через диод $VD4$, и схема готова к обработке последующего нажатия на ходовую педаль в соответствии с рассмотренным выше алгоритмом.

Таким образом, предлагаемая электрическая схема задатчика интенсивности формирует изменение крутящего момента тягового электродвигателя троллейбуса МА3-103Т по закону (см. рис. 4), обеспечивающему снижение динамической нагруженности трансмиссии в переходном процессе выборки окружного люфта.

УДК 621.316.728

РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ

Канд. техн. наук Р.Г. ХАДЕЕВ

ГосНИИИВМ МО РФ

Один из основных недостатков современных автомобильных коробок передач состоит, как известно, в том, что при их использовании частоты вращения коленчатого вала двигателя на большинстве режимов работы отличаются от оптимальных. Это ухудшает топливную экономичность автомобиля, увеличивает нагрузку на элементы конструкции его силовой установки.

Возьмем, скажем, такие типичные режимы движения, как трогание с места и разгон. В первом случае сцепление долго работает со скольжением элементов фрикционной муфты относительно друг друга, что всегда связано с потерями на трение; второй режим (разгон) всегда происходит на переменных частотах вращения коленчатого вала, т. е. с повышенным расходом топлива.

Практически та же картина наблюдается и на электротранспорте: и там старт и разгон выполняется на частотах вращения вала электродвигателя, отличающихся от оптимальных. Результат — потери электроэнергии. Поэтому, к примеру, на троллейбусах устанавливают преобразователи частоты вращения вала электродвигателя. Однако все реальные их конструкции сложны по устройству, дороги, а главное, совсем не идеально экономичны. Кроме того, для преобразователей, устанавливаемых на электродвигатели большой мощности, пока что нет достаточно надежной элементной базы.

В связи со всем перечисленным, ряд специалистов считает, что возможности использовать экономичный синхронный электродвигатель, имеющий только один стабильный и экономичный режим работы, тоже пока нет.

Таким образом, практика свидетельствует, что и на автомобильном, и на электротранспорте есть одна об-

щая проблема: их силовые установки очень редко работают на оптимальных, т. е. с максимальным КПД, режимах. Возникает вопрос: разрешима ли она?

В теоретическом плане — безусловно. Для этого в трансмиссию транспортного средства достаточно встроить регулятор, изменяющий ее передаточное отношение в зависимости от нагрузки на выходном валу и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Причем изменяющий так, чтобы крутящий момент и частота вращения выходного вала трансмиссии менялись при постоянных (оптимальных) крутящем моменте и частоте вращения коленчатого вала. Однако на практике все оказалось сложнее, хотя попыток реализовать данную идею предпринималось, если судить по патентной литературе, много. Более того, на электротранспорте, как сказано выше, такие регуляторы (преобразователи) применяются. И — имеют существенные недостатки. В том числе, кроме названных выше, еще один и весьма существенный: их нельзя использовать на автомобиле.

Выход из создавшегося положения может дать разработанный недавно универсальный механический преобразователь передаточного отношения (пат. № 2304735 RU).

Данный преобразователь представляет собой (см. рисунок) планетарный дифференциал с ведущим водилом 7 и двумя (9 и 11) незначительно различающимися по диаметру центральными зубчатыми колесами. Одно из них (9) вращается в противоположную сторону вращения водила и передает энергию двигателя на выходной вал через редуктор, изменяющий направление вращения. Второе (11) колесо вращается в ту же сторону, что и водило, и передает вращение на выходной вал через фрикционную муфту 12 , которая распределяет крутящий момент в плечах дифференциала пропорционально соотношению диаметров центральных колес и сателлитов. Причем оба плеча дифференциала прикладывают усилие для раскручивания выходного вала в одну сторону.

Сила трения во фрикционной муфте регулируется исполнительным механизмом, принцип работы которого может быть выбран любым, например центро-

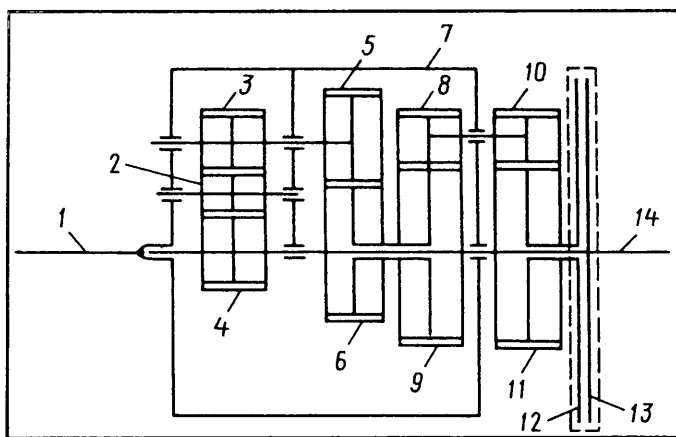


Схема механического преобразователя частоты вращения и крутящего момента выходного вала трансмиссии транспортного средства:

1 — входной вал; 2, 3, 4, 5 и 6 — редуктор; 7 — корпус-водило преобразователя; 8 и 10 — сателлиты, имеющие общую ось; 9 — центральное зубчатое колесо, соединенное с редуктором; 11 — центральное зубчатое колесо, соединенное с диском фрикционной муфты; 12 — фрикционная муфта; 13 — ведомый диск фрикционной муфты, соединенный с выходным валом; 14 — выходной вал

бежным или электронным. Этот механизм управляется сигналом, являющимся функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя: при ее уменьшении сила трения в муфте тоже уменьшается, а при увеличении — возрастает. В результате изменяется соотношение передачи вращения через шестерни дифференциала и вращения всего механизма, что, соответственно, ведет к разгону или торможению выходного вала с изменением передаточного отношения.

В преобразователе передаточное отношение изменяется от максимального, определяемого разницей диаметров центральных колес и сателлитов дифференциала, когда вращение передается только через шестерни дифференциала, до единицы, когда проскальзывания во фрикционной муфте нет, т. е. весь механизм, начиная от коленчатого вала двигателя и кончая выходным валом трансмиссии, при постоянной частоте вращения коленчатого вала вращается как одно целое.

Передаточное отношение такого дифференциала может быть очень большим, а всего механизма — изменяться от единицы до нескольких сотен единиц.

Как видно из рисунка, водило 7 с сателлитами, соединенное валом 1 с двигателем, одновременно является корпусом преобразователя. Внутри него на подшипниках установлен выходной вал 14, на котором свободно вращаются два (9 и 11) центральных колеса и расположена фрикционная муфта 12. Один ее соединен с выходным валом, второй — с одним из центральных колес. На водиле-корпусе размещены и оси редуктора, изменяющего направление вращения, который передает вращения на шестерню, также соединенную с выходным валом.

Весь преобразователь представляет собой промежуточный участок трансмиссии и выглядит как механизм сцепления автомобиля. Диски фрикционной муфты, которые фактически находятся между центральными

колесами и вращаются в одну сторону, силой трения, возникающей между ними, препятствуют вращению колес относительно друг друга и заставляют раскручиваться весь механизм.

В начале движения сателлиты катятся по центральным колесам и передаточное отношение максимальное. При этом есть незначительное проскальзывание во фрикционной муфте. Но оно на два порядка меньше, чем проскальзывание в традиционной муфте сцепления автомобиля. В процессе разгона все большая доля движения будет передаваться через вращение всего механизма, и проскальзывание во фрикционной муфте уменьшается. При этом сателлиты все в меньшей степени обкатываются по центральным колесам. И в конце разгона механизм будет вращаться как одно целое, а частота вращения выходного вала становится равной частоте вращения коленчатого вала. Передаточное отношение равно единице, а проскальзывание во фрикционной муфте отсутствует.

Передаточное отношение механизма изменяется в зависимости от момента сопротивления: чем больше потребная нагрузка, тем больше проскальзывание во фрикционной муфте, тем больше передаточное отношение. Причем с увеличением нагрузки, когда выходной вал тормозится, сателлиты быстрее катятся по центральным колесам, преодолевая силу трения во фрикционной муфте, — передаточное отношение увеличивается. Но на коленчатом валу нагрузка не меняется, потому что она определяется постоянной величиной силы трения во фрикционной муфте. Поэтому и частота вращения коленчатого вала, и крутящий момент двигателя остаются постоянными. Переменными же являются величины передаточного отношения и, соответственно, частота вращения выходного вала и крутящий момент на нем: они автоматически изменяются в зависимости от соотношения потребной и располагаемой мощностей. Это позволяет при разгоне плавно и в очень широком диапазоне изменения скоростей движения почти без потерь использовать единственный, наиболее выгодный режим работы двигателя.

Необходимо еще раз подчеркнуть: несмотря на то, что проскальзывание в начале движения есть, оно в сотни раз меньше, чем в муфте сцепления современного автомобиля. Кроме того, в процессе эксплуатации, вне момента старта, потери на трение также могут иметь место, но они составляют сотые доли процента.

При увеличении водителем мощности двигателя (нажатием на педаль подачи топлива) частота вращения коленчатого вала начинает возрастать, но исполнительный механизм регулятора этой частоты, получив сигнал о начале ее роста, дает команду на более плотное сжатие дисков фрикционной муфты. То есть преобразователь уменьшает передаточное отношение, частота вращения коленчатого вала остается прежней, а темп нарастания частоты вращения выходного вала (приемистость) возрастает. При уменьшении же мощности двигателя все происходит наоборот: исполнительный механизм преобразователя уменьшает силу трения в муфте, и частота вращения коленчатого вала снова остается прежней. Передаточное же отношение

трансмиссии увеличивается, а скорость вращения выходного вала уменьшается.

Таким образом, изменение соотношения потребной мощности и мощности, имеющейся на коленчатом валу, обеспечивается только за счет изменения скорости вращения выходного вала. Это означает, что рассматриваемый преобразователь можно устанавливать на автомобиль взамен сцепления. Ведь он фактически берет на себя все функции последнего. Так, при работе двигателя на режиме холостого хода диски фрикционной муфты разведены, и передачи энергии на выходной вал нет. При увеличении частоты вращения коленчатого вала до оптимальной включается в работу регулятор и соединяет диски с усилием, пропорциональным акселерации. При более сильном нажатии на педаль газа сильнее сжимаются диски, не позволяя частоте вращения ко-

ленчатого вала превысить наиболее выгодную. Двигатель будет работать с установленной водителем отдачей мощности, но с постоянной частотой вращения коленчатого вала. Передаточное отношение будет уменьшаться, а скорость расти до тех пор, пока мощность не сравняется с потребной. Если же она больше потребной для данного режима, то с разгоном, после того как передаточное отношение уменьшится до единицы, частота начнет превышать оптимальную, как это происходит обычно. При дросселировании двигателя на частотах, выше соответствующих минимальным режимам, частота упадет до оптимальной и в заданных пределах регулирования будет оставаться постоянной.

На электротранспорте рассмотренный регулятор прямо с момента старта позволяет использовать синхронный электродвигатель, причем почти без потерь.

УДК 629.017

УСТРОЙСТВО, ПОВЫШАЮЩЕЕ БОКОВУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ АТС

Кандидаты техн. наук М.А. КАРУНИН и В.С. УСТИМЕНКО, Е.В. БАРАНОВА

21 НИИИ МО РФ

Высокая подвижность — одно из основных и обязательных оперативно-тактических качеств военной автомобильной техники. Ее уровень формируется за счет таких показателей, как быстроходность, маневренность, тормозная динамика, проходимость и др. При этом степень влияния того или иного показателя на подвижность в различных условиях эксплуатации тоже неодинакова. Поэтому разработчик, выбирая конструктивные решения, исходит из целевого использования автомобиля и необходимости обеспечить максимальную его эффективность (максимальную подвижность) при решении именно оперативно-тактических задач. Однако на практике сам автомобиль довольно редко участвует непосредственно в боевых операциях. Тогда как в мирное время он выполняет, в основном, чисто транспортные функции. И на первое место здесь выдвигается безопасность движения. А это означает, что водитель вынужден во многих случаях недоиспользовать потенциальные скоростные и мощностные свойства автомобиля. Например, при его движении на повороте, чтобы избежать опрокидывания под действием центробежных сил, так как твердо знает: крен, неизбежно возникающий на повороте, возрастает при после-

дующей деформации рессор и шин. Причем чем "мягче" подвеска и шины, выбранные с целью повышения плавности хода, тем больше вероятность опрокидывания автомобиля.

Но недоиспользование потенциальных свойств последнего — потеря его транспортной эффективно-

сти. Поэтому в последнее время и появились устройства, позволяющие повысить динамическую устойчивость автомобиля путем воздействия преимущественно на его подвеску (упругий элемент). Правда, практика показывает, что не все из таких устройств эффективны, а некоторые, например, устройство с ручным управлением механизмами высотовыравнивающей системы, слишком инерционно в работе, т. е. фактически не решает целевую задачу его использования.

В чем причина такой ситуации? Как показывает анализ, причин не-

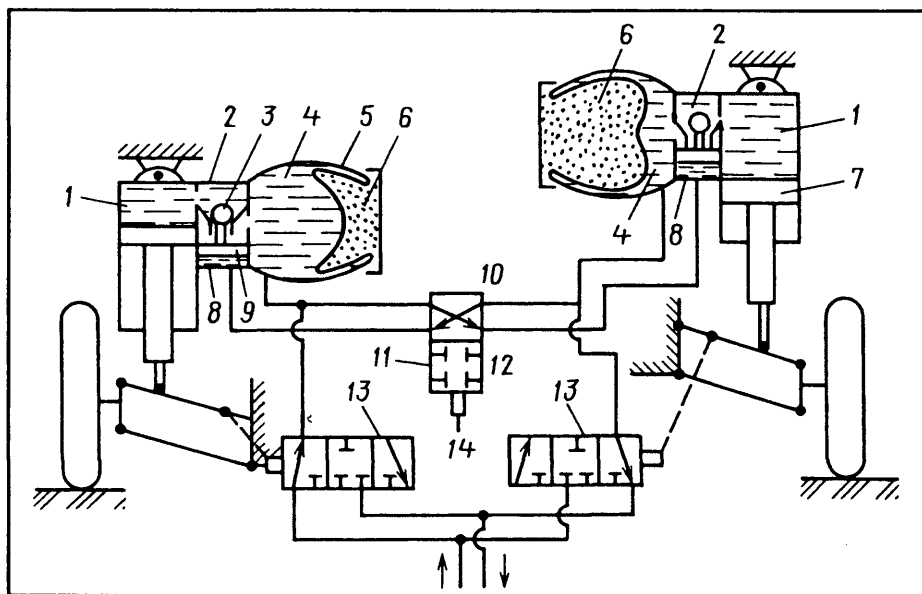


Рис. 1. Принципиальная схема пневмогидравлической подвески с устройством динамической стабилизации АТС по крену:

1 — подпоршневая полость над силовым цилиндром; 2 — гидравлический замок; 3 — клапан; 4 — гидравлическая камера рессоры; 5 — корпус камеры; 6 — пневмокамера; 7 — поршень силового цилиндра; 8 — управляющая полость гидравлического замка; 9 — поршень гидроцилиндра; 10 — первое положение золотника; 11 — золотник; 12 — второе положение золотника; 13 — высотовыравнивающее устройство; 14 — электромагнит

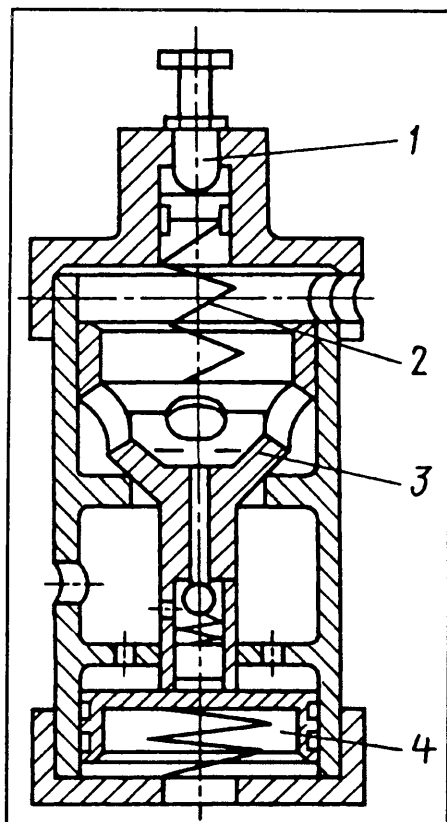


Рис. 2. Конструктивная схема гидравлического замка:

1 — регулировочный винт; 2 и 4 — пружины; 3 — поршень

сколько. Но главная из них состоит в том, что пока еще не отработаны и не узаконены требования к устройствам стабилизации боковой динамики устойчивости АТС. Хотя они, в общем-то, очевидны. Это, во-первых, быстрое действие, соответствующее темпу нарастания крена; во-вторых, работа в автоматическом режиме, т. е. без участия человека-оператора; и в-третьих, наличие дублирующего (аварийного) ручного управления.

Эти требования, как свидетельствует опыт многих фирм, занимающихся разработкой систем стабилизации автомобиля при боковом крене, наиболее полно и просто реализуются на АТС, оснащенных пневмогидравлическими подвесками. Отсюда и нынешние многообразие конструкций таких систем. И, к сожалению, многообразие присутствующих им недостатков. Например, каждая из систем стабилизации, как правило, усложняет конструкцию собственно подвески: в нее вводятся дополнительные упругие элементы, золотники, устройства управления,

гидравлические распределители и т. д.; она изменяет параметры поддрессоривания в процессе работы подвески или полностью ее блокирует при параллельном перемещении колес одной оси; обладает излишней инерционностью при быстрых боковых кренах автомобиля.

Специалисты 21 НИИ МО попытались создать устройство, лишенное перечисленных недостатков и расширяющее возможности пневмогидравлических подвесок. Особенно для АТС с высоким расположением центра масс, характерным для ВАТ. И им это удалось.

Принципиальная схема подвески, оснащенной таким устройством стабилизации крена АТС, приведена на рис. 1. Не останавливаясь на ее элементах, поскольку они понятны из подрисовочной подписи, перейдем к особенностям разработанного устройства.

Первая из них состоит в том, что оно имеет в своем составе гидравлические камеры 4 самих рессор, которые выполняют функции элементов самоконтроля боковой устойчивости. Так, при критическом крене АТС на левый борт (при крутом правом повороте) правая (по схеме) гидравлическая камера рессоры мгновенно передает соответствующий сигнал в управляющую полость 8 гидравлического замка левой рессоры. При этом клапан 3 разобщает гидравлическую камеру 4 и полость 1, благодаря чему подвеска блокируется и прекращается ее дальнейшая деформация. Одновременно включается в работу высотвыравнивающее устройство 13, обеспечивающее горизонтирование АТС.

Чтобы исключить возможный перевод подвески на ее блокировку, когда неподрессоренные массы перемещаются относительно поддрессоренных, например, проезд колесом ямы, золотник 11 переводится электромагнитом 14 в положение 10 в положение 12, в результате управляющая полость 8 замка соединяется с гидравлической камерой 4, принадлежащей одной и той же рессоре. При таком соединении устройство

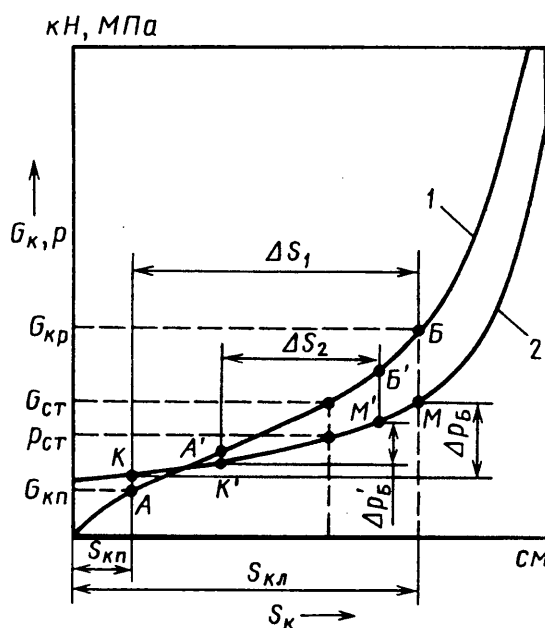


Рис. 3. Зависимости и усилия затяжки пружины (1) и давления (2) над поршнем гидравлического замка от разности ходов подвесок по бортам АТС

выключено из работы и не влияет на параметры поддрессоривания.

При включенном устройстве угол допустимого крена устанавливается регулированием сжатия пружины 2 (рис. 2) его гидравлического замка по величине Δp , показанной на рис. 3.

Например, если крену поддрессоренной массы на угол α_1 соответствует разность ходов подвесок одной и другой сторон АТС, равная ΔS_1 , поршень 3 замка будет находиться под разностью давления $\Delta p'_6$. В случае же необходимости блокирования при меньшем (ΔS_2) ходе подвески, пружины клапанов замка устанавливаются на давление $\Delta p'_6$.

Практическая настройка пружины на допустимый угол крена выполняется на стенде опрокидывания.

Таким образом, устройство поперечной устойчивости достаточно просто по конструкции, безынерционно и работает по принципу самоконтроля. Оно не влияет на работу подвески при связях гидравлических камер упругих элементов с управляющими полостями замков, при которых отсутствует перетекание рабочей жидкости. С его помощью осуществляется лишь передача давления. Но, как показывают расчеты, оно позволяет повысить среднюю скорость движения АТС по неровным и извилистым дорогам не менее чем на 15—20 %.

ВАРИАНТ МОДЕРНИЗАЦИИ КЛАССИФИКАЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

(В ПОРЯДКЕ ОБСУЖДЕНИЯ)

А.А. ХОРЫЧЕВ

Нижегородский ГТУ

Европейская классификация легковых автомобилей, применяемая ныне и в России, недостаточно подробно отражает всю полноту существующих их моделей и модификаций (пикапы, вседорожники и т. д.). Кроме того, отсутствуют верхняя, нижняя границы и единый шаг между классами. Наконец, в ней не используются возможности классификаций как таковых. В частности, возможность использования эвристических классификаций в целях создания новой техники.

Поэтому узаконенную в настоящее время европейскую классификацию предлагается модернизировать. Как — хорошо видно из сравнения рис. 1 и 2, на первом из которых графически изображена европейская классификация, а на втором — предлагаемая. Это введение единого шага размерной классификации, равного 0,3 м, а также верхней и нижней границ классов. Причем в предлагаемый вариант включены все легковые АТС и выполненные на их базе микроавтомобили, минивэны, вседорожники, пикапы и др.

В качестве нижней границы классификации выбрана габаритная длина итальянского концептуального четырехместного однодверного гибридного (с дизелем) автомобиля "Итал Дизайн Бига". Создание мик-

роавтомобилей длиной менее 2 м проблематично в силу как минимум нескольких причин.

Во-первых, из-за неизбежного появления компоновочных проблем с двигателем, грузом, а в отдельных случаях — даже водителем 95 %-го перцентиля и пассажиром. Во-вторых, из-за сложности обеспечения безопасности водителя и пассажиров. В-третьих, сомнительно, что такой сможет успешно выступать в тестах международной независимой ассоциации "Евро НКАР".

Да и необходимости в таких автомобилях нет. Ведь одно из неоспоримых преимуществ компактного автомобиля — возможность его парковки "поперек потока", т. е. перпендикулярно краю проезжей части. Но поскольку ширина обычного легкового автомобиля, как правило, не превышает 1,9 м, то 2 м длины микроавтомобиля вполне достаточно для безопасной стоянки.

Максимальная длина одиночного транспортного средства предписана Директивами ЕС 85/3, 86/860, 88/212, 89/338. Это 12 м.

На рис. 1 и 2 приведены примеры одномерной классификации легковых автомобилей по длине. Но автор на основе данных швейцарского каталога "Автомобили мира-2004", включающего около 2000 моделей и модификаций, в том числе вседорожников, составил двумерные классификации в осях "ширина—длина" и "высота—длина" с частичным учетом типов кузовов (в целях экономии места не приводятся).

Предложение второе: для оценки энерговооруженности легковых автомобилей целесообразно классифицировать их по удельной массе, т. е. отношению снаряженной массы автомобиля к номинальной мощности его двигателя.

Такая классификация, безусловно, нужна. Например, автомобили БМВ 330 и БМВ 745 оснащены двигателями практически одинаковой мощности (соответственно 256 и 248 кВт). Но их снаряженные массы существенно отличаются (1495 и 1860 кг). Следовательно, их удельные массы равны 5,8 и 7,5 кг/кВт. Поэтому очевидно, что они обладают различными тягово-скоростными характеристиками. Если же сравнивать с ними, скажем "Мерседес-Бенц R500", оснащенный двигателем мощностью 224 кВт и имеющий снаряженную массу 2240 кг, то различие еще существеннее: удельная масса последнего равна 10 кг/кВт.

И еще один факт, подтверждающий необходимость классификации по параметру удельная масса: автомобили с кузовом универсал и минивэн обладают наибольшей удельной массой, а с кузовом купе и родстер — наименьшей, что обусловлено не только их снаряженной массой, но и гаммой двигателей, устанавливаемых на них. Из этих закономерностей выпадает лишь концептуальный однообъемник "Бертоне Генезис" с двигателем V12 и удельной массой $\approx 7,6$ кг/кВт (длина \times ширина \times высота: $4475 \times 2000 \times 1520$ мм).

В целом можно сказать, что удельная масса всех выпускаемых легковых автомобилей и вседорожников находится в пределах от 2,07 до 29,08 кг/кВт. Вариант одномерной их классификации по данному критерию приведен на рис. 3, где А—Р — классы удельной массы, причем А — резервный класс.

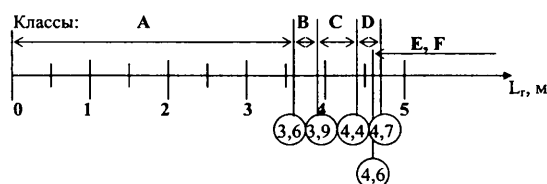
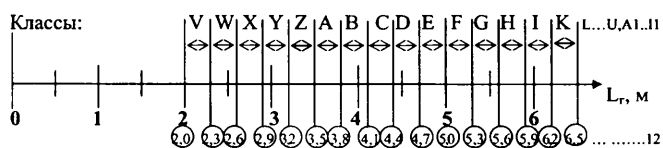


Рис. 1. Графическое представление европейской классификации легковых АТС



Тип кузова	Классы легковых АТС и их удельная масса (кг/кубт)																				
	A (до 1,99)	B (2-3,99)	C (4-5,99)	D (6-7,99)	E (8-9,99)	F (10-11,99)	G (12-13,99)	H (14-15,99)	I (16-17,99)	K (18-19,99)	L (20-21,99)	M (22-23,99)	N (24-25,99)	O (26-27,99)	P (28-30)						
Седан	-	1E	2D; 4E; 4F	12D; 5E; 11F; 1H	1C; 26D; 38E; 20F; 2G	4C; 40D; 45E; 22F; 4G; 1H	1B; 12C; 48D; 36E; 4F; 1H	3B; 19C; 42D; 14E	2B; 9C; 20D; 10E	2B; 6C; 7D; 4E	3B; 5C; 3D; 1E	2B; 6C	2B; 2C	-	-						
Универсал	-	-	-	1A; 1B; 1C; 2D; 3E	4A; 3C; 5D; 11E	2A; 4B; 5C; 11D; 19E; 1F	9A; 6B; 17C; 20D; 12E; 1F	1Z; 8A; 11B; 21C; 22D; 9E	1X; 1Z; 11A; 7B; 19C; 10D; 6E	1X; 7Z; 9A; 9B; 6C; 8D; 4C; 2D; 1E	12A; 9B; 4C; 2D; 1E	2A; 3B; 5C; 1D; 1E	2A; 1B; 1C	1D	1D						
Универсал вседорожный	-	-	-	-	2E	1D 1E	2F	1D 2E	-	-	-	-	-	-	-	-					
Хэтчбек	-	-	1C; 2E	2C; 3D; 2E; 2F	6B; 10C; 11D; 11E; 2F	4B; 16C; 20D; 10E; 2F	1A; 7B; 24C; 35D; 20E; 2F	10B; 25C; 22D; 9E	1A; 6B; 13C; 18D; 7E	6B; 8C; 7D; 1E	6B; 4C; 4D; 1E	2B; 5C; 1D	3C; 2D	-	-	-					
Купе (купе- родстер, купе- тарга)	-	4C; 5D; 1E	5C; 13D; 6E	3A; 1B; 1C; 8D; 7E	1A; 2C; 6D; 5E; 1F	2C; 5D; 3E; 2F	2C; 8D; 4E	1C; 2D	-	-	-	-	-	-	-	-	-				
Родстер, "гор- педо"	-	1C; 3D	3Z; 1A; 6B; 2C; 8D	1A; 4B; 5C; 1D	1A; 7B; 1C; 1E	2Z; 7B; 1C	2Z; 2B; 1C	1A	2Z	-	-	-	-	-	-	-					
Фэзтон, фа- эгон-купе	-	1C	4D	1A; 6D; 1E	1A; 1C; 5D; 3E	1B; 1C; 5D; 2E	1A; 1B; 1C; 5D; 2E	3B; 3C; 4D; 1E	1A; 1B; 1C; 1D	1A	1B	1B	-	-	-	-	-				
Лимузин, пульман-ли- музин	-	-	-	1H; 1I	1I	-	-	1K	-	-	-	-	-	-	-	-	-				
Пикап цель- нометалличе- ский	-	-	-	2F; 3G	4F; 3G	3G	-	-	-	1B	-	1D	1D	2C	-	-	-				
Пикап борто- вой	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1C	-	1C	1D				
Пикап вседо- рожный бор- товой	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			
Фургон: пассажир- ский	-	-	-	-	-	-	-	1B; 2C	3C	2B; 3C	3C	3B; 1C; 1D	4C	1C	1C	1C	1C	1D			
грузовой	-	-	-	-	-	-	-	-	1B; 4C	3B; 6C 2D	3C; 4D	2B; 1C; 2D	1B; 4C; 1D	1B; 5C	2C; 1D	2C; 1D	2C; 1D	2C; 1D			
Компактвэн	-	-	-	-	-	3A	1W; 1A	1Z; 7A	1W; 4Z; 4A	1Z; 2A	1W; 2Z; 6A	1Z; 1A	1W	-	-	-	-	-	-		
Микровэн	-	-	-	-	-	1C	3B; 7C	7B; 16C	10B; 17C	8B; 7C	2B; 4C	4B; 1C	1B; 1C	-	-	-	-	-	-		
Минивэн	-	-	-	-	-	4D; 11E; 2F	9D; 10E; 8F	11D; 10E; 2F	7D; 7E	6D; 8E; 1F	3D; 4E	-	3D; 1E; 1F	-	-	-	-	-	-	-	
Минивэн- фургон	-	-	-	-	-	-	-	1D	1E	2D	3D	-	-	-	-	-	-	-	-	3D	
Микроавтобус	-	-	-	-	-	-	2E	-	1E	-	1F	1E	1E	1E	-	-	-	-	-	-	
Однообъем- ный	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1Z

Тип кузова	Классы внедорожников и их удельная масса (кг/кВт)														
	A (0—1,99)	B (2—3,99)	C (4—5,99)	D (6—7,99)	E (8—9,99)	F (10—11,99)	G (12—13,99)	H (14—15,99)	I (16—17,99)	K (18—19,99)	L (20—21,99)	M (22—23,99)	N (24—25,99)	O (26—27,99)	P (28—30)
Седан	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Универсал	—	—	—	2D	1A; 2C; 3D; 6E; 3F; 2G	3A; 5C; 13D; 14E; 5F; 1G	1A; 3B; 9C; 12D; 10E; 4F; 2H	1A; 3B; 5C; 9D; 7E; 1F; 1H	3A; 2B; 4C; 9D; 6E	1Z; 2A; 2B; 3C; 6D; 2E	1Z; 1B; 1C; 5D; 4E; 1F	1Z; 1D	—	—	—
Хэтчбек	—	—	—	1E	2D; 3E	1D; 3E	1D; 1E	2D	1D	—	—	—	—	—	—
Купе (купе-родстер, купе-тарга)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Кабриолет-ландо	—	—	—	—	—	—	3C	—	1Z; 1C	1C	—	—	—	—	—
Родстер, "горпедо"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Фазтон	—	—	—	—	—	1B	1B	—	—	2Z	—	—	—	—	1Z
Лимузин	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Пикап, в том числе бортовой	—	—	—	1F	4F; 3G; 9H; 3K	5E; 4F; 5G; 9H; 5K	1E; 4F; 1H	2F; 1G; 2H; 1K	2E; 1G; 1H; 1K	2E; 4F	1D; 1E; 2F	1C; 3D; 3E; 2F	1C; 2E; 1F	—	—
Фургон пассажирский	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Компактвэн	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Микровэн	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Минивэн	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Микроавтобус	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Однообъемный	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Как видим, буква "J" здесь не используется, поскольку она по написанию совпадает с буквой "I". (Кстати, от нее следует отказаться и в размерной классификации.)

Шаг классификации выбран исходя, с одной стороны, из желания наиболее подробно описать всю гамму автомобилей, выделив наиболее и наименее энерговооруженные, а с другой — обеспечить минимально необходимое число классов.

Автор построил не только двухмерную, но и трехмерную классификацию легковых автомобилей по удельной массе — табл. 1 и 2. (В головках этих таблиц — границы классов по удельной массе в кг/кВт; в наименованиях строк — типы кузовов; в пересечениях строк и столбцов — число представителей размерных классов по предлагаемой размерной классификации.)

Данная классификация составлена с учетом гаммы двигателей, которыми оснащаются конкретные серийные модели, в нее не вошли лишь устаревшие модели автомобилей, выпускающиеся в Индии, Югославии, Малайзии и России, а также "репликеры" — автомобили, дизайн которых подражает автомобилям начала XX века.

На базе табл. 1 и 2 автор построил диаграммы и графики распределения легковых АТС класса D_p и всех минивэнов по классам удельной массы, хэтчбеков в классе $F_{ум}$, распределения легковых АТС по типам кузовов в классе $D_{ум}$, в классе C_p и т. д. И включил в число этих параметров стоимость автомобиля. Причем сделал это не случайно: такие построения позволяют создать маркетинговые карты первичного и вторичного автомобильных рынков, связав их с социальной стратификацией общества, с целью определения необходимых объемов производства модели с тем или иным типом кузова, имеющей заданную удельную массу и относящуюся к той или иной ценовой категории и т. д. Сопоставив график фактических объемов выпуска

конкретной категории АТС с распределением общества по уровню доходов на протяжении интересующего отрезка времени, можно спрогнозировать потребности данного общества во вполне конкретных АТС в заданный (настоящий или будущий) момент времени.

Что дает предлагаемая классификация? Она, во-первых, позволяет сравнивать максимально схожие по ряду характеристик (габаритные размеры, типы кузовов, снаряженная масса, мощность двигателей) автомобили различных производителей, а не интуитивно подбирать их, скажем, для тест-драйвов; во-вторых, на стадии разработки технического задания упрощает формулировку задачи: классы проектируемого легкового АТС (размерный, по удельной массе, стоимости) дают возможность представлять себе всю гамму конкурентов в весьма узком диапазоне, выявить (до затрат на проектирование) несоответствие параметров будущего автомобиля классификации, что может иметь как положительные последствия (создание автомобилей в классе, не содержащем серийных образцов; с новым типом кузова и т. п.), так и отрицательные (создание автомобиля, характеристики которого не соответствуют заявленной ценовой категории); упрощает подбор ряда комплектующих при проектировании автомобиля и в предпроектных исследованиях. Как следствие — снижает вероятность появления неконкурентоспособного автомобиля, который не будет пользоваться спросом на близком к насыщению автомобильном рынке.

Полученные результаты могут быть использованы на всех стадиях жизненного цикла легкового АТС — при его проектировании, эксплуатации и утилизации. То есть предлагаемая классификация — своего рода "периодическая система" легковых АТС и их кузовов, дающая возможность предсказать появление новых вариантов их исполнения.

АЛГОРИТМ ФОРМИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КУЗОВА

Д-р техн. наук А.Н. ЕВГРАФОВ, А.В. КУТЯЕВ

Московский ГИУ

Автомобиль — промышленное изделие, предназначенное для непосредственного использования человеком. То есть он — составная часть системы "автомобиль—человек". С другой стороны, при своем функционировании физически взаимодействует с окружающей его средой, таким образом, он — элемент системы "автомобиль—среда". Наконец, он взаимодействует с дорогой, являясь элементом системы "автомобиль—дорога". В итоге образуется система более высокого иерархического уровня — "автомобиль—человек—среда—дорога".

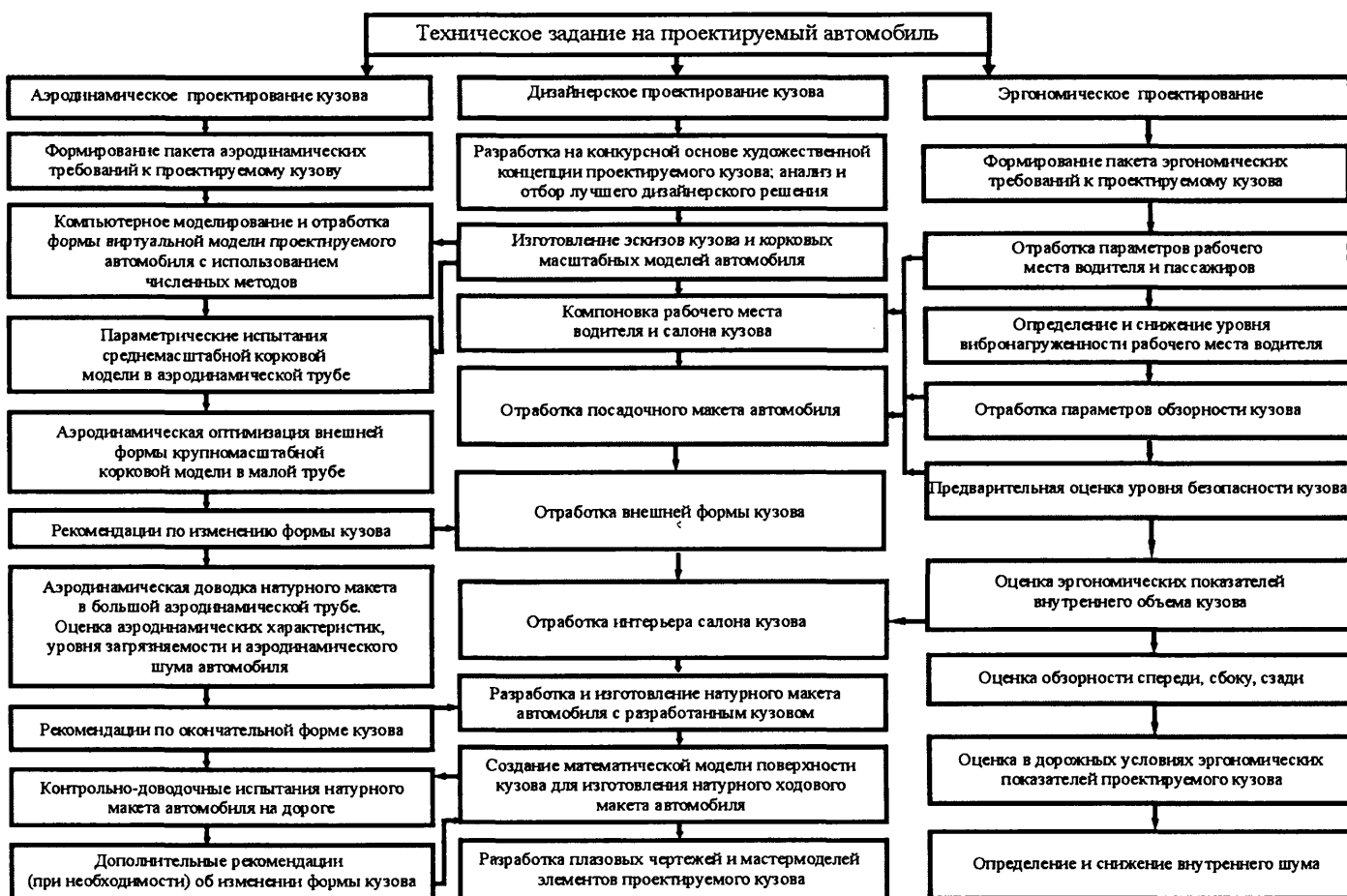
Данное обстоятельство, безусловно, учитывается при создании новых АТС. Например, каждый конструктор очень тщательно прорабатывает такие вопросы, как взаимодействие автомобиля с дорогой и чело-

века с автомобилем. В частности, добивается, чтобы затраты энергии на движение были минимальными, а само движение на всех режимах — устойчивым: чтобы человек, сидящий за рулем, не испытывал больших физических и психологических нагрузок и т. д. Однако один из элементов названной выше системы, среда, к сожалению, до недавнего времени оставался, по существу, вне интересов разработчиков АТС. Дело ограничивалось лишь проблемами загрязнения среды — вредными составляющими отработавших газов ДВС и внешним шумом.

Правда, сейчас положение начинает меняться. Все больше специалистов сходятся во мнении, что главное взаимодействие современного скоростного легкового автомобиля со средой осуществляется че-

рез его кузов. И характер этого взаимодействия часто аэродинамический, отсюда делается вывод: при проектировании кузова необходимо ориентироваться не только на его чисто зрительное восприятие. Да, форма кузова была и остается своеобразным интегральным показателем совершенства автомобиля. Но его художественное конструирование уже нельзя сводить лишь к определению художественно-конструкторской концепции создаваемого автомобиля и отрабатывать форму кузова исключительно на основе эстетических соображений и требований. Потому что форма, геометрические параметры кузова, а также его расположение относительно поверхности дороги решающим образом влияет на аэродинамические и эргономические характеристики автомобиля, от которых, в свою очередь, самым существенным образом зависят такие его важнейшие показатели, как безопасность, динамичность, топливная экономичность, комфортабельность, конкурентоспособность.

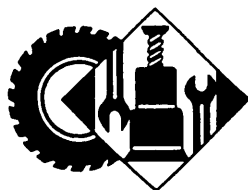
Учитывая сказанное, авторы предлагают новый алгоритм формо-



образования кузова современного легкового автомобиля. Он, как видно из рисунка, включает три выполняемых параллельно направления проектирования — аэродинамическое, художественное и эргономическое. При этом начинать такое проектирование необходимо с самой ранней стадии художественного конструирования автомобиля. Потому что следующие стадии этого проектирования (изготовление полноразмерного пластилинового ма-

кета, его образмеривание, подготовка плановых чертежей и т. д.) практически исключают возможность каких-либо существенных доводочных работ по аэродинамике и эргономике автомобиля. В результате спроектированные по традиционному алгоритму отечественные автомобили зачастую не соответствуют заложенным в техническом задании нормам по расходу топлива, динамике, управляемости, устойчивости, обзорности и т. п. Предлагаемый же

алгоритм резко уменьшает вероятность расхождения между требованиями технического задания и показателями опытного образца автомобиля, поскольку, хотя каждая ветвь алгоритма и имеет свои этапы, но между ветвями идет непрерывный обмен информацией. Следовательно, на последующие стадии проектирования поступают уже отработанные и согласованные решения по форме кузова.



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.113.004.5(03)

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОМОЩЬЮ МОДЕЛЕЙ РИСКОВ "КАТАСТРОФ"

Канд. техн. наук В.В. КОМАРОВ, д-р техн. наук Е.А. КУКЛЕВ

Создание систем обеспечения безопасности в автотранспортных системах (автодорожных комплексах) для России весьма и весьма актуально. Статистика ДТП показывает, что такая характеристика опасности автотранспортных средств (АТС) и особенностей их эксплуатации, как относительная (в расчете на 100 тыс. жителей) смертность от ДТП за год, в нашей стране вдвое выше, чем, скажем, в Канаде, странах ЕС, США и др. Причем по регионам (городам, областям) она изменяется незначительно. И даже то, что в названных странах средний, по сравнению с Россией, срок эксплуатации АТС меньше, их технический уровень выше, лучше развита и дорожная инфраструктура позволяет только уменьшить количество жертв. Так же как появление на российских дорогах АТС зарубежного производства не исправляет ситуацию. То есть в автотранспортных системах заложена "катастрофа", которую пока не удастся предотвратить имеющимися техническими средствами. Иначе говоря, проблема безопасности АТС гораздо сложнее. И для ее решения необходимы новые методы и инструментальные средства. Причем начинать, с точки зрения авторов, нужно с элементарного — единых определений понятий "безопасность" и "риск". Потому что здесь, как говорится, сколько авторов, столько и точек зрения.

Например, в федеральном законе "О техническом регулировании" безопасность продукции, процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации изделий и машин трактуется как *состояние*, при котором отсутствует недопустимый риск, связанный с причинением вреда жизни или здоровью граждан и животных, имуществу физических или юридических лиц, государственному или муниципальному имуществу, окружающей среде и растениям. Недостаток такого определения очевиден: если "безопасность" — *состояние*, то должен существовать набор показателей, его характеризующих. А этого нет. То есть формулировка говорит о том, чего нет. Поэтому никак не может служить инструментом повышения безопасности АТС. Думается, в этом случае более информативным будет понятие "*приемлемый риск*". Тогда

математически строго можно применять такую практически понятную и измеряемую характеристику, как "безопасная система", под которой понимается "опасная система", в которой потенциальный (расчетный) риск меньше или не превышает приемлемого уровня.

С позиций такого определения становится понятным, почему до сих пор, например в России, число погибших в ДТП за последние 15 лет очень медленно уменьшалось, колеблясь в интервале 28—35 тыс. человек ежегодно: общество и органы власти считали потери приемлемыми. Однако сейчас положение изменилось. Федеральная целевая программа "Повышение безопасности дорожного движения в 2006—2012 годах" ставит целью сократить к 2012 г., по сравнению с 2004 г., число погибших в ДТП в 1,5 раза, т. е. до 23 тыс. человек. Другими словами уровень риска, существовавший в 2004 г. и приводивший к гибели 34,5 тыс. человек в год, сегодня неприемлем.

Однако, повторяем, в автодорожном комплексе до сих пор фактически не используются либо используются в "вольном" толковании сами понятия "безопасность" и "риск". И нельзя сказать, что из-за отсутствия соответствующей информации. Например, в гражданской авиации уровень приемлемого риска в ~30—50 раз меньше, а в МЧС существует детальная градация этого показателя применительно к ситуации. Есть и рекомендации международных документов типа стандарта ИСО-8402, которые пока не находят широкого применения. В автодорожном комплексе принято, что официального утверждения типа АТС вполне достаточно для обеспечения "некоторой безопасности". При этом годность АТС для фактических условий эксплуатации и их надежность не оцениваются.

Неразрешенности данной простой, казалось бы, проблемы способствует и то обстоятельство, что она очень неоднозначно решается и в теории. Так, в некоторых работах даются, по существу, противоречащие друг другу определения понятия "безопасность": "безопасность" — способность не переходить в "опасное состояние" и "безопасность — это состояние".

Далее. Многие отождествляют понятия "надежность" и "безопасность". Что совершенно ошибочно: надежность — свойство технических систем, а безопасность — характеристика их состояния.

Теперь что касается понятия "риск". Здесь разночтений меньше. У одних это событие, у других — вероятность события при ущербе. Вместе с тем есть довольно обоснованные рекомендации ВНИИНАША: риск это сочетание частоты (не обязательно вероятности) события и ущерба. (Например, сочетание дается в форме аддитивной скалярной свертки, ха-

рактизирующей некоторые средние потери в системе на множестве результатов испытаний.) То есть, определена мера значимости риска или опасности. Чего, к сожалению, никто не заметил в сфере безопасности автотранспорта.

В ряде рекомендаций совершенно не стыкуются понятия "живучесть" и "неуязвимость", хотя по смыслу это одно и то же и может быть описано математически с помощью соответствующих тождественных преобразований.

И еще одно предварительное замечание.

Известный математический аппарат логико-вероятностного моделирования привлекателен для применения на практике, поскольку дает возможность автоматизации вычислительных процедур. Однако следует иметь в виду, что по постановке задачи его сущность базируется на упрощенных частных положениях, которые не всегда соответствуют аксиоматике вероятностных пространств по А.Н. Колмогорову. Кроме того, метод Р-полиномов методически при многомерном пространстве рисков факторов дает значительную погрешность. Да и байесовский подход также может давать недостоверные результаты, когда вероятность событий типа "авария" и "катастрофа" близка к нулю, что и наблюдается на практике, если задачи по оценке безопасности движения рассматриваются в строгой постановке.

Нельзя не отметить еще одно обстоятельство, активно обсуждаемое в методе логико-вероятностного моделирования при определении физических условий возникновения "аварии" и "катастрофы" с помощью формулы логического анализа факторов, действующих на систему, и откликов (реакций) системы на воздействия. Например, логическое условие физического события ("катастрофа") основано на предположении, что функциональный отказ типа "катастрофа" (определение введено авторами данной статьи) есть критическая "дизъюнкция конъюнкций" логических признаков только критических отказов (факторов и реакций), которые в совокупности привели систему к критическому состоянию Q_c . При этом вероятность $P(Q_c)$ опасного класса состояний $Q_c \subset Q$ системы, эквивалентного возникновению события "катастрофа", формально определяется просто — как вероятность P класса или подмножества событий Q_c из вероятностного пространства U . Однако в теории логико-вероятностных моделей понятие "вероятности события" некорректно подменяется термином "вероятности истинности высказывания". Принимается, что

$$Q_c = \{q_i | y_i = 1\}; \quad P(Q_c) = P(Q_c | y_i = 1).$$

Но оператор "вероятности" может быть применен только к событиям в некоторых вероятностных пространствах. Поэтому корректной следует признать следующее высказывание $P(Q_c \subset E \subset U) \Leftrightarrow P(Q_c \subset E \subset U | y_i(Q_c) = 1)$, где $y_i(Q_c) = 1$ — логическое высказывание-условие в некоторой форме, которое следует учесть; Q_i — гиперпространство, которое образовано декартовым произведением дискретных пространств X_i , характеризующих свойства и структуру исследуемой системы $q_i \in Q$.

Главной ошибкой системы оценки безопасности АТС на базе традиционных подходов, разрабатываемых в теории надежности, является некорректное построение дискретного пространства исходов при испытаниях сложных систем, которые задаются с помощью множества элементов, не являющихся генеральной совокупностью.

Учитывая сказанное, авторы предлагают новую схему решения проблемы оценки безопасности и рисков ДТП в автотранспортном комплексе, основанную на международных стандартах. Схему, которая позволит избежать противоречий в трактовке разных определений и понятий в рассматриваемой области и, кроме того, обеспечить гармоничное сочетание требований к надежности АТС с требованиями по их безопасности.

Каковы же исходные соображения для предлагаемой схемы?

Первое из них состоит в том, что неработоспособное АТС может быть безопасным, а работоспособное — опасным. Например, работоспособное при движении по закруглению дороги со скоростью большей критической по боковому сколь-

жению для фактического коэффициента сцепления может перейти в неконтролируемый занос с последующим ущербом (опрокидыванием). Точно также и с торможением. Во-вторых, отказ систем, узлов и агрегатов АТС может стать поражающим (рискованным) фактором в цепи событий, приводящей к ущербу. С другой стороны, все системы АТС подвержены отказам. Однако это не означает, что они не могут функционировать безопасно.

Как видим, реальность противоречива. Значит, нужно стараться это противоречие устранить или хотя бы "сгладить" с помощью технических средств самого АТС (АБС, ПБС, системы стабилизации, подушки и ремни безопасности, бесколесные стекла и т. п.), соответствующей организацией дорожного движения (ограничением скорости), дорожной инфраструктурой (отбойники, уловители и пр.).

Если говорить в целом, то достаточно распространенная схема структуризации сценария рискованной ситуации по степени опасности может быть представлена в виде следующей цепочки: "нормальное функционирование—отклонение—опасная ситуация—критическая ситуация—повреждение (ущерб)".

Такая цепочка, безусловно, реальна. Но для ее исследований авторы предлагают более интересную, на их взгляд, не традиционную, схему. В ней рассматриваются системы, определенные в пространстве дискретных состояний, которые сменяются в результате проявления поражающих факторов внешней среды. Безопасность определена как особое состояние автотранспортной системы, где расчетный (потенциальный) риск неблагоприятных событий не превышает приемлемого уровня. Причем модели рисков построены на основе аксиоматики вероятностных пространств по А.Н. Колмогорову, что позволяет сформулировать положения единого подхода к оценке безопасности атомных станций, полетов воздушных судов, ракетно-космических и автотранспортных комплексов, в экономике и бизнесе. Исследования ориентированы на обеспечение безопасности в условиях возможности возникновения катастроф, их цель — изучение катастрофических рисков. При этом утверждается, что методы теории надежности не позволяют непосредственно оценивать уровни системной безопасности, поскольку в теории надежности главным является принцип "отодвигания" по времени момента наступления катастрофы. Тогда как надо определить условия возникновения катастрофы с оценкой возможных ущербов. Вывод: это можно сделать, если использовать единый (системный) подход к исчислению рисков.

Исходные соображения при данном подходе: в структурно-сложных системах "заложена катастрофа", условия возникновения которой могут быть корректно выявлены в рамках логико-вероятностной схемы оценки надежности, используемой И.А. Рябининим, А.С. Можаявым и Е.Д. Соложенцевым; обобщение некоторых известных результатов разработки математических моделей риска с целью внесения изменений в формулировки определений, принятых в действующих стандартах безопасности, менеджмента риска и надежности; признание некорректности термина "вероятность истинности высказывания" об изучаемых явлениях, принятого в теории логико-вероятностных моделей, подменяющее корректное понятие "вероятность события".

Теперь о существе дела.

Некоторые явления, объясняющие природу возникновения опасностей и катастроф, "угроз" и "вызовов" в транспортных комплексах и вообще в сложных человеко-машинных системах, можно, как показал анализ, изложить с позиций теории рисков. Дело в том, что безопасность человеко-машинной системы трудно (а иногда и невозможно) количественно оценить в рамках теорий надежности и вероятностей. Причины — неясность схем изучения маловероятных и редких событий, отсутствие достоверной статистической информации, сложность интерфейса эргатической системы.

Так, теореме о полной вероятности событий для исследования процессов в человеко-машинной системе применить практически невозможно из-за вычислительных трудностей и многомерности пространства исходов. Хотя именно в таких

системах при редких рискованных ситуациях маловероятная ошибка человека-оператора может стать причиной больших ущербов. В связи с этим авторы принимают, что риск R — случайное, опасное, нежелательное, с последствиями в виде ущерба H событие $A_i = A$. Оно рискованное, если имеющимися техническими средствами необходимой безопасностью обеспечить в некотором вероятностном пространстве нельзя.

Авторы для решения данной проблемы предлагают использовать многомерную оценку \bar{R} риска R в виде формулы $\bar{R} = \mu_1, \mu_2, \bar{H}/\Sigma_0$, где μ_1 — известная мера случайности появления рискованного события, например, с оценкой этой меры через вероятность ($\mu_1 = \mu_p$) или эквивалентный показатель v_R в виде относительной частоты $\mu_1 \sim v_R$ появления события; μ_2 — оценка опасности ситуаций, возникающей в системе в связи со сложностью ее структуры; \bar{H} — оценка ущерба; Σ_0 — комплекс условий, определяющих функционирование системы и ее структуру. И здесь есть своя логика, причем безупречная.

Рискованное событие A представляет собой класс $A \equiv R = UR_p$, составленный из несовместных частных рисков R_j либо, что — то же самое, из альтернативных событий или способов попадания системы в катастрофическое состояние заданного типа. Поэтому в первом приближении ущерб от катастрофы считается постоянной ($\bar{H} = \text{const}$) величиной для всего выделенного класса R . (Например, H — материальные и моральные потери, возникшие в результате ДТП по разным причинам.) Мера μ_1 , по определению, есть вероятность класса $\mu_1 = P(R_j) \equiv \mu_p$, где $j = 1, 2, \dots, n_R$ (на практике $\mu_1 \sim \mu_p$ — некоторый коэффициент риска, например, нормированная частота возникновения ДТП).

Сформулированные таким образом положения вытекают, по сути, из концепции "дерева отказов", определяющего пути попадания системы в одно и то же состояние — "катастрофу" с фиксированным ущербом.

Комплекс условий Σ_0 определяет степень деформации структуры системы на момент начала развертывания рискованных сценариев и также может содержать признаки (коды) внешней среды, вызывающие лавину "отказов" и т. п. К примеру, этот комплекс есть дизъюнкция экспертных признаков опасности в виде $\Sigma_0 = (e_0 \vee e_1 \vee e_2)$, где $e_0 = 1$ — "норма"; $e_1 = 1$ — "опасно"; $e_2 = 1$ — "крайне опасно" ("катастрофическое состояние").

Приведенная выше формула через вероятность события $\mu_1 = \mu_p$ и ущерб отражает достаточно устоявшиеся способы двумерной оценки рисков: $\bar{R} \sim (\mu_1, \bar{H})$. Но поскольку в случае вероятности катастрофы "почти нуль" ($\mu_1 \approx 0$) подобная оценка практически ничего не дает, то возникают проблемы "старта на авось". Чтобы спасти положение, для использования этой формулы необходимо получить информацию о предполагаемой опасности из других источников, т. е. по μ_2 .

Данная формула, и это следует отметить особо, представляет собой трехэлементное множество и не является вектором, и к скалярной свертке это множество можно свести только в частных случаях. Причины: во-первых, здесь усреднение ущерба по вероятности не имеет смысла, так как катастрофические события носят единичный характер, тем более что $\mu_1 \approx 0$; во-вторых, мера μ_2 риска второго рода не зависит от вероятности событий и представляет собой объективную характеристику опасности, заложенную в структуру системы.

Таким образом, задача заключается в том, чтобы найти, с учетом структуры системы и комплекса условий Σ_0 , способы вычисления меры риска первого рода, т. е. μ_1 , или меры опасности второго рода, т. е. μ_2 .

В некоторых распространенных формулировках (таких, как "риск навредить ...", "риск заболеть ...", "имеется множество" или "спектр рисков ..." и др.) со здоровой очевидностью подразумевается, что "риск — это какая-то опасность ...", т. е. что может произойти нежелательное событие с вредными последствиями. И по мнению авторов, понятие "опасность" нужно отразить в математических моделях рисков именно в таком смысле. Кроме того, в понятии "риск" четко сделать акцент на то, что "риск" имеет отношение к возможному проявлению "неопределенных событий" (неопределенных исходов-

событий в развивающихся ситуациях) с отрицательными последствиями. В связи с чем перспективным представляется обоснование правомерности толкования понятия "риск" в смысле "событие". Как это четко определено в страховом деле: "риск разорения страховой компании — это случайное событие, состоящее в том, что сумма затребованных выплат превысила наличный капитал страховой компании".

Далее. Общепринятые определения видов рисков (индивидуальные, социальные, политические, финансовые, экологические, техногенные) при использовании предлагаемого единого подхода обозначают всего лишь признаки области применения концепции риска при оценке возможностей проявления опасности в системах. Но для составления математических моделей этого мало. И положения единого подхода к исчислению рисков должны быть следующие.

Риск нужно трактовать как случайное событие (не "вероятность"), которое может быть или не быть с сопутствующим ущербом в изучаемых явлениях или при некоторых испытаниях систем. При этом риски различной природы следует трактовать не просто как случайные, но и как дискретные события с двойственными свойствами в виде случайности и обязательного проявления негативных последствий в форме определенного ущерба.

Такие события могут быть корректно описаны в рамках аксиоматических положений теории вероятностей А. Н. Колмогорова, включающих использование σ -алгебры E элементарных дискретных событий — исходов $\omega_j \in \Omega$, $A(\omega_j) \in E$ в вероятностном пространстве U . Другими словами, модель риска — модель дискретного события в вероятностном пространстве. Формула, приведенная выше, позволяет корректно ввести понятие величины ущерба в модель рискованного события (в этом суть одной из проблем).

Теперь о некоторых особенностях модели риска.

1. Дискретное элементарное событие ω_j или класс $A(\omega_j/q_j) \in \Omega \subset E$ событий определяются как результат смены $q_{j1} \rightarrow q_{j2}$ некоторых дискретных состояний системы $q_j \in Q$, являющихся точками в гиперпространстве Q , которое образовано декартовым произведением дискретных пространств X_i , характеризующих свойства и структуру исследуемой системы.

2. Показатели оценки величины (значимости) рисков R рассчитываются на основе исходного понятия оценки риска R на двух- ($\bar{R} = \mu_1, \bar{H}/\Sigma$) или трехмерном ($\bar{R} = \mu_1, \mu_2, \bar{H}/\Sigma_0$) множествах комбинаций некоторых элементов.

3. Причины аварий или катастроф высоконадежных систем — неблагоприятные сочетания внешних поражающих воздействий, сведенных в Σ_0 , и реакций системы на эти воздействия, соответствующих позициям теории надежности (например, в форме отказов).

4. Проявление в системе человеческого фактора и оценка обусловленного им риска катастроф определяются в соответствующих вероятностных пространствах (первая из приведенных выше формул) с учетом комбинаторики событий, без вычисления значений соответствующей вероятностной меры μ_1 , поскольку данная мера рассматриваемых явлений в подобных случаях недостаточно информативна.

5. Алгоритмическую основу процедур оценки катастрофических рисков как редких событий составляет метод комбинаторного анализа по μ_2 в целях случайных событий, ведущих к катастрофе.

Из формулы для многомерной оценки \bar{R} риска R логично вытекает обоснование матричной формы определения значимости рисков. Но на уровне экспертных оценок это оставалось в основном неясным. При рассмотренном же подходе данная неясность автоматическим образом устраняется. Что хорошо видно из матрицы (см. рисунок), касающейся гражданской авиации и взятой из публикаций специалистов корпораций "Эйрбас" и "Боинг". На этой матрице, как видим, введено всего пять градаций нечетких оценок с заданным индексом опасности, отражающие возможность возникновения события и условное (экспертное) значение меры последствий. Но матрица, безусловно, гораздо более информативна, чем экспертное

Risk Assessment Tool		Severity of Potential Adverse Effects		
Probability of occurrence		High	Medium	Low
High		2	3	
Medium	2	3	4	
Low	3	4	5	

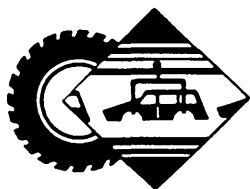
заключение: 1 — опасность очень высокая; 2 — высокая, 3 — средняя, 4 — низкая, 5 — очень низкая.

Рассмотренная выше схема оценки уровня безопасности и управления рисками при едином подходе могла бы стать (и, думается, станет) основой реализации принципа построения системы обеспечения безопасности в автомобильном комплексе. И должна заменить традиционную в теории надежности схему отождествления понятий "риск" и "вероятность некоторого события". Схему, которая в случаях изучения "управляемых рисков" и маловероятных редких событий, явно неконструктивна. Для оценки значений (уровней) рисков разумнее использовать две (первого и второго родов) разнородные по

смыслу меры риска, отражающие двойственность свойств риска как события с некоторой мерой (μ_1) случайности или возможности появления риска и как степень (μ_2) опасности состояния или процесса. Измеримость случайных событий исключает особый класс катастроф с "игровой неопределенностью" и позволяет им остаться в классе событий, мера случайности которых подчиняется закону больших чисел (даже при вероятности "почти нуль"). При этом появляется возможность изучать всего лишь один риск — рисковое событие, но с различными мерами, вместо многих рисков, рассматриваемых в большинстве работ.

И последнее. Методика решения задач по оценке безопасности систем с помощью марковских цепей совершенно не согласуется со стохастическими моделями рисков как случайных (редких) событий, поскольку матрицы переходов найти практически невозможно, а достоверности значений переходных вероятностей (или интенсивностей отказа систем через среднее время наработки на один отказ) чрезвычайно низки. Можно также отметить, что рисковые цепи событий в виде сценариев не являются марковскими по существу. При этом вероятность рискового события типа "катастроф" почти равна нулю.

Главная же ошибка традиционных, основанных на теории надежности, методов оценки безопасности систем состоит в том, что дискретное пространство исходов при испытаниях сложных систем в ряде случаев строится некорректно: исходы задаются с помощью множества элементов, не являющихся генеральной совокупностью. Рассмотренные предложения этого полностью лишены.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.1.018.7

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ РАЗМЕРНАЯ ЦЕПЬ КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ СБОРКИ ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТРОЛЛЕЙБУСА

К.Н. КАРМАНОВ
Оренбургский ГУ

Выходные параметры центральной передачи троллейбуса, как и любого механизма, предназначенного для передачи крутящего момента или усилия, обеспечиваются путем реализации его конструкторской размерной цепи — цепи размеров его независимых элементов (деталей), участвующих в передаче момента или усилия. При этом главное условие, которое придает передаче требуемую работоспособность в эксплуатации, состоит в следующем: размерная цепь должна быть замкнута. Математически данное условие представляет собой формулу № 1 (см. таблицу).

Как видим, в данную формулу входят номинальные размеры деталей — звеньев, образующих размерную цепь. Однако совершенно очевидно, что изготовить детали без отклонений их размеров от номинальных практически невозможно: каждая из них имеет поле допусков. Поэтому очень маловероятно, что передача, собранная в соответствии с конструкторской размерной цепью, окажется работоспособной.

Еще сложнее проблема со сборкой передачи в эксплуатации (например, при текущем ремонте): ее детали изнашиваются, т. е. не сохраняют исходные форму и геометрические размеры, следовательно, еще в большей степени размыкают конструкторскую размерную цепь.

И конструкторы, и производственники прекрасно знают об этом, в связи с чем в конструкторской размерной цепи все-

гда предусматривается еще одно, дополнительное, звено, играющее роль замыкающего и способное обеспечить значения выходных параметров передачи в заданных пределах. Это звено — компенсатор. С его помощью детали и сборочные единицы передачи приобретают такое состояние (сборочная связь), в котором они должны находиться в собранном агрегате и будут воспринимать эксплуатационные нагрузки.

"Доработанную" таким образом конструкторскую размерную цепь называют производственной, или технологической, а технологию ее реализации (сборка передачи) — методом регулирования. И очевидно, что цель использования технологической размерной цепи сводится к определению параметров (размеров) звена-компенсатора, а цель второй — к его установке в конструкцию передачи. Причем достичь данные цели совсем не так просто, как может показаться на первый взгляд. И тому есть причины, основная из которых — эксплуатационные нагрузки, действующие на детали и сборочные единицы передачи.

Данные нагрузки воздействуют на конкретные детали и сборочные единицы передачи, которые образуют размерные цепи. Нагружение каждой из последних неизбежно (уже хотя бы за счет эксплуатационных зазоров) приводит к перемещениям и деформациям сборочных единиц. Что, понятно, не может не оказывать влияния на точность выполнения регулировочных операций.

Если в процессе сборки перечисленные факторы не учтены или учтены не в полной мере, то, вероятно, решение технологической размерной цепи приведет к несоответствию условий, при которых собирается центральная передача, условиям ее эксплуатации. Потому, что действительная величина замыкающего звена (компенсатора) технологической размерной цепи, которая требуется при эксплуатации агрегата, будет отличаться от расчетной. Следовательно, при определении параметров компенсатора технологическую размерную цепь

нельзя ограничивать только геометрическими соотношениями составляющих ее звеньев; поскольку она, размерная цепь, может образовывать действительно замкнутый контур только тогда, когда находится именно под тем силовым воздействием, которое характерно для условий эксплуатации ведущего моста троллейбуса. Иначе говоря, обеспечить замкнутый контур в технологической размерной цепи возможно лишь путем силового ее нагружения. Причем обязательно с учетом того, что в условиях эксплуатации это нагружение меняется в очень широких пределах, изменяя тем самым требуемые параметры компенсатора. Более того, в условиях эксплуатации детали центральной передачи могут испытывать нагрузки знакопеременного характера, что при постоянных параметрах компенсатора может привести к таким изменениям в размерной цепи, которые дадут отклонения выходных параметров передачи, превышающие допустимые. Чтобы этого не случилось, величины нагрузок, при которых достигается требуемая точность выходных параметров центральных передач ведущих мостов троллейбусов, должны быть не меньше характерных для данного агрегата эксплуатационных нагрузок.

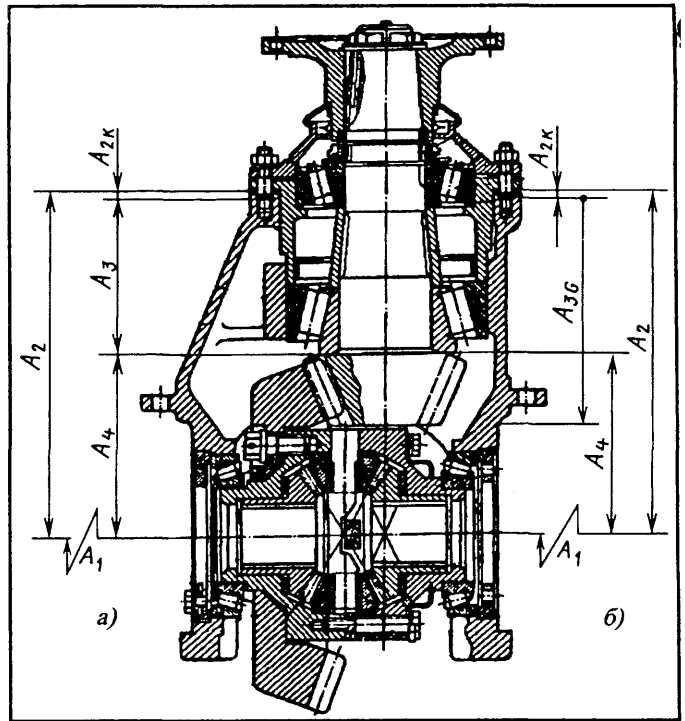
Рассмотрим данную проблему подробнее.

Так как отклонения выходных параметров центральной передачи при ее сборке методом регулирования могут превышать допустимые, то важнейшими факторами технологической размерной цепи следует считать их оборотную взаимосвязь и динамикосиловое нагружение. То есть исходить из того, что точность сборки носит комплексный характер, а технологическая размерная цепь должна позволять устанавливать технологические методы количественной или качественной оценки данных факторов. Другими словами, определять достоверную величину компенсатора в каждой центральной передаче нужно только с помощью технологической размерной цепи, а путем ее реализации в процессе сборки — добиваться требуемой точности выходных параметров.

Исходя из приведенных выше соображений можно заключить, что технологическая размерная цепь отличается от конструктивной не только числом составляющих ее звеньев, как об этом сказано выше, но и другими факторами.

Что это за факторы? Как их учитывать, чтобы обеспечить технологическую точность сборки, рассмотрим на примере конкретного агрегата — центральной передачи ведущего моста троллейбуса ЗИУ-682Г, выполненной на спирально-циклопалоидных или гипоидных шестернях (см. рисунок).

Анализ показывает, что технологическая размерная цепь данной передачи отличается от конструктивной. И в первую



Конструкторская (а) и технологическая (б) размерные цепи центральной передачи троллейбуса ЗИУ-682Г:

A_1 — осевое отклонение ведомой шестерни от номинального монтажного размера; A_2 — расстояние от торца стакана подшипника до оси ведомой конической шестерни; A_3 — расстояние от внутреннего кольца подшипника ведущей конической шестерни до торца картера передачи; A_{3G} — то же под нагрузкой G ; A_4 — расстояние от торца внутреннего кольца подшипника ведущей конической шестерни до оси ведомой конической шестерни

очередь — возможностью устанавливать расчетным путем величину компенсатора, обеспечивающего заданную точность положения ведущей шестерни, которое и определяет и выходные параметры редуктора в целом, и зацепления его шестерен в частности.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i$	m — число звеньев в размерной цепи; ξ_i — передаточное отношение i -го звена; A_{Δ} — номинальный размер замыкающего звена; A_i — номинальный размер i -го звена
2	$T_{\Delta} = \frac{1}{\Delta(A)} \sqrt{k_{\Delta 1}^2 T_{\Delta 1}^2 + k_{\Delta 2}^2 T_{\Delta 2}^2 + k_{\Delta 3}^2 T_{\Delta 3}^2 + k_{\Delta 4}^2 T_{\Delta 4}^2}$	$\Delta(A)$ — коэффициент относительного рассеивания размера замыкающего звена; k_i — коэффициенты относительного рассеивания размеров звеньев размерной цепи; T_i — поля допусков соответствующих ошибок замыкающего звена
3	$T_{\Delta} = \sqrt{\sum_i \xi_i^2 T_i^2 \lambda_i^2 + \sum_j \xi_j^2 T_j^2 \lambda_j^2 + \sum_z \xi_z^2 T_z^2 \lambda_z^2 + \sum_e \xi_e^2 T_e^2 \lambda_e^2}$	t — коэффициент риска; T_p, T_p', T_z', T_e — поля допусков; $\xi_p, \xi_p', \xi_z, \xi_e$ — передаточные отношения; $\lambda_p, \lambda_p', \lambda_z, \lambda_e$ — коэффициенты относительного среднего квадратичного отклонения
4	$E = \sum_i \xi_i E_{ci} + \sum_j \xi_j E_{cj} + \sum_z \xi_z E_{cz} + \sum_e \xi_e E_{ce}$	$E_{ci}, E_{cj}, E_{cz}, E_{ce}$ — коэффициенты центров группирования; i, j, z — индексы скалярных векторных звеньев и звеньев-зазоров соответственно; e — индекс упругих звеньев
5	$ES_{\Delta} = \Delta_{\Delta} + \Delta_{\Delta(3)} + T_{\Delta}$	Δ_{Δ} — координата середины поля отклонений ошибки механизма без учета ошибок от зазоров; $\Delta_{\Delta(3)}$ — то же с учетом ошибок от зазоров
6	$EJ_{\Delta} = \Delta_{\Delta} - \Delta_{\Delta(3)} - T_{\Delta}$	—
7	$2\omega = ES_{\Delta} - EJ_{\Delta} = 2(\Delta_{\Delta(3)} + T_{\Delta})$	—

Так, в условиях эксплуатации детали и сборочные единицы ведущей шестерни, размеры которых образуют размерную технологическую цепь, в центральной передаче нагружаются осевыми и радиальными силами. Эти нагрузки воспринимаются звеньями размерной цепи, в том числе опорами ведущей шестерни, в качестве которых используются конические подшипники качения.

И при изготовлении, и при сборке таких подшипников определяющим размером является его монтажная высота. Однако она у каждого конкретного подшипника непостоянна и зависит от конкретной осевой нагрузки, фактического вращения и посадки колец на валах и в корпусе. В частности, эксперименты и расчеты доказали, что монтажная величина конического подшипника очень сильно зависит от диаметального его натяга. Но в конструкциях центральных передач наружное кольцо подшипника предпочитается, как известно, устанавливать с большим диаметральным натягом, чем внутреннее. Хотя даже при равных диаметральных натягах наружное кольцо всегда деформируется больше, чем внутреннее. Нельзя не учитывать и того, что с повышением осевого усилия монтажная высота подшипника, наоборот, уменьшается.

Таким образом, при установке наружного кольца в картер нужно принимать во внимание, что фактическая результирующая изменения монтажной высоты подшипника представляет собой сумму его высоты в свободном состоянии и разности деформаций от диаметального и осевого натягов.

В центральных передачах эксплуатационное нагружение, как сказано выше, знакопеременно. Но если его свести к эквивалентной составляющей с постоянным значением для каждой конкретной модели центральной передачи троллейбуса (а это можно сделать по отношению к любым нагрузкам) и отнести (с учетом необходимой жесткости ее опор) к ее ведущей шестерне, то оказывается, что при установке колец подшипников в центральную передачу в условиях троллейбусного депо, т. е. "на глазок", величина диаметального натяга может, в принципе, принимать самые различные значения. Однако положение спасает статистика: она свидетельствует, что значение монтажной величины конического подшипника у подавляющей части собираемых центральных передач имеет тот же порядок цифр, что и точность положения ведущего конического зубчатого колеса. Например, экспериментально доказано, что для ведущего моста троллейбуса ЗИУ-682Г максимальное эксплуатационное нагружение ведущей шестерни в осевом направлении составляет ~4,2 кН (420 кгс), что уменьшает монтажную высоту внутреннего кольца подшипника MSZ 32316, по сравнению с исходным ее значением, на ~0,17 мм, а наружного кольца, установленного в картер с диаметральным натягом 0,01 мм, — увеличивает его высоту на 0,02 мм. Причем эта связь прямо пропорциональна. Следовательно, результирующее изменение монтажной высоты подшипника составит 0,06 мм. Допустимые же отклонения положения ведущего конического зубчатого колеса центральной передачи конструктивно определяются как 0,05 мм. То есть изменение монтажной высоты подшипника и допустимые отклонения положения ведущей шестерни, действительно, величины одного порядка.

В принципе, можно добиться, чтобы исходная монтажная высота подшипника при изменении диаметального натяга не менялась. Например, при натяге, равном 0,05 мм, нагрузка на него в этом случае должна составлять 29,4 кН (300 кгс). Однако такая удачная сборочная связь в соединении "кольцо—картер" в проверенных партиях центральных передач, к сожалению, не превысила 1 %. Так что требовать от завода-изготовителя, чтобы он гарантировал нулевую деформацию подшипников при натяге, — нереально.

Таким образом, на точность выполнения регулировочных операций при сборке центральных передач существенное влияние оказывают силовое нагружение (его величина) и сборочная взаимосвязь деталей. Но эти факторы, за исключением предварительного натяга подшипников, влияют и на положение ведомого конического зубчатого колеса. Поэтому и наблюдается совпадение цифр отклонений, о которых шла речь выше. Иначе говоря, можно утверждать: если отклонения по-

ложения ведущего зубчатого колеса соответствуют норме, то и изменения монтажной высоты подшипника в норме.

Несмотря на такую взаимосвязь шестерен и подшипников, в процессе сборки их регулируют отдельно, в соответствии с конструктивными особенностями центральных передач и их технологическими размерными цепями. Следовательно, нагрузки, с помощью которых определяются размеры компенсаторов, должны быть предварительно согласованы — с тем, чтобы узаконить величину возможной ошибки в определении их значений.

Реализация технологической размерной цепи позволяет установить величину компенсатора при влиянии друг на друга сборочных единиц в редукторе. Но при этом необходимо иметь в виду то, что, во-первых, наличие диаметального натяга может изменить положение его обеих дорожек качения, а во-вторых, в момент установки наружного кольца в картере происходит его деформация, приводящая к изменению величины угла конуса беговой дорожки. И то, и другое, естественно, оказывают отрицательное воздействие на работоспособность центральной передачи, так как нарушается линейность контакта тел качения. Причем любые изменения в технологической размерной цепи наиболее ярко проявляются в агрегатах с коническими подшипниками, где условия сборки в гораздо большей степени зависят от силового нагружения и сборочной взаимосвязи деталей, чем, скажем, в агрегатах с подшипниками шариковыми. Но и в случае конических подшипников, если выполнять условия динамикосилового замыкания технологической размерной цепи, требуемой точности регулирования агрегатов в процессе сборки, добиться, как видно из сказанного выше, можно. Правда, трудоемкость практической реализации технологической размерной цепи во многом зависит от конструктивных особенностей агрегата. Например, для центральной передачи ведущего моста троллейбуса ЗИУ-682Г найти величину регулировочной прокладки для ведущего конического зубчатого колеса с учетом упругих динамикосиловых факторов особого труда не представляет. Конструкция передачи выполнена так, что при определении величины регулировочной прокладки сборочные детали находятся в условиях сборочной взаимосвязи, а положение ведущего конического зубчатого колеса в процессе сборки не разрушается. Значит, величину компенсатора, учитывая также, что сборочная взаимосвязь наружных колец подшипника с картером уже установлена, можно вычислять в последнюю очередь.

Следует отметить и еще одно важное обстоятельство. Динамикосиловое замыкание технологической размерной цепи при регулировании собранных центральных передач нельзя рассматривать как погрешность, так как это свойство цепи в целом, а не одного его звена. А раз так, то оно связано с рядом параметров, которые могут не выступать в качестве самостоятельных звеньев в схеме размерной цепи, но существенно влиять на величину замыкающего звена. Причем для партии агрегатов в условиях производства сочетание данных факторов, в общем-то, случайно, а значит, различна и величина компенсатора в каждом собираемом редукторе. Следовательно, расчет и введение постоянных коэффициентов, учитывающих динамикосиловые замыкания технологической размерной цепи в партиях из однотипных редукторов, не может гарантировать требуемой точности выходных параметров в каждой центральной передаче.

Исходя из сказанного в расчетах технологических размерных цепей, реализуемых в процессе сборки агрегатов методом регулирования, есть все основания применить положения общей теории размерных цепей. И получить формулу № 2 для расчета половины поля (ΔT) допуска ошибки механизма, т. е. разницы положений звеньев реального и идеального механизмов при одинаковых положениях их звеньев, с использованием компонента, учитывающего динамикосиловое замыкание технологической размерной цепи.

В данной формуле действием скалярных звеньев соответствует индекс "1", векторных — "2", зазоров — "3" и упругих — "4". Причем учет последнего, т. е. упругой составляющей, очень важен: она позволяет приблизить условие сборки центральных передач к условиям, в которых они эксплуатируются.

Используя расчетные формулы для оценки полей допусков и определения координат середин этих полей для соответствующих звеньев механизмов, можно получить итоговые формулы величин поля T_{Δ} допуска замыкающего звена (формула № 3) и его координат $E_{сд}$ центра группирования с учетом силовых деформаций (формула № 4).

Верхнее отклонение ES_A предельной ошибки изношенного механизма при движении "вперед" рассчитывается по формуле № 5, а нижнее EJ_A при движении "назад" — по формуле № 6. Общий же размах 2ω рассеивания замыкающего звена дает формула № 7.

В заключение — несколько выводов, рекомендаций и положений.

1. При расчете технологических размерных цепей центральных передач по конструкторской документации завода-изготовителя значения коэффициентов относительного рассеивания и относительной асимметрии рекомендуется брать

по литературным источникам, а для капитально отремонтированных — по результатам экспериментальных исследований.

2. Чтобы сборка центральных передач в условиях производства обеспечивала заданную точность выходных параметров и не допускала свободного их трактования, на всех этапах реализации динамикосилового замыкания технологической размерной цепи величины и характеристики прикладываемых к ним нагрузок следует заранее просчитывать и обосновывать. То есть необходимо специальное оборудование, позволяющее в полной мере учитывать все факторы, от которых зависит работоспособность и надежность центральной передачи методом регулирования в условиях динамического нагружения. Автор не нарушает основные положения теории механизмов, а лишь уточняет и дополняет общую методику расчетов размерных цепей. Расширяя тем самым возможности применения данной теории не только для решения важных вопросов производства, но и достоверного описания процессов сборки агрегатов с точки зрения обеспечения их технологической точности.

УДК 629.11:621.45

ПОДУШКИ БЕЗОПАСНОСТИ: ВОПРОСЫ БАЛЛИСТИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Д-р физ.-мат. наук А.В. АЛИЕВ, П.Н. САУШИН

Ижевский ГТУ

Наиболее эффективным средством, снижающим травматизм при дорожно-транспортных происшествиях, считается, как известно, оборудование АТС системами пассивной безопасности, состоящими из ремней и пневматических подушек безопасности (система SRS): на больших скоростях движения ремни спасают туловище водителя и пассажира, а от повреждений шейных позвонков защищают подушки. Поэтому данные системы стали в настоящее время обязательными элементами конструкции автомобилей.

Однако с информацией о системах SRS дело обстоит гораздо хуже. В научной и технической литературе о конструкции главного компонента таких систем, подушках безопасности, встречается лишь отрывочная информация. Поэтому рассматриваемые ниже результаты попыток авторов систематизировать имеющуюся информацию и рассмотреть вопросы, связанные с проектированием газогенераторной части подушек

безопасности, должны представлять определенный интерес для специалистов, работающих в этой области.

Современная система пассивной безопасности автомобиля, имеющая в своем составе подушки безопасности, представляет собой продукт мехатроники. Она включает (рис. 1) модуль управления 11, набор (1, 2 и 9) датчиков продольных и боковых перегрузок автомобиля, связанных электрически с исполнительными устройствами газогенераторов модулей 4, 5 и 8 подушек.

Датчики, регистрирующие наличие лобового столкновения, могут устанавливаться под крыльями автомобиля в зоне деформации, а также в передней стойке. Они могут быть механического, электромеханического или электронно-механического типов.

В дополнение к фронтальным подушкам безопасности 4 и 8 для предотвращения травматизма из-за боковых столкновений в автомобиле могут устанавливаться боковые подушки 5. Их монтируют либо в двери автомобиля, либо над ними, либо в боковины кресел.

Конструктивное оформление модулей водительской подушки безопасности может быть выполнено, к примеру, как на рис. 2, подушки пассажира — на рис. 3. В обоих случаях, как видно из рисунков, главными элементами модулей являются собственно подушка безопасности и газогенератор, размещаемые в корпусе. Причем подушка всегда изготавливается из прорезиненного газонепроницаемого теплоустойчивого материала (например, с основой из нейлоновой ткани), а механическая ее защита в период эксплуатации автомобиля обеспечивается пластиковой крышкой.

При срабатывании модуля в ДТП подушка заполняется продуктами разложения (горения) газогенерирующего состава, размещаемого в газогенераторе. При этом к продуктам разложения предъявляется очень жесткое требование к их температуре: она должна исключать возможность ожога защищаемых от перегрузок водителя и пассажира. Кроме того, продукты разложения должны быть химически безопасны для человека.

Всем этим требованиям наиболее полно соответствуют азиды металлов. В частности — азид натрия.

Данный материал не чувствителен к трению и ударам, его химическое разложение начинается при сравнительно невысоких (300—350 К или 27—77 °С) температурах. Разложение азидов натрия сопровождается не только выделением газообразного азота, но и жидкого натрия. Поэтому для задержки последнего в систему приходится вводить специальные фильтры. В связи с чем некоторые фирмы в качестве газогенерирующего состава пытаются применить переувлажненный перхлорат аммония. Однако в результате его разложения образуются вредные для человека вещества.

Каким бы не был газогенерирующий состав, его разложение, в том числе азидов натрия, инициируется с помощью взрывчатого вещества, как правило, пиропатрона (воспламенителя), на

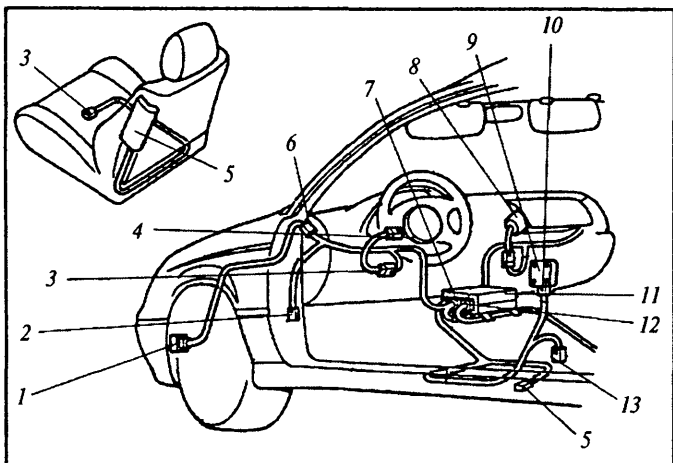


Рис. 1. Принципиальная схема размещения системы SRS на автомобиле.

1 — передний датчик направленных перегрузок; 2 — датчик направленных перегрузок; 3, 6, 7, 10, 12, 13 — разъемы электропроводки; 4 — модуль фронтальной подушки безопасности водителя; 5 — модуль боковой подушки безопасности пассажира; 8 — модуль фронтальной подушки безопасности пассажира; 9 — датчик боковых перегрузок; 11 — модуль управления

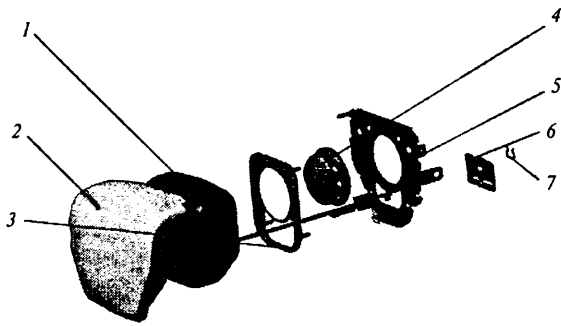


Рис. 2. Конструкция модуля подушки безопасности водителя:
1 — подушка безопасности в свернутом виде; 2 — пластиковая разрывающаяся крышка; 3 — газогенератор; 4 — корпус; 5 — электронный блок зажигания с вмонтированными клапанами; 7 — элемент крепления

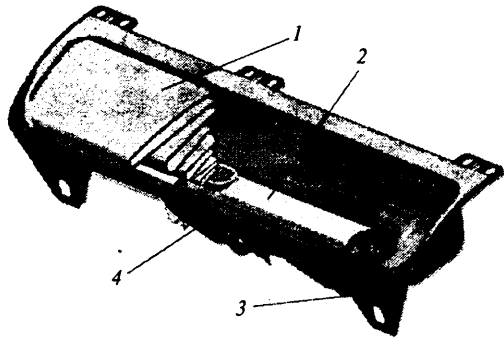


Рис. 3. Модуль подушки безопасности пассажира:
1 — подушка безопасности в свернутом положении; 2 — газогенератор; 3 — корпус; 4 — пластиковая разрывающаяся крышка

основе дымного пороха. Данный пиропатрон или иной воспламенитель срабатывает по электрическому сигналу, поступающему от процессора или контроллера системы безопасности.

Как показывает анализ реальных конструкций, газогенерирующий состав, фильтры и пиропатрон всегда размещаются в отдельном корпусе, газосвязанном с подушкой безопасности, причем форма корпуса выбирается из соображений компоновки его в составе модуля. В качестве примера на рис. 4, а показан газогенератор модуля, предназначенного для защиты водителя, на рис. 4, б — для защиты пассажира.

Как видно из этих рисунков, оба газогенератора имеют цилиндрическую форму, однако относительные длины их цилиндрической части заметно отличаются. Но могут быть и другие исполнения. Все, повторяем, зависит от удобства компоновки модуля на автомобиле.

Теперь о главном показателе — времени срабатывания системы безопасности. На рис. 5 приведена схема функционирования системы как функции времени, построенной с учетом предельных допустимых ускорений, воздействующих на человека без нанесения ему травм.

Опыт показывает, что контроллер (или процессор) системы безопасности должен распознать опасные перегрузки, действующие на автомобиль при ДТП, не более чем за 0,002–0,006 с, подушка безопасности — полностью раскрыться не более чем за 0,03–0,04 с. Другими словами, система должна выполнить свое предназначение не позже, чем за 0,032–0,042 с после столкновения автомобиля с препятствием.

Кроме того, она должна "сравнять" давление из подушки до атмосферного уровня не позже, чем через 0,1–0,2 с после срабатывания, чтобы обеспечить водителю и пассажирам свободу эвакуации из автомобиля.

Второй фактор, определяющий конструкцию газогенератора, — объем производимого им газа. Исходя из габаритных

ограничений внутри автомобиля, этот объем может составлять от 15 до 130 л, в том числе 15–30 л — для боковых подушек безопасности, 60–100 л — для подушки безопасности водителя и 80–130 л — для подушки безопасности пассажира. Давление в подушке должно нарастать строго по заданному закону. Потому что при слишком большой скорости его нарастания может произойти разрыв оболочки, а при слишком малой подушка может не успеть полностью раскрыться, т. е. выполнить свои защитные функции.

Все, что сказано выше, позволяет сформулировать задачу проектирования газогенератора для модуля подушки безопасности. В частности, для газогенератора подушки, защищающей водителя, данная задача может быть записана так: "Разработать газогенератор, обеспечивающий наполнение подушки безопасности, размещенной в полости рулевого колеса, при следующих условиях: максимальное время наполнения — не более 0,04 с; максимальный уровень давления — не более 0,4 МПа (4 кгс/см²); зависимость давления как функция времени должна соответствовать заданному расчетно-экспериментальному закону $p(t)$; объем газа, вырабатываемый газогенератором, — 80 л (0,08 м³); температура газа, вырабатываемого газогенератором, — не выше 900–1000 К (623–723 °С); продукты разложения газогенератора безопасны для человека;

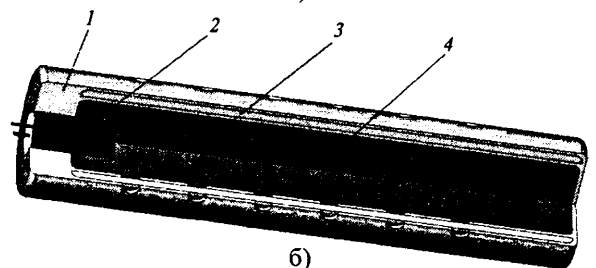
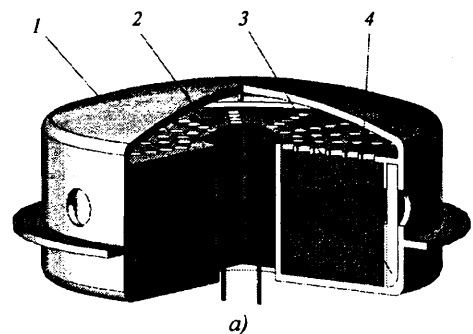


Рис. 4. Газогенератор модуля подушки безопасности водителя (а) и пассажира (б):
1 — корпус; 2 — воспламенитель; 3 — фильтр; 4 — пороховая шашка

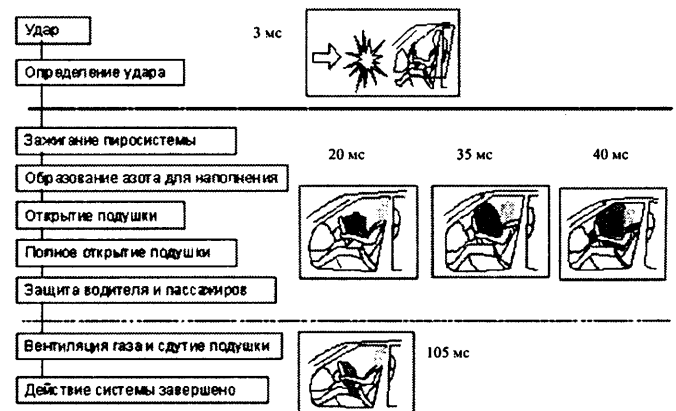


Рис. 5. Последовательность работы системы безопасности

работоспособность газогенератора — не менее 10 лет; его стоимость — конкурентоспособна по отношению к генераторам-аналогам».

Проектирование газогенератора предполагает выбор материалов и расчет рабочих процессов (процессы внутренней баллистики). Причем первое — по сути, задача общемашиностроительная, которая должна решаться с учетом условий функционирования (кратковременное воздействие горячих газообразных продуктов при повышенных давлениях) и с учетом гарантийного срока эксплуатации системы безопасности (как сказано выше, не менее 10 лет). Но наибольший интерес, очевидно, представляет второе — как задача внутренней баллистики. И на первых этапах проектирования ее целесообразно решать при следующих допущениях.

1. Газовая смесь, размещаемая в объеме подушки безопасности, — механическая, состоящая из первоначально заполняющего газогенератор воздуха, продуктов сгорания пироплатрона (или воспламенителя) и продуктов разложения газогенерирующего состава.

2. Скорости разложения (горения) газообразных продуктов газогенерирующего состава в объеме подушки безопасности сравнительно невелики: они не превосходят 30–50 м/с.

3. Значения всех газодинамических параметров продуктов разложения (плотность, давление, температура и т. д.) можно усреднить по всему объему подушки безопасности.

4. Твердый газогенерирующий материал выполнен в виде трубчатой шашки или в виде гранул сферической формы.

5. Прогрев газогенерирующего твердого материала происходит в комбинированном режиме (лучистым, конвективным

и кондуктивным тепловыми потоками) и определяется экспериментальными критериальными соотношениями.

6. Разложение газогенерирующего материала начинается с момента прогрева поверхностного слоя до температуры T , значение которой устанавливается экспериментально или из других соображений. Причем происходит оно параллельными слоями, а скорость разложения является степенной функцией давления.

Тогда уравнения внутриваллистических процессов в объеме газогенератора и модуля подушки безопасности принимает вид, представленный в таблице. Она, как видим, содержит уравнения сохранения суммарной массы (1), массы продуктов горения воспламенительного состава (2), продуктов разложения азиды натрия (3) и концентраций воздуха в составе (4), а также уравнения сохранения энергии (5), состояния (6) и термодинамические соотношения для теплофизических характеристик газовой смеси (7–9). Кроме того, в системе содержатся уравнения для определения температуры прогретого слоя гранулы азиды натрия (10), коэффициента конвективной теплоотдачи (11) и скорости разложения азиды натрия (12). Решается данная система при задании начальных условий для всех интегрируемых переменных (ρ , α^b , α^m , E , T_m) и позволяет установить зависимость давления p в подушке безопасности от времени t при фиксированных конструктивных параметрах газогенератора.

При произвольном наборе конструктивных параметров модуля подушки безопасности зависимость $p(t)$, получаемая решением рассмотренной системы уравнений, вообще говоря, будет отличаться от оптимальной зависимости $p_1(t)$, вид которой устанавливается из соображений надежности рас-

№ формулы	Формула	Примечание
1	$\frac{d\rho V}{dt} = G^b + G^m(1 - \gamma)$	ρ — плотность газовой смеси; V — объем подушки безопасности; t — время процесса; G^b , G^m — приход газов от воспламенения и газогенерирующего состава; γ — массовая концентрация натрия
2	$\frac{d\rho\alpha^b V}{dt} = G^b$	α^b — массовая концентрация продуктов сгорания воспламенителя
3	$\frac{d\rho\alpha^m V}{dt} = G^m(1 - \gamma)$	α^m — массовая концентрация продуктов сгорания азиды натрия
4	$\alpha^0 = 1 - (\alpha^b + \alpha^m)$	α^0 — массовая концентрация воздуха
5	$\frac{d\rho E}{dt} = G^b H^b + G^m H^m(1 - \gamma)$	E — энергия смеси газов; H^b — теплосодержание продуктов сгорания воспламенителя
6	$p = E\rho(k - 1)(1 - \gamma)$	p — давление; k — показатель адиабаты газов
7	$C_V = C_V^b\alpha^b + C_V^m\alpha^m + C_V^0\alpha^0$	C_V — суммарная теплоемкость газов при постоянном объеме; C_V^b — теплоемкость газов воспламенителя при постоянном объеме; C_V^m — то же для азиды натрия; C_V^0 — то же для воздуха
8	$C_p = C_p^b\alpha^b + C_p^m\alpha^m + C_p^0\alpha^0$	C_p — теплоемкости при постоянном давлении
9	$k = \frac{C_p}{C_V}$; $T = \frac{E}{C_V}$	T — температура смеси газов (продуктов сгорания)
10	$\frac{d(T_m - T_0)^2}{dt} = \frac{2\alpha_r(T - T_m) + \sigma_0\epsilon_r\epsilon_m(T^4 - T_m^4)}{C_m\rho_m\lambda_m}$	T_m — температура поверхностного слоя гранул азиды натрия в произвольный момент времени; T_0 — то же при $t = 0$; α_r — коэффициент теплоотдачи; σ_0 , ϵ_r , ϵ_m — коэффициенты, определяющие лучистый теплообмен; C_m — теплоемкость азиды натрия; ρ_m — его плотность; λ_m — его коэффициент теплопроводности
11	$\alpha_r = \alpha_r(Gr, Pr, Nu)$	Gr , Pr , Nu — критерии подобия Грассгофа, Прандтля и Нуссельта
12	$U_m = U\left(\frac{p}{0,98 \cdot 10^5}\right)^{V_m}$	U_m — скорость разложения азиды натрия; U_1 , V_m — коэффициенты в законе разложения

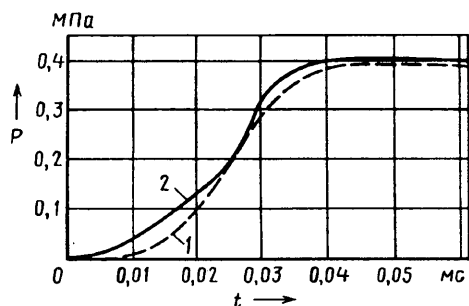


Рис. 6. Зависимости изменения давления в объеме подушки от времени процесса:

1 — зависимость $p_1(t)$, заданная в техническом задании; 2 — зависимость $p(t)$, полученная в результате решения задачи оптимизации

крытия подушки и безопасности ее взаимодействия с водителем (скорость раскрытия подушки не может быть выше некоторого установленного предела в начале и в конце ее срабатывания). Оптимальное сочетание конструктивных параметров, гарантирующих выполнение условия $p(t) \approx p_1(t)$, может быть достигнуто решением задачи внутренней баллистики как задачи оптимизации, которая может быть сформулирована, например, следующим образом: установить такие значения конструктивных параметров газогенератора (в том числе, геометрических размеров) $x_i, i = 1, N$, при которых расчетная кривая изменения давления $p(t)$ будет удовлетворять целевой функции

$$\Phi(x_1, x_2, \dots, x_N) = \min_0^{\max} \int (p(t) - p_1(t))^2 dt,$$

а значения разрываемых конструктивных параметров $x_i, i = 1, N$ — ограничениям $x_{i\max} > x_i > x_{i\min}$.

Результаты оптимизации модуля подушки безопасности, размещенной в рулевом колесе, при времени t_{\max} работы газогенератора 0,04 с, максимальном давлении 0,4 МПа (4 кгс/см²) в подушке после ее заполнения, объеме подушки после ее заполнения, равном 0,08 м³, гранулированном азиде натрия (NaN₃), с гранулами сферической формы размерами 1–3 мм, воспламенении газогенерирующего состава от дымного пороха, масса которого составляет 1–8 г, массе газогенерирующего состава 2–3 г, зажигании газогенерирующего состава при достижении в поверхностном слое гранул азид натрия температуры 350 К (77 °С) приведены на рис. 6. Они получены методом деформируемого многогранника, а интегрирование приведенных в таблице обыкновенных дифференциальных уравнений выполнялось методом Эйлера. Поисковыми параметрами были массы дымного пороха и азид натрия, а также диаметр гранул последнего.

Как видим, на рисунке представлены две зависимости изменения давления в объеме подушки как функции времени. Первая — взята, из технического задания; вторая — получена в результате решения задачи оптимизации.

Как показали расчеты, оптимальные значения $p(t)$ соответствуют массе дымного пороха 2 г, массе гранулированного азид натрия 240 г и диаметру сферических гранул 8,9 мм. При использовании же гранул азид натрия диаметром, меньшим оптимального, скорость нарастания давления в подушке безопасности оказывается недопустимо большой. В то же время гранулы диаметром больше оптимального не обеспечивают раскрытия подушки за время 0,04 с.

К сказанному следует добавить, что были выполнены и расчеты, в которых гранулы принимались в виде цилиндров с линейными размерами от 4 до 20 мм. Установлено: такая форма гранул оказывается гораздо менее эффективной сферических гранул.

Таким образом, можно считать доказанным: предлагаемая вниманию читателей методика баллистического проектирования газогенераторов для модулей подушек вполне пригодна для применения на первых этапах проектирования последних.

УДК 631.372:621.825.6

УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

Канд. техн. наук А.Г. ПАСТУХОВ

Белгородская ГСХА

Анализ стендов, предназначенных для оценки ресурса карданных передач, показал: большинство их моделей и модификаций построены по принципу последовательного расположения технологических нагружающих и испытываемых элементов. Однако такая схема очень невыгодна. Дело в том, что технологические элементы выходят из строя за один цикл испытаний. Поэтому специалисты давно уже ищут более рациональные схемы. И небезуспешно. Например, А.М. Сигаев предложил схему, при которой технологические нагружающие и испытываемые элементы располагаются коаксиально («шарнир в шарнире»), что позволяет наиболее полно реализовать потенциал силового контура.

И это, действительно, так. Проведенная модернизация серийного стенда (а. с. № 970169, СССР), используемого для ресурсных испытаний карданных шарниров неравных и равных угловых скоростей, муфт и других элементов карданных передач, доказала: новый вариант стенда решил проблему быстрого выхода из строя технологической его части.

Результат этой работы приведен на рис. 1¹.

Как видим, в модернизированный стенд входят: станина 21, которая представляет собой жесткую конструкцию из двутавровых брусков, швеллеров и уголков; привод, включающий электродвигатель 1, упругую муфту 2, неподвижную опору 3 и вал 4, силовой контур типа «шарнир в шарнире» с нагружаю-

щим устройством, в котором внутренний шарнир — испытываемый карданный шарнир, содержащий ведущую вилку-фланец 6, крестовину 7 с игольчатыми подшипниками и ведомую вилку-фланец 8, а внешний нагружающий (технологический) содержит кольцевую крестовину 10 с игольчатыми подшипниками, ведущую (5) и ведомую (9) вилки; нагружающее устройство (торсионный вал 18, имеющий тензометрическое зве-

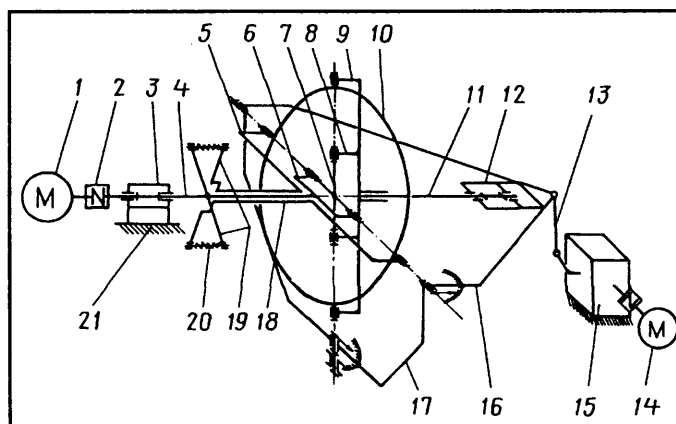


Рис. 1. Схема стенда с силовым контуром «шарнир в шарнире»:

1 — электродвигатель; 2 — упругая муфта; 3 — неподвижная опора; 4 — вал; 5 — ведущая вилка; 6 — ведущая вилка-фланец; 7 — крестовина; 8 — ведомая вилка-фланец; 9 — ведомая вилка; 10 — кольцевая крестовина; 11 — опора; 12 — вал; 13 — кривошипно-шатунный механизм; 14 — мотор-редуктор; 15 — редуктор; 16 — горизонтальная рама; 17 — вертикальная рама; 18 — торсионный вал; 19 — рычаг; 20 — резьбовая стяжка; 21 — станина

¹ В работе принимал участие канд. техн. наук А.М. Сигаев.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_{r_t}(H_t - L_{w_t}) = F_{r_n}(H_n - L_{w_n})$	F_{r_t} и F_{r_n} — радиальные силы в подшипниковом узле технологической и испытуемой передач; H_t и H_n — расстояние между торцами шипов крестовины в этих передачах; L_{w_t} и L_{w_n} — длина игольчатого ролика в них
2	$0,5 F_{t_t} d_{m_t} = F_{r_n}(H_n - L_{w_n})$	F_{t_t} — окружная сила в зубчатой конической передаче; d_m — средний делительный диаметр зубчатого колеса
3	$\sigma_{n_t}^{m_t} L_{h_t} = \sigma_{n_n}^{m_n} L_{h_n} = \text{const}$	σ_{n_t} и σ_{n_n} — напряжения в месте контакта деталей технологической и испытуемой передач; L_{h_t} и L_{h_n} — долговечность деталей этих передач; m_t и m_n — показатели степени кривых усталости материалов, из которых выполнены передачи (для зубчатых передач $m = 6$, для карданных $m = 6,66$)
4	$\sigma_H = \frac{2 \sqrt{\frac{5 \cdot 10^3 TK}{i Z \cos \alpha (H - L_w)}} \cdot \sqrt{\frac{2}{D_w \left(1 - \frac{D_w}{D_0}\right)}}}{\pi \cdot l^{0,5} \cdot 3,34 \cdot 10^{-3}}$	T — передаваемый крутящий момент; $K = 1,5$ — коэффициент нагрузки; $i = 1$ — число рядов тел качения; Z — число роликов в ряду подшипника; α — угол контакта (в радиальном подшипнике $\alpha = 0$); l — длина ролика (контактной площадки); D_w — диаметр игольчатого ролика; D_0 — средний диаметр подшипника
5	$L_{ha} = \frac{2,2 \cdot 10^6}{n \beta \sqrt{\Delta_H}} \left[\frac{f_C Z^{3/4} D_w^{29/27} L_w^{7/9} (H - L_w)}{TK_d} \right]^3$	n — частота вращения карданной передачи; β — угол излома карданного шарнира; f_C — коэффициент геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала (для игольчатых подшипников $f_C = 40 \text{ Н/мм}^2$); Δ_H — начальный радиальный зазор в подшипниковом узле; $K_d = 1,5$ — коэффициент динамичности
6	$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 \cdot K_H T}{\gamma (1 - k_b) k_b d_{e1}^3 u}}$	Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатого колеса (для стали $Z_E = 190 \text{ МПа}$); $Z_H = 2,5$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; $Z_\epsilon = 0,9$ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; $K_H = 0,3$ — коэффициент увеличения номинальных напряжений; $\gamma = 0,85$ — коэффициент понижения несущей способности конических передач; $k_b = 0,3$ — коэффициент ширины зубчатого венца; d_{e1} — внешний делительный диаметр зубчатого колеса; $u = 1$ — передаточное число

но, рычаги 19 и резьбовые стяжки 20 с упругими элементами, например, в виде тарельчатых пружин); качатель, приводимый в действие кривошипно-шатунным механизмом 13 через редуктор 15 и мотор-редуктор 14 и имеющий в своем составе вертикальную (17) и горизонтальную (16) рамки с указателями угла излома, шлицевой вал 11 и опору 12.

Эксплуатационный режим работы испытываемого карданного шарнира на данном стенде моделируется следующим образом.

1. Испытываемый шарнир нагружают крутящим моментом рычагами 19, смещая их концы относительно друг друга и с помощью резьбовых стяжек 20 создавая пару сил.

2. Силами инерции шарнир нагружается при вращении силового контура стенда приводом.

3. Колебательное движение роликов подшипниковых узлов с переменной амплитудой и частотой достигается изменением (с помощью качателя) угла излома шарнира.

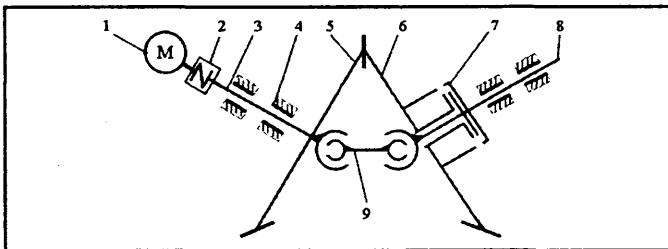


Рис. 2. Схема стенда с силовым контуром «шарнир в конической передаче»:

1 — электродвигатель; 2 — упругая муфта; 3 — ведущий вал; 4 — опора; 5 — ведущее коническое зубчатое колесо; 6 — ведомое коническое зубчатое колесо; 7 — управляемая нагружающая муфта; 8 — ведомый вал; 9 — испытываемая карданная передача

4. Динамическое нагружение осевыми усилиями и крутильными колебаниями обеспечивает вращение нагруженного шарнира при переменном угле излома.

В процессе испытаний карданного шарнира с игольчатыми подшипниками стенд позволяет контролировать и измерять передаваемый им крутящий момент, уровень вибрации, частоту вращения, угол излома, температуру в подшипниковых узлах, продолжительность испытаний (наработку). И, как при любых исследовательских испытаниях, — напряжения и деформации элементов испытываемого шарнира, износ подшипниковых узлов (контроль радиального зазора).

Однако данный стенд решает, по существу, лишь частную задачу, но не способен приблизить условия испытаний карданной передачи к условиям ее нагружения в трансмиссии АТС. Это вынудило заняться разработкой стенда именно для испытаний карданных передач. И он создан (пат. № 2134412 и 2205377, РФ)².

Данный стенд — тоже с коаксиальным расположением технологической и испытываемой передач. Но технологическая представляет собой уже не карданный шарнир, а зубчатую коническую передачу.

Этот стенд, предназначенный для испытания шарниров карданных передач по замкнутому силовому контуру, содержит (рис. 2) электродвигатель 1, упругую муфту 2, соединяющую электродвигатель с валом 3, который установлен в опоре 4; ведущее коническое зубчатое колесо 5, жестко закрепленное на ведущем валу 3 и входящее в зацепление с ведомым коническим зубчатым колесом 6; управляемую нагружающую муфту 7, одна из полумуфт которой соединена с колесом 6, а вторая — с ведомым валом 8; испытываемую карданную пере-

² В работе принимал участие канд. техн. наук Е.П. Тимашов.

дачу 9, внешние вилки которой соединены с зубчатым колесом 5 и валом 8.

Стенд работает следующим образом.

Управляемой муфтой 7 шарниры карданной передачи нагружают крутящим моментом, проворачивая вал 8 относительно конического колеса 6; крутящий момент от этой муфты через вал 8 передается на карданную передачу 9 и далее, проходя через зубчатое зацепление конических колес 5 и 6, замыкается на ней же. Величина угла излома шарниров испытываемой передачи 9 определяется углом пересечения осей валов 3 и 8.

При ресурсных испытаниях карданных шарниров контролируются и измеряются те же параметры, что и на стенде, выполненном по схеме «шарнир в шарнире». То есть крутящий момент, частоту вращения, температуру в подшипниковом узле, продолжительность испытаний, износ подшипников узла.

Таким образом, на обоих стендах могут быть смоделированы эксплуатационные нагрузки в достаточном для ускоренных ресурсных испытаний их диапазоне. Но основное достоинство стендов — более высокая долговечность технологической передачи. Чтобы убедиться в этом, выполним расчет контактных напряжений и долговечности элементов их силовых контуров.

Из конструктивной схемы силового контура стенда с коаксиальным расположением технологических и испытываемых элементов следует: величины крутящих моментов, передаваемых технологической и испытываемой передачами, равны. Тогда для контура «шарнир в шарнире» можно записать формулу № 1 (см. таблицу), а для контура «шарнир в конической передаче» — формулу № 2.

Далее. Основной причиной выхода из строя подшипников и зубчатых передач является, как известно, усталостное разрушение поверхностного слоя материала шипов крестовины и зубьев, возникающее в результате воздействия знакопеременных контактных напряжений. То есть для предотвращения отказа элементы подшипниковых узлов и зубья приходится рассчитывать на поверхностную выносливость. И здесь проблем нет. Уравнение взаимосвязи нагрузочных параметров технологической и испытываемой передач на основании уравнения кривой усталости известно: это формула № 3.

Для подсчета контактных напряжений σ_H в карданном подшипниковом узле при начальном линейном контакте предназначена формула № 4, а срока службы L_{ha} карданной передачи — формула № 5.

Контактные напряжения σ_H на поверхностях прямозубых конических колес определяются на основании расчета эквивалентных цилиндрических колес, т. е. по формуле № 6.

Как видим, инструменты для расчета есть. Воспользуемся ими.

Вычисление контактных напряжений в элементах карданных подшипниковых узлов и зубчатой передачи начнем с того, что зададимся величинами допускаемых напряжений для шипов крестовины, выполненных из стали 20Х или 20ХГНТР и обработанных до HRC 58, а для зубчатых колес — из стали 40Х. В первом случае это 3000 МПа, во втором — 1510 МПа.

Далее примем, что параметры карданных шарниров соответствуют параметрам VII и IV типоразмеров (см. РД 37.001.665—96) с подшипниками 804707K4C10 и 804704K5C10, а параметры технологической крестовины модернизированного стенда ($H = 370$ мм) и зубчатых колес, взятые из ГОСТ 19624—74, следующие: $m_e = 8$ мм, $z = 38$, $\delta = 81^\circ$, $\Sigma = 162^\circ$, $R_e = 154$ мм, $d_m = 255$ мм, $h_e = 17,6$ мм, $d_e = 304$ мм.

Располагая исходными данными, по формулам № 1 и 2 сопоставим величины радиальных усилий F_r для обоих вариантов силовых контуров. В итоге получается, что окружающая сила в технологической передаче варианта «шарнир в шарнире» составляет 35,5 %, а у «шарнир в конической передаче» — 56,6 % величины радиальной силы, действующей на подшипниковый узел в испытываемом карданном шарнире. То есть с точки зрения ресурса технологическая передача в отношении радиальной силы явно превосходит испытываемую.

Теперь по формулам № 4 и 6 вычислим значения контактных напряжений, а по формулам № 3 и 5 — долговечность технологической и испытываемой передач сопоставляемых вариантов силовых контуров.

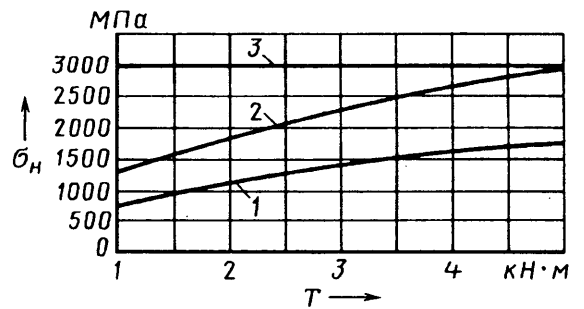


Рис. 3. Зависимость контактных напряжений от крутящего момента (вариант № 1):

1 — технологическая передача; 2 — испытываемая передача; 3 — предельно допустимое значение контактных напряжений

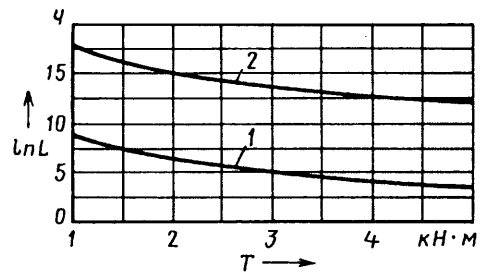


Рис. 4. Зависимость долговечности от крутящего момента (вариант 1):

1 — испытываемая передача; 2 — технологическая передача

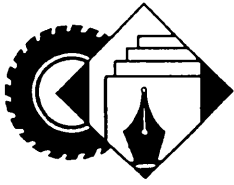
Вариант первый: силовой контур по схеме «шарнир в шарнире» на основе карданного шарнира VII типоразмера. Получаем, что контактные напряжения σ_H в подшипниковом узле технологического шарнира равны $25,1 \sqrt{T}$, а в узле испытываемого шарнира — $\sigma_H = 42,0 \sqrt{T}$ МПа.

Итог: расчетная долговечность L_{ht} технологического шарнира равна $3,26 \cdot 10^{14} \cdot T^{-3,165}$, расчетная долговечность L_{ha_n} подшипникового узла при $\Delta_n = 70$ мкм, $n = 1000$ мин⁻¹ и $\beta = 12^\circ = 106 \cdot 10^{11} \cdot T^{-3,165}$. То есть первая превышает вторую в 30 раз.

Задаваясь значениями крутящего момента T в пределах нагружения карданных подшипниковых узлов, легко получить рис. 3 и 4, на первом из которых показана зависимость расчетных контактных напряжений в технологическом (кривая 1) и испытываемом (кривая 2) шарнирах от крутящего момента и граница (кривая 3) допускаемых контактных напряжений, а на втором — зависимость долговечности испытываемого (кривая 1) и технологического (кривая 2) карданных шарниров.

Вариант второй: силовой контур по схеме «шарнир в конической передаче» на основе карданного шарнира IV типоразмера. Здесь контактные напряжения σ_H в зубчатом зацеплении равны $14 \sqrt{T}$, а в подшипниковом узле испытываемого карданного шарнира — $\sigma_H = 107 \sqrt{T}$ МПа. Расчетная долговечность L_{ht} зацепления — $1,45 \cdot 10^{17} \cdot T^{-3,165}$, а подшипникового узла при $\Delta_n = 50$ мкм, $n = 1000$ мин⁻¹ и $\beta = 9^\circ = 434 \cdot 10^4$ раз! Другими словами, на втором варианте стенда без замены его технологической передачи можно провести почти 4,5 млн ресурсных испытаний.

Таким образом, можно считать доказанным: созданные в Белгородской ГСХА стенды превосходят все серийно выпускаемые стенды аналогичного назначения; выполняемые с их помощью ресурсные испытания элементов конструкции карданных передач обходятся гораздо дешевле. Но главное, они позволяют создать банк результатов таких испытаний, что дает возможность разработчикам карданных передач перейти к виртуальному проектированию последних. То есть вообще отказать от натуральных их исследований.



УДК 629.07.001.57

ТРЕНАЖЕРЫ, МОДЕЛИРУЮЩИЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕМ

Д-р техн. наук Ю.К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ,
канд. техн. наук А.А. ТРИКОЗ

НАМИ

В большинстве стран автомобиль либо уже стал, либо становится предметом повседневного пользования. Например, в странах Западной Европы управлению этим транспортным средством обучены до 80 % взрослого населения, в США — до 95 %. Неуклонно растет число автомобилей и в России. Увеличиваются объемы выполняющих с их помощью перевозок. Все это, очевидно, ведет к увеличению интенсивности дорожного движения и требует высокой квалификации водителей. Однако обеспечить такую квалификацию на практике довольно сложно. Не случайно статистический анализ аварийности на автомобильном транспорте показывает, что в настоящее время по вине водителей совершается до 75 % ДТП, особенно часто аварийные ситуации создают водители со стажем менее трех лет, а точнее — с низкой эффективностью традиционных методов их обучения. Ведь они, методы, сводятся, как известно, к изучению теории вопроса и 30—40 урокам управления автомобилем в реальных дорожных условиях. Естественно, за такое короткое время будущий водитель не может испытать на себе все возможные варианты дорожных ситуаций, поскольку последние, во-первых, имеют случайный характер и, во-вторых, зависят от многих факторов.

В авиации и на железнодорожном транспорте давно уже учитывают эти обстоятельства, в связи с чем при обучении летчиков и машинистов активно задействована тренажерная техника, воспроизводящая реальные условия полета или движения рельсового транспорта. Такой подход дает возможность вести обучение последовательным воспроизведением реальных ситуаций, начиная с простых и переходя к более сложным в необходимой их последовательности и с нужной частотой, а также фиксировать (например, с помощью компьютера) все ошибки в действиях обучаемого, что ускоряет усвоение им учебного материала, поскольку после каждого занятия он получает детальный (а главное, объективный) анализ своих действий с указанием сильных и слабых их сторон и видит последствия ошибок.

В последние годы тренажеры (по западной терминологии — симуляторы) начали применять и при обучении водителей транспортных средств. Причем если раньше начиналось дело с простейших устройств, способствующих освоению навыков работы с оборудованием кабины (переключение передач, перемещение педалей тормоза, подачи топлива и т. д.), то сейчас есть тренажеры с программным обеспечением, которые моделируют погодные условия, состояние дорожного покрытия, виды дорог и многое другое, с чем может столкнуться водитель на практике. Они могут вести даже профилактическую работу. Например, английская полиция с помощью тренажеров демонстрирует школьникам старших классов (в Англии права на управление автомобилем выдаются лицам, достигшим 16 лет) последствия управления автомобилем после употребления алкоголя или наркотиков.

Об эффективности тренажеров при подготовке водителей статистика свидетельствует следующее: после 6—8 часов занятий на нем необходимый объем обучения на реальном автомобиле сокращается до 10—15 уроков, т. е. втрое. Тренажеры в настоящее время применяются не только для подготовки, но и для повышения квалификации водителей. Ведь конст-

рукция этих устройств постоянно совершенствуется, их имитационные возможности все больше приближаются к реальным условиям эксплуатации автомобиля. Так, модуль водительского места и все органы управления автомобилем и светотехникой в точности повторяют существующие на реальном автомобиле. Программное обеспечение позволяет моделировать практически все возможные дорожные ситуации, погодные условия, типы дорог и дорожного покрытия, бездорожья, шумовое сопровождение. В некоторых конструкциях существует даже воспроизведение вибрации кузова при движении автомобиля, изменение его углового положения при прохождении поворота или торможении и т. д. Панорамные экраны с углом обзора до 180° воспроизводят дорожную обстановку, которую водитель видит через лобовое и боковые стекла. Предусматривается и экран, позволяющий оценивать дорожную обстановку через зеркало заднего вида. Ни один тренажер, естественно, не обходится без средств имитации отказов основных систем АТС (двигателя, рулевого управления и пр.). То есть тренажеры все более усложняются, набор решаемых ими задач расширяется. Например, с их помощью не только обучают и повышают квалификацию водителей, но и решают чисто исследовательские задачи, изучают поведение водителя и автомобиля в различных, в том числе нештатных, ситуациях. В качестве примера можно привести тренажер AS 1200 (рис. 1), разработанный и выпускаемый норвежской компанией «АвтоСим», который предназначен для обучения водительского персонала и научных исследований. В его состав входят полноразмерный макет автомобиля с сохранением всех его органов управления, электронные блоки управления, визуальная система, программное обеспечение, а также система, воспроизводящая вибрацию кузова при движении и его поворот относительно трех осей. При этом повышенное внимание уделено моделированию дорожной обстановки, особенно расположению «участников движения» (автомобилей, пешеходов, велосипедистов и т. д.) на дороге. И характерно то, что все «участники дорожного движения» наделены искусственным интеллектом.

В программном обеспечении тренажера AS 1200 заложено несколько стандартных сценариев дорожных ситуаций. Причем инструктор может задавать любую из них и с помощью имеющегося интерфейса оценивать действия водителя в каждой ситуации.

База данных AS 1200 включает описание дорог различного типа и назначения (городские проезды, пригородные дороги, дороги в сельской местности, горные, заснеженные и мокрые дороги, сухой асфальт и т. д.) на площади 500 км² (25×20 км); протяженность этих дорог — более 200 км.

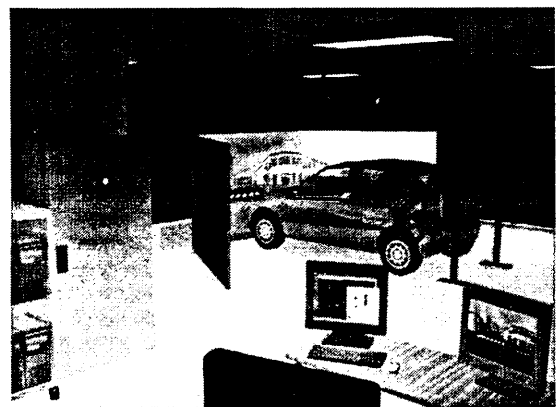


Рис. 1. Тренажер AS 1200

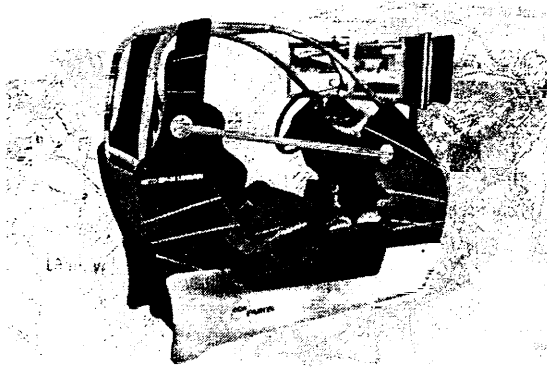


Рис. 2. Тренажер фирмы «Эка Фарос»

Тренажер построен по модульному принципу, что позволяет удовлетворять любым стандартам на нормы и правила управления автомобилем, требованиям правил дорожного движения.

При обычном (серийном) исполнении в качестве макета применяются автомобили «Рено Меган», «Тойота Ярис», «Сатурн», модифицированные для целей тренажера. Но по заказу возможны и другие модели.

При работе тренажера на его центральный компьютер поступают сигналы о положении рулевого колеса автомобиля, рычагов переключения передач и ручного тормоза, педалей сцепления и подачи топлива. Визуальная система с углом обзора 180° образована тремя передними экранами общей площадью 4,025 м² (2,3×1,75 м) и одним задним экраном, на которые четырьмя проекторами передается изображение дорожных ситуаций, боковые зеркала выполнены на основе жидкокристаллических дисплеев. Она воспроизводит параметры движения автомобиля, в том числе ускорения, замедления, остановки, а также изменение направления перемещения участников движения, дорожные знаки и световые указатели. Ее минимальное разрешение — 30—60 Гц.

Более простой и дешевый вариант (рис. 2) предлагает французская фирма «Эка Фарос». Он представляет собой компактный модуль, в котором установлены панель приборов и рулевое колесо реального автомобиля, его регулируемое сиденье, ремни безопасности, рулевое управление, имитирующее «чувство дороги», педали управления; рычаг переключения передач; а также трехмерная видеосистема, состоящая из регулируемого экрана зеркала заднего вида и обеспечивающая угол обзора 120°; база данных с описанием различных городских дорог и путевых развязок длиной 200 км с 80 перекрестками; стереоаудиосистема, которая имитирует шумы дорожного движения (двигателей автомобилей, звуковых сигналов, шум от контакта шин с дорогой) и даже дождя. Инструктор же может общаться с обучаемым только через радиосистему, т. е. ставить задачу голосом.

В настоящее время имеются и тренажеры специального назначения. В частности, для обучения и повышения квалификации водителей (пилотов) высокоскоростных гоночных автомобилей в условиях езды по треку. Дело в том, что стоимость обучения и практики езды на треке колеблется от нескольких тысяч до десятков тысяч долларов за один цикл занятий. Чтобы ее снизить, и применяют тренажеры. Например, тот (рис. 3), что разработан фирмой «Виртуал GT» и предназначен именно для обучения специфическим приемам езды на треке. Кроме того, им могут пользоваться квалифицированные водители при знакомстве с новым треком, тренировках на известном треке, повышении сенсорных реакций при управлении в условиях максимальных скоростей и езды на различных треках на автомобилях с различными характеристиками.

В дальнейшем фирма планирует оснастить тренажер камерой с системой климатконтроля с тем, чтобы максимально приблизить условия занятий к реальным условиям автомобильных гонок.

К устройствам, моделирующим управление автотранспортными средствами, можно отнести и динамические специализированные стенды-симуляторы, предназначенные в авиации

для проведения научно-исследовательских работ, т. е. углубленного изучения системы «автомобиль—водитель—дорога» и проведения на этой основе работ по совершенствованию управляемости, устойчивости АТС. Правда, столь широкого распространения, как в авиации, они не получили. Причина — высокие сложность и стоимость конструкции, обусловленная необходимостью моделировать значительные линейные перемещения (например, при крутом повороте или торможении) и ускорения, происходящие в течение короткого промежутка времени. Но, тем не менее, такие стенды-симуляторы есть. Самый сложный и дорогой из них — стенд-симулятор NADS (рис. 4), построенный американской фирмой TRW по заказу национального агентства безопасности дорожного движения. Его стоимость превысила 50 млн долл., 11,7 млн из которых инвестированы университетом штата Айова, где он и установлен в павильоне площадью 400 м².

В состав этого стенда входит большой куполообразный модуль, в котором могут размещаться полноразмерный легковой автомобиль, кабина грузового автомобиля или автобуса, модифицированные с помощью электронных устройств и механических систем в целях создания модели транспортного средства; платформа, на которой он устанавливается и которая поворачивается вокруг своей вертикальной оси на 360° в каждую сторону; гидросистема, способная изменять его угловое положение в вертикальной плоскости; рельсы, по которым стенд перемещается в продольном и поперечном направлениях в пределах площади павильона; 15 проекторов, с помощью которых и панорамных экранов внутри модуля воссоздается дорожное движение; современная аудиосистема, воспроизводящая различные шумы, сопутствующие движению автомобиля в реальных условиях.

Стенд-симулятор в режиме реального времени моделирует динамические процессы в системе «автомобиль—водитель—дорога» и может применяться для углубленных исследований в областях управляемости и устойчивости движения, медицины и т. п.

В связи с тем, что такие стенды очень дорогие, некоторые фирмы объединяют усилия по их разработке, изготовлению и использованию. Например, ряд английских, датских и фран-



Рис. 3. Тренажер фирмы «Виртуал GT»

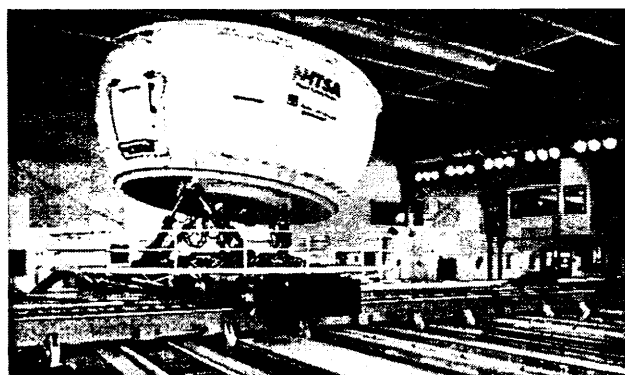


Рис. 4. Стенд-симулятор NADS

цузских фирм создали (проект «Ультимайт») компактный динамический стенд-симулятор, позволяющий детально изучать поведение водителя, управляющего автомобилем, и испытывать новые конструкции и системы, повышающие эксплуатационные качества и безопасность АТС. Этот стенд содержит компактную платформу с шестью степенями свободы, установленную на раме, которая способна перемещаться в двух направлениях и имитировать ускорение до 7 м/с^2 , а также движение с ускорением до $0,1 \text{ г}$ в течение 1—3 с по направлению осей X и Y. Его масса, по сравнению с предыдущими разработками, значительно уменьшена и составляет 3,5 т.

На платформе стенда установлен модуль кабины автомобиля, оборудованный панорамным цилиндрическим экраном с углом обзора 150° и всеми органами управления реального автомобиля. Но предусмотрено и альтернативное решение этой системы — дисплей, устанавливаемый на голове водителя и позволяющий управлять автомобилем в виртуальном пространстве.

При создании стенда была задействована база данных, созданная на основе анализа 15 дорожных систем, включая испытательные треки, а также узлы и блоки, изготовленные специализированной фирмой. Так, для моделирования визуального изображения дорожного движения и шумового сопровождения применено программное обеспечение «Сканер II», разработанное фирмой «Рено» и широко распространенное в мире для промышленных целей и в академических исследованиях; компактные устройства перемещения элементов стенда изготовлены датской фирмой «Рексрот», визуальная система — английской СЕОС и т. д.

В состав стенда входят четыре персональных компьютера, три из них используют операционную систему Linux и управляют дисплеями, и один компьютер — систему Windows с двумя процессорами, который анализирует данные и управляет механизмами перемещения.

Таким образом, можно сказать, что методы подготовки водителей с помощью тренажерной техники в мире применяются уже достаточно широко. Существует множество конструкций автомобильных тренажеров, почти полностью воспроиз-

водящих управление реальным автомобилем. Разработаны и серийно выпускаются многочисленные конструкции водительских модулей со всеми органами управления, создано высокотехнологичное программное обеспечение, с высокой степенью достоверности моделирующее условия движения автомобиля. Эти тренажеры значительно улучшают качество обучения, сокращают время подготовки и переподготовки водителей. Но динамические симуляторы, моделирующие процесс управления автомобилем и позволяющие углубленно изучать системы «автомобиль—водитель—дорога» в стендовых условиях, пока в мировом автомобилестроении встречаются не часто. Однако уже разрабатываются и более дешевые конструкции, которые, безусловно, будут пользоваться повышенным спросом. И можно с уверенностью предположить, что в будущем, учитывая широкие возможности динамических симуляторов для повышения безопасности движения АТС, ими, безусловно, обзаведутся если не все, то большинство автомобильных исследовательских центров.

В России методика подготовки водителей на основе тренажерной техники, можно сказать, не реализуется. Автомобильные тренажеры хотя и выпускаются рядом предприятий, но их число явно недостаточно для оснащения автошкол, а технический уровень уступает зарубежному. Однако положение может измениться к лучшему. Уже хотя бы потому, что появилась юридическая предпосылка — федеральная программа «Повышение безопасности дорожного движения в 2006—2012 годах», предусматривающая расширение подготовки водителей на специализированных тренажерах и разработку методики ее реализации. Теперь дело за созданием массового производства тренажеров с высоким техническим уровнем и умеренной ценой. И для этого есть все возможности. И прежде всего — огромный опыт отечественной авиационной промышленности. Кроме того, есть и значительный опыт по математическому моделированию управляемого движения автомобиля, накопленный в НАМИ. Нельзя не учитывать и зарубежный опыт, особенно опыт финансирования таких разработок с деятельным участием правительственных организаций.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Рудякова О.В. — Управленческая и эффективность: российский опыт. Аринин И.Н., Прохоров В.Н., Ковалов С.И. — Оценка эффективности работы производственных подразделений пассажирского АТП по нормативам времени простоя автобусов на ТО и ТР АСМ-факты 1
5
8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Семенов В.Г., Васильев И.П. — Показатели дизеля при его работе на биотопливах разных сортов 9
Соколов В.К. — Электродинамический двигатель 11
Галлямов П.М., Ярусов А.Г. — Система управления тяговым электродвигателем, снижающая динамическую нагруженность трансмиссии троллейбуса 14
Хадеев Р.Г. — Регулятор частоты вращения с преобразователем передаточного отношения 18
Каруниан М.А., Устищенко В.С., Баранова Е.В. — Устройство, повышающее боковую устойчивость АТС 20
Хорычев А.А. — Вариант модернизации классификации легковых автомобилей 22
Евграфов А.Н., Кутяев А.В. — Алгоритм формирования автомобильного кузова 25

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Комаров В.В., Куклев Е.А. — Методические основы оценки безопасности автотранспортных средств с помощью моделей рисков «катастроф» 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кармянков К.Н. — Технологическая размерная цепь как инструмент повышения точности сборки центральной передачи троллейбуса 29
Алиев А.В., Саушкин П.Н. — Подушки безопасности: вопросы баллистического проектирования 32
Пастухов А.Г. — Усовершенствованные стенды для ресурсных испытаний карданных передач 35

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
Есеновский-Лашков Ю.К., Трикоз А.А. — Тренажеры, моделирующие управление автомобилем 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, А. Л. Каруниан, Г. И. Мамити, Р. В. Козьрев (ответственный секретарь), С. М. Крутлов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель),
Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик,
Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин,
И. С. Сазонов, Г. А. Снеговский, В. Е. Чьялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор М. Г. Джавадян

Сдано в набор 03.03.2008. Подписано в печать 17.04.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,43. Зак. 340.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство «Машиностроение»»

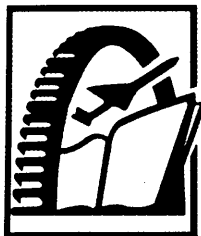
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромкинский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

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

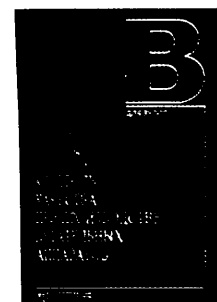
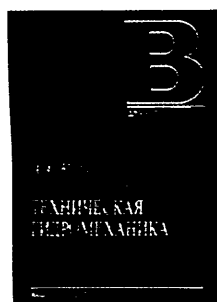
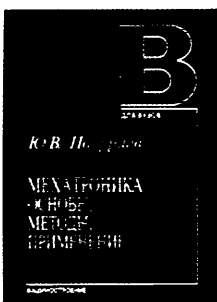
Цена свободная

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.



ИЗДАТЕЛЬСТВО “МАШИНОСТРОЕНИЕ”



Автор, название книги	Цена с НДС, руб.
Базров Б.М. Основы технологии машиностроения: учебник. 736 с.	440
Волчкевич Л.И. Автоматизация производственных процессов: учеб. пособие. 380 с.	308
Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 560 с.	363
Интеллектуальные роботы: учеб. пособие / под общ. ред. Е.И. Юревича. 360 с.	495
Коваленко Г.В. и др. Летная эксплуатация: учеб. пособие. 416 с.	330
Кожевников Д.В. и др. Режущий инструмент: учебник. 528 с.	330
Кожевников Д.В., Кирсанов С.В. Резание материалов: учебник. 304 с.	363
Косов Н.П. и др. Технологическая оснастка: вопросы и ответы: учеб. пособие. 304 с.	363
Кудинов А.А. Техническая гидромеханика: учеб. пособие. 368 с.	396
Подураев Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение: учеб. пособие. 256 с.	264
Располов В.Я. Микромеханические приборы: учеб. пособие. 400 с.	550
Рожков В.Н. Контроль качества при производстве летательных аппаратов: учеб. пособие. 416 с.	396
Суслов А.Г. Технология машиностроения: учебник. 430 с.	440
Технологические процессы механической и физико-химической обработки в авиадвигателестроении: учеб. пособие / под общ. ред. В.Ф. Безъязычного. 539 с.	550
Туктанов А.Г. Технология производства стрелково-пушечного и артиллерийского оружия: учебник. 375 с.	385
Чижков Ю.П. Электрооборудование автомобилей и тракторов: учебник 656 с.	495

ОАО "Издательство "Машиностроение", 107076, г. Москва, Стромьинский пер., д. 4.

Тел.: (495) 269-66-00, 269-52-98 – отдел реализации.

Факс: (495) 269-48-97. E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

boysis

ЛИДЕР

В МИРЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ОКРАСКИ



+7 (495) 238-6585, 238-7680, +7 (905) 594-0000 www.nomacont.ru, e-mail: info@nomacont.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru