

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 8 • август • 2018



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:339.137.2

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕАКЦИИ АВТОПРОИЗВОДИТЕЛЯ НА ПРОБЛЕМЫ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ

Д-р техн. наук КОЗЛОВСКИЙ В.Н.; кандидаты техн. наук АЙДАРОВ Д.В.,
ПАНЮКОВ Д.И.; ШАНИН С.А.

Самарский ГТУ, Поволжский ГУ сервиса, КамАЗ (846.278-44-60)

Представлены результаты разработки и реализации аналитического комплекса оценки реакции автопроизводителя на проблемы качества продукции.

Ключевые слова: автомобильная промышленность, мониторинг качества.

Kozlovskiy V.N., Aydarov D.V., Panyukov D.I., Shanin S.A.
EFFICIENCY OF THE REACTION OF THE AUTOMOBILEER
ON QUALITY PROBLEMS

The article presents the results of the development and implementation of the analytical complex for assessing the reaction of the automaker to the problems of product quality.

Keywords: automotive industry, quality monitoring.

Сложность конструкции современного автомобиля, необходимость обеспечения высокого уровня качества и конкурентоспособности продукции проецируются на все этапы жизненного цикла и определяют сложность соответствующей отраслевой структуры. Объёмы и спектр информации, которыми необходимо оперировать и управлять при проведении исследования показателей качества и надёжности, а также при разработке мероприятий по улучшению качества продукции, — чрезвычайно велики. Например, современный кодификатор типовых дефектов может насчитывать как минимум 2000—2500 возможных формализованных позиций. Спектр отказов по системам современного автомобиля представлен на рис. 1.

Всё это формирует глобальное требование по организации и проведению на предприятиях системной работы по анализу и улучшению качества продукции, охватывающей все уровни компании, от низового — производственного, до уровня высшего менеджмента. И эта работа, без сомнения, ведётся. Но всегда ли она эффективна?

Ответом на этот вопрос может служить рис. 2, где приведены результаты практического анализа индикаторов времени прохождения отдельных этапов работ, связанных с улучшением автомобилей. Этот анализ показывает, что на предприятии этапы, связанные с идентификацией дефекта, обоснованием работ, бюджетированием, а также с реализацией соответствующего плана корректирующих действий

(ПКД), занимают от 18 до 24 месяцев, что, в принципе, в современных условиях — недопустимо. Тем более, что сроки обновления (рестайлинга) автомобилей сопоставимы с указанным периодом. Период от момента идентификации проблемы до её исключения из списка наиболее важных может занимать от 36 до 54 месяцев. А это уже сопоставимо с разработкой и выводом на рынок новых автомобилей. И это с учётом того, что рассматриваемое предприятие обладает высоким уровнем компетенций. А что же можно сказать о предприятиях не столь крупных?

Анализ проблемы с использованием экспертового подхода и метода мозгового штурма привёл нас к диаграмме Исикава (рис. 3). Корневые причины на ней ранжированы по степени важности от 1 до 8. Двойной рамкой выделены причины, имеющие отношение к информационно-аналитическому сопровождению соответствующей деятельности.

Из анализа диаграммы видно, что наибольшую важность среди причин получила недостаточная мотивация персонала. К несчастью, и сегодня есть случаи, когда вопросы мотивации вызывают у менеджмента некоторое отторжение. Между тем для создания творческой среды (а улучшения — это всегда творчество) нужны нестандартные подходы, материальные и моральные стимулы, нужен командный дух.



Рис. 1. Диаграмма распределения основных систем автомобиля по уровню дефектности за 2015 г.

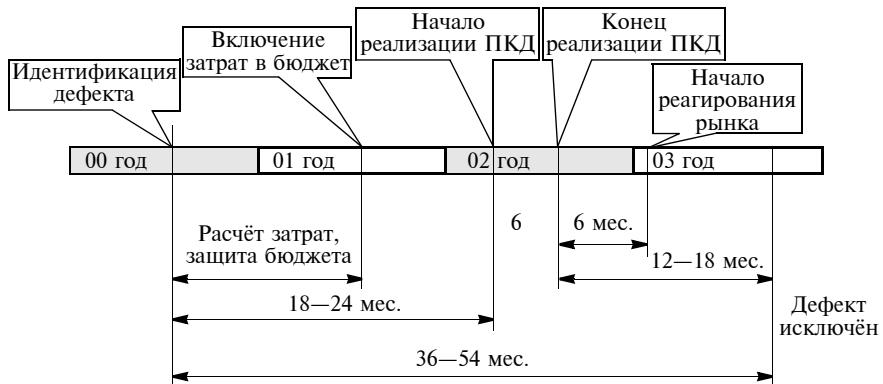


Рис. 2. Диаграмма результатов анализа времени прохождения этапов процесса улучшения качества автомобилей

Во многих случаях именно эти факторы закладывают фундамент будущих успехов.

На многих наших предприятиях служба качества, по-прежнему, не то чтобы управляет процессами, а скорее занята рутиной контроля. И, соответственно, хронически не хватает людей, средств измерений, недостаточно развиты аналитические, коммуникативные информационные системы. Кстати, недостатки последних, например, выливаются в необходимость проведения многочисленных, ежедневных, совещаний по решению проблем качества продукции, что, конечно, трудно назвать эффективным инструментом улучшения. Требуются изменения в понимании значимости системы управления качеством в организации. Но почему-то мы наблюдаем обратный тренд в этой области. Приме-

ром тому — стремительно вошедшие в моду бесчисленные презентации по анализу и мероприятиям в области качества. Буквально каждый шаг работы сопровождается презентацией, подготовка которой занимает массу времени. Но занятому анализом специалисту всегда требуется время для обдумывания, и его при такой организации работы — не остается! Как это не абсурдно звучит, в некоторых крупных высокотехнологических производственных компаниях скорость подготовки и количество презентаций становятся устойчивым и важным фактором оценки эффективности персонала. Неудивительно, что соответствующая псевдоэффективность скоро войдёт в систему KPI организаций. А где же была глубина и фундаментальность анализа проблем, которые всегда были свойственны спе-

циалистам отечественной инженерной школы?

Таким образом, ещё одной коренной причиной, на которую следует обратить особое внимание, и которая аккумулирует значительное число блоков диаграммы (см. рис. 3), является несовершенство процесса организации аналитической деятельности в целом и информационно-аналитического сопровождения работы как ключевого направления, связанного с улучшением в частности. И если подводить оценку влияния данной причины на конечный результат процесса — скорость реакции на запросы потребителей в сравнении другими причинами, то ей следует дать такую же совокупную оценку верхнего уровня, как и мотивации. В современных условиях наличие, развитость и эффективность программно-аналитических и коммуникационных инструментов напрямую определяют скорость реакции на запросы внешней среды.

Следующая причина невысокой скорости и эффективности реакции на запросы потребителей связана с недостаточно эффективным администрированием, координацией и управлением деятельностью. Она равнозначна двум указанным выше. Практика показывает, что вопросы эффективности менеджмента — всегда одни из ключевых. И в данном, конкретном случае контроль за исполнением этапов работы, координация в условиях многообразия функционала и множества ответственных подразделений, принятие решений, основанных на фактах, являются одними из важнейших элементов. Не говоря уже о необходимости обеспечения лидерства руководства, с чем на практике сложно практически всегда.

Может показаться, что представленная работа определяет комплексное решение второй из выделенных проблем — организации аналитической деятельности и информационно-аналитического сопровождения работы в области качества. Однако из проведённого выше анализа всех причин понятно, что разработка и реализация интегрированной информационно-аналитической программной среды, несомненно, обеспечивают улучшения в области мотивации персонала за

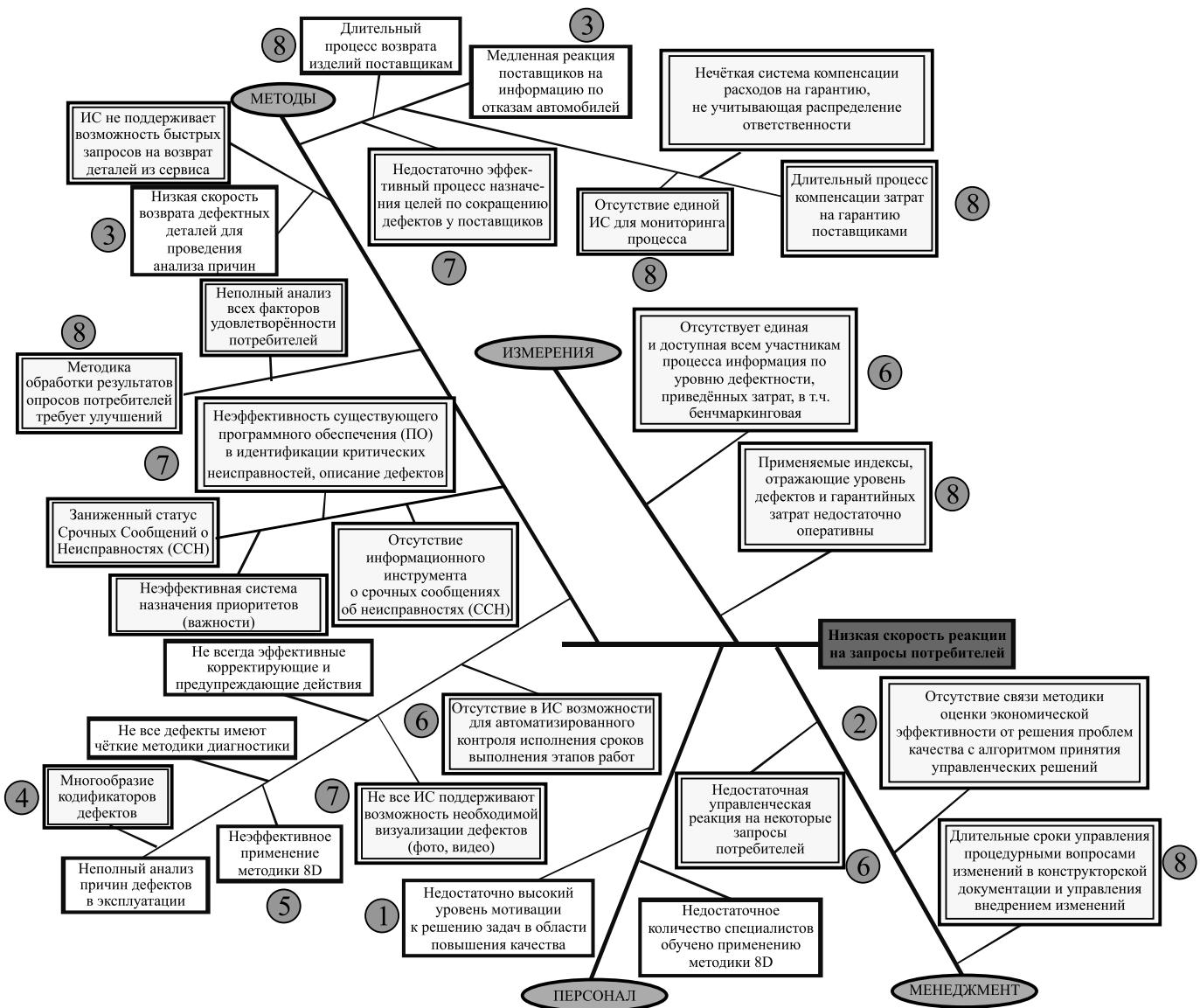


Рис. 3. Причинно-следственная диаграмма Исикава

счёт разработки и реализации в её рамках понятных и достаточно простых формализованных правил, более чётко выделяющих границы и объёмы работы на этапах решения задач в области качества. Кроме этого, полученные решения направлены на повышение эффективности менеджмента за счёт создания среды, в которой существенная часть контрольных и координирующих функций автоматизирована, а решения руководства принимаются на основе более полной и достоверной, подготовленной в соответствии со строгими лекалами и правилами аналитики, информации. При этом, по сути, формируются информационная экспертная среда коммуникаций и база накопленных данных о

прецедентах в области качества (база знаний).

На основании вышеизложенного можно сделать ещё один важный вывод, связанный с необходимостью формализованной разработки и реализации в ландшафте системы менеджмента качества современных автомобильных корпораций — нового важного процесса, охватывающего связями все процессы организации, которые обеспечивают качество продукции и услуг. Функции данного процесса должны определяться решением задач по анализу текущего состояния качества продукции и услуг, с разработкой мероприятий, направленных на улучшение, а также их координация и управление.

Существующая сегодня база подходов и методов организации процесса поиска и решения проблем в области качества, которую можно использовать в решении актуализированных выше проблем, довольно обширна. В её состав входят и аналитические инструменты вскрытия проблем качества, и определения их причин, а также организационные подходы и методики работы команд специалистов. Но довольно часто, как это было показано ранее, даже достигнутый высокий уровень компетенций и методического обеспечения разбивается о скалы неэффективной организационно-технической работы и функциональные границы между подразделениями внутри компании. В итоге пробле-

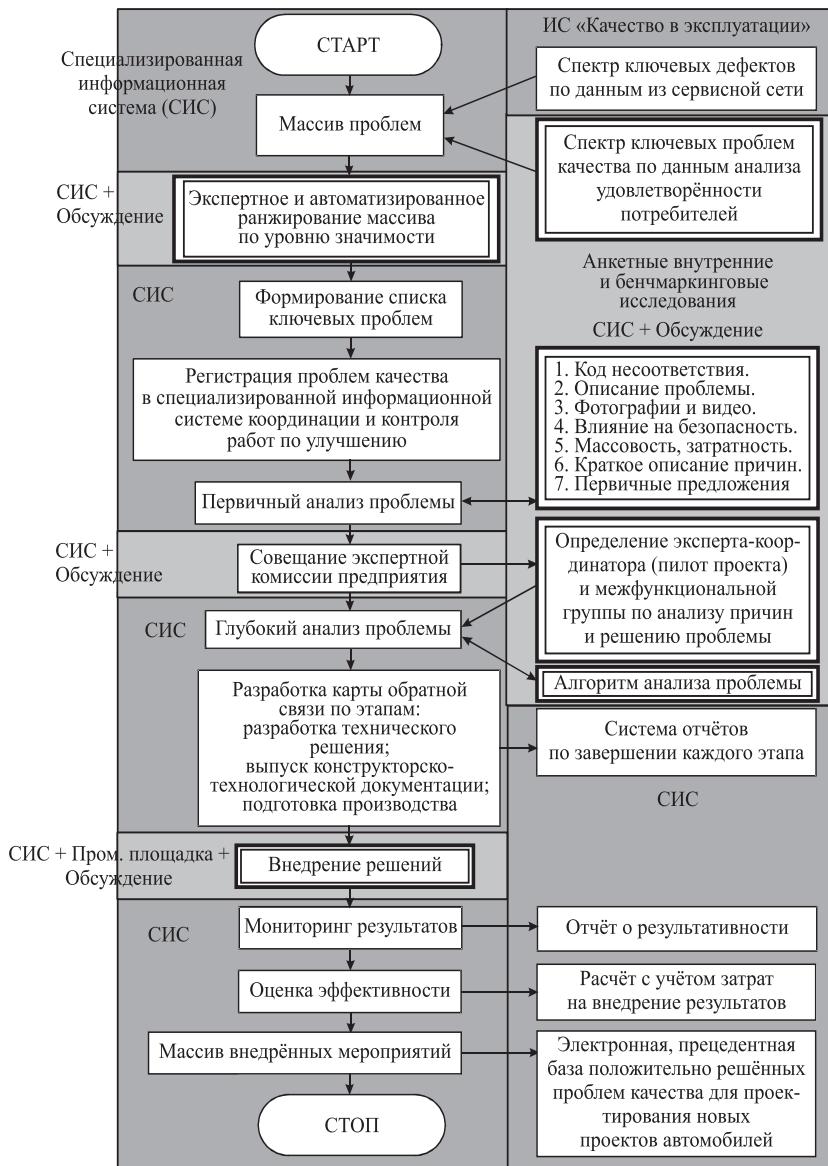


Рис. 4. Концептуальная структура предлагаемой экспертной среды

мы качества решаются, можно сказать, титаническими усилиями определённого и часто одного и того же круга лиц — в основном руководителей среднего звена и ведущих специалистов. В общем мы являемся свидетелями беспрецедентного давления на умы экспертов-качество-венников, постоянно растущими объёмами информации. При этом от них (от экспертов) требуется сконцентрированный анализ и решение проблем.

Именно поэтому цель данной работы состоит в разработке нового комплексного подхода к обеспечению процесса улучшения качества продукции автомобильстроительной компании, объединяющего организационную и информационно-аналитическую составляющие работы

за счёт разработки и реализации интегрированной экспертной среды, определяющей фундамент процесса и являющейся основой для формирования соответствующего корпоративного стандарта управления. Концептуально структура предлагаемого подхода представлена на рис. 4 и включает два типа блоков.

В блоках с двойными рамками сконцентрированы пункты экспертной групповой работы, требующий обсуждение, мозгового штурма и нуждающиеся в formalизации и описании её результатов в рамках перспективной интегрированной среды. По сути, рассматриваемый тип блоков объединяет функционал, полная автоматизация работы которого в настоящее время, да и в

ближайшей перспективе, точно не будет возможной. Например, в блоке экспертное и автоматизированное ранжирование массива по уровню значимости проводится первичный автоматизированный анализ весомости влияния единичной проблемы качества на обобщённую оценку, в том числе с точки зрения экономики затрат. Однако, как показывает практика, во многих случаях только экспертный взгляд на проблему, на основе первичных аналитических выкладок, способен обеспечить объективность при выборе ключевых проблем. Естественно, что блоки, определяющие действия экспертной группы и связанные с анализом проблем, а также их обсуждением, также не могут быть полностью автоматизированы в рамках интегрированной системы. Однако данная работа может подчиняться более чётким алгоритмам, чем принято сейчас. В качестве примера на рис. 5 приведён formalизованный алгоритм проведения глубокого анализа проблемы в области качества. Для информационно-аналитической поддержки функций рассматриваемого типа блоков возможно применение программных коммуникационных технологий, обеспечивающих возможности обсуждения проблемы между экспертами дистанционно, в рамках разрабатываемой интегрированной среды. При этом также можно чётко formalизовать и автоматизировать создание выходных форм результатов обсуждения в виде протоколов и решений, с определением необходимых сроков исполнения и установкой автоматизированного контроля и координации этапов.

Все остальные блоки определяют действия, которые можно автоматизировать полностью или почти полностью. Первым из рассматриваемых блоков данного типа является информационная система "Качество в эксплуатации", которая определяет аналитический функционал системы, служащей основным источником информации о качестве автомобилей в эксплуатации. Для повышения эффективности работы в рамках разрабатываемой экспертной среды предлагается решить вполне посильную в настоящее время задачу, связанную с интеграцией

соответствующей информационной системы и перспективной, с получением эффекта от сокращения времени решения аналитических и координационных задач, что достижимо в рамках работы одной среды. Следующие блоки рассматриваемого типа реализуют функционал автоматизации операций, связанных с регистрацией, контролем сроков исполнения и координацией работы экспертов. Понятно, что, например, работа по разработке технического решения, выпуск конструкторско-технологической документации и подготовка производства не могут быть автоматизированы полностью. Однако современная практика реализации наиболее продвинутых интегрированных комплексов проектирования высокотехнологичной продукции, а также поддержки управлеченческих решений показывает, что в рамках формализованных алгоритмов работы так называемых человеко-машинных систем многие вопросы, связанные с разработкой нормативно-технической документации (НТД), сейчас решаются автоматизировано.

Блоки, определяющие решение задач, связанных с мониторингом, оценкой эффективности результатов, также нуждаются в автоматизации в рамках единой интегрированной среды. Дело в том, что сегодня на крупных предприятиях для решения данных задач могут использоваться разные корпоративные информационные системы и соответствующие электронные базы данных. Бывает так, что по одним данным мониторинг показывает положительный эффект, а по другим — отрицательный. Это можно наблюдать в случаях, когда разные подразделения корпорации используют свои информационные источники, свои алгоритмы расчётов или по своему трактуют входные данные, что, конечно, не приемлемо. Должен быть единый алгоритм и единые правила, которые действуют в единой, обязательной для всех, интегрированной среде. Да и участие человеческого фактора в решении задач, связанных с оценкой эффективности работы, согласитесь, требует минимизации.

Ещё одним аспектом, на котором необходимо остановиться, рассмат-

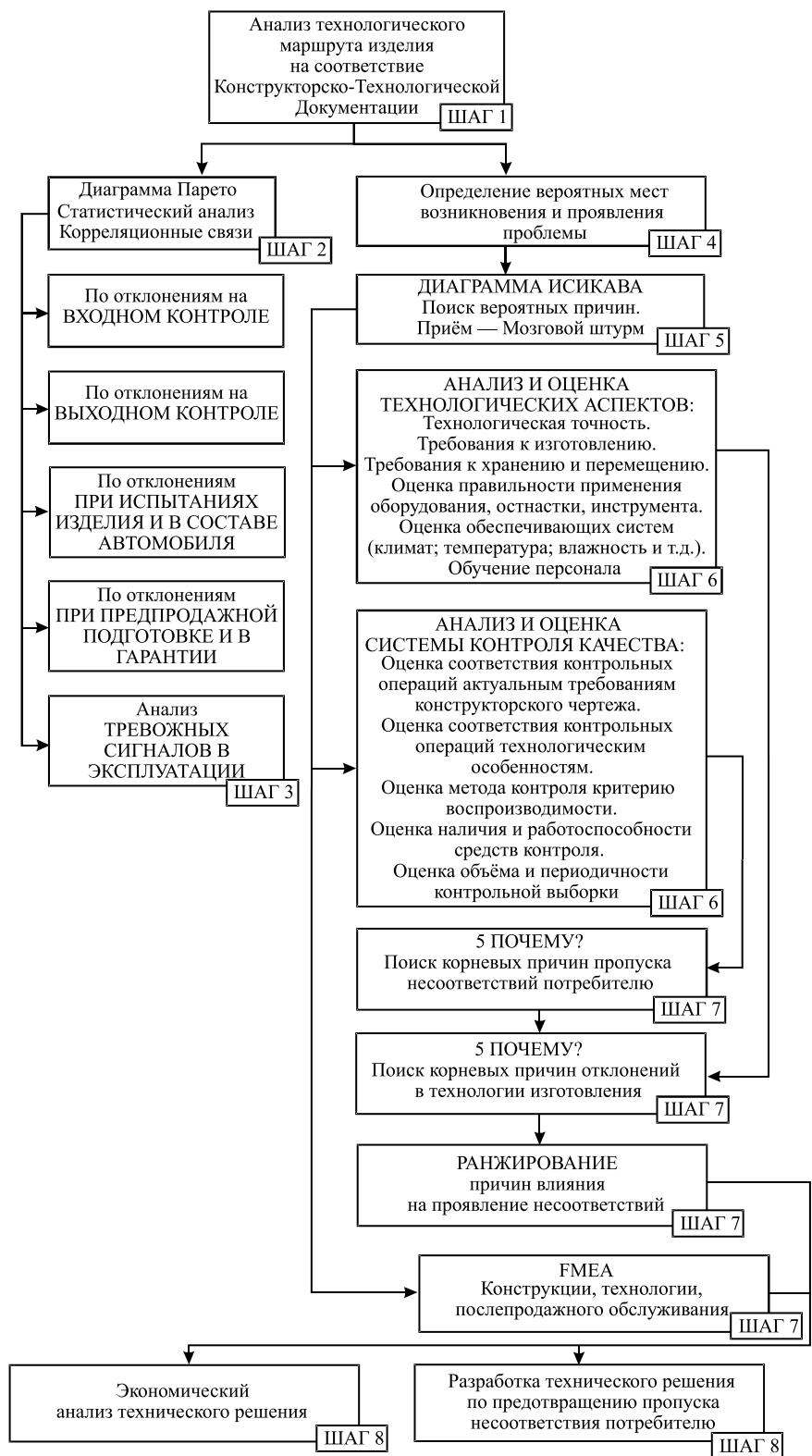


Рис. 5. Предлагаемый алгоритм действия экспертных групп при глубоком анализе проблем качества

ривая предложенную структуру, является электронная прецедентная база полученных решений в области качества. Базы знаний уже достаточно прочно вошли в сознание экспертного сообщества как дейст-

венный инструмент упрощения процесса решения сложных задач и принятия управлеченческих решений. Однако практика российских предприятий довольно чётко показывает их, мягко говоря, неразвитость.

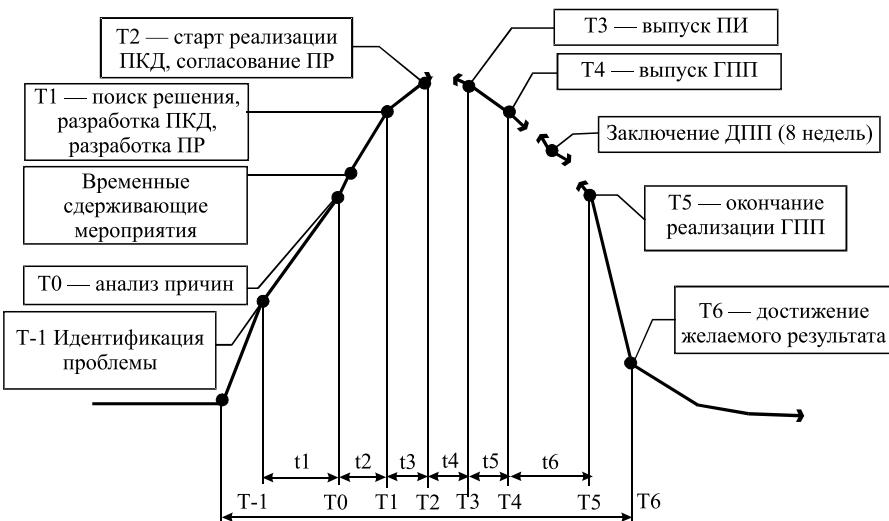


Рис. 6. Диаграмма распределения времени этапов прохождения проекта по улучшению качества продукции

Часто полученные и реализованные с положительным эффектом решения в дальнейшем остаются невостребованными и быстро забываются. И здесь дело в сложной структуре межфункциональных взаимоотношений внутри крупных промышленных предприятий. Ясно, что в современных условиях полученные технические решения должны оцифровываться в рамках единой информационной базы решений (базы зна-

ний), которая была бы доступна и проста в использовании. Это может обеспечить сокращение объёмов необходимых ресурсов при решении схожих актуальных проблем.

Ну и ещё один момент, который нуждается в освещении. Это проблема жёсткого функционального подхода, действующего на многих отечественных машиностроительных предприятиях. Этого вопроса мы уже немного касались выше. В ус-

ловиях работы в таких организациях каждое подразделение очень ревностно относится к запросам и предложениям со стороны других подразделений. Так, реализация предложенной структуры в рамках интегрированной экспертной программной среды и в рамках корпоративного стандарта обеспечивает решение задачи по разрушению этих функциональных границ, естественно, при соблюдении условия, заключающегося в полноценной реализации принципа СМК — Лидерство руководства.

Теперь, исходя из полученных результатов, появилась возможность для формирования предпосылок и обоснования основных целевых индикаторов соответствующего процесса СМК. Сейчас уже можно детализировать этапы будущего процесса. Для этого диаграмму, с которой, собственно, всё и началось (см. рис. 1), представим в виде вершины (рис. 6), подъём на которую сопровождается идентификацией проблемы, анализом причин, определением и реализацией временных сдерживающих мероприятий, поиском решения с разработкой плана корректирующих действий и предложений к изменению конструк-

Этапы проекта	Срок (max), дней по НТД	Срок фактический, дней			Цель (max), дней
		Средний	min	max	
T-1 — идентификация проблемы. Регистрация проблемы в СИС	Неуст.	7	3	14	3
T0 — анализ причин	45	90	1	180	20
Временные сдерживающие мероприятия *	Неуст.	90	1	180	7
T1 — поиск решения, разработка ПКД, разработка ПР	20	10	7	14	14
T2 — начало реализации ПКД, согласование ПР: внутреннее производство закупки	180	146 110	4 1	460 470	100 100
T3 — выпуск ПИ	15	17	5	30	15
T4 — выпуск ГПП	15	14	7	21	14
Заключение ДПП *	56	—	—	—	14
T5 — окончание реализации ГПП	Неуст.	143	6	790	100
T6 — достижение желаемого результата	Неуст.	214	153	360	По рез. 3, 6 месяцев эксплуатации
Итого	331	731/695	187/184	2049/2059	287 + (3 или 6 месяцев анализа данных)

ции изделия (ПР) и соответствующим запуском работы по реализации ПКД, что, естественно, является наиболее сложной частью пути и которая соответствует наиболее проблематичной части исходной диаграммы.

Далее, при спуске с вершины, решаются задачи выпуска предварительного извещения об изменении конструкции изделия (ПИ), с графиком подготовки производства (ГПП), заключением соответствующего договора (ДПП) и его реализации вплоть до момента мониторинга результатов работы.

В заключение работы, для определения целевых трендов процесса улучшения качества продукции спроектируем данные диаграммы, представленной на рис. 6, в табличную форму текущих нормативных и фактических, а также целевых показателей процесса. Текущие значения нормативных показателей взяты из действующего многообразия стандартов предприятия. Фактические значения показателей взяты из баз электронных регистраций исполнения этапов работ, в рамках существующего многообразия корпоративных информационных систем предприятия. В качестве обосново-

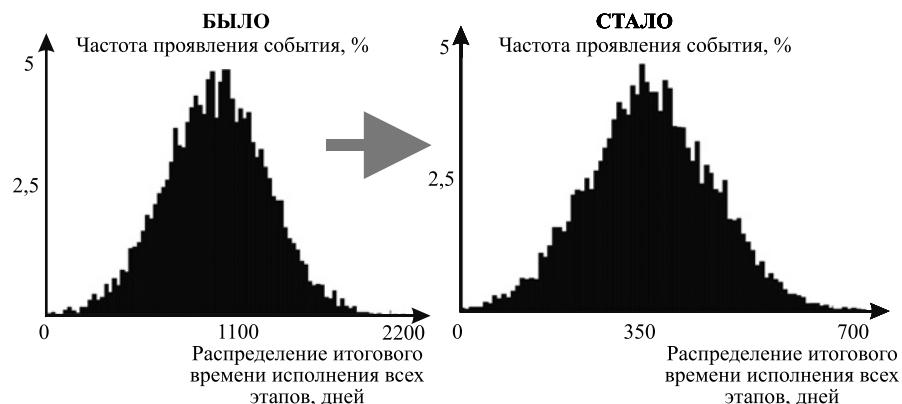
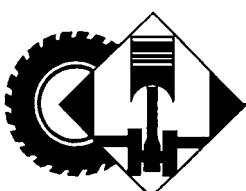


Рис. 7. Результаты моделирования процесса улучшения качества продукции до и после внедрения предлагаемых разработок

вания к разработке целевых показателей соответствующего процесса СМК в таблице, исходя из статистического анализа нормативных и фактических данных о времени протекания отдельных этапов работы, путём определения среднеквадратического значения отклонений времени исполнения этапов по электронным базам регистраций с выделением границ интервала распределения 6σ и их сужением в нормальном законе получены целевые показатели времени исполнения отдельных этапов работы, которые можно рассматривать как оптими-

зированные. Соответствующий эффект от разработки и реализации интегрированной среды и процесса СМК очевиден из анализа данных, приведённых в таблице. Кроме этого, по результатам математического моделирования в среде "Matlab", с использованием генератора случайных чисел, дана оценка прогнозируемого эффекта от сужения границ вероятности распределения времени исполнения всего комплекса этапов работ по улучшению качества автомобилей по сравнению с исходным (фактическим) вариантом (рис. 7).



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.621.868.238

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОЛНОПРИВОДНОГО АТС

Канд. физ.-мат. наук ПОДЗИРЕЙ Ю.С.

Институт ядерных исследований НАН Украины

(yuri.podzirey@gmail.com)

Рассмотрена концепция полноприводного АТС общего назначения с упрощённой механической трансмиссией. Представлена принципиальная схема двигателя, выполненного в линейной геометрии, с многопозиционным выводом крутящего момента для АТС колёсных формул 12×12 ; 8×8 и 4×4 .

Ключевые слова: механическая трансмиссия, полуось, камера сгорания, крутящий момент, труба блока цилиндров.

Podzirey Yu.S.

ABOUT THE USE OF AVIATION TECHNOLOGY FOR CONSTRUCTING FULLDRIVE VEHICLE

The concept of a general fulldrive vehicle which have simplified mechanical transmission is considered. A schematic diagram of a long-stroke engine with a multi-position torque output for vehicle 12×12 ; 8×8 and 4×4 is presented.

Keywords: mechanical transmission, semiaxis, combustion chamber, torque, cylinder block pipe.

В начале XX в. двигатели внутреннего сгорания уже успешно применялись на автомобилях, но были слишком тяжелы и маломощны, чтобы поднять в воздух летательный аппарат. Специально для этой цели был разработан новый двигатель, детали которого, в том числе блок цилиндров, были отлиты из алюминия. Это

позволило братьям Райт совершить прорыв и положить начало современной авиации. С тех пор разные отрасли транспортного машиностроения успешно подпитывают друг друга технологиями и материалами. Так, даже рамы некоторых многоосных АТС выполняются из лёгких и прочных титановых сплавов; широко применяются в автомобильной технике углеродные композитные материалы, а теплоизоляция выпускной системы некоторых гоночных автомобилей содержит золотую фольгу, которая впервые была применена на технике космической.

Задача снижения собственной массы транспортных средств всегда весьма актуальна. В этом плане для автомобилестроения особенно ценен опыт авиации, где наибольшим "весовым совершенством" обладает испробитель. Его несущей конструкцией является сам двигатель, к которому спереди крепится кабина пилота и механизмы управления, слева и справа — полукрылья, а сзади — стабилизатор. Подобное решение может использоваться и в автомобилестроении, что обеспечит высокую удельную грузоподъёмность, например, многоосным полноприводным шасси.

Двигатель для полноприводного АТС

Для транспортных машин считается более корректной постановка задачи оптимального синтеза не отдельных агрегатов силовой установки, а всей системы двигатель—трансмиссия в целом. Двигатель может быть выполнен так, чтобы его детали были частью трансмиссии. Они должны быть максимально просты, технологичны и недороги. Для снижения эксплуатационных расходов желательно иметь индикаторный КПД двигателя на номинальном режиме более обычных 30–40 %. Подобные пожелания выполнимы с появлением элементов конструкции, обладающих ка-

чественно новыми свойствами. Без этого не стоит ожидать и значительных результатов в улучшении показателей работы двигателя.

Специализированные двигатели всегда имели более высокий КПД, чем унифицированные. Существует целый класс свободнпоршневых машин, у которых рабочий орган непосредственно связан с поршнем дизеля. Устранение передающих и промежуточных звеньев между ними позволяет существенно снизить объём и массу всего устройства и повысить КПД машины. Последнее обусловлено устранением некоторых ограничений на параметры рабочего процесса. К этой группе относятся свободнпоршневые дизель-компрессоры, дизель гидронасос, дизель импульсный привод струга и др. [1].

Основное препятствие на этом пути для транспортного ДВС — кривошипно-шатунный механизм. Многие авторы [2] небезосновательно полагают, что в развитии двигателей с КШМ наступил системный кризис. Вследствие недостаточного расширения рабочего газа часть топлива теряется. Большая часть тепловых потерь может быть устранена путём замены кривошипно-шатунного механизма реечно-шестеренчатым (РШМ). Кроме того, возникает возможность существенно упростить трансмиссию, избавившись от коробки передач. Напомним: малое плечо, создаваемое КШМ в первой четверти хода поршня, приводит к тому, что двигатель "не тянет" на низкой частоте вращения, поэтому и нужна коробка передач, стоимость которой для многоосного АТС может составлять от 10 до 25 % (порядка 250 тыс. рублей).

На рис. 1 представлена принципиальная схема ДВС (в трёх модификациях), выполненная на основе короткоходового авиационного линейного генератора

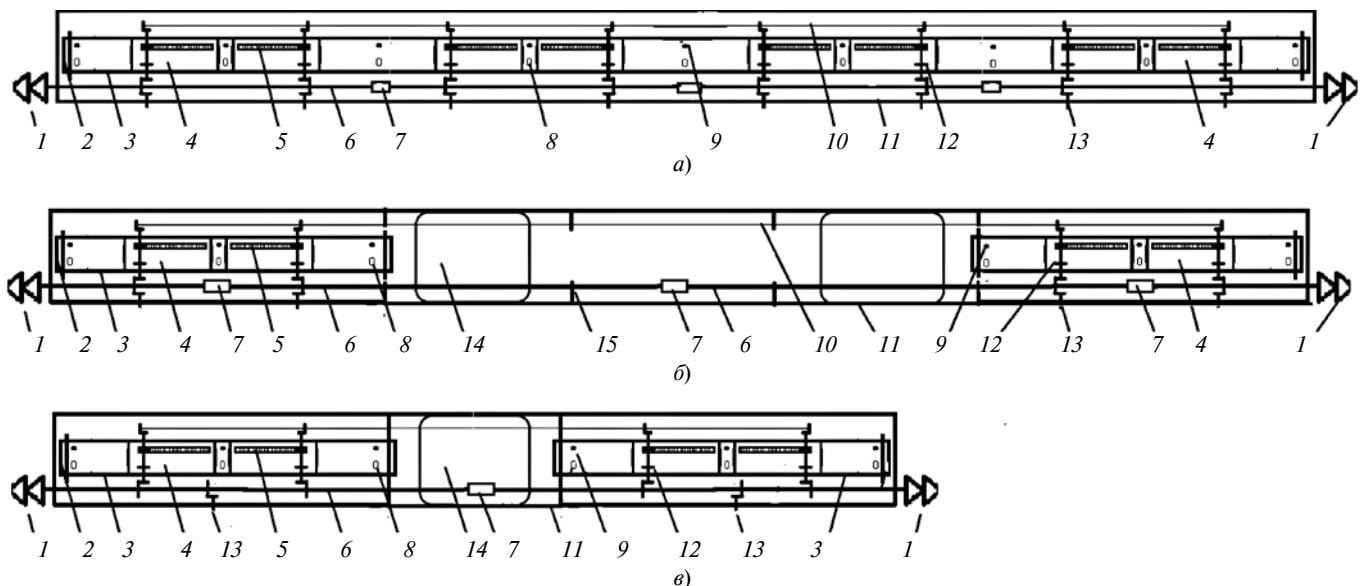


Рис. 1. Принципиальная схема линейного двигателя для АТС 16×16 (а), 8×8 (б), 4×4 (в):

1 — двухступенчатый компрессор наддува; 2 — крышка блока цилиндров; 3 — труба блока цилиндров; 4 — поршень; 5 — верхняя зубчатая рейка; 6 — трансмиссионный вал; 7 — межосевой дифференциал; 8 — выпускной клапан; 9 — форсунка; 10 — синхронизирующий вал; 11 — ресивер сжатого воздуха; 12 — муфта свободного хода; 13 — вал отбора мощности; 14 — бак с топливом; 15 — опорный кронштейн

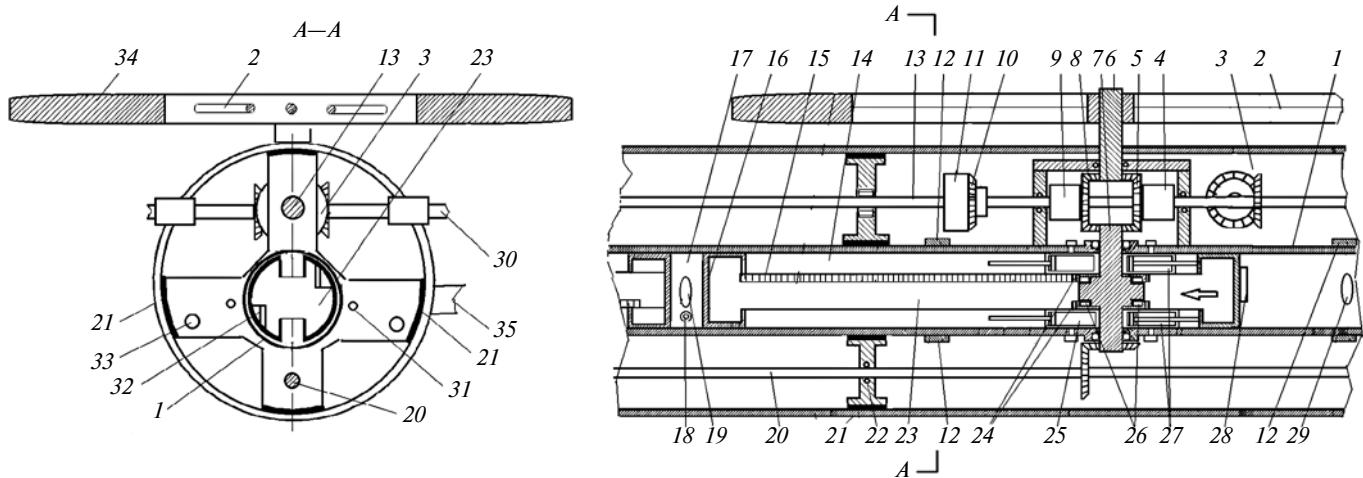


Рис. 2. Линейный двигатель:

1 — труба блока цилиндров; 2 — спица маховика; 3 — коническая пара правой полуоси; 4 — сцепление переднего хода; 5 — ведущая шестерня переднего хода; 6 — вал привода навесного оборудования; 7 — вал отбора мощности; 8 — ведущая шестерня заднего хода; 9 — сцепление заднего хода; 10 — ведущая шестерня левой полуоси; 11 — дифференциал; 12 — золотниковый клапан промежуточной продувки цилиндра; 13 — трансмиссионный вал; 14 — направляющая прорезь поршня; 15 — верхняя зубчатая рейка; 16 — днище поршня; 17 — камера сгорания; 18 — форсунка; 19 — выпускной клапан; 20 — синхронизирующий вал; 21 — теплоизолированный ресивер сжатого воздуха; 22 — виброзолятр подушечного типа; 23 — поршень; 24 — зубчатый венец муфты свободного хода; 25 — устройство управления положением мёртвой точки; 26 — заклинивающий элемент муфты свободного хода; 27 — шток устройства управления м.т.; 28 — выпускное окно; 29 — окно промежуточной продувки; 30 — правая полуось; 31 — трубопровод тормозной жидкости; 32 — нижняя зубчатая рейка; 33 — топливная магистраль высокого давления; 34 — маховик; 35 — выхлопной патрубок

газа, предназначенного для транспортного самолета вертикального взлёта и посадки. Его длинноходовой вариант позволит регулировать положение мёртвых точек. Блок цилиндров двигателя выполнен в виде отрезка трубы, закрытого с торцами крышками. Двигатель содержит чётное число поршней — один поршень на каждую ось АТС. Внутри каждого расположен сдвоенный РШМ с зубчатыми рейками на противоположных сторонах тронка. Обе половины механизма работают поочерёдно в эстафетном режиме. Крутящий момент создаётся на валу отбора мощности 13 для вращения колеса, а также на трансмиссионном валу 6, расположенным параллельно трубе блока цилиндров. Он может быть снят с любой его точки, что удобно для работы навесного оборудования. Далее под термином "цилиндр" будем полагать отрезок блока цилиндров от форсунки до соседнего вала отбора мощности.

В зависимости от длины блока цилиндров и числа поршней двигатель может быть использован для АТС 12×12, 8×8 или 4×4. Ресивер 11, помимо ёмкости сжатого воздуха для наддува цилиндров, также выполняет функцию хребтовой рамы, которая объединяет все остальные детали и механизмы машины. Двигатель работает следующим образом. Вспышка топлива с правой стороны поршня толкает его влево (на рис. 2 направление движения указано стрелкой). Верхняя зубчатая рейка 15 через шестерню 24, выполненную в виде зубчатого венца на обойме муфты свободного хода, приводит во вращение вал отбора мощности 7 и, при включенном сцеплении переднего 4 или заднего хода 9, трансмиссионный и синхронизирующие валы 13, 20. Сцепления обеспечивают соединение вала 13 с ведущими шестернями 5, 8. Если оба сцепления выключены, то вращается только вал 6, предназначенный

для обеспечения работы навесного оборудования, а вал 13 неподвижен. Нижняя шестерня на муфте свободного хода в это время вращается от нижней рейки 32 (сечение А-А) в свободном режиме. При приближении днища поршня к выпускному окну 28 он воздействует на шток гидротормоза 1 (рис. 3), при этом тормозная жидкость перекачивается справа налево через два боковых канала, что приводит к торможению поршня.

Положение конца штока, зависящее от общего количества тормозной жидкости, определяет положение мёртвой точки и, соответственно, объём камеры сгорания. Для фиксации заданного положения мёртвой точки служит блок управления 7, включающий компенсатор объёмного расширения жидкости, которая неизбежно нагревается в процессе многократной перекачки. Торможение поршня приводит в движение сепаратор роликов или других заклинивающих элементов 26 (рис. 2) в муфте свободного хода, который перебрасывает их из положения "заклиниено" в положе-

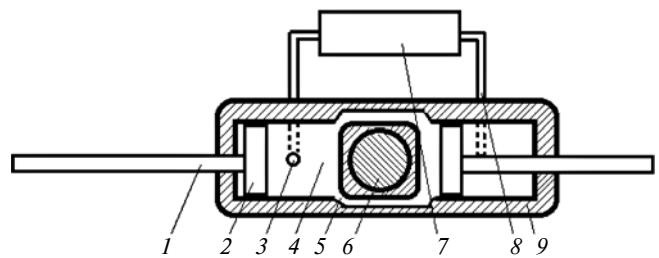


Рис. 3. Устройство управления и фиксации положения мёртвых точек:

1 — шток; 2 — поршень; 3 — клапан подачи тормозной жидкости; 4 — тормозной цилиндр; 5 — канал прокачки тормозной жидкости; 6 — вал отбора мощности; 7 — блок регулирования положения мёртвой точки; 8 — трубопровод; 9 — корпус

жение "расклинено". Аналогичный процесс, но в обратном направлении, происходит в верхней части муфты, которая переключается из состояния "свободный ход" в состояние "рабочий ход". Если время перехода муфты в этом направлении больше, чем в обратном, то возникает возможность периодического отключения трансмиссионного вала 13 от поршневой группы и, соответственно, более эффективной организации процесса сгорания топлива.

Подключение нижнего зубчатого венца муфты обеспечивает передачу крутящего момента посредством нижней зубчатой рейки 32 (сечение А-А). Поскольку она расположена на противоположной стороне тронка поршня 23, трансмиссионный вал 13 получит одностороннее вращение, а синхронизирующий вал 20, постоянно кинематически связанный с верхней рейкой 15, — разностороннее.

Цилиндрический золотниковый клапан 29, 12 обеспечивает превышение степени расширения рабочего газа над степенью сжатия воздуха. Клапан открывается с началом продувки цилиндра и закрывается при обратном ходе после его прохождения поршнем. Таким образом, продувка и наддув могут осуществляться через окно промежуточной продувки 29 и после закрытия выпускного окна 28, что увеличивает время-сечение выпуска. Если, например, отношение S/D на сжатие воздуха 4/1 и на рабочий ход 7/1, то на продувку и наддув может выделяться свыше 40 % хода поршня.

Прямоточная продувка через клапан и окно 29, 12 создаёт равномерную тепловую нагрузку на оппозитные поршни. Ударные нагрузки на муфту свободного хода могут быть сведены к минимуму, если подключение поршня к валу отбора мощности 7 происходит при выравнивании линейных скоростей обеих частей муфты (внешней и внутренней), а ведущая шестерня соединена с валом 7 через упругую муфту. Отсутствие перекладки поршня в мёртвых точках и жёстких ограничений на его массу допускает изготовление поршня из материалов с низкой теплопроводностью, обеспечивающих повышение максимальной температуры топливного цикла, и "твёрдую" металлографитную смазку пары поршень—цилиндр. Уплотнение пары поршень—цилиндр может быть также выполнено на основе углеродных нанотрубок, которые выдерживают температуру до 1000 °C и имеют весьма низкий коэффициент трения — на два порядка ниже, чем любая пара обычных материалов [3].

Это позволит поднять температуру стенок камеры сгорания до 700—800 °C и устраниТЬ потерю неполного сгорания топлива в пристеночном пространстве. Как показано в работе [4] увеличение массы поршня имеет неоднозначный характер. Оно уменьшает нагрузку на механизм преобразования возвратно-поступательного движения на такте "рабочий ход" и увеличивает на всех остальных. В данном случае каждый ход поршня двухстороннего действия — рабочий.

Следующим шагом, приближающим этот двигатель к адиабатному, могут быть продувка и наддув цилиндров воздухом, нагретым в результате его воздушного охлаждения. При этом малая литровая мощность и

увеличенные габаритные размеры двигателя компенсированы большим рабочим объёмом и более удобным его расположением, а именно за счёт его "капсулирования" в термоизолированном ресивере 21 сжатого воздуха. Он одновременно выполняет функцию хребтовой рамы. Сжатый воздух подаётся двухступенчатыми центробежными компрессорами 1 (см. рис. 1) с обоих торцов ресивера-рамы. Главное достоинство длинноходового дизеля с РШМ — это возможность получения высокой степени сжатия (отсутствует коленчатый вал с опорными шейками), регулирование объёма камер сгорания, наличие постоянного плеча для создания крутящего момента. Это позволяет отказаться от коробки передач и исключить из конструкции глушитель. Остановка всех поршней двигателя в среднем положении после его выключения позволяет применить для пуска топливный цикл Ленуара [5]. Значительный объём ресивера 11 (рис. 1) позволяет использовать привод компрессора с постоянным передаточным отношением. Длительность пуска ~0,2 с без использования тяжёлых и сложных пусковых устройств: нужны лишь баллоны со сжатым воздухом для первоначального заполнения ресивера (на рис. 1 не показаны). Теплоизоляция ресивера и значительно большее, чем обычно, расширение рабочего газа существенно снижают видимость АТС в инфракрасном диапазоне. Для современных и перспективных поршневых атмосферных турбонаддувных двигателей увеличение степени расширения является ключом к радикальному повышению КПД [6].

Трансмиссия и ходовая часть

Рассмотренная выше схема поршневого ДВС предполагает более жёсткую, чем обычно, интеграцию с ходовой частью. Двигатель создаётся под заданное шасси и заданные размеры колёс, расстояние между которыми определяется двигателем. Трансмиссия для такого двигателя исключительно механическая — с высоким КПД, компактная, лёгкая, надёжная, простая в производстве и эксплуатации. Как было сказано выше, традиционная коробка в данном случае не требуется: разветвление потока мощности происходит в самом двигателе.

Конструкция двигателя предполагает раздачу крутящего момента на каждую полусь отдельно и непрерывное регулирование мощности за счёт изменения объёма камер сгорания и подачи топлива. Это существенно упрощает не только конструкцию трансмиссии, но и управление АТС в целом. Для ходовой части шасси колёсной формулы 12×12 (см. рис. 1, а) с равномерным распределением осей по базе предположим наличие колёс, соответствующих ведущим колёсам комбайна "Нива" — диаметр 1400, ширина 530 мм, масса 160 кг. Тогда наиболее вероятны следующие параметры двигателя: расстояние между валами отбора мощности 1600, диаметр поршня 130, ход на сжатие 400, на расширение 700, длина цилиндра 850 мм, рабочий объём на шесть поршней 114,6 л. При литровой мощности 10,47 л. с./л и мощности двигателя 1200 л. с. общая длина 12-цилиндрового двигателя — 10,2 м.

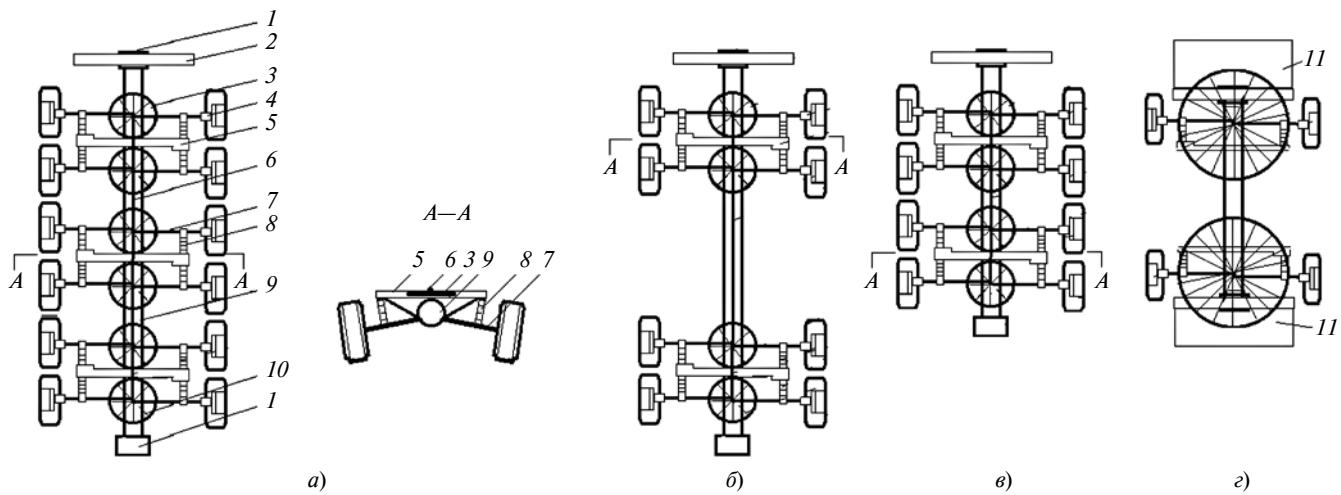


Рис. 4. Трансмиссия и ходовая часть шасси 12×12 (а), 8×8 (б, в), 4×4 (г):

1 — двухступенчатый компрессор наддува; 2 и 5 — опорные кронштейны кабины водителя и навесного оборудования; 3 — маховик; 4 — шарнир равных угловых скоростей; 6 — вал для навесного оборудования; 7 — полуось; 8 — рессора; 9 — хребтовая рама-ресивер сжатого воздуха; 10 — спица маховика; 11 — отсек безопасности

На рис. 4, а представлена кинематическая схема мостов шестиосного шасси, включающая трансмиссионный вал с двенадцатью точками отбора мощности для колёс и шестью точками отбора мощности для наружного оборудования. Крутящий момент с трансмиссионного вала 13 (см. рис. 2) передаётся на качающиеся полуоси 30 через пары конических шестерён. Левая полуось соединена с валом через дифференциал 11, что обеспечивает разную скорость вращения правых и левых колёс при криволинейном движении. В особо сложных условиях может быть использован механизм блокировки межосевого дифференциала. Длинноходовая подвеска и балансирная связь между расположенными рядом полуосами снижает профильные и динамические нагрузки в ходовой части. Вращение шести маховиков 3 (рис. 4) создаёт гироскопический момент, повышающий боковую устойчивость АТС.

Отказ от коробки передач требует компьютерного управления для согласования таких параметров, как нагрузка, объём камер сгорания, подача топлива и сжатого воздуха в цилиндры. На компьютер может быть возложено регулирование давления в широко-профильных шинах для обеспечения оптимальных условий качения, индивидуальных для каждого колеса, а также диагностика и контроль состояния узлов и агрегатов, индикация отказов и исправление ошибок водителя. Возможны различные варианты рулевого управления. Лучшие параметры маневренности обеспечит всеколёсное управление по формуле (1—6), оно же и наиболее дорогое.

На рис. 4, г представлена схема легкового полноприводного автомобиля повышенной безопасности. Очевидно, что безопасный автомобиль должен иметь переднюю и заднюю части максимально энергопоглощающими, а каркас салона — максимально жёстким. Парадокс состоит в том, что у традиционных автомобилей наиболее массивная и жёсткая часть (блок цилиндров) никак не участвует в обеспечении прочности

салонна; более того, проникая при аварии в салон, двигатель "давит" находящихся в нём пассажиров. Силовой агрегат должен располагаться под полом салона по всей длине и усиливать его жёсткость. Передняя и задняя части превращены в демпфирующие, легко заменяемые и недорогие устройства, включающие, в том числе, баллоны с программируемым выпуском воздуха. Маховики 3 повышают боковую устойчивость, а отсутствие коробки передач удешевит и упростит управление автомобилем. Подобная компоновка, при существующей конструкции двигателя на основе КШМ, доставшимся от паровой машины, невозможна. При взгляде на современный легковой автомобиль создаётся впечатление, что он спроектирован таким образом, чтобы при дорожно-транспортном происшествии машина получила максимальные повреждения при сохранении жизни водителя как потенциального покупателя следующего. Пересмотреть же компоновочную схему легкового автомобиля в интересах радикального повышения уровня безопасности позволяет предлагаемый двигатель с реечно-шестеречным механизмом вместо кривошипно-шатунного.

Литература

- Петров П.П. Свободнопоршневые двигатели — проблемы и перспективы // Двигателестроение. — 1988. — № 4. — С. 3—8.
- Бугаец Е. Его величество КПД // Двигатель. — 2003. — № 1—6, 2004, № 1—3.
- Золотухин И.В., Калинин Ю.Е., Стогней О.В. Новые направления физического материаловедения. Изд-во Воронеж. гос. ун-та, 2000. — 360 с.
- Некрасов В.Г. Масса поршня и её влияние на процессы в двигателе // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 2. — С. 10—12.
- Рыбаков А.П. Возвращение к циклу Ленуара // Автомобильная промышленность. — 2001. — № 6. — С. 20—21.
- Захаров Л.А., Тарасов А.Н., Захаров И.Л., Химич В.Л., Дегтярёв А.В. Современный поршневой ДВС с перспективными энергетическими, экономическими и экологическими показателями, получаемыми за счёт повышения внутренней энергии рабочего тела // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 2 (79). — С. 14—20.

ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ГМП

Д-р техн. наук ТАРАСИК В.П., РОМАНОВИЧ Ю.С.

Белорусско-Российский университет (375.222.25-36-45)

Приведены результаты исследований процессов функционирования фрикционов гидромеханической передачи при переключении ступеней. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Выполнен анализ баланса энергии в базовой коробке передач и дополнительной коробке в процессе буксования фрикционов. Приведены рекомендации по выбору параметров управления переключением передач.

Ключевые слова: гидромеханическая передача, гидротрансформатор, коробка передач, базовая коробка передач, дополнительная коробка, фрикцион, время регулирования, время перекрытия передач, баланс энергии.

Tarasik V.P., Romanovich Yu.S.

GEAR SHIFT IN QUARRY DUMP TRUCKS WITH HYDROMECHANICAL TRASMISSION

The paper presents results of the study of the operation of friction clutches in the hydromechanical transmission during gear shifting. Diagrams of the dependencies of accepted criteria assessing the quality of transient processes from the parameters of friction clutches control have been obtained. The analysis of the energy balance in the basic gearbox and the additional gearbox in the process of clutch slip has been performed. The recommendations for the choice of parameters of gearshift control are given.

Keywords: hydromechanical transmission, torque converter, gearbox, basic gearbox, additional gearbox, friction clutch, control time, gears overlap time, energy balance.

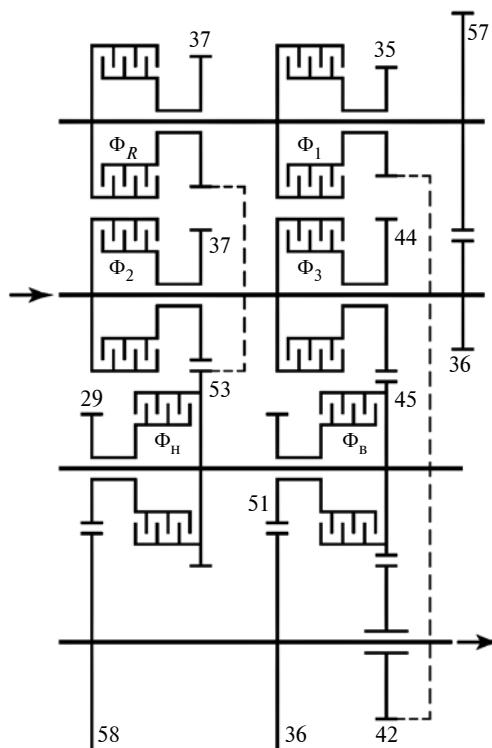
На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъёмностью 30, 45 и 60 т применяются унифицированные гидромеханические передачи, различающиеся между собой энергоёмкостью гидротрансформатора и числом ступеней коробки передач. На 60-тонных машинах коробка передач — шестиступенчатая, на более лёгких — пятиступенчатая.

Для этих самосвалов создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ), обеспечивающая автоматическое переключение передач и диагностирование технического состояния всех её основных механизмов. Структура системы, конструктивное исполнение и принцип действия приведены в работах [1—3]. При её создании значительное внимание уделялось обеспечению процесса качественного переключения передач и надёжности функционирования фрикционов, посредством которых осуществляется переключение.

Кинематическая схема шестиступенчатой коробки передач с таблицей включаемых фрикционов и значений передаточных чисел показана на рис. 1. (На схеме указаны также числа зубьев шестерён.) Данная коробка выполнена по схеме с тремя степенями свободы, следовательно, для включения любой ступени необходимо замкнуть два фрикциона. Агрегат можно условно представить состоящим из двух частей — базовой коробки передач и дополнительной коробки, выполняющей функции демультиплексора. В состав базовой

входят фрикции Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 и Φ_R , включающие соответственно первую, вторую, третью передачи и передачу реверса, а дополнительная удаивает число ступеней на выходном валу коробки передач посредством фрикционов поникающего Φ_h и повышающего Φ_b диапазонов. При смене диапазонов необходимо включить два новых фрикциона и выключить два фрикциона предыдущей передачи. Такие переключения выполняются при переходе с 3-й на 4-ю ступени и с 4-й на 3-ю. Формирование характеристик управления в этом случае представляет значительные трудности, так как необходимо согласовать работу четырёх одновременно управляемых фрикционов.

Опыт создания МСАУ показывает, что высокие показатели качества переходных процессов в трансмиссии и надёжность функционирования фрикционов достигаются путём согласованного управления фрик-



Номер ступени	Включаемые элементы	Передаточное число
I	$\Phi_1\Phi_h$	4,071
II	$\Phi_2\Phi_h$	2,865
III	$\Phi_3\Phi_h$	2,045
IV	$\Phi_1\Phi_b$	1,437
V	$\Phi_2\Phi_b$	1,011
VI	$\Phi_3\Phi_b$	0,722
R	$\Phi_R\Phi_h$	-4,536

Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач

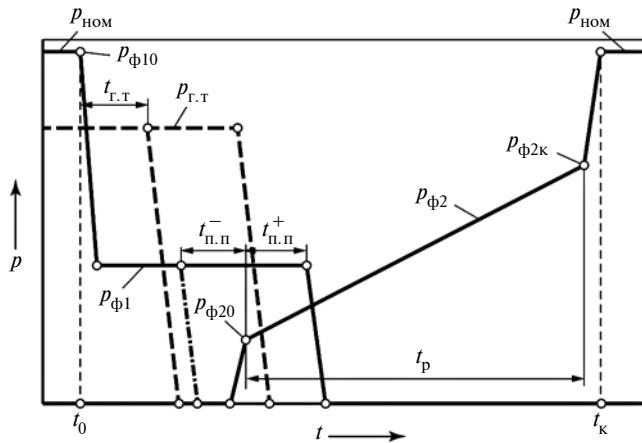


Рис. 2. Характеристики управления фрикционами гидромеханической передачи

ционами коробки передач, фрикционом блокировки гидротрансформатора и управления двигателем при переключении передач [4, 5].

Цель настоящего исследования — на основе математического моделирования процесса движения карьерного самосвала в конкретных эксплуатационных условиях оценить влияние параметров характеристик управления фрикционами переключения передач на показатели качества переходных процессов и разработать рекомендации по оптимизации параметров управления. Основные параметры характеристики включаемого фрикциона: начальное давление рабочей жидкости в гидроцилиндре $p_{\phi 0}$; скорость нарастания давления $k_p = dp_{\phi}/dt$; время перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами $t_{n.p}$ (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач), время задержки выключения фрикциона блокировки гидротрансформатора при переключении на высшие передачи $t_{g.t}$.

Графики характеристик управления фрикционами с отображением указанных параметров изображены на рис. 2. Давление в гидроцилиндре выключаемого фри-

циона — $p_{\phi 1}$, включаемого — $p_{\phi 2}$, а фрикционом блокировки гидротрансформатора — $p_{g.t}$. Отрицательное время перекрытия передач обозначено $t_{n.p}^-$, положительное — $t_{n.p}^+$. При нулевом перекрытии $t_{n.p} = 0$. Время задержки выключения фрикциона блокировки гидротрансформатора измеряется от начала подачи сигнала на управление переключением передач при $t = 0$ и может находиться в интервале $0 \leq t_{g.t} \leq t_{v.z}$, где $t_{v.z}$ — время перемещения поршня при заполнении гидроцилиндра включаемого фрикциона, необходимое для выбора зазоров между фрикционными дисками. При переключении на низшую передачу предварительно производили разблокирование гидротрансформатора, т. е. значение $t_{g.t}$ при этом отрицательно.

Управление режимами работы двигателя в интервале времени переключения передач может осуществляться двумя способами: либо изменением настройки регулятора скоростного режима, либо снижением вращающего момента двигателя (снижением подачи топлива). Исследование влияния характеристик управления фрикционами и двигателем на показатели качества переходных процессов при переключении передач осуществлялось на основе математического моделирования.

Динамическая модель системы двигатель—трансмиссия—автомобиль—дорога, использованная при выполнении исследований, показана на рис. 3. Математическая модель системы приведена в работе [5]. Приняты следующие обозначения параметров модели: J_i — момент инерции i -й сосредоточенной массы, $\text{kg} \cdot \text{м}^2$; c_j — коэффициент жесткости j -го упругого элемента, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; μ_j — коэффициент демпфирования j -го диссиликативного элемента, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}$; u_k — передаточное число k -го трансформаторного элемента; M_d — вращающий момент двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_h , M_t — моменты насосного и турбинного колес гидродинамической трансмиссии, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_f — момент сопротивления качению ведущих колес машины, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_c — суммарный приведенный момент сопротивления движению машины, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{\phi.bl}$ — момент трения фрикциона блокировки гидродинамической трансмиссии,

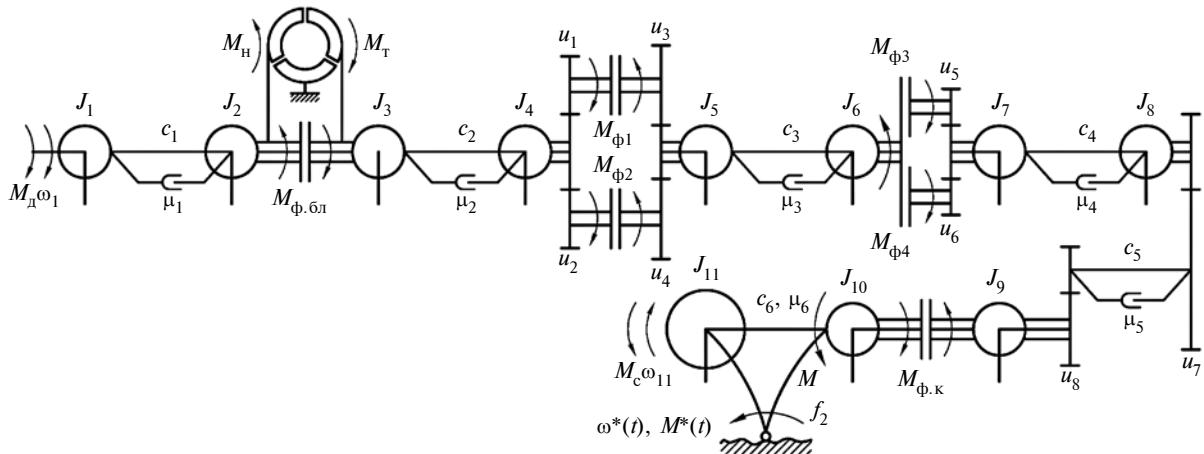


Рис. 3. Динамическая модель системы двигатель—трансмиссия—автомобиль—дорога

$H \cdot m$; $M_{\phi q}$ — момент трения q -го фрикциона коробки передач, $H \cdot m$; $M_{\phi,k}$ — момент сцепления ведущих колёс с дорогой, $H \cdot m$; $M^*(t)$, $\omega^*(t)$ — функции воздействий неровностей дороги на окружную деформацию шин ведущих колёс.

Для составления математического описания динамической модели трансмиссии использован структурно-матричный метод [6] и получены топологические и компонентные уравнения. Топологические уравнения описывают условия динамического равновесия потенциалов (вращающих моментов), действующих на сосредоточенные массы, а компонентные уравнения представляют описание физических свойств всех элементов динамической модели. Пример построения математической модели приведён в работе [4].

Проведёнными исследованиями по управлению фрикционами коробки передач установлено, что наибольшее влияние на показатели качества переходных процессов оказывают время перекрытия передач $t_{\text{п.п}}$ и управление двигателем [4—8]. Снижение настройки скоростного режима двигателя осуществлялось путём имитации уменьшения угла поворота педали акселератора $\Delta\gamma_a$ на интервале времени переключения. Снижение вращающего момента двигателя ΔM_d обеспечивалось изменением параметров его внешней скоростной характеристики.

В качестве критериев оценки процессов управления переключением передач использовались следующие параметры: удельная работа $W_{\text{уд}}$ и удельная мощность $P_{\text{уд}}$ буксования фрикциона; время буксования t_b ; максимальное приращение температуры поверхности слоя фрикционных дисков ΔT_p ; приращение объёмной температуры после завершения процесса включения фрикциона ΔT_{ob} ; максимальные значения вращающих моментов на карданном валу M_k и на валу турбины M_t и их коэффициенты динамичности $k_{d,k}$ и $k_{d,t}$; изменение момента двигателя ΔM_d , частоты вращения вала двигателя Δn_d и турбины гидротрансформатора Δn_t ; максимальное ускорение автомобиля в переходном процессе a_{\max} ; максимальное значение производной ускорения по времени (джерк) j_{\max} . Момент на карданном валу формируется на упругом элементе с коэффициентом жёсткости c_4 , а на валу турбины — на элементе c_2 .

Имитировалось движение самосвала в условиях карьера "Ерунаковский" (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Параметры характеристик этого карьера приведены в работе [6].

Результаты моделирования процесса переключения передач $3 \rightarrow 4$ приведены на рис. 4, a — z . Они соответствуют параметрам управления $t_{\text{п.п}} = 0$, $t_{\text{г.т}} = t_{\text{в.з}}$ и $\Delta\gamma_a = 20\%$.

Характеристики управления давлением в гидроцилиндрах включаемых $p_{\phi 1}$, $p_{\phi b}$ и выключаемых фрикционов $p_{\phi 3}$, $p_{\phi h}$, а также в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора $p_{\phi l}$ представлены на рис. 4, a . В момент подачи сигнала МСАУ на переключение передач давления $p_{\phi 3}$, $p_{\phi h}$ снижаются примерно в два раза. После заполнения гидроцилиндров включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_b формируются ха-

рактеристики давлений $p_{\phi 1}$ и $p_{\phi b}$, а гидроцилиндры фрикционов Φ_3 и Φ_h соединяются со сливом. Одновременно выключается фрикцион блокировки гидротрансформатора. Время регулирования давлений $p_{\phi 1}$ и $p_{\phi b}$ принималось равным $t_p = 0,9$ с (см. рис. 2). Если тот или иной фрикцион замыкается за более короткий интервал времени, чем принятое t_p , то давление сразу же поднимается до номинальной величины, как показано на рис. 4, a , что предотвращает его последующую разблокировку и буксование при возможном увеличении передаваемой нагрузки в переходном процессе.

Из рис. 4, b видно, что время буксования фрикциона Φ_1 составляет лишь 0,0913 с, а буксование фрикциона Φ_b продолжается до 0,429 с, т. е. в 4,7 раза дольше, что приводит к более высокому нагреву фрикционных дисков (рис. 4, e). Отметим, что все фрикции исследуемой КП абсолютно одинаковы по всем параметрам. Но запас момента трения фрикциона Φ_1 в 2 раза выше, чем у фрикциона Φ_b , из-за различного расположения их в кинематической схеме (см. рис. 1). Для выяснения, является ли это причиной различий их времени буксования, выполнялась имитация включения фрикциона Φ_b с соответствующим повышением уровня давления в его гидроцилиндре. Время буксования его в этом случае оказалось равным 0,43 с, а фрикциона Φ_1 — 0,29 с. Следовательно, есть другая причина данного явления. Она будет вскрыта далее при анализе баланса энергии, передаваемой механизмами коробки передач на интервале времени одновременного буксования обоих фрикционов.

Вместе с тем следует отметить, что процессы буксования обоих фрикционов не конфликтны и относительные скорости скольжения их фрикционных дисков согласованно снижаются (рис. 4, g).

На рис. 4, d показан график изменения момента на карданном валу M_k , а на рис. 4, e — моментов двигателя M_d и турбины M_t . Эти графики иллюстрируют практическое полное исключение динамического возрастаания нагрузок в трансмиссии. Коэффициент динамичности примерно равен единице. Однако наблюдается кратковременное незначительное торможение, сопровождающее переходом моментов M_d , M_t и M_k в отрицательные области, что приводит к замедлению автомобиля (рис. 4, z). Это явление наблюдается и при использовании второго способа управления двигателем, т. е. снижением его момента, поскольку оно связано с постепенным плавным возрастанием моментов трения фрикционов Φ_1 и Φ_b . Но в реальных условиях движения машины, как показывает опыт, это практически неощутимо водителем.

Положительный эффект управления двигателем заключается в том, что за время переключения передач снижается величина заброса скорости турбины и не происходит разгона двигателя (см. рис. 4, jc). При этом существенно снижаются работа трения фрикционов и нагрев дисков (что подтверждают приведённые ниже рис. 6 и 7).

Графики, представленные на рис. 5, a — z , иллюстрируют протекание исследуемых процессов при пере-

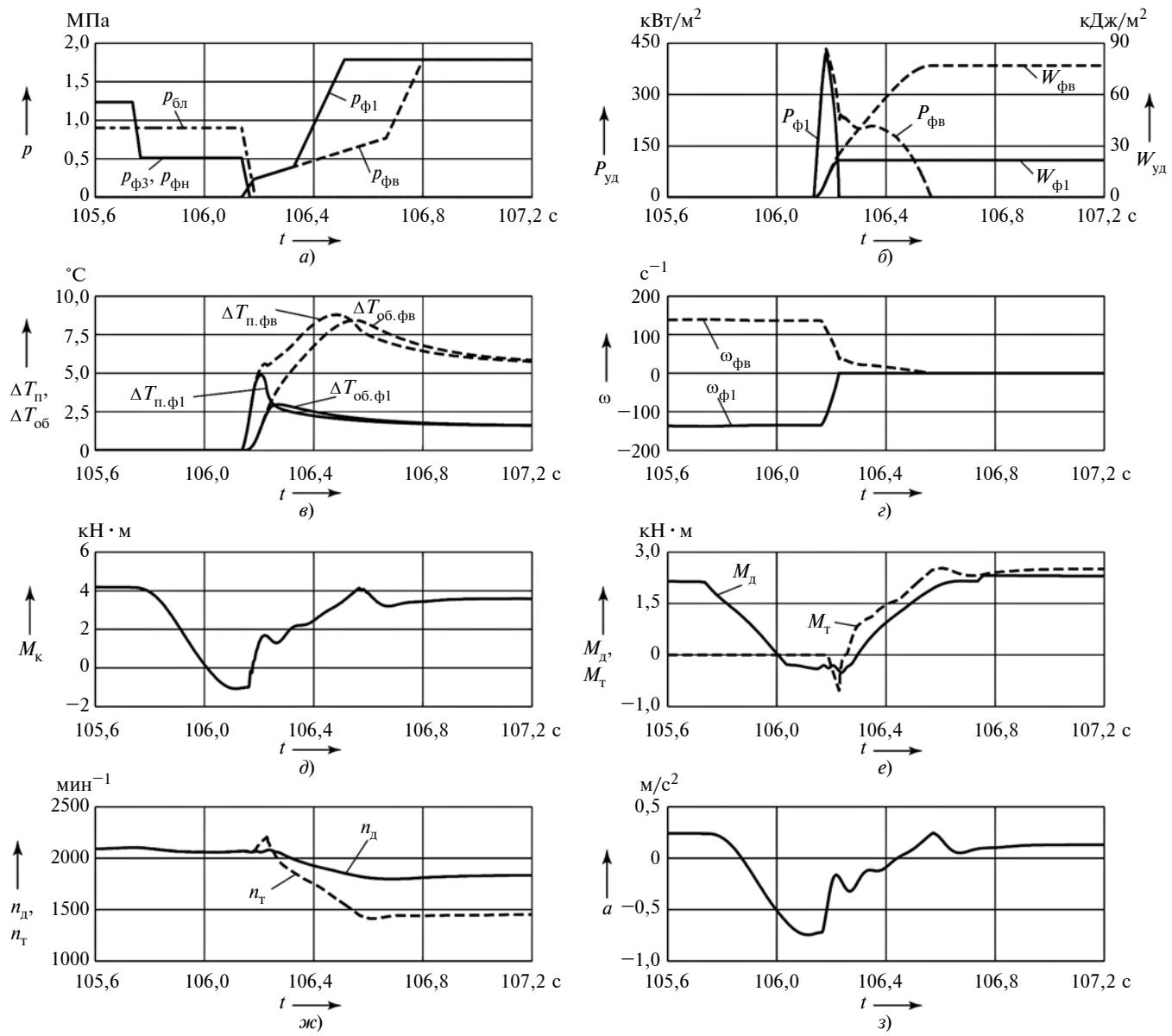


Рис. 4. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4

ключении 4 → 3. В этом случае включаются фрикционные Φ_3 и Φ_n вместо Φ_1 и Φ_v (рис. 5, а). Гидротрансформатор разблокируется до переключения передачи с некоторым опережением при более высокой скорости движения. Такое решение обычно принимают, предполагая, что оно способствует снижению динамических нагрузок и теплонапряженности фрикционов. Однако при этом происходит кратковременное замедление автомобиля из-за падения момента M_k на карданном валу, что сопровождается рывком автомобиля и снижением плавности хода (см. рис. 5, д и з).

Как видно из рис. 5, б, время буксования обоих фрикционов Φ_3 и Φ_n практически одинаково и находится в пределах 0,15–0,16 с. Работа буксования, удельная мощность и температура фрикционных дисков существенно ниже, чем при переключении 3 → 4. Коэффициент динамичности момента на карданном валу M_k не превышает единицы (см. рис. 5, д). Осталь-

ные исследуемые характеристики также протекают достаточно благоприятно.

Поскольку параметры управления процессом переключения передач $t_{п,п}$, $\Delta\gamma_a$ и ΔM_d можно изменять в достаточно широких пределах, были проведены исследования их влияния на принятые критерии оценки процессов управления. На рис. 6 и 7 приведены результаты этих исследований, полученные при варьировании значений $t_{п,п}$ и $\Delta\gamma_a$. При моделировании принимались отрицательные перекрытия передач ($t_{п,п} = -0,2$ и $t_{п,п} = -0,1$ с), положительные ($t_{п,п} = +0,1$ и $t_{п,п} = +0,2$ с), а также нулевое перекрытие ($t_{п,п} = 0$). Графики, обозначенные цифрой 1, соответствуют $\Delta\gamma_a = 0$ (без сброса педали акселератора при переключении передач); графики 2 соответствуют $\Delta\gamma_a = 10\%$; графики 3 — $\Delta\gamma_a = 20\%$; графики 4 — $\Delta\gamma_a = 30\%$.

Сплошными линиями на рис. 6, а—г изображены графики параметров, относящихся к фрикциону Φ_1 , а

штриховыми — к фрикциону Φ_B . Как видно из рис. 6, б, удельная работа буксования фрикциона Φ_B значительно выше, чем фрикциона Φ_1 .

Отметим, что переключение 3 → 4 начинается при $n_d = n_t = 2100$ об/мин (см. рис. 4, ж). Из рис. 6, а, б и в видно, что увеличение управляющего параметра $\Delta\gamma_a$ оказывает существенное влияние на время буксования t_{ϕ} , удельную работу $W_{\text{уд}}$ и температуру дисков ΔT_{n} фрикциона Φ_B , и в то же время практически не влияет на аналогичные показатели фрикциона Φ_1 . Зависимость t_{ϕ, Φ_B} , W_{Φ_B} и $\Delta T_{\text{n}, \Phi_B}$ от $\Delta\gamma_a$ обусловлена тем, что при увеличении $\Delta\gamma_a$ существенно снижаются частоты вращения вала двигателя $n_{d,k}$ и турбины $n_{t,k}$, при которых начинается процесс буксования фрикционов (см. рис. 6, е и рис. 4, ж). При этом двигатель выходит в тормозной режим (рис. 4, е) и, соответственно, уменьшаются моменты M_k и M_t (рис. 4, д и е). Однako

при $\Delta\gamma_a > 20\%$ увеличиваются модуль отрицательного ускорения $|a_{\min}|$ (рис. 6, ж), а также величина джерка j (рис. 6, з), что ухудшает плавность движения машины.

Положительное перекрытие передач ($t_{n,p} > 0$) приводит к значительному возрастанию удельной работы $W_{\text{уд}}$, удельной мощности буксования $P_{\text{уд}}$ и температуры дисков ΔT_{n} обоих включаемых фрикционов (рис. 6, б, в, г), но практически не влияет на моменты нагрузки трансмиссии M_k и M_t , а также на время буксования фрикциона Φ_B . Время же буксования фрикциона Φ_1 при положительном перекрытии возрастает, что отрицательно сказывается на значениях параметров W_{Φ_1} и $\Delta T_{\text{n}, \Phi_1}$.

Показатели P_{Φ_1} и P_{Φ_B} слабо реагируют на величину $\Delta\gamma_a$, но зависят от начального уровня давления $p_{\Phi 0}$ в гидроцилиндрах фрикционов и существенно возрастают при увеличении положительного перекрытия

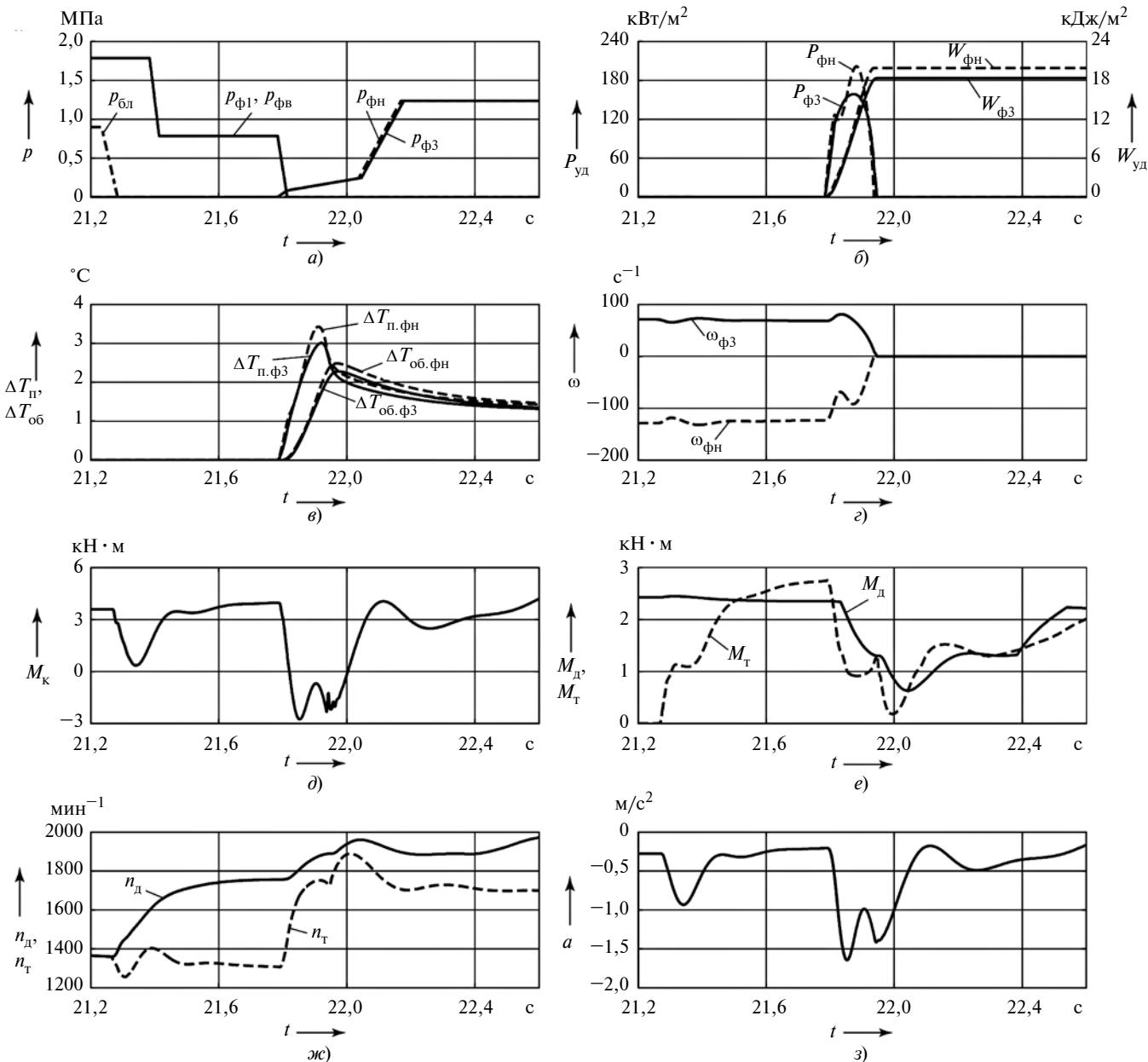


Рис. 5. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении 4 → 3

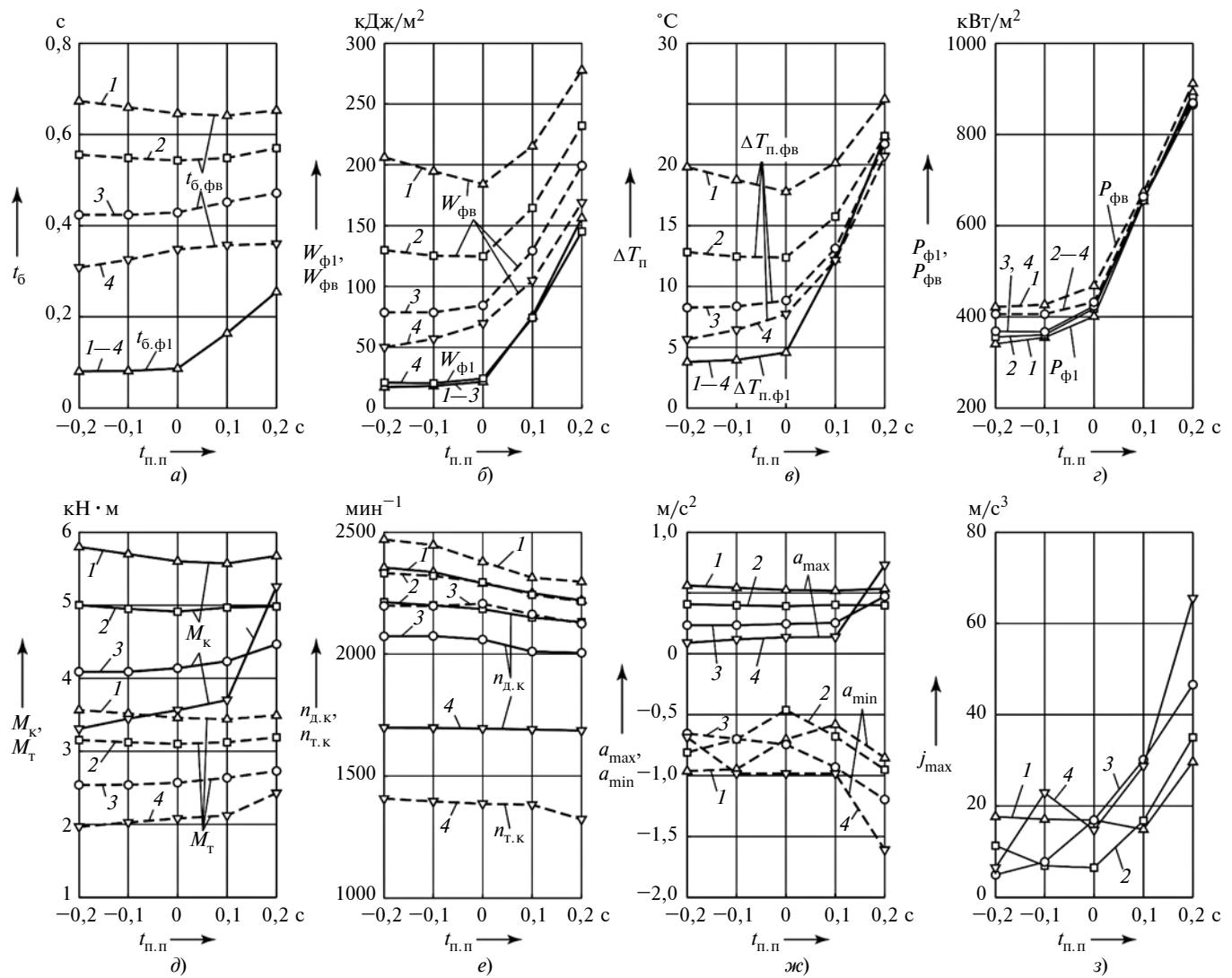


Рис. 6. Влияние параметров управления $t_{\text{п.п}}$ и $\Delta\gamma_a$ на критерии оценки процесса переключения передач 3 → 4

передач $t_{\text{п.п}}$. Положительное перекрытие $t_{\text{п.п}}$ приводит к значительному возрастанию джерка (рис. 6, з), увеличивает замедление (рис. 6, жс) и, следовательно, ухудшает комфортность условий работы водителя.

На основании результатов исследований, представленных на рис. 6, можно заключить, что оптимальными параметрами управления являются $t_{\text{п.п}} = 0$ и $\Delta\gamma_a \approx 20\%$.

При использовании параметра управления ΔM_d вместо $\Delta\gamma_a$ улучшение основных показателей, характеризующих надёжность функционирования фрикционов ($W_{\text{уд}}$ и $\Delta T_{\text{п}}$), происходит менее интенсивно. Так, например, при $\Delta M_d = 40\%$ показатели достигают следующих значений: $t_{6,\text{фв}} = 0,54$ с; $W_{\text{фв}} = 144,6 \text{ кДж/м}^2$; $\Delta T_{\text{п.фв}} = 14,66^\circ\text{C}$. При этом $n_{\text{д.к}}$ возрастает до 2225 об/мин, а $n_{\text{т.к}}$ — до 2341 об/мин. Эти же показатели при $\Delta\gamma_a = 20\%$ достигают следующих значений: $t_{6,\text{фв}} = 0,429$ с; $W_{\text{фв}} = 84,4 \text{ кДж/м}^2$; $\Delta T_{\text{п.фв}} = 8,83^\circ\text{C}$; $n_{\text{д.к}} = 2060$ об/мин; $n_{\text{т.к}} = 2207$ об/мин.

На рис. 7, а–з приведены графики зависимостей исследуемых показателей качества управления от параметров $t_{\text{п.п}}$ и $\Delta\gamma_a$ при переключении 4 → 3.

В этом случае показатели $W_{\text{уд}}$, $P_{\text{уд}}$, t_6 , $\Delta T_{\text{п}}$ слабо зависят от $\Delta\gamma_a$, но их значения существенно возрастают как при положительном, так и при отрицательном перекрытии передач (рис. 7, а, б, в, г). Значения моментов M_k и M_t при увеличении $\Delta\gamma_a$ снижаются (рис. 7, д). Однако при $\Delta\gamma_a > 20\%$ в течение периода переключения передач машина получает замедление и возрастает джерк, особенно при отрицательном перекрытии передач (рис. 7, жс и з). Коэффициент динамичности момента M_k при $t_{\text{п.п}} = 0$ и $\Delta\gamma_a = 20\%$ равен единице, а момента M_t — составляет 0,56 (рис. 7, д).

Таким образом, при переключении 4 → 3 также эффективно управление двигателем и оптимально нулевое перекрытие переключения передач. Отрицательное перекрытие приводит к разгону двигателя и турбины гидродинамической трансмиссии, что вызывает увеличение показателей $W_{\text{уд}}$, $P_{\text{уд}}$, $\Delta T_{\text{п}}$ и джерка.

Приведённые на рис. 6 и 7 результаты исследований показывают, что процессы переключения передач 3 → 4 и 4 → 3 значительно различаются. Для выяснения причин различий выполнен анализ баланса энергии в механизмах коробки передач. Вычислялись значения

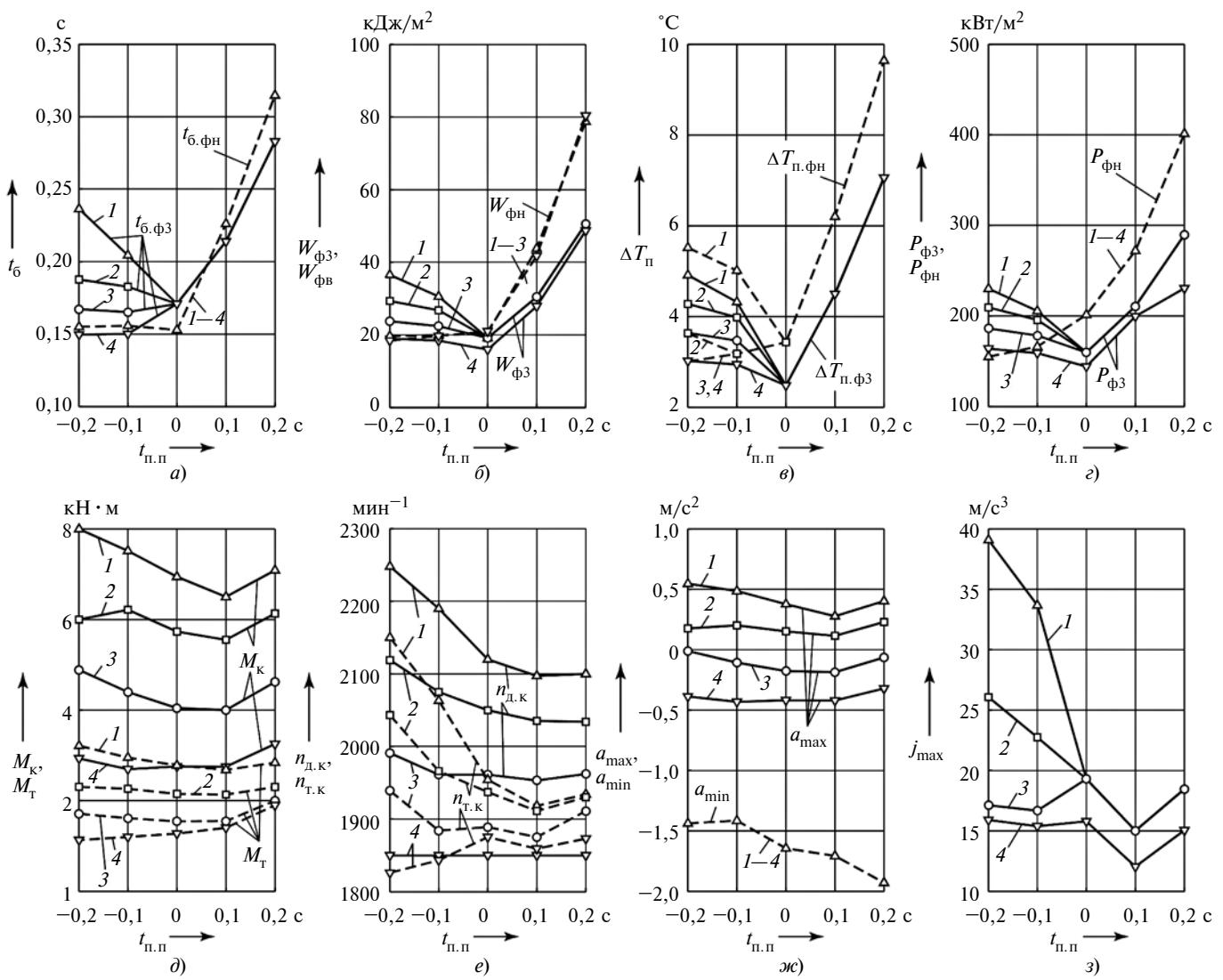


Рис. 7. Влияние параметров управления $t_{n,n}$ и $\Delta\gamma_a$ на критерии оценки процесса переключения передач 4 → 3

подводимой к коробке и отводимой от неё энергии за время буксования фрикционов, изменения кинетической энергии масс, отображающих инерционные свойства механизмов на входах и выходах фрикционов базовой и дополнительной коробок, и энергии буксования фрикционов. Моменты инерции соединяемых фрикционами базовой коробки передач масс на рис. 3 обозначены J_4 и J_5 , а фрикционами дополнительной коробки — J_6 и J_7 . Подводимая и отводимая энергия определялась на трёх упругих элементах, расположенных соответственно на входе в коробку (вал турбины гидротрансформатора), между базовой и дополнительной (валы коробки передач) и на выходе (карданный вал). Моменты этих упругих элементов обозначим M_{y2} , M_{y3} , M_{y4} , а накапливаемые ими потенциальные энергии — W_{y2} , W_{y3} , W_{y4} . Передаваемая этими валами

энергия вычислялась по формуле $W_{yj} = \int_0^{t_6} M_{yj} \omega_i dt$, где

W_{yj} — суммарное значение энергии, переданной через j -й упругий элемент за время буксования фрикциона;

M_{yj} — врачающий момент на j -м упругом элементе; ω_i — угловая скорость i -й массы, непосредственно связанной с j -м упругим элементом; t_6 — время буксования соответствующего фрикциона.

Изменения кинетической энергии масс коробки передач за время буксования фрикционов вычислялись по формуле $\Delta E_{ki} = \frac{J_i}{2} (\omega_{hi}^2 - \omega_{ki}^2)$, где ΔE_{ki} — значение выделенной накопленной кинетической энергии или потреблённой энергии на разгон i -й массы КП; ω_{hi} и ω_{ki} — начальное и конечное значения угловой скорости i -й массы. Энергия буксования i -го фрикциона $W_{φi}$ — по формуле $W_{φi} = \int_0^{t_6} |M_{φi} \omega_{φi}| dt$, где $M_{φi}$ —

момент трения фрикциона; $\omega_{φi}$ — относительная скорость скольжения фрикционных дисков i -го фрикциона.

На рис. 8, *a* приведена диаграмма баланса энергии при переключении 3 → 4, а на рис. 8, *b* — при пере-

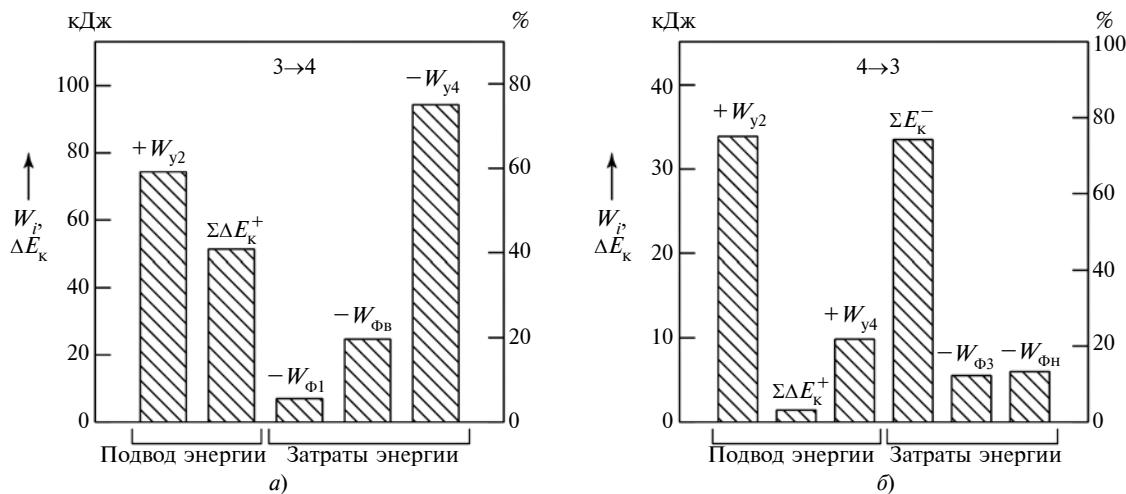


Рис. 8. Диаграммы баланса энергии в коробке передач:
а — при переключении 3 → 4; б — при переключении 4 → 3

ключении 4 → 3. Из приведённых диаграмм видно существенное различие между источниками подвода энергии к коробке передач и её распределением между потребителями для рассматриваемых вариантов переключения передач.

При переключении 3 → 4 (рис. 8, а) 59 % (74,3 кДж) потребляемой энергии подводится к коробке от двигателя и 41 % (51,3 кДж) получается вследствие выделения накопленной кинетической энергии вращающимися массами с моментами инерции J_4, J_5, J_6, J_7 . При переключении же 4 → 3 (рис. 8, б) от двигателя поступает 75 % потребляемой коробкой энергии (33,9 кДж), вращающиеся массы выделяют 3,1 % (1,4 кДж — масса J_7), а 21,8 % энергии коробка передач получает от колёс автомобиля (9,8 кДж) в связи со снижением скорости движения, когда часть накопленной автомобилем кинетической энергии поступает к механизмам трансмиссии.

Распределение затрат энергии также различно. При переключении 3 → 4 (рис. 8, а) 25 % потребляемой энергии затрачивается на буксование фрикционов (7,0 кДж — у фрикциона Φ_1 и 24,7 кДж — у фрикциона Φ_v) и 75 % (94,3 кДж) передаётся к ведущим колёсам.

При переключении 4 → 3 энергия к ведущим колёсам не передаётся, а затрачивается на буксование фрикционов Φ_1 и Φ_v и на разгон вращающихся масс с моментами инерции J_4, J_5, J_6 . Причём на разгон масс затрачивается 74 % энергии (33,5 кДж), на буксование фрикциона Φ_3 12,2 % (5,5 кДж) и на буксование фрикциона Φ_h 13,3 % (6,0 кДж). Таким образом, оба фрикциона Φ_3 и Φ_h выполняют практически одинаковую работу буксования, что позволяет снизить теплонапряжённость процесса функционирования каждого из них.

Для выявления причин различия между временами буксования одновременно включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_v при переключении 3 → 4 выполнен анализ баланса энергии раздельно для базовой и дополнительной коробок за время буксования фрикциона Φ_1 .

(рис. 9). В течение этого времени энергия от двигателя W_{y2} к коробке передач не подводится, так как двигатель работает в тормозном режиме (см. рис. 4, е), а наоборот, передаётся двигателю от коробки передач. Момент на карданном валу M_k при этом отрицателен (см. рис. 4, д). В результате к коробке передач подводится энергия от колёс автомобиля через карданный вал, т.е. энергия W_{y4} .

В результате баланс энергии базовой коробки выглядит следующим образом (рис. 9). В ней происходит выделение накопленной вращающейся массой J_5 кинетической энергии E_{k5}^+ в количестве 21,1 кДж, которая затрачивается на компенсацию потерь, связанных с буксированием фрикциона Φ_1 , на разгон массы J_4 , на передачу энергии к двигателю (через гидротрансформатор) и на передачу энергии в дополнительную коробку. При этом затраты энергии на буксование фрикциона Φ_1 $W_{\Phi 1} = 7,0$ кДж. За время буксования этого фрикциона к двигателю передаётся энергия $W_{y2} = 9,0$ кДж, а в дополнительную коробку — $W_{y3} = 1,4$ кДж. На разгон массы J_4 затрачивается $E_{k4}^- = 3,6$ кДж. Благодаря такому сочетанию составляющих баланса энергии в базовой коробке передач фрикцион Φ_1 быстро замыкается, а источником энергии является собственная накопленная кинетическая энергия вращающейся массой J_5 , связанной с ведомой частью фрикциона Φ_1 .

За время буксования фрикциона Φ_1 к дополнительной коробке подводится гораздо меньше энергии, чем к базовой. От неё к дополнительной подводится энергия $W_{y3} = 1,4$ кДж и реализуется выделяемая накопленная массами J_6 и J_7 кинетическая энергия $\Sigma E_k^+ = E_{k6} + E_{k7} = 10,3$ кДж. Затрачивается полученная энергия на работу буксования фрикциона Φ_v $W_{\Phi v} = 8,1$ кДж и на передачу энергии к ведущим колёсам $W_{y4} = 3,7$ кДж. При этом фрикцион Φ_v не успевает выровнять угловые скорости его ведущих и ведомых дисков, а в коробке передач начинает поступать энергия от двигателя W_{y2} и продолжается выделение накопленной всеми массами J_4, J_5, J_6, J_7 кинетической энергии (см. рис. 8, а). В результате фрикцион Φ_v

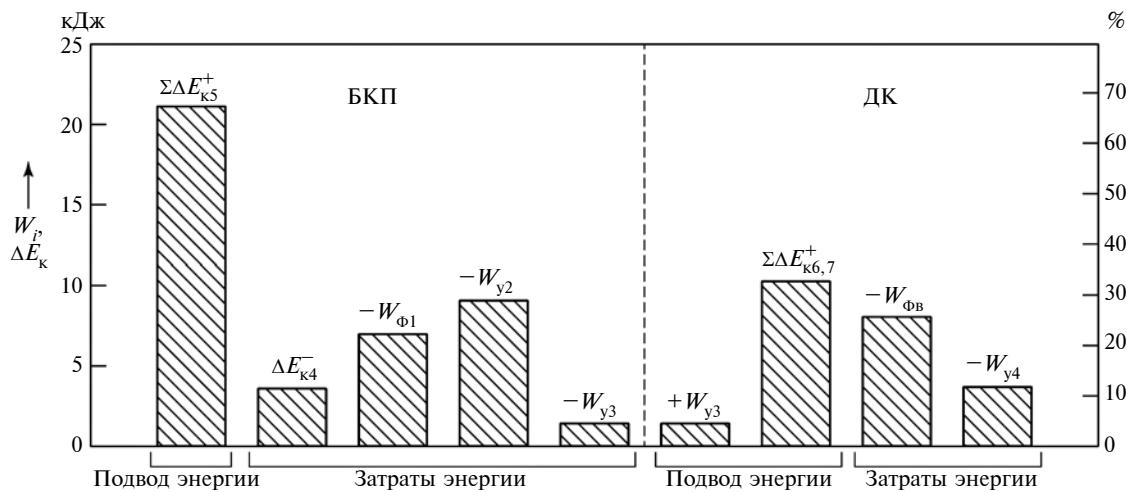


Рис. 9. Диаграммы баланса энергии в базовой и дополнительной коробках за время буксования фрикциона Φ_1

продолжает буксовать и начинается при этом передача энергии W_{y4} от коробки передач к колёсам автомобиля.

Таким образом, в коробках передач сложной структуры, выполненных по кинематической схеме с тремя степенями свободы, при смене диапазона передач посредством демультиплексора или делителя для переключения передачи приходится осуществлять одновременное управление четырьмя фрикционами: выключить фрикции коробки передач и дополнительной коробки предыдущей передачи и включить фрикции последующей передачи. Обеспечить одновременное замыкание включаемых фрикционов практически невозможно. В этом заключается органическое свойство таких коробок передач.

Установлено, что в коробке передач с демультиплексором при переключении с низшей на высшую передачу первым замыкается фрикцион коробки передач, а основная величина работы трения приходится на фрикцион демультиплексора, особенно в случае меньшего запаса момента трения этого фрикциона. При переключении с высшей на низшую передачу такой проблемы не возникает. Такой характер взаимодействия фрикционов базовой коробки передач и демультиплексора может приводить к ухудшению показателей качества переходных процессов при переключении передач, снижению надёжности и долговечности фрикционов. Поэтому управление фрикционами требует применения соответствующих алгоритмов. Необходимо способствовать скорейшему замыканию фрикционов с меньшим запасом момента трения, а качество переключения передачи обеспечивать управлением другим фрикционом, завершающим процесс переключения.

Алгоритм управления должен обеспечивать адаптацию своих параметров к изменению параметров и характеристик фрикционов в процессе эксплуатации. Наиболее эффективно применение ПИД-регулятора. Переключение на высшие передачи целесообразно осуществлять с нулевым перекрытием, а на низшие —

с небольшим отрицательным перекрытием (в пределах до 0,1 с).

Предложенная методика анализа процессов функционирования фрикционов коробки передач с тремя степенями свободы, основанная на проведении активного многофакторного вычислительного эксперимента на математической модели трансмиссии автомобиля, регрессионном анализе и применении расширенного комплекса показателей качества переходного процесса, позволяет определить и выбрать рациональные параметры и характеристики управления фрикционами.

Литература

1. Тарасик В.П. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В.П. Тарасик, Н.Н. Горбатенко, А.Н. Егоров, В.В. Регина // Автомобильная промышленность. — 2010. — № 4. — С. 16–19; № 6. — С. 12–15.
2. Тарасик В.П. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В.П. Тарасик, Н.Н. Горбатенко, Р.В. Плякин, А.Н. Егоров, В.В. Регина // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2–11.
3. Горбатенко Н.Н. Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н.Н. Горбатенко, А.Н. Егоров, В.В. Регина и др.; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В.П. Тарасика. — Могилёв: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. — 511 с.
4. Тарасик В.П. Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления / В.П. Тарасик // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 7. — С. 10–18.
5. Тарасик В.П. Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В.П. Тарасик, Ю.С. Романович, В.С. Савицкий // Вестник Белорус.-Рос. ун-та. 2012. — № 1 (34). — С. 107–117.
6. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник / В.П. Тарасик. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.
7. Тарасик В.П. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В.П. Тарасик, Р.В. Плякин, Ю.С. Романович, В.С. Савицкий, В.В. Регина // Грузовик. — 2013. — № 6. — С. 24–36.
8. Тарасик В.П. Исследование процессов функционирования фрикционов планетарной коробки передач / В.П. Тарасик, Ю.С. Романович // Грузовик. — 2014. — № 9. Приложение № 9. — С. 2–16.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОЗАЩИТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН С АКТИВНЫМ НЕЙРОСЕТЕВЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

КУЗЬМИН В.А., ГОДЖАЕВ Т.З., д-р техн. наук ГОДЖАЕВ З.А.

ВИМ (kuzmin.viktor92@mail.ru)

Предлагается новый режим работы контроллера, основанный на нейронных сетях, путём объединения преимуществ адаптивной, радиальной и базисной функций нейронной сети.

Ключевые слова: сравнительная оценка, гидроподвеска, активная система подпрессоривания, нейронная сеть.

Kuzmin V.A., Godzhaev T.Z., Godzhaev Z.A.

EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF VIBRATION PROTECTION OF THE HYDRAULIC SUSPENSION SYSTEM OF MOBILE MACHINES WITH ACTIVE NEURAL NETWORK CONTROL

This article proposes a new mode of operation of the controller, based on neural networks, by combining the advantages of the adaptive, radial and basic functions of the neural network.

Keywords: comparative evaluation, hydraulic suspension, active suspension system, neural network.

Система подпрессоривания мобильного средства должна эффективного гасить колебания от неровностей пути, а именно снижать вертикальные колебания подпрессоренной массы, и обеспечивать надлежащий контакт шины с дорогой. Гидравлические и пневматические компоненты широко используются в полуактивных или активных системах подпрессоривания, однако ведут себя такие системы нелинейно и динамически неопределенны. Для управления динамическими системами в условиях неопределенности были предложены традиционные схемы управления адаптивным режимом системы подпрессоривания, но им для создания алгоритма управления дополнительно необходима информация о работе системы. То есть тема разработки модели с адаптивной структурой управления остается актуальной.

Для создания контроллеров систем подпрессоривания с активным управлением в основном использовались сложные динамические системы с нечеткой логикой [1] и нейросетевым управлением [2], а также их комбинации. Для комбинированных подходов необходим сложный механизм обучения, или конкретная база эффективных решений, созданная методом проб и ошибок [2].

Авторами разработан новый контроллер скользящего режима на основе радиальных базисных функций в нейронной сети (РБФНС), реализованный для активной системы подпрессоривания мобильных средств. Данный алгоритм управления основан на радиальных базисных функциях и сочетает в себе преимущество адаптивной системы управления и управления режимом скольжения. Правило адаптации используется для регулирования базисных функций на основании информации о заданной поверхности скольжения в режиме реального времени. Так как такой подход обладает способностью к обучению, то его реализация может быть начата без каких-либо начальных значений РБФНС.

Активная схема и модель системы подпрессоривания

В работе была подготовлена математическая модель активной системы подпрессоривания с двумя степенями свободы для исследования динамических характеристик подвески. Система включает: блок управления, гидравлический актуатор, модуль моделирования неровностей дорожного покрытия, блок системы подпрессоривания, блок интерфейса ввода/вывода данных и блок управления. Принятые допущения тако-

вы: шина всегда контактирует с дорожным покрытием, не учитывается демпфирование колеса (функция шины моделируется пружиной с постоянной жесткостью k_t и неподпрессоренной массой m_u).

Схема активной двухмассовой системы подпрессоривания приведена на рис. 1. Здесь m_s , m_u — подпрессоренная и неподпрессоренная массы модели соответственно; k_s , k_f , b_s — жесткость упругого элемента подпрессоренной и неподпрессоренной массы и демпфирование подпрессоренной массы соответственно; z_s , z_u , z_r — переменные, представляющие собой перемещение массы колеса и дороги соответственно. Получены динамические уравнения 1 и 2 (см. таблицу) этой системы подпрессоривания [3].

Соотношение между смещением сервоклапана $x(t)$, гидравлическим расходом $Q_L(t)$ и наполненностью камеры гидроцилиндра представлено формулой 3 [4], в которой k_c — коэффициент потока давления сервоклапана; $P_L(t)$ — разность давления в цилиндрах; k_g — коэффициент усиления потока сервоклапана, изменяющийся во времени; A_p — площадь поперечного сечения цилиндра; C_t — суммарный коэффициент утечки из гидроцилиндра; V_t — суммарный объем сжатия; β — модуль объемного расширения системы.

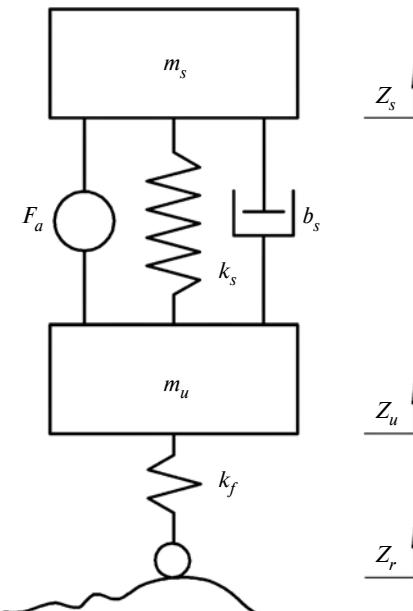


Рис. 1. Схема активной системы подпрессоривания

Соотношение между смещением катушки сервоклапана и управляемым напряжением описывается как $x_v(t) = k_v u(t)$, где k_v — коэффициент сервопривода. Получена производная времени от действующей силы гидравлической системы подпрессоривания — формула 4.

Объединённое динамическое уравнение системы подпрессоривания можно записать в виде формулы 5. Оно имеет нелинейную характеристику и мультивыходную связь, изменяющуюся во времени [5]. Оценить параметры системы и использу-

вать это динамическое уравнение для проектирования контроллера достаточно сложно [6]. Следовательно, для разработки контроллера системы подпрессоривания необходима безмодельная интеллектуальная схема управления.

Радиальная базовая функция режима скольжения контроллера

Динамические уравнения 3 и 5 гидравлической системы подпрессоривания имеют многовариантную динамическую связь при случайном возмущении на поверхности пути,

поэтому для управления параметрами скользящего режима предлагается использовать нейронную сеть.

Для создания нелинейного контроллера требуются две переменные состояния: z_s , z_u на основе нелинейного изменяющегося во времени динамического уравнения 3-го порядка (5). Другие переменные рассматриваются как изменяющаяся во времени функции (формулы 6, где $a_i(t)$ — изменяющаяся во времени функция, зависящая от параметров системы подпрессоривания МС; $f_u(t)$ — функция некоторых неизмен-

№	Формула	Примечания
1	$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_a - F_f$	z_r — колебания дорожного покрытия; F_a — сила сопротивления активной гидравлической системы; F_f — сила гидравлического трения
2	$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_f(z_r - z_u) - F_a + F_f$	
3	$Q_L(t) = k_g(t)x_v(t) - k_c P_L(t) = A_p(\dot{z}_x(t) - \dot{z}_u(t)) + C_h P_L(t) + (V_t/4\beta) \dot{P}_L(t)$	—
4	$\dot{F}_a(t) = \dot{P}_L(t)A_p = A_p(4\beta/V_t)[k_g(t)k_v u(t) - C_T P_L(t) - A_p(\dot{z}_s(t) - \dot{z}_u(t))]$	—
5	$m_s \ddot{\ddot{z}}_s = -(4\beta C_T k_s/V_t)z_s - [k_s + 4\beta(C_T b_s + A_p^2)]\dot{z}_s - (b_s + 4\beta C_T m_s/V_t)\ddot{z}_s + (4\beta A_p k_g(t)k_v/V_t)u(t) - (4\beta C_T F_f/V_t + \dot{F}_f) + [b_s \ddot{z}_u + (k_s + 4\beta A_p^2/V_t + 4\beta C_T b_s/V_t)\dot{z}_u + 4\beta C_T k_s z_u/V_t]$	—
6	$\dot{x}(t) = \dot{z}_s(t) = x_2(t)$ $\dot{x}_2(t) = x_3(t)$ $\dot{x}_3(t) = -a_1(t)x_1(t) - a_2(t)x_2(t) - a_3(t)x_3(t) + f_u(t) + b(t)u(t) - u_d(t)$	—
7	$\ddot{e}_3(t) = \ddot{x}_{3d}(t) + a_1(t)x_1(t) + a_2(t)x_2(t) + a_3(t)x_3(t) - b(t)u(t) - f_u(t) + u_d(t)$	—
8	$u_{eq}(t) = \frac{1}{b(t)} [\ddot{x}_{3u}(t) + a_1(t)x_1(t) + a_2(t)x_2(t) + a_3(t)x_3(t) - f_u(t) + u_d(t) - \ddot{e}_3(t) + \dot{s}(t) + \lambda s(t)]$	—
9	$s(t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right) e_1(t) = e_2(t) + \lambda e_1(t)$	—
10	$\theta_j = (s - c_j)^2$	c_j — среднее положение нейрона j
11	$g(s) = \sum_{j=1}^n w_j \varphi_j(s - c_j)$	$\varphi_j(s) = \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right)$
12	$u = \sum_{j=1}^n w_j \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right)$	—
13	$\dot{s}(t) = \dot{e}_2 + \lambda \dot{e}_1 = -\lambda s(t) + b(t)[u_{eq}(t) - u(t)]$	—
14	$s(t) \dot{s}(t) = s(t)(-\lambda s(t) + b(t)[u_{eq}(t) - u(t)])$	—
15	$\dot{w}_j = -\Gamma \frac{ds(t)\dot{s}(t)}{du(t)} \frac{du(t)}{dw_j(t)} = \Gamma b(t)s(t) \frac{du(t)}{dw_j(t)} = \gamma s(t) \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right) = \gamma s(t) \varphi_j(s)$	—
16	$V = \frac{1}{2}s^2 + \frac{b}{2\gamma} \tilde{W}^T \tilde{W}$	—

римых переменных z_u , которые ограничены этой системой подпрессоривания; $b(t)$ — положительная изменяющаяся во времени функция; $u_d(t)$ — возмущение из-за изменения силы трения в гидравлической системе; $e_1 = x_{1d} - x_1$, $e_2 = x_{2d} - x_2$ и $e_3 = x_{3d} - x_3$ — ошибки переменных состояния). Тогда уравнение 3 можно переписать в виде формулы 7.

Если все вышеперечисленные функции, изменяющиеся во времени, известны, то уравнение управления системой подпрессоривания будет представлять собой формулу 8, в которой $s(t)$ — поверхность скольжения на фазовой плоскости (формула 9).

Как показывают предыдущие исследования [1, 2], нейронная сеть — мощный алгоритм для создания нелинейной динамической модели. РБФНС используется для моделирования нелинейного взаимодействия переменной поверхности скольжения $s(t)$ и законом управления системой $u(t)$. Гауссовые функции используются как функции активации каждого нейрона в скрытом слое этого контроллера. Величина возбуждения гауссовых функций — это расстояние между входным значением скользящей переменной $s(t)$ и средним положением гауссовой функции (формула 10). Весовые коэффициенты w_j между нейронами входного слоя и нейронами скрытого слоя указаны как константа 1,0. Весовые коэффициенты w_k между нейронами скрытого слоя и нейронами выходного слоя корректируются в соответствии с правилом адаптации. Выход функции РБФНС выражается формулой 11,

$$\text{где } \varphi_j(s) = \exp\left(-\frac{(s - c_j)^2}{\sigma_j^2}\right) \text{ — является}$$

гауссовой функцией и j -м нейроном выходного слоя; σ_j и c_j — среднеквадратическое отклонение и математическое ожидание гауссовой функции соответственно; n — количество нейронов, которое является входным значением РБФНС функции.

Чтобы использовать преимущества режима скольжения и адаптивных схем управления в РБФНС, переменная поверхности скольже-

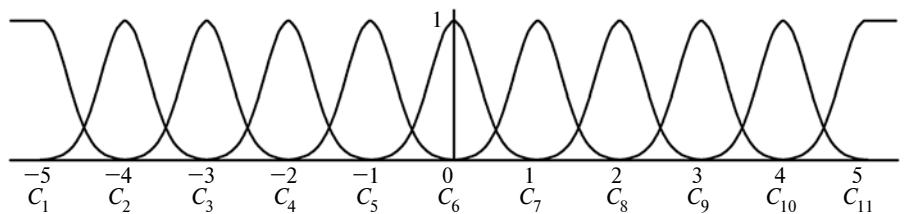


Рис. 2. Гауссова функция РБФ

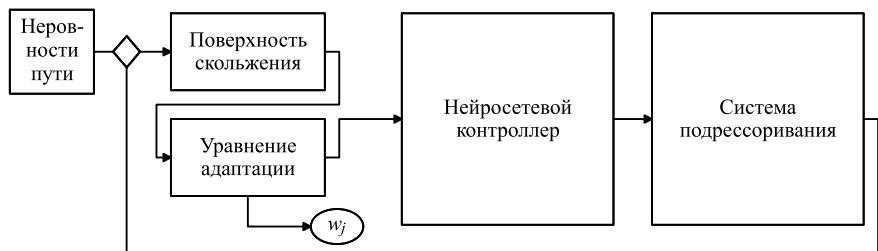


Рис. 3. Структура адаптивного нейросетевого контроллера

ния задаётся как входное значение РБФНС, вводится правило адаптации для регулирования весов между скрытыми и выходными нейронными слоями. Для случая с одним входом и с одним выходом управляемый вход контроллера нейронной сети выражается формулой 12.

Аппроксимированный закон управления РБФНС U может отличаться от закона управления u_{eq} , из уравнения 7 (формулы 13 и 14).

Исходя из теоремы Ляпунова, условие достижения скользящей поверхности: $s \cdot \dot{s} < 0$ [8]. Если выбрать управляемый входной сигнал u для выполнения этого условия, система будет сходиться к началу фазовой плоскости. Весовые коэффициенты РБФНС регулируются на основе условия достижения $s \cdot \dot{s} < 0$. Правило адаптации используется для корректировки весов и поиска их оптимальных значений, а также для достижения стабильной сходимости. Правило адаптации выведено из правила наискорейшего спуска, чтобы минимизировать значение $s \cdot \dot{s}$ относительно w_j . Тогда уравнение весовых коэффициентов будет иметь вид 15.

Параметр скорости адаптации — Γ и входной параметр системы $b(t)$ объединены в качестве параметра скорости обучения γ . Весовые коэффициенты между скрытыми и выходными слоями нейронной сети могут быть отрегулированы в режиме

реального времени. Из уравнения 5 можно сделать вывод, что переменная $b(t)$ всегда является положительным значением для этой системы подпрессоривания. Из уравнения 13 видно, что \dot{s} увеличивается с уменьшением u и наоборот. Если $s > 0$, то увеличение u из-за возрастания w_j приведёт к уменьшению $s \cdot \dot{s}$, когда условие $s < 0$, $s \cdot \dot{s}$ будет уменьшаться с уменьшением u через уменьшение w_j . Следовательно, правило 15 достижимо.

Радиально базисная функция (РБФ) [7] и адаптивная структура контроллера скольжения РБФНС (радиально-базисная функция режима скольжения) показаны на рис. 2 и 3 соответственно. Параметры гауссовых функций σ_j и c_j в некоторых случаях могут быть заданы как константы. Коэффициент распространения $u_j = 0,6$, а среднее значение функций c_j для упрощения задаётся как интегральные константы от -5 до $+5$. Масштабный коэффициент g_s выбирается из диапазона так, чтобы отображать переменную поверхности скольжения s .

Теоретически РБФНС может использоваться для моделирования и аппроксимации любого нелинейного контроллера. Коэффициент $\tilde{W} = \bar{W} - \hat{W}$ показывает разницу между оптимальным значением весового коэффициента и его текущим значением. \hat{W} представляет собой текущее значение весового ко-

эффективности нейронной сети. Выберем функцию Ляпунова в виде 16. Можно сказать, что она постепенно уменьшается, а система управления устойчива. Скользящая поверхность переменная $s(t)$ сходится по гра-

ничному слою $s = 0$ в фазовой плоскости, а \tilde{W} остаётся ограниченной.

Результаты моделирования

Для управления активной системой подпрессоривания мобильного

средства предлагается адаптивный контроллер режима скользящего режима РБФНС. Регулируемый параметр для контроллера выбирается как $g_s = 8,5$, чтобы покрыть диапазон гауссовских функций. Параметр λ в уравнении скольжения 6 задаётся равным 0,5 — это значение обозначает наклон поверхности скольжения в фазовой плоскости. Значение параметра скорости обучения γ было выбрано равным 0,6, коэффициент уравнения управления скользящим режимом на основе нейронной сети $g_u = 0,8$. Коэффициент распределения гауссовских функций задаётся как константа 0,6. Чтобы исследовать параметры управляющего сигнала, на основе динамического поведения пружины выполнялись эксперименты при частоте дискретизации 150 Гц.

Динамическое изменение положения пружины при движении мобильного средства по синусоидальной дорожной поверхности с амплитудой колебаний 40 мм с использованием схемы управления РБФНС представлено на рис. 4. Линия 1 показывает пассивное перемещение подпрессоренной массы, а линия 2 — изменение положения массы пружины с активной системой подпрессоривания. Как видим, максимальное смещение подпрессоренной массы составляет 7,5 мм для начального периода обучения. После этого колебание подпрессоренной части мобильного средства составляет менее 1,5 мм. Это небольшое колебание вызвано динамическим изменением деформации шины. На рис. 5 показано ускорение массы пружины с различным числом РБФ. Среднеквадратичные значения амплитуд колебаний ускорения составляют 16,61 и 10,31 $\text{мм}/\text{с}^2$ соответственно для 5 и 11 узлов РБФ.

На рис. 6 и 7 показаны соответственно положение подпрессоренной массы и динамические характеристики ускорения во время движения по неровной дороге со случайной амплитудой мобильных средств с активной (сплошные линии) и пассивной (пунктирные) системами подпрессоривания. Нетрудно заметить, что при активной системе амплитуда колебаний ускорения находится в пределах 18 $\text{мм}/\text{с}^2$, за исключе-

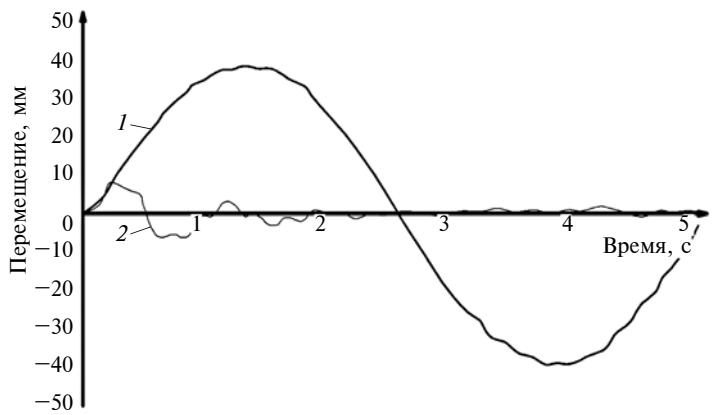


Рис. 4. Динамическое перемещение подпрессоренной массы во времени

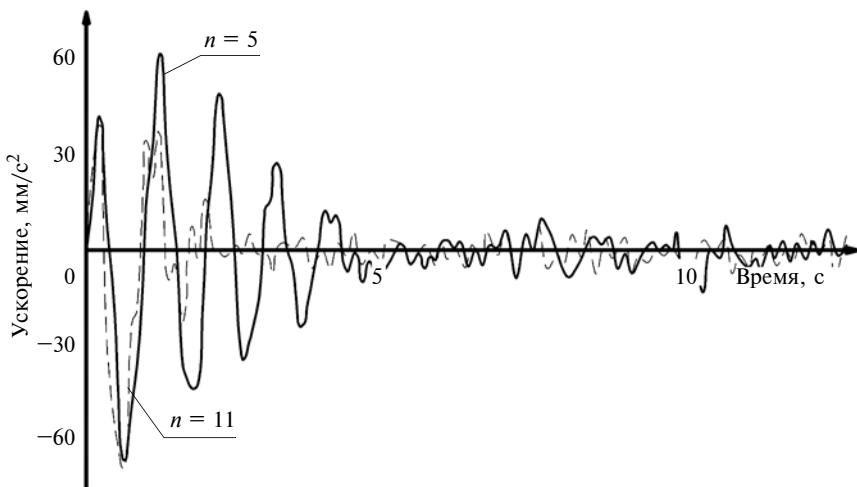


Рис. 5. Зависимость ускорения подпрессоренной массы от числа узлов РБФ

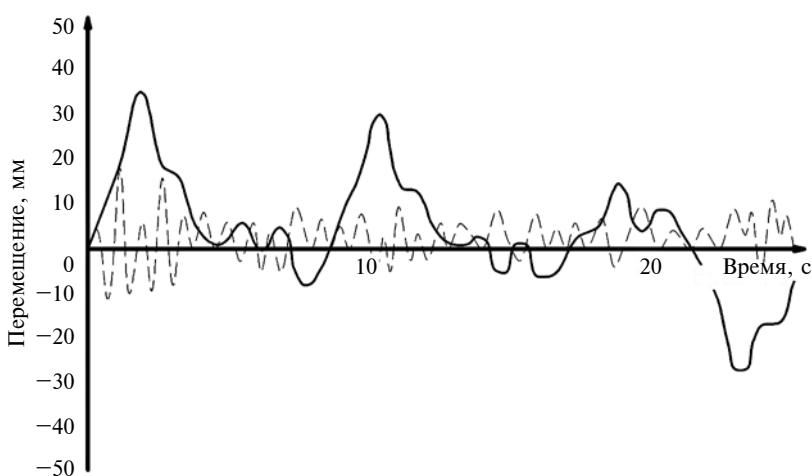


Рис. 6. Изменение положения подпрессоренной массы во времени

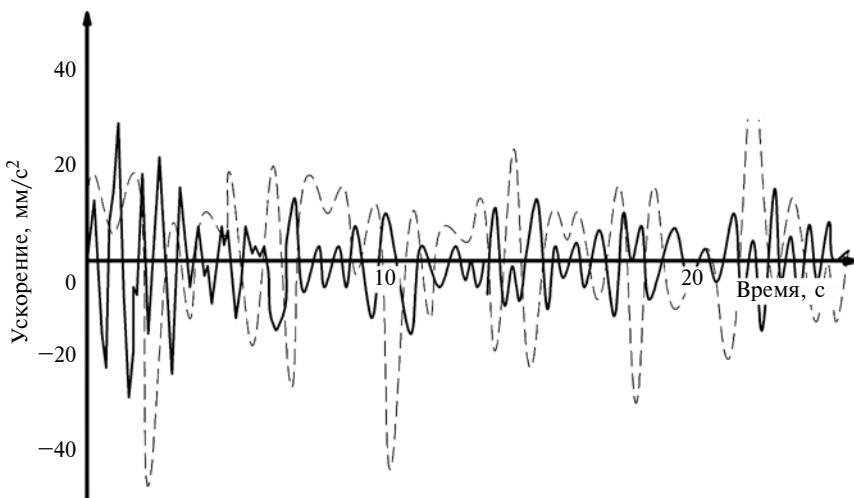


Рис. 7. Изменение ускорения подпрессоренной массы во времени

чением начального периода обучения. Среднеквадратичные значения перемещения и ускорения составляют 1,04 мм и 8,52 $\text{мм}/\text{s}^2$ соответственно.

Таким образом, предлагаемый новый контроллер режима скольжения гидравлически активной системы подпрессоривания на основе нейронной сети, сочетающий в себе методы адаптации и метод управления режимом скольжения, устанавливает соответствующие весовые значения РБФ путём обучения алгоритма

в режиме реального времени. И, как показывают результаты имитационного моделирования, благодаря его использованию система подпрессоривания достаточно эффективно снижает вибрационную активность колебательной системы исследуемого мобильного средства от неровностей дороги. Разработанный алгоритм и метод управления могут успешно применяться при создании и модернизации систем подпрессоривания различных мобильных машин и энергетических средств. Это позволит

повысить точность расчётных показателей системы и сократить время оценки показателей.

Литература

- Cherry A.S., Jones R.P. Fuzzy logic control of an automotive suspension systems // IEE Proc Control Theory Appl. 1995. Vol. 142, № 2. P. 149–160.
- Кузьмин В.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А. Искусственная нейронная сеть для обоснования параметров ходовых систем тракторов // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2017. № 4. С. 24–30.
- Победин А.В. и др. Перспективы использования динамических гасителей колебаний в подвесках тракторных кабин // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 11. С. 16–21.
- Шеховцов В.В. и др. Стенд с гидравлическим замыканием силового контура для испытания силовых передач колесных и гусеничных машин // Современные научно-технические технологии. 2013. № 2. С. 55–59.
- Кузьмин В.А., Федоткин Р.С. Расчетный метод оценки вибонагруженности кабины трактора с помощью имитационной модели // Тракторы и сельхозмашины. 2017. С. 516–519.
- Годжаев З.А., Гришин А.П., Гришин А.А., Гришин В.А. Беспилотное мобильное энергосредство сельскохозяйственного назначения // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 41–44.
- Rolland L. Hardy. Multiquadric Equations of Topography and Other Irregular Surface // J. Geophys. Res. 1971. Vol. 76, № 8. P. 1905–1915.
- B. Zhou, G. Cai, and G. Duan, Stabilization of time-varying linear systems via Lyapunov differential equations, International Journal of Control. Vol. 86, No. 2. P. 332–347, 2013.

УДК 621.77:620.1

МЕТОД ОПИСАНИЯ ПРОФИЛЯ И РАСЧЁТ НДС ГИПЕРУПРУГОГО ЦИЛИНДРА ПРИ ПРОСТОМ РАСТЯЖЕНИИ-СЖАТИИ

Д-р техн. наук **БАЛАБИН И.В.**,
канд. техн. наук **ЩЕРБАКОВ Ю.М.**

Московский политехнический университет (МАМИ)
(4993085217@mail.ru)

Проведён теоретический анализ напряженно-деформированного состояния цилиндрического образца из гиперупругого материала, привулканизованного к поверхности твёрдого недеформируемого тела, находящегося в условиях деформации простого растяжения (или сжатия). Предложено рекуррентное нелинейное уравнение, позволяющее численным методом рассчитать профиль образца, а также получены уравнения для расчёта компонент тензора напряжений с использованием неогукова потенциала. Приводятся результаты моделирования профиля образца при простом растяжении и сжатии с использованием предложенного метода, а также результаты расчёта его напряженно-деформированного состояния.

Ключевые слова: метод описания напряжений, краевая задача, высокоэластичность, гиперупругий материал, простое растяжение-сжатие.

Balabin I.V., Scherbakov Yu.M.

METHOD FOR DESCRIBING THE PROFILE AND THE CALCULATION OF THE STRESSED-STRAINED STATE OF A HYPERELASTIC CYLINDER UNDER SIMPLE TENSION-COMPRESSION

A theoretical analysis of the stressed-strained state (SSS) of a cylinder sample from hyperelastic material, cured onto the surface of a rigid body, under simple tension (compression) is given. A recurrent nonlinear equation is proposed to allow calculating the sample profile with a numerical method, and equations for calculating the stress tensor components with the use of a Neo-Hookean potential have also been obtained. The results of modelling the sample profile under simple tension and compression with the use of the proposed method, and the results of calculating the SSS of the test rubber sample under simple tension and compression are given.

Keywords: a stress description method, a boundary value problem, rubber-like elasticity (high elasticity), hyperelastic material, simple tension-compression.

Гиперупругие материалы довольно широко используются в автомобилестроении: из них делаются детали, работающие при больших однородных деформациях. Причём во многих конструкциях такие матери-

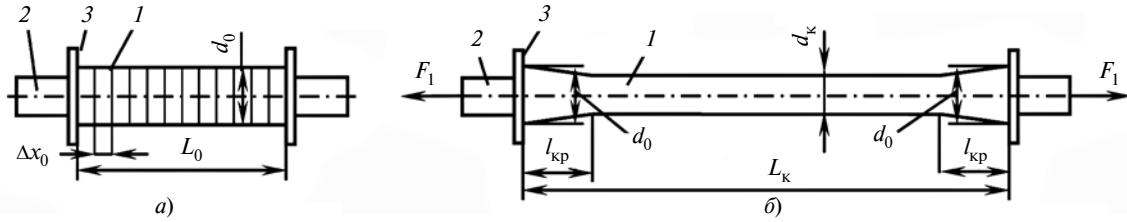


Рис. 1. Схема образца в исходном (а) и деформированном (б) состояниях:

1 — образец гиперупругого материала (вулканизированной резины); 2 — стальной диск; 3 — контактная поверхность

алы прочно связаны с твёрдым телом, модуль которого значительно превышает их собственный.

Методы расчёта деформаций, напряжений, смещений и т.д. в механике деформируемого тела были предложены в начале прошлого века Ритцем, Галёркиным, Бубновым и другими исследователями. Они связаны с решением дифференциальных уравнений первого и второго порядков. Были разработаны разные методы решения дифференциальных уравнений, из которых наиболее известны метод конечных разностей [1] и три вариационных метода: вариационно-разностный метод [2], метод Ритца, метод Галёркина [3, 4] и др. Все эти методы позволяют находить численные решения краевых задач, однако сходимость этих решений достигается, к сожалению, не во всех случаях. Начиная с 60–70-х годов прошлого столетия активно развивается другой вариационный метод — метод конечных элементов [5, 6], который в последние два десятилетия приобрёл особенно широкую популярность. Это связано с созданием и распространением на рынке современных вычислительных средств вычислительных комплексов *ANSYS*, *ABAQUS*, *COSMOS* и др. Возможности для решения задач в разных областях науки и техники обеспечили им широкий круг пользователей. Наиболее точные решения с помощью МКЭ были получены в линейной области аппроксимаций. Основной недостаток данного метода проявляется в нелинейной области и связан с тем, что в этом случае на основе известных простых (очень часто кусочно-непрерывных) базисных функций не удается описать характер изменения деформаций, смещений, напряжений и т.д. в конечных элементах вследствие того, что аппроксимирующая функция описывает деформацию элементов с недостаточной точностью. Это требует увеличения числа конечных элементов при дискретизации и значительно увеличивает трудоёмкость программирования и время вычислений. При использовании нелинейной аппроксимации деформированного элемента полиномами и полиномиальными моделями вопросы сходимости и устойчивости решения, а также точности оценки полученных решений этим методом должны находиться под контролем исследователя. При реализации МКЭ, а также других вариационных методов требуется повышенная оперативная память и время вычислений. Поэтому представляет интерес разработка альтернативных методов описания краевых задач, и в частности задач деформации гиперупругих материалов, имеющих прочные связи с поверхностью твёрдого недеформируемого

тела. Известные методы решения краевых задач основываются либо на дифференциальных уравнениях рассматриваемой физической модели, либо на вариационных принципах минимизации потенциальной энергии упругого тела. В то же время множество задач сопротивления материалов и теории упругости решаются на основе рассмотрения материальной системы, находящейся под действием внешних и внутренних сил.

В настоящем исследовании принят за основу метод уравнений равновесия действующих на элемент силовых факторов, а цель работы — разработка метода описания зависимости радиуса и напряжённо-деформированного состояния гиперупругого осесимметричного образца, привулканизированного к стальной опоре, от продольной координаты x при деформации простого растяжения (или сжатия). Рассматривается деформация цилиндрического образца резины 1 (рис. 1), привулканизированной к стальным дискам 2, имеющим цилиндрические выступы 3 для крепления в клупах испытательной машины. Размеры образца: $d_0 = 19,4$ мм, $L_0 = 58$ мм. Модуль упругости первого рода E резины меньше (на несколько порядков) модуля E стали, поэтому принято допущение, что объём материала дисков 2 с выступами 3 не изменяется при деформировании. Решается задача определения формы деформированного образца 1, а также расчёта напряжённо-деформированного состояния в материале под действием приложенной осевой силы F_1 . Проводится дискретизация образца делением его на конечные элементы таким образом, чтобы ось образца была перпендикулярна к плоскостям его боковых граней, а снизу на рис. 2 элементы ограничены координатной плоскостью xOz .

Были приняты следующие допущения: гипотеза плоских сечений действует во всех сечениях образца, для которых ось x является нормалью; материал образца обладает гиперупругими свойствами, толщина Δx_0 недеформированных конечных элементов принимается малой (для осуществления линейной аппроксимации двухосных деформаций элемента); касательные напряжения τ_{12}, τ_{13} и напряжения радиального сдвига τ_r на боковых гранях i -го элемента в совокупности с нормальными напряжениями создают объёмное напряжённое состояние; деформации сдвига γ_{12} изменяются линейно с координатой y (деформации сдвига γ_{13} — линейно с координатой z) таким образом, что максимальные значения этих деформаций возникают на поверхности образца, а при $y = 0$ сдвиг $\gamma_{12} = 0$ (аналогично, при $z = 0$ сдвиг $\gamma_{13} = 0$); суммарные силы F_1 ,

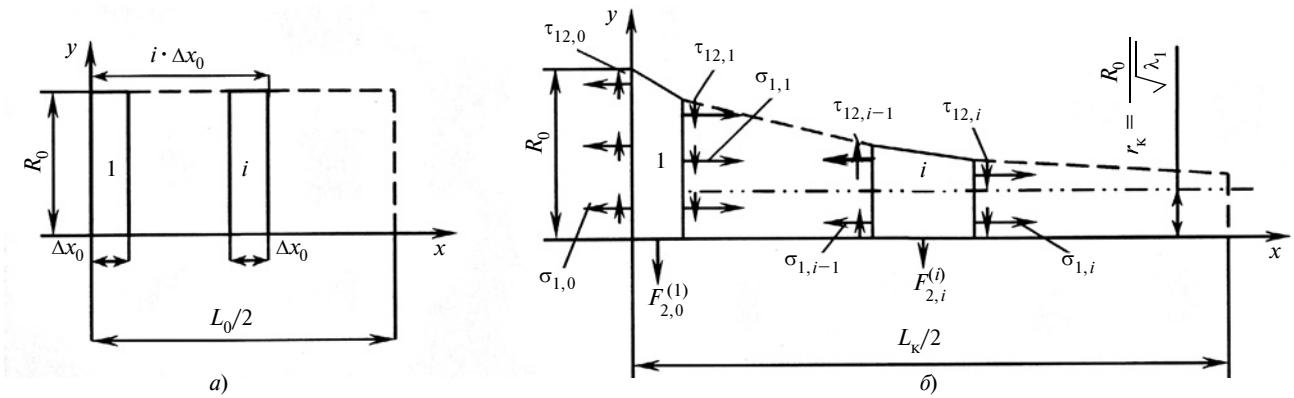


Рис. 2. Схема нагружения элементов при простом растяжении

действующие на боковые грани элементов, одинаковы; суммарная сила F_2 , действующая на нижнюю грань i -го элемента, определяется напряжениями двухосной деформации растяжения в направлении оси y ; уменьшение напряжений $f_{2,i}^d$ на правой грани элемента, относительно напряжений $f_{2,i-1}^d$ на левой грани обусловлено радиальным сдвигом в плоскости правой грани; принимается условие пропорциональности касательных напряжений $\tau_{12,i-1}$ и условных напряжений $f_{2,i-1}^d$ двухосной деформации на левой боковой грани элемента $\tau_{12,i-1} = \zeta f_{2,i-1}^d$, где ζ — коэффициент пропорциональности; аналогичное условие принимается и для правой грани $\tau_{12,i} = \zeta f_{2,i}^d$; коэффициент пропорциональности ζ для левой и правой грани одинаков; материал образца несжимаем, объём элемента не изменяется при деформации.

Вследствие симметрии ограничиваемся рассмотрением части образца, которая в исходном и деформированном состояниях показана на рис. 2 штриховой линией. В исходном состоянии все элементы имеют одинаковую форму (рис. 2, а). Элементы в деформированном состоянии, а также действующие силовые факторы показаны на рис. 2, б. Уравнение равновесия сил, действующих на i -й элемент в направлении оси y , имеет вид формулы 1 (в таблице), где $\tau_{12,i-1}$, $\tau_{12,i}$ — касательные напряжения на левой и правой грани элемента; $F_{2,i}$ — сила, действующая на нижнюю (рис. 2, б) грань i -го элемента; R_0 — начальный радиус образца; f_2^d — нормальное напряжение двухосной деформации i -го элемента; τ_r — напряжения радиального сдвига.

В плоскости левой грани элемента действуют касательные напряжения $\tau_{12,i-1}$, $\tau_{13,i-1}$, которые инициируют возникновение двухосной деформации в поперечных слоях элемента в направлении осей 2, 3. В плоскости правой грани наряду с касательными напряжениями $\tau_{12,i}$, $\tau_{13,i}$ действуют также напряжения радиального сдвига τ_r (на рис. 2 напряжения τ_{13} и τ_r не показаны). Действие касательных напряжений на правой боковой грани элемента показано на рис. 3.

Напряжения сдвига τ_r на основании принятого допущения 5 определяются соотношением 2, где G — модуль сдвига; γ_{12} — деформация сдвига; R_{i-1} , R_i —

радиусы левой и правой грани i -го элемента; Δx — толщина деформированного элемента.

В области контакта образца с поверхностью недеформируемого твёрдого тела текущий радиус определяется соотношением $r > R_0/\sqrt{\lambda_1}$, где λ_1 — кратность деформации простого растяжения определяется действующей на элемент силой F_1 ; а на достаточно большом удалении от поверхности недеформируемого твёрдого тела (в области однородной деформации) при $x \geq l_{kp}$ описывается равенством $r_k = R_0/\sqrt{\lambda_1}$, где $r_k = d_k/2$, l_{kp} — наименьшее расстояние, на котором краевой эффект не проявляется (см. рис. 1, б).

Условие неизменности объёма элемента при деформации имеет вид $V_0^{(i)} = V^{(i)}$. На основе этого соотношения можно получить уравнение 3 для кратности деформации элемента $\lambda_1^{\text{общ}}$ в направлении оси x . С другой стороны, $\lambda_1^{\text{общ}}$ может рассматриваться как наложение двухосной деформации на деформацию простого растяжения, т. е. выражена формулой 4, где λ_1^d — кратность деформации элемента в направлении оси x от двухосной деформации в направлении осей y и z ; λ_1 — кратность деформации простого растяжения.

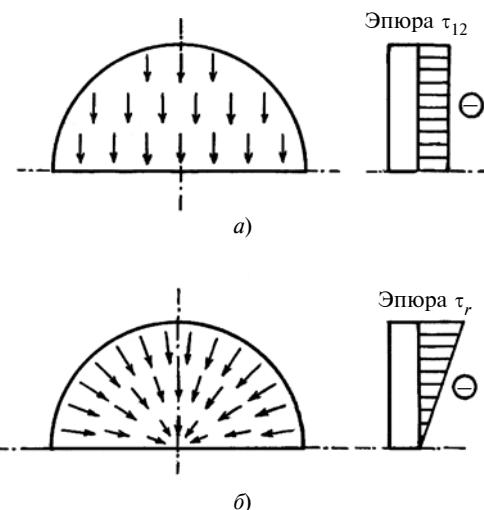


Рис. 3. Касательные напряжения τ_{12} , τ_r и их эпюры напряжений на правой боковой грани конечного элемента:

а — напряжения τ_{12} ; б — напряжения τ_r

№	Формула	Примечания
1	$\frac{1}{2} \pi R_0^2 \tau_{12,i-1} - \frac{1}{2} \pi R_0^2 \tau_{12,i} - F_{2,i} - \int_0^{R_i} \int_r \sin \Theta d\Theta dy = 0$	$F_{2,i} = 2f_2^{\alpha} R_0 \Delta x_0$ — сила, действующая на нижнюю грань i -го элемента
2	$\tau_r = G \gamma_{12} \frac{y}{R_i} = G y \frac{R_{i-1} - R_i}{\Delta x R_i}$	G — модуль сдвига; γ_{12} — деформация сдвига; R_{i-1} , R_i — радиусы левой и правой грани i -го элемента; Δx — толщина деформированного элемента
3	$\lambda_1^{\text{общ}} = \frac{3 R_0^2}{R_{i-1}^2 + R_{i-1} R_i + R_i^2}$	
4	$\lambda_1^{\text{общ}} = \lambda_1^{\alpha} \lambda_1$	
5	$\lambda_1^{\alpha} = \frac{3 R_0^2}{\lambda_1 (R_{i-1}^2 + R_{i-1} R_i + R_i^2)}$	
6	$\lambda_2^{\alpha} = \lambda_3^{\alpha} = \frac{1}{\sqrt{\lambda_1^{\alpha}}} = \frac{\sqrt{\lambda_1 (R_{i-1}^2 + R_{i-1} R_i + R_i^2)}}{\sqrt{3} R_0}$	λ_1^{α} — кратность деформации элемента в направлении оси x от двухосной деформации в направлении осей y и z ; λ_1 — кратность деформации простого растяжения
7	$\lambda_{2,i-1}^{\alpha} = \frac{\sqrt{\lambda_1 (R_{i-1}^2 + R_{i-1} R_i + R_i^2)}}{\sqrt{3} R_0} \frac{2 R_{i-1}}{(R_{i-1} + R_i)}$	
8	$\lambda_{2,i}^{\alpha} = \frac{\sqrt{\lambda_1 (R_{i-1}^2 + R_{i-1} R_i + R_i^2)}}{\sqrt{3} R_0} \frac{2 R_i}{(R_{i-1} + R_i)}$	
9	$W = \frac{1}{2} E (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3)$	—
10	$f_2^{\alpha} = \frac{dW}{d\lambda_2^{\alpha}} = 2E(\lambda_2^{\alpha} - (\lambda_2^{\alpha})^{-5}) = f_3^{\alpha}$	—
11	$\tau_{12,i-1} = \zeta f_{2,i-1}^{\alpha}; \tau_{13,i-1} = \zeta f_{3,i-1}^{\alpha}$	ζ — коэффициент пропорциональности
12	$\tau_{12,i} = \zeta f_{2,i}^{\alpha}; \tau_{13,i} = \zeta f_{3,i}^{\alpha}$	
13	$\pi \zeta R_0^2 [\lambda_{2,i-1}^{\alpha} - (\lambda_{2,i-1}^{\alpha})^{-5}] - \pi \zeta R_0^2 [\lambda_{2,i}^{\alpha} - (\lambda_{2,i}^{\alpha})^{-5}] - 4R_0 \Delta x_0 [\lambda_2^{\alpha} - (\lambda_2^{\alpha})^{-5}] - \frac{1}{3} \frac{(R_{i-1} - R_i)}{\Delta x} R_i = 0$	—
14	$R_{i-1}^{(i-1)} = R_{i-1}^{(i)}$	—
15	$f_1 = \frac{dW}{d\lambda_1} = E(\lambda_1 - \lambda_1^{-2}) = \frac{F_1}{\pi R_0^2}$	
16	$E_p = \frac{f_1}{2 - 0,25} = \frac{F_1}{1,75 \pi R_0^2}$	F_1 — сила растяжения образца
17	$E_c = \frac{f_1}{0,5 - 4} = - \frac{F_1}{3,5 \pi R_0^2}$	
18	$f_1 = F_1 / 2 \pi R_0^2$	
19	$\sigma_1 = F_1 \lambda_1^{\text{общ}} / 2 \pi R_0^2$	—
20	$\sigma_2 = \sigma_3 = 2E[(\lambda_2^{\alpha})^2 - (\lambda_2^{\alpha})^{-4}] + F_1 \lambda_1^{\text{общ}} / 2 \pi R_0^2$	—
21	$t_{12} = t_{13} = \frac{2}{3} \frac{E(R_{i-1} - R_i)}{\pi R_i \Delta x}$	—
22	$\{T\} = \begin{pmatrix} \sigma_1 & \tau_{12} & \tau_{13} \\ \tau_{21} & \sigma_2 & 0 \\ \tau_{31} & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$	—
23	$s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\hat{R}_i}{R_i} - 1 \right)^2}$	R_i и \hat{R}_i — теоретические и экспериментальные значения радиуса образца; n — число экспериментальных точек

Подставляя уравнение 3 в формулу 4, получили формулу 5.

Кратности двухосной деформации элемента в направлении осей y и z , на основании условия несжимаемости материала, определяются уравнением 6. Для определения кратностей двухосной деформации на левой и правой грани элемента используем уравнения 7 и 8.

Для описания НДС высокоэластического материала используем упругий потенциал в виде уравнения 9, которое получено обобщением классической теории высокоэластичности и носит название неогукова потенциала, иначе называемого потенциалом Трелоара [7]. Условие несжимаемости для двухосной деформации элемента имеет вид: $\lambda_1^D \lambda_2^D \lambda_3^D = 1$. Условные напряжения f_2^D и f_3^D с использованием потенциала 9 рассчитывали по формуле 10.

Поскольку действующие в плоскости левой грани элемента касательные напряжения $\tau_{12,i-1}$ и $\tau_{13,i-1}$ инициируют возникновение двухосной деформации и, в конечном счёте, напряжений $f_{2,i-1}^D$ и $f_{3,i-1}^D$, представляется логичным принять допущение о линейной зависимости между параметрами $\tau_{12,i-1}$ и $f_{2,i-1}^D$ (а также параметрами $\tau_{13,i-1}$ и $f_{3,i-1}^D$) в виде соотношений 11. Аналогичные соотношения 12 можно записать и для правой грани элемента.

В дальнейшем заменяем модуль сдвига G в уравнении 2 значением $G = E/3$ на основе известного соотношения между модулями растяжения E и сдвига G [8] для гиперупругого тела при коэффициенте Пуассона, равном 0,5. Подставив формулы 10–12 в уравнение 1, после интегрирования и преобразований получили уравнение равновесия для i -го элемента в виде формулы 13.

Соответствующие кратности двухосных деформаций в уравнении 13 определяются формулами 6–8. Для предыдущего ($(i-1)$ -го) элемента вследствие непрерывности справедливо соотношение 14. Радиус левой грани i -го элемента определяется из соотношения 14 по радиусу правой грани ($i-1$ -го элемента.

Уравнения 13 и 14 образуют систему, в которой неизвестными параметрами являются R_i и ζ . Решение её уравнений для каждого последующего элемента позволяет определить R_i и ζ , а при известном значении ζ — только параметр R_i , т.е. уравнение 13 является рекуррентным и может быть решено численным методом для каждого текущего значения параметра x . Результаты проведённого исследования показывают, что параметр ζ можно рассматривать как постоянную величину, не зависимую от координаты x .

Кратность деформации в направлении оси 2 вне краевой зоны при деформации простого растяжения в направлении оси 1 равна $\lambda_2 = r_k/R_0$, а в направлении оси 1 из условия несжимаемости $\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = 1$, соответственно, равна $\lambda_1 = (R_0/r_k)^2$. Условное напряжение f_1 простого растяжения образца вне краевой зоны для потенциала 9 определяется уравнением 15.

Модуль упругости растяжения E_p определяем на основании этого уравнения для 100%-ной деформации в виде формулы 16. Модуль упругости сжатия E_c определяем в виде формулы 17.

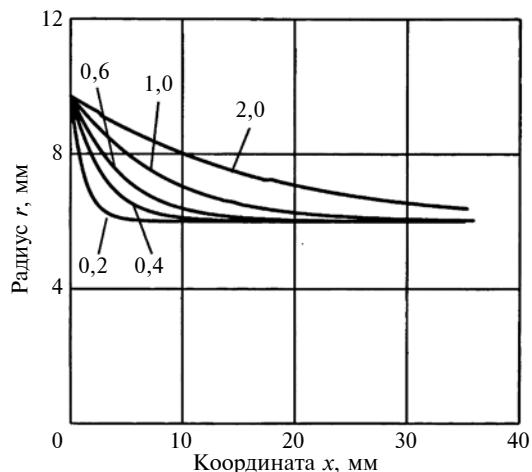


Рис. 4. Зависимость радиуса r от координаты x для разных значений параметра ζ

Условные нормальные напряжения f_1 , действующие на правой боковой грани элемента в направлении оси x , могут быть рассчитаны по уравнению 18. Истинные напряжения σ_1 определяются уравнением 19. Нормальные компоненты тензора напряжений в направлении осей y и z определяются как сумма нормальных компонент девиатора и шарового тензора (формула 20) — на основании уравнений 10 и 19. Касательные компоненты тензора напряжений на правой грани элемента определяются уравнением 21. В общем виде напряжения в краевой зоне определяются тензором $\{T\}$ (формула 22).

На рис. 4 показаны зависимости текущего радиуса r при растяжении от координаты x при различных значениях параметра ζ . Наружный радиус образца с увеличением координаты x уменьшается и плавно достигает постоянного значения r_k . Параметр пропорциональности ζ сильно влияет на форму деформированного образца в краевой зоне и на длину краевой зоны l_{kp} .

Проведение экспериментов по деформированию цилиндрического образца при отношении $L_o/d_o \geq 3$ удобнее проводить в условиях простого растяжения, так как при сжатии возникают потеря устойчивости и изгиб образца. На рис. 5 показан экспериментальный и теоретический профили образца при растяжении в зависимости от координаты x . Фигуры обозначают экспериментальные значения, линия показывает теоретический профиль образца. Стандартное отклонение s относительных значений экспериментального и теоретического радиуса рассчитывалось по формуле 23 и составляет 2,5 %. Значение параметра ζ , при котором достигнуто наилучшее совпадение теории с экспериментом, равно $\zeta = 0,245$.

На рис. 6 показаны зависимости нормальных и максимальных сдвиговых компонент тензора напряжений, а также нормальных компонент девиатора напряжений от координаты x для опытного образца саженаполненной вулканизированной резины в условиях простого растяжения.

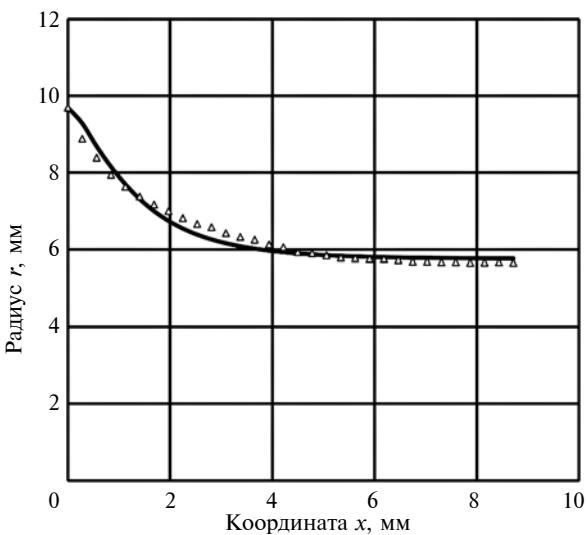


Рис. 5. Сравнение экспериментального и теоретического профиля образца

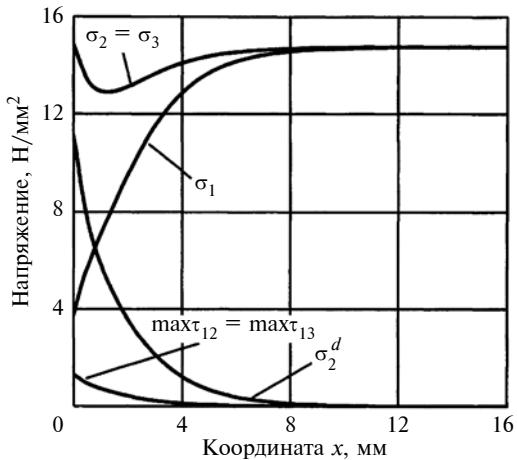


Рис. 6. Зависимость нормальных компонент тензора напряжений σ_1 , σ_2 , σ_3 , максимальных сдвиговых компонент τ_{12} , τ_{13} , а также нормальных компонент девиатора напряжений σ_2^d , σ_3^d от координаты x при $R_0 = 9,7$ мм, $L_0 = 58$ мм, $F_1 = 450$ Н.

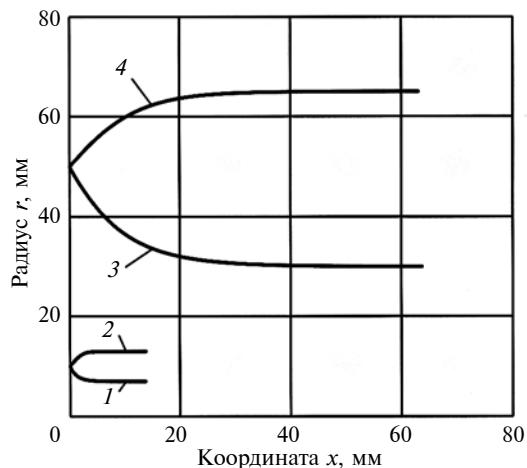


Рис. 7. Моделирование профиля образца при растяжении (1, 3) и сжатии (2, 4) при коэффициенте пропорциональности $\zeta = 245$:

1 — $R_0 = 10$ мм; $r_k/R_0 = 0,7$; 2 — $R_0 = 10$ мм; $r_k/R_0 = 1,3$; 3 — $R_0 = 50$ мм; $r_k/R_0 = 0,6$; 4 — $R_0 = 50$ мм; $r_k/R_0 = 1,3$

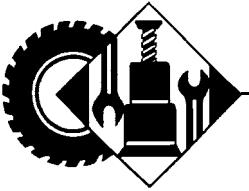
Рассмотрим последовательность расчёта отбойного буфера под действием силы сжатия $F_1 < 0$. Предполагаем, что модуль резины E_c определён из предварительных опытов и рассчитан по уравнению 17. Уравнение 15 рассматривается далее как нелинейное уравнение относительно параметра λ_1 , так как параметры F_1 , E_c и R_0 известны. Решение его численным методом даёт значение параметра λ_1 , по которому определяется радиус образца r_k вне краевой зоны $r_k = R_0/\sqrt{\lambda_1}$. Использование полученного значения параметра λ_1 позволяет рассчитать кратность девиаторной деформации λ_1^d по уравнению 5 с использованием соотношений 3 и 4 и кратности двухосных деформаций λ_2^d , $\lambda_{2,i-1}^d$, $\lambda_{2,i}^d$ по уравнениям 6—8. Ширина элемента в деформированном состоянии определяется из соотношения $\Delta x = \lambda_1^{\text{общ}} \Delta x$. Таким образом, все параметры уравнения 13 определены и оно решается численно на каждом элементе с использованием соотношения 14 при переходе к последующим элементам.

На рис. 7 представлены результаты моделирования профиля образца при растяжении и сжатии при значении исходного радиуса образца, равном 10 и 50 мм. Расчёты показывают рост длины краевой зоны l_{kp} с увеличением радиуса R_0 (см. рис. 1, б). Таким образом, на основании полученного решения, подтверждённого экспериментом, можно заключить, что зона сложной деформации при одноосном растяжении-сжатии образца из гиперупругого материала подчиняется общему положению, который в литературе принято называть постулатом Сен-Венана.

Полученные результаты показывают, что использование рекуррентного уравнения 13 совместно с соотношением 14 позволяет адекватно описывать форму деформированного образца. Располагая полученными зависимостями, представляется возможным провести расчёт и установить оптимальные размеры отбойного буфера. Представленное описание напряжений распространяется на область деформаций простого растяжения ε до 100 %. При более высоких деформациях возможно отклонение расчётных напряжений вследствие возрастающего влияния зацеплений, а при деформациях свыше 300 % — вследствие предельной растяжимости цепей. Эти факторы упругим потенциалом 9 не учитываются.

Литература

- Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копчёнова Н.В. Вычислительные методы. — изд. 4-е. СПб.—М.—Краснодар. 2014, Лань, 671 с.
- Михлин С.Г. Вариационные методы в математической физике. — изд. 2-е. М.—Л. 1970, изд-во Наука, 512 с.
- Канторович Л.В., Крылов В.И. Приближенные методы высшего анализа. — Изд. 5, исправ. М.—Л., 1962, изд-во ФИЗМАТЛИТ, 708 с.
- Флетчер К. Численные методы на основе метода Галёркина. М., 1988, Мир, 352 с.
- Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М. 1979, Мир, 392 с.
- Формалев В.Ф., Ревизников Д.Л. Численные методы. — изд. 2-е, исправ. и доп. М., 2004: изд-во ФИЗМАТЛИТ, 400 с.
- Федоров А.Е., Адамов А.А. // Российский журнал биомеханики. 2007. Т. 11, № 1. С. 76—84.
- Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. — Изд. 5-е. М., 1970, Наука, 544 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 621.439:629.114.5

МЕРОПРИЯТИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА СЖИЖЕННОГО УГЛЕВОДОРДНОГО ГАЗА

Д-ра техн. наук **ПЕВНЕВ Н.Г., РАССОХА В.И.**, кандидаты техн. наук
ВАСИЛИНЕНКО Э.Р., БАНКЕТ М.В.

СибАДИ, Оренбургский ГУ (elfs2004@yandex.ru)

На основе исследований эксплуатации газобаллонных автомобилей при отрицательных температурах окружающего воздуха предложены элементы по поддержанию давления сжиженного углеводородного газа в газовом баллоне. Данна оценка влияния предложенных мероприятий на работоспособность газобаллонных автомобилей и затраты на топливо. Обоснована необходимость внесения изменений в систему питания двигателя газом и в нормативно-техническую документацию по эксплуатации газобаллонных автомобилей, предложены принципиальные схемы постов слива газа на АГЗС и на АТП. Предложена процедура разработки нормативных документов на примере стандарта организации. Проанализирована ситуация с экологическими последствиями несанкционированного слива газа из автомобильных баллонов. Определён ущерб от выбросов газа в окружающую среду, предложены мероприятия для его предотвращения.

Ключевые слова: сжиженный углеводородный газ, газобаллонный автомобиль, система питания двигателя газом, посты слива газа из баллона, нормативные документы, стандарт организации, несанкционированный сплив газа, ущерб окружающей среде.

Pevnev N.G., Rassokha V.I., Vasilinenko E.R., Banket M.V.
**ACTIVITIES FOR ENSURING OPERABILITY AND SAFE OPERATION
OF VEHICLES WHEN USING AS FUEL OF LIQUEFIED PETROLEUM GAS**

On the basis of researches of operation the gas automobile at negative ambient air temperatures elements for maintaining the pressure of liquefied petroleum gas in a gas cylinder is offered. The impact of the proposed measures on the operability of gas-cylinder vehicles and on fuel costs. The necessity of introducing changes in the engine power supply system with gas is substantiated and principled scheme of post overflow of gas from gas cylinder on the AGFS and motor transportation enterprise. The article reveals the need for changes in the regulatory and technical documentation on the operation of gas automobile. The situation with ecological consequences of unauthorized overflow of gas from the car's balloon is analyzed in the article. Damage from LPG emissions into the environment is calculated. Measures to prevent environmental damage are proposed.

Keywords: liquefied petroleum gas, the gas automobile, engine power supply system, post overflow of gas, regulations, standard organization, unauthorized overflow of gas, environmental damage.

Являясь нефтедобывающей и газодобывающей страной, Российская Федерация располагает достаточной ресурсно-сырьевой базой для расширения производства и использования сжиженных углеводородных газов нефтяного происхождения (СУГ) в качестве моторного топлива.

В разных регионах России развитие рынка сжиженного газа происходит неравномерно. В регионах, где имеется соответствующая инфраструктура, его применение на автомобильном транспорте в качестве

моторного топлива достаточно перспективно. К таким регионам относится вся Западная, Восточная Сибирь, Урал, Москва, Московская область и др. Однако имеется ряд объективных причин, снижающих работоспособность газобаллонных автомобилей при отрицательных температурах окружающего воздуха.

Контроль над обеспечением работоспособности современных систем впрыска газа в условиях эксплуатации автомобилей в Сибири позволил установить характерные отка-

зы, снижающие работоспособность такой техники. Это происходит из-за снижения давления в газовом баллоне вследствие понижения температуры окружающего воздуха. Экспериментально установлено, что при подаче газа через форсунки для обеспечения бесперебойной работы двигателя необходимо обеспечить минимальное избыточное давление насыщенных паров газа в газовом баллоне 0,15 МПа. Поэтому, учитывая продолжительность зимнего периода в Сибири, использование сжиженного газа становится проблематичным.

Сотрудники СибАДИ и МГТУ "МАМИ" в разное время предлагали технические решения для поддержания давления газа в баллоне: утилизационный контур отработавших газов двигателя снаружи автомобильного газового баллона; электронагревательный контур на нём же; испарение газа в баллоне при помощи охлаждающей жидкости [1]. Исходя из анализа предложенных конструктивных решений и практики их применения, сделан вывод, что наиболее подходящим для повышения давления газа в баллоне в условиях отрицательных температур окружающего воздуха является электронагреватель с автоматическим поддержанием заданного давления, а наиболее рациональным для испарения сжиженного газа в автомобильном газовом баллоне — трубчатый электронагреватель (ТЭН).

Для возможности использования электронагревателей в баллон необходимо вварить дополнительный фланец (рис. 1) и выполнить схему защиты ТЭНа, которые позволят успешно эксплуатировать газобаллонный автомобиль при отрицательных температурах окружающего воздуха. Предлагаемые элементы по поддержанию заданного давления в баллоне представлены на рис. 2 и 3.

Работоспособность газобаллонного автомобиля оценивается, прежде всего, временем работы ДВС на газе. В значительной степени на



Рис. 1. Общий вид автомобильного газового баллона с установленным дополнительным фланцем

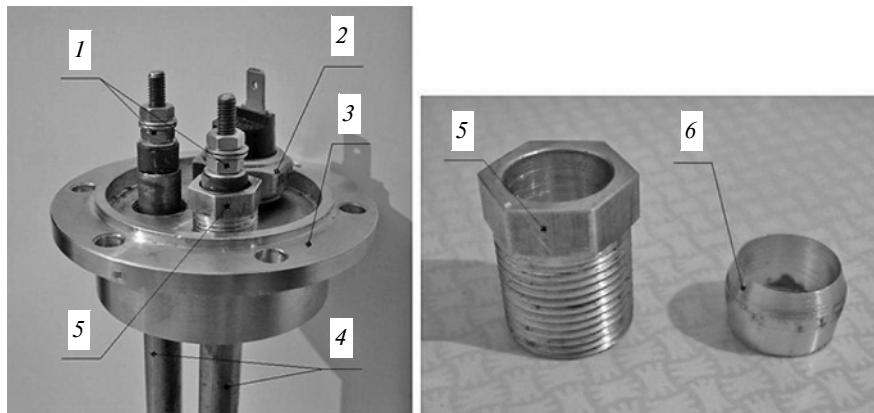


Рис. 2. Соединение блока крепления и ТЭНа при помощи латунных конусных муфт:

1 — контактная часть ТЭНа; 2 — датчик давления; 3 — фланец для крепления ТЭНа; 4 — ТЭН; 5 — конический штуцер; 6 — конусная муфта

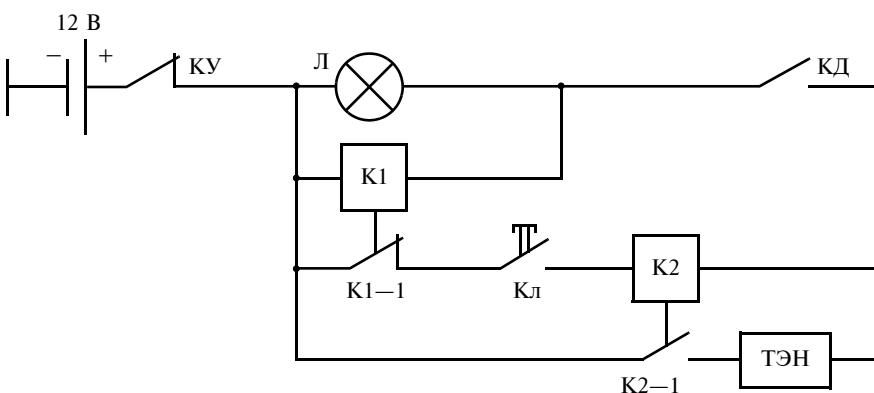


Рис. 3. Схема защиты ТЭНа:

Л — лампа; Кл — клавиша; К1, К2 — катушки реле; К1-1, К2-1 — контакты реле; КД — контакт датчика давления; КУ — контакт датчика уровня газа

Таблица 1

Затраты на дооборудование газобаллонного автомобиля по статьям	Стоимость, руб.
Оснащение автомобильного газового баллона, спаренного 95 л дополнительным фланцем для установки ТЭН	6698,5—6200 = 498,5
ТЭН с креплением (фланец, латунные конусные муфты)	1141,30
Автоматическая схема отключения с датчиком давления	496,00
Теплоизоляция с креплением	315,50
Монтаж дополнительных элементов на баллон	600,00
Итого	3051,3

величину этого показателя влияют элементы по поддержанию заданного давления в газовом баллоне. Для оценки их влияния на эксплуатационные затраты (в данном случае затраты на топливо) произведен расчёт затрат на топливо с установкой предложенных элементов и без них [2]. Установлено, что для исследуемой группы автомобилей, в условиях города Омска, снижение затрат на топливо при применении элементов по поддержанию заданного давления в газовом баллоне составит 12 100 руб. в год на один автомобиль ГАЗ 322132. Затраты на дооборудование ГБА элементами по поддержанию заданного давления СУГ в газовом баллоне при серийном производстве (более 1000 экземпляров) представлены в табл. 1 (в ценах по состоянию на март 2018 года).

В Омске на сегодняшний день насчитывается порядка 31 тыс. газобаллонных автомобилей. Большая часть легковых автомобилей такси использует в качестве топлива сжиженный углеводородный газ. В большинстве служб такси работают водители с личными автомобилями, стремящиеся минимизировать собственные затраты на топливо, установив газобаллонное оборудование на свой автомобиль. Водитель обслуживает свой автомобиль самостоятельно, заезжая на СТО, а также сам заботится о его хранении.

Технологический процесс эксплуатации газобаллонных автомобилей включает ряд специфических операций, к которым относится и **слив сжиженного газа из автомобильных газовых баллонов** (рис. 4). Его разрешается производить **только на специальных постах слива** — для исключения загрязнения окружающей среды, скопления взрывоопасных газовых облаков в низинах и ямах, а также для последующего использования.

Слив газа требует наличия двух мест для присоединения шлангов в системе питания газобаллонного автомобиля: первый — для подвода к баллону избыточного давления (подводящий шланг); второй — для слива из баллона жидкой фазы и отсоса паровой (сливной шланг) [3].

Если на газобаллонный автомобиль установлен баллон, оборудованный запорно-предохранитель-

ной арматурой, состоящей из отдельных вентиляй разного назначения, то никаких проблем при сливе газа не возникает. Однако большинство современных автомобильных газовых баллонов вместо отдельных вентиляй оборудованы моноблоком со скоростным клапаном в расходной линии, а также выносным заправочным устройством (ВЗУ) с обратным клапаном вместо заправочного вентиля на баллоне. При увеличении скорости перемещения газа, скоростной клапан перекрывает магистраль. Следовательно, для самой возможности слива газа из баллона с моноблоком необходимо вводить изменения в схему питания двигателя газом, устанавливая дополнительно тройник 8 в магистраль подачи газа в двигатель, к которому подсоединяют вентиль слива газа 9 и ВЗУ слива газа без обратного клапана 10. Причем в тройник со стороны двигателя необходимо установить скоростной клапан, демонтировав его из моноблока (рис. 5) [3]. На модернизацию системы питания, описанную выше, получен патент на полезную модель [4].

Нормативным документом [5] предписывается возможность организации поста слива на АГЗС либо на специально организованной площадке в АТП, где хранятся и обслуживаются газобаллонные автомобили. Однако на сегодняшний день в Омске и в других городах **посты слива газа отсутствуют**. Видимо, виной тому формулировка документа, который не предписывает, где именно **должен** находиться пост слива газа, в результате чего они отсутствуют и на АТП, и на АГЗС.

Предлагаемый вариант оборудования поста слива газа на АТП представлен на рис. 6. Пост содержит баллоны с инертным либо природным газом, сливную колонку, баллон ёмкостью от 100 до 250 л в качестве сливного резервуара, счётчик газа. Авторами предложены варианты оборудования поста слива газа на АГЗС [6] и на АТП. Причём на вариант оборудования поста слива газа на АТП получен патент на полезную модель [7].

При этом слив газа из автомобильных баллонов будет осуществляться следующим образом. К ВЗУ 24 под-

Технологические процессы при эксплуатации ГБА и место их выполнения

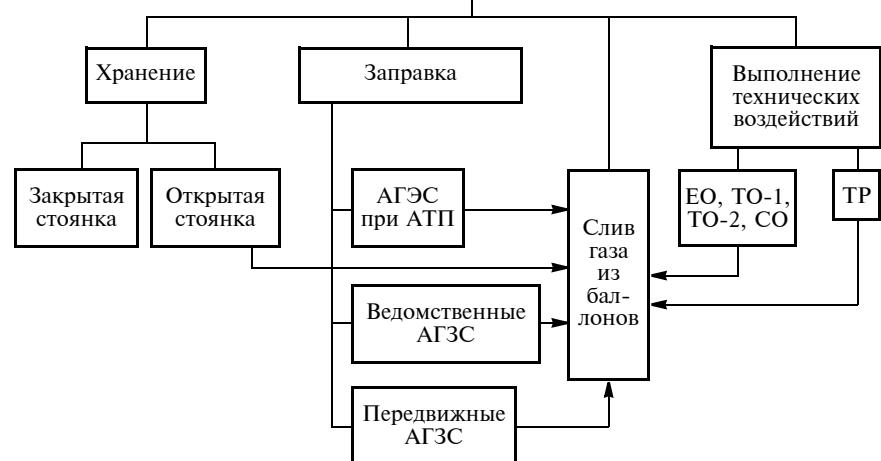


Рис. 4. Блок-схема технологии проведения производственных процессов при технической эксплуатации газобаллонного автомобиля

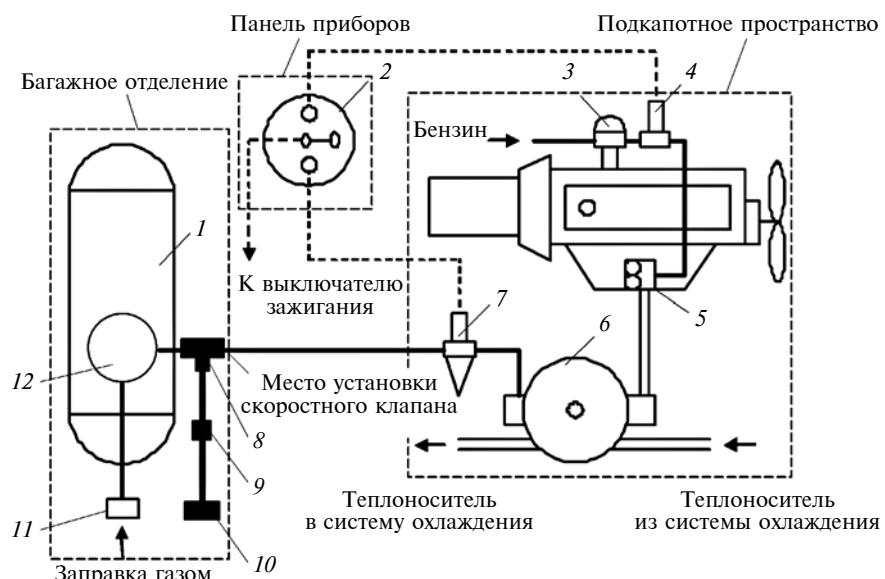


Рис. 5. Вариант дооборудования системы питания двигателя газом в случае использования баллона с моноблоком:

1 — газовый баллон; 2 — переключатель вида топлива; 3 — бензонасос; 4 — бензиновый клапан; 5 — место подачи газа в двигатель; 6 — газовый редуктор; 7 — магистральный газовый клапан; 8 — тройник; 9 — вентиль; 10 — ВЗУ без обратного клапана для слива газа; 11 — ВЗУ; 12 — моноблок

соединяют пистолет 25 подачи азота или природного газа. К ВЗУ без обратного клапана 20 для слива газа подсоединяется пистолет 21 слива газа. Затем открывают вентиль 2 и под давлением подают природный газ через ВЗУ. Жидкая фаза газа вытесняется из баллона 22 в сливную магистраль 6 и поступает в сливной резервуар 14 объёмом от 100 до 250 л (в зависимости от эксплуатируемого подвижного состава). При этом колонка 4 служит прибором учёта количества сливающегося газа. Сли-

тельный газ может быть использован для повторной заправки автомобиля либо технологических нужд предприятия.

С физической точки зрения под термином "слив сжиженного газа из автомобильного баллона" следует понимать вытеснение из него жидкой фазы избыточным давлением и её перемещение в сливной резервуар. Отсос из баллона паровой фазы и перекачивание её производятся также в сливной резервуар с последующей продувкой автомобильного

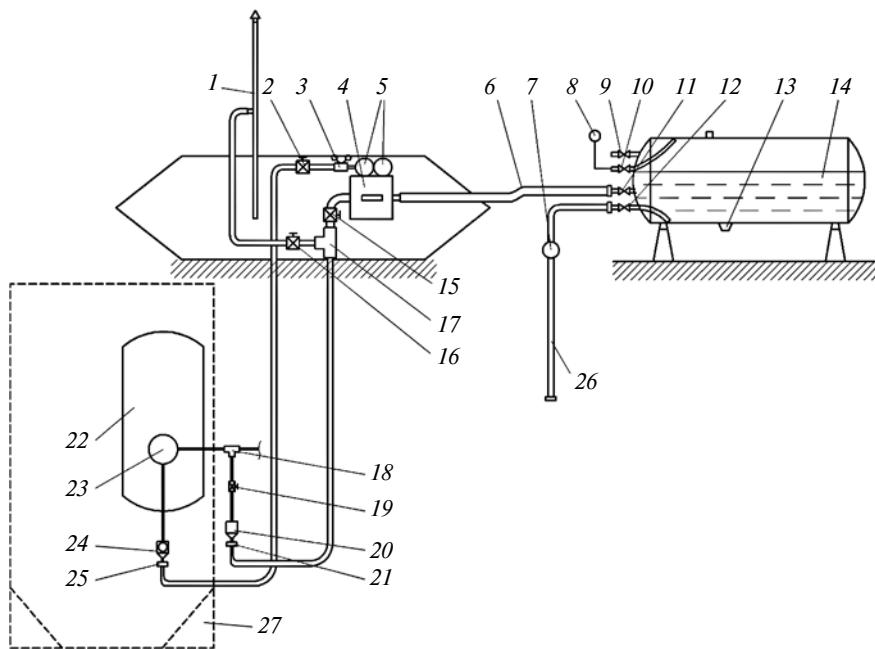


Рис. 6. Комбинированная принципиальная схема поста слива газа из автомобильных баллонов в АТП:

1 — свеча продувочная; 2 — вентиль подачи азота или природного газа; 3 — редуктор понижающий; 4 — колонка сливная; 5 — баллон с азотом или природным газом; 6 — магистраль сбора газа; 7 — счётчик газа; 8 — манометр; 9 — вентиль максимального наполнения; 10 — вентиль паровой фазы; 11 — заправочный вентиль; 12 — вентиль жидкой фазы; 13 — сливная пробка; 14 — резервуар сливной; 15 — вентиль слива жидкой фазы; 16 — вентиль на продувочную свечу; 17, 18 — тройник; 19 — вентиль; 20 — ВЗУ без обратного клапана; 21 — шланг с пистолетом для слива газа; 22 — баллон газовый; 23 — моноблок; 24 — ВЗУ; 25 — шланг с пистолетом для подачи азота; 26 — шланг с пистолетом для раздачи жидкой фазы газа; 27 — газобаллонный автомобиль

баллона азотом. Избыточное давление в опорожняемом баллоне возможно обеспечить путём подачи в него паровой фазы компрессором либо сжатого природного или инертного газа.

Распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 мая 2013 г. № 767-р "О регулировании отношений в сфере использования газового моторного топлива" ряду федеральных министерств поручено разработать комплекс мер государственной поддержки, направленных на создание условий для расширения использования газа в качестве моторного топлива. 14 мая 2013 г. по итогам совещания у Президента РФ по вопросу расширения использования газа в качестве моторного топлива утверждён перечень поручений Правительству РФ. Этими поручениями предусмотрена разработка комплексного плана расширения использования газа в качестве моторного топлива, а также комплексное **внесение изменений в нормативно-правовую базу**, регулирующую требования к объектам, предназначенному для производства, хра-

нения и использования газомоторного топлива [8].

Многие положения нормативно-правовых и нормативно-технических документов в настоящее время не отвечают современным требованиям эксплуатации и экологии и требуют разработки дополнений на основании проведённых исследований [4].

Статья 17 Федерального Закона от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ "О техническом регулировании" предоставляет возможность организациям, занятым оказанием услуг по монтажу газобаллонного оборудования и обслуживанию газобаллонных автомобилей, разрабатывать и утверждать стандарт организаций. Целью разработки стандарта организации является внесение изменений в существующую нормативно-техническую документацию для обеспечения безопасной эксплуатации автомобилей, работающих на сжиженном углеводородном газе [9].

Стандарт организации устанавливает единый порядок переоборудования автотранспортных средств в газобаллонные, монтажа сливной

магистрали в систему питания, обеспечивающей слив газа из баллона, а также выполнения технологических процессов технической эксплуатации газобаллонного автомобиля. Для безопасной эксплуатации должна быть доработана система питания двигателя [4], а также организованы посты слива сжиженного газа из автомобильных баллонов в АТП и на АГЗС [6].

Учитывая общую целевую направленность стандартизации как одного из основных элементов технического регулирования, деятельность по стандартизации в каждой конкретной организации должна быть направлена на повышение качества и безопасности продукции, связанных с ней процессов, работ и услуг и в целом — на достижение максимального экономического эффекта, обеспечиваемого с учётом передовых достижений науки и технологий посредством применения в разрабатываемых и утверждаемых требованиях в стандартах организаций.

Стандарт организаций — это документ, в котором в целях добровольного многократного использования устанавливаются характеристики продукции, правила осуществления и характеристики процессов проектирования, производства, строительства, монтажа, наладки, эксплуатации, реализации, выполнения работ или оказания услуг [9]. В качестве субъектов — потенциальных разработчиков стандартов организаций — выступают организации, под которыми понимаются юридические лица.

Цели разработки стандартов организаций обозначены в ст. 11 Федерального Закона "О техническом регулировании". Кроме того, положения рассматриваемой статьи предусматривают разработку стандартов организаций в целях: совершенствования производства; обеспечения качества продукции, выполнения работ и оказания услуг; распространения и использования полученных в различных областях знаний, результатов исследований, измерений и разработок.

Стандарты организаций упрощают процедуру утверждения разрабатываемых документов, так как отпадает необходимость их согла-

сования, утверждения и (или) регистрации в соответствующих федеральных органах исполнительной власти. Стандарты организаций не должны противоречить требованиям технических регламентов, а также национальных стандартов, разработанных для содействия соблюдению требований технических регламентов. Стандарты организаций также не могут противоречить национальным стандартам, обеспечивающим применение международных стандартов ИСО, МЭК и других международных организаций, к которым присоединилась Российской Федерации, а также стандартам, разработанным для обеспечения выполнения международных обязательств Российской Федерации. Стандарт организации, разработанный и утвержденный одной организацией, может использоваться другой организацией в своих интересах только по договору с утвердившей его организацией. Разработка стандарта организации основывается на правилах национальной системы стандартизации. Этапы процедуры разработки стандарта организации представлены на рис. 7.

Деятельность по разработке и внедрению стандарта начинается с издания директором данной организации приказа о создании рабочей группы и утверждении плана разработки стандарта. В состав рабочей группы включаются специалисты, обладающие различной информацией об объекте стандартизации и различным опытом. Руководителем рабочей группы может быть руководитель данной организации.

Сбор информации имеет своей целью определение нормативных требований к объекту стандартизации, повышение качества услуг за счёт использования имеющегося опыта и уменьшение объёма исследований по рассматриваемому вопросу. Состав информации, которую необходимо собрать, утверждается рабочей группой, и как минимум должен включать: нормативные требования к стандартизируемому объекту организации; стандарты организаций (проекты стандартов) аналогичных объектов; результаты исследований, проводимых в целях выявления проблематики данного объекта; показатели качества, при-



Рис. 7. Блок-схема этапов процедуры разработки стандарта организации

менимые для стандартизируемого объекта организации, и методики их измерения (проверка на герметичность соединений всех узлов). После сбора информации рабочая группа анализирует собранную информацию и выделяет данные, применимые для разработки проекта стандарта.

Исследования проводятся для подтверждения применимости данных, полученных на предыдущем этапе при сборе информации, для получения данных о существующей проблеме объекта стандартизации и для получения недостающей информации, нужной для решения этой проблемы. Порядок разработки, утверждения, учёта, изменения и отмены стандарта организации устанавливается ею самостоятельно с учётом положений ст. 12 Федерального Закона "О техническом регулировании" [9].

Рабочая группа готовит проект стандарта и пояснительную записку к нему. В зависимости от объекта стандартизации перед экспертизой и утверждением стандарта может быть проведена его апробация в целях выяснения возможности реального применения в данной организации. Перед утверждением стандарта организации проводят его экспертизу. На основании результатов экспертизы данного проекта стандарта рабочая группа готовит заключение, которое направляется руководителю. Стандарты организаций утверждаются личной подписью руководителя данной организации или отдельным организационно-распорядительным документом (приказом, распоряжением, постановлением и т.п.). При этом указывается, какие документы представляют

вместе с проектом стандарта на его утверждение. Это могут быть копии опубликованных материалов по исследуемому вопросу.

Разработчиком устанавливается порядок отмены стандарта организации, а также критерии его отмены. Действующий стандарт организации отменяют при следующих условиях: в связи с прекращением оказания услуг, осуществляющихся по данному стандарту; при разработке взамен данного стандарта, другого стандарта (стандартов); когда объект стандартизации, на который распространялся стандарт, стал объектом стандартизации на более высоком (национальном или межгосударственном) уровне; в других обоснованных случаях, когда стандарт утратил свою актуальность в связи с изменением экономической ситуации; в случаях, утверждённых рабочей группой.

После завершения описанных этапов разработки стандарта организации осуществляется его внедрение. Ответственность за внедрение стандарта возлагается на одного из заместителей руководителя отдела стандартизации. При нём может быть создана рабочая группа по внедрению стандарта, которая будет заниматься методической помощью и инспектированием.

На сегодняшний день стандарты организаций являются важным средством на пути модернизации отечественной нормативной базы в области технического регулирования. В связи с этим организациям, занятым переоборудованием автотранспортных средств в газобаллонные, а также обслуживанием газобаллонных автомобилей, следует максимально использовать предоставленную Федеральным Законом возможность — разработку и активную апробацию собственных стандартов организаций, поскольку именно в них отражаются основные требования к выполняемым работам и оказываемым услугам.

Таким образом, частная задача повышения эффективности эксплуатации газобаллонных автомобилей трансформировалась в современной обстановке, характеризуемой высокой степенью динамичности и социальными приоритетами, в сложную комплексную проблему. При-

чём её решение связано не только с технико-экономическими показателями деятельности автомобильного транспорта, но и со снижением экологических последствий этой деятельности [10].

При отсутствии постов слива газа происходят грубые нарушения в технологическом процессе эксплуатации газобаллонных автомобилей, которые отрицательно влияют на экологическую обстановку в городе, наносят вред здоровью людей, а также могут быть причиной взрыва и повлечь материальные убытки и человеческие жертвы.

Частые заезды на СТО происходят в межсезонье — весной и осенью. При необходимости проведения ремонтных работ, касающихся баллонов и их арматуры (моноблока), при выполнении сварочных и монтажных работ, требуется слить газ из баллона. Так как на СТО специальные посты отсутствуют, водитель вынужден заранее где-то стравливать газ в атмосферу. Слив сжиженного нефтяного газа из газового баллона необходимо осуществлять также при испытании газовой системы питания на герметичность сжатым воздухом или негорючим газом (N_2 , CO_2) под давлением 1,6 МПа (опрессовка), при снятии баллона для проведения его освидетельствования или замены. При заправке газового баллона также возникают аварийные ситуации, связанные с отказом запорно-предохранительной арматуры, требующие немедленного слива газа из баллона.

Невыполнение требований нормативных документов, а следовательно, нарушение технологического процесса эксплуатации газобаллонных автомобилей заключается в стравливании сжиженного газа в окружающую среду при необходимости опорожнить газовый баллон с неисправной запорно-предохранительной арматурой. Такие случаи — вынужденная мера, они наносят существенный ущерб окружающей среде.

Сжиженные углеводородные газы в природе не имеют запаха и цвета, неядовиты, тяжелее воздуха, в жидком виде обладают большим коэффициентом объёмного расширения, кипят при низких температурах. Анализ состава углеводородных

сжиженных газов показывает, что в основном их компонентами являются пропан, бутан либо их смесь, а также добавки этилена, пропилена, бутилена. Кроме того, в сжиженный газ, для определения его по запаху, добавляют этилмеркаптан по технологии при производстве этого продукта.

Сжиженные газы характеризуются низкой температурой кипения и поэтому в аварийных ситуациях при испарении в атмосферу из трубопровода или резервуара охлаждаются до отрицательной температуры. Жидкая фаза, попадая на окружающие предметы, в том числе на незащищённую кожу человека, и интенсивно испаряясь, охлаждает их и приводит к обморожению [11], что может быть опасно для жизни. Попадая в лёгкие, пары сжиженных газов могут их переохладить, и также вызвать обморожение.

Сжиженные углеводородные газы представляют собой смесь химических соединений, состоящую в основном из водорода и углерода с различной структурой молекул. Пары тяжёлых углеводородов вытесняют воздух из лёгких, достигая уровень дыхательных путей, и из-за отсутствия кислорода воздуха человек быстро теряет сознание, наступает удушье и возможен летальный исход.

Сжиженные газы по ГОСТ 12.1.007 включены в 4-й класс вредных токсических веществ как малоопасные. Предельно-допустимая концентрация в воздухе рабочей зоны (в пересчёте на углерод) предельных углеводородов — 300 мг/м³, непредельных — 100 мг/м³.

В результате проведённых исследований и анализа статистической информации выявлено, что ежегодно из-за нарушения технологии обслуживания газобаллонных автомобилей в атмосферу Омска выбрасывается $Q = 5082 \pm 166$ кг сжиженного углеводородного газа с доверительной вероятностью 0,95 [12].

Определим наносимый загрязнением экономический ущерб, под которым понимаются негативные изменения основных свойств окружающей природной среды, выраженные в денежной форме. Согласно приложению 6 типовой методики [13] экономическая оценка ущерба, причиняемого годовыми выбросами загрязнений в атмосферный воздух, определяется по формуле: $U = \gamma \sigma f M$, где U — оценка ущерба (руб./год); γ — множитель, численное значение которого равно 2,4 (руб./ усл. т); σ — величина, значение которой определяется в соответствии с табл. 1 (безразмерная); f — величина, учитывающая характер рассеяния примеси в атмосфере (безразмерная); M — приведённая масса годового выброса загрязнений из источника (усл. т/год).

Приведённая масса годового выброса загрязнений в атмосферу от автомобиля определяется по формуле:

$$M = \sum_{i=1}^n A_i m_i$$
 где n — общее число примесей, выбрасываемых источником в атмосферу; A_i — показатель относительной агрессивности примеси i -го вида, усл. т/т; m_i — масса годового выброса примесей i -го вида в атмосферу, т/год.

Таблица 2

Вещество	Расчёт приведённой массы годового выброса компонентов загрязнений					
	m_i , т	a_i	α_i	δ_i	A_i , усл. т/т	M_i , усл. т/год
Монооксид углерода	0,23616	1	1	1	1	0,23616
Оксиды азота	0,15744	27,4	1	1,5	41,1	6,470784
Сероводород	0,005248	27,4	1	2	54,8	0,2875904
Серная кислота	0,015744	24,5	1	2	49	0,771456
Аммиак	0,02624	8,7	1	1,2	10,4	0,272896
Углеводороды	4,69696	0,63	1	2	1,26	5,9181696
Диэтилмеркаптан	0,07872	2890	1	1	2890	227,5008
Ацетальдегид	0,02624	34,6	1	1,2	41,6	1,091584
Бензипирен	0,005248	$6,3 \cdot 10^6$	2	1	$12,6 \cdot 10^6$	66124,8

Значение M определяется раздельно для каждого вида примесей. Значение показателя A_i определяется по формуле: $A_i = a_i \alpha_i \delta_i$, где a_i — показатель относительной опасности присутствия примеси в воздухе, вдыхаемом человеком; α_i — поправка, учитывающая вероятность накопления исходной примеси или вторичных загрязнений в компонентах окружающей среды, а также поступления примеси в организм человека неингаляционным путём; δ_i — поправка, учитывающая действие на различные реципиенты, помимо человека. Расчёт показателей A_i и M_i для каждого вида примесей представлен в табл. 2.

Приведённая масса годового выброса загрязнений:

$$M = 66\ 367,35 \text{ усл. т/год.}$$

Ущерб от выброса СУГ в окружающую среду:

$$Y = 2,4 \cdot 8 \cdot 10 \cdot 66\ 367,35 = \\ = 12\ 742\ 531 \text{ руб./год.}$$

Эффект природоохранных мероприятий представляет собой предотвращённый ущерб в результате улучшения состояния окружающей среды минус издержки стоимости мероприятий, направленных на его предотвращение. Издержки меро-

приятий, направленных на предотвращение ущерба окружающей среде, заключаются в строительстве поста слива газа и составляют для АГЗС — 1 301 920 руб. и для АТП — 53 3875 руб.

Литература

1. Ерохов В.И. Система питания двигателя внутреннего сгорания сжиженным газовым топливом / В.И. Ерохов // АГЗК + АТ. — 2008. — № 2. — С. 55—60.
2. Певнев Н.Г. Повышение эффективности эксплуатации газобаллонных автомобилей в зимнее время года / Н.Г. Певнев, В.И. Гурдин, М.В. Банкет // Транспорт на альтернативном топливе: Международный научно-технический журнал. — 2012. — № 1. — С. 74—77.
3. Певнев Н.Г. Обоснование необходимости совершенствования системы питания двигателя СУГ / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина // Транспорт на альтернативном топливе. — 2009. — № 1. — С. 18—19.
4. Полез. модель 90137 РФ: МПК F 02 M 21/02: Двухтопливная система питания двигателя / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина, А.П. Елгин; СибАДИ. — № 2009132044/22; заявл. 25.08.2009; опубл. 27.12.2009, Бюл. № 36.
5. РД 03112194-1094-03 "Руководство по организации эксплуатации газобаллонных автомобилей, работающих на сжиженном нефтяном газе". НИИАТ, ДАТ Минтранса РФ, 2003.
6. Певнев Н.Г. Пост слива газа на АГЗС и определение технологических параметров слива газа из автомобильных баллонов / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина // Транспорт на альтернативном топливе. — 2010. — № 4. — С. 46—50.
7. Полез. модель 102244 РФ: МПК F 17 C 5/02: Пост слива сжиженного углеводородного газа из автомобильных баллонов на автотранспортном предприятии / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина; СибАДИ. — № 2010138767/06; заявл. 20.09.2010; опубл. 20.02.2011, Бюл. № 5.
8. Перечень поручений Президента РФ по итогам совещания по вопросу расширения использования газа в качестве моторного топлива 14.05.2013 № ПР-1298 // Транспорт на альтернативном топливе: Международный научно-технический журнал. — 2013. — № 5. — С. 3—5.
9. О техническом регулировании: Федеральный Закон РФ от 27.12.2002 № 184-ФЗ // Собрание законодательства РФ. — 2002. — № 52 ч. 1. — Ст. 5140.
10. Рассоха В.И. Ситуационное управление автотранспортными системами. Часть 1. Системная эффективность эксплуатации автомобильного транспорта / В.И. Рассоха // Вестник Оренбургского государственного университета. — 2009. — № 9. — С. 148—153.
11. Стаскевич Н.Л. Справочник по сжиженным углеводородным газам / Н.Л. Стаскевич, Д.Я. Вигдорчик. — Л.: Недра, 1986. — 543 с.
12. Певнев Н.Г. Предотвращение ущерба окружающей среде от несанкционированного слива газа из автомобильных баллонов / Н.Г. Певнев, Э.Р. Раенбагина, В.И. Гурдин // Транспорт на альтернативном топливе: Международный научно-технический журнал. — 2011. — № 6. — С. 44—50.
13. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А.С. Быстров и др. — М.: Экономика, 1986. — 96 с.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113.073

МЕТОД ЗАМЕРОВ МИКРОПРОФИЛЕЙ ДОРОГ НА ДВИЖУЩЕМСЯ АТС

Канд. техн. наук **МИХАЙЛОВ В.Г.**
(sapr7@mail.ru)

Проведён анализ методов и способов получения микропрофилей дорог на основе замеров нивелирной рейкой, измерения с применением автомобильной установки ПКРС-2, мобильных лабораторий на основе метода IRI. Предложен метод замеров микропрофилей больших участков дорог в процессе движения автомобиля, базирующийся на интегрировании ускорений подпрессоренной и неподпрессоренной массы транспортного средства, учёта попречных углов наклона, силового воздействия основной подвески через массу и ускорение и преобразования в пакете "MatLab/Simulink" на основе данных датчиков MPU-6050, регистрируемых с помощью микроконтроллера "Arduino Due" и записи их на SD-карту.

Ключевые слова: автомобиль, микропрофиль дороги.

Mikhailov V.G.

METHOD OF GAUGINGS OF MICROPROFILE OF ROADS ON THE MOVING VEHICLE

The analysis of methods and modes of reception of microprofile of roads on the basis of gaugings нивелирной by a lathe, measurements with application of automobile installation ПКРС-2, mobile laboratories on the basis of method IRI is carried out. The method of gaugings of microprofile of the big sites of roads in the course of the car movement, based on integration of speedups sprung and unprung weight of a vehicle, the account of cross-section discharge angles, power influence of the basic suspender through weight and speedup and transformations to package MatLab/Simulink on the basis of the given gauges MPU-6050 registered by means of microcontroller Arduino Due and their record on a SD-card is offered.

Keywords: the car, a road microcross-section.

Первые методы оценки дорог по микропрофилю были разработаны ещё в начале 1950-х гг. в США. Для этого использовалось подпрессоренная тележка, прикрепляемая к автомобилю в виде "качающегося маятника". В процессе движения фикси-

ровались ускорения и относительные перемещения подпрессоренной и неподпрессоренных масс тележки. Получаемые при замерах данные (с погрешностью 10...15 %) фиксировались с помощью электромеханических счётчиков либо записывались на фотоленту шлейфовых осциллографов и подвергались последующей обработке. В СССР в 1960—1980-х гг. регистрацией микропрофиля дорог занимались МАДИ и проблемная лаборатория автомобилей минского БПИ (БНТУ) [1, 2]. При этом использовалось двухскатное устройство с рычажной схемой подвески для получения более низкой собственной частоты качающего маятника [2]; регистрация проводилась на магнитограф. Сигналы обрабатывались с помощью обратного преобразования передаточной функции колебательной системы на аналоговых вычислительных машинах [2]. Спектральные плотности высот неровностей дорог вычислялись с помощью спектроанализаторов, а затем с помощью генераторов белого шума и фильтров на АВМ моделировалось воздействие неровностей дороги на автомобиль. К сожалению, полученные тогда непосредственные записи высот неровностей из-за смены поколений вычислительной техники были утеряны. К тому же вследствие интенсивного автомобильного движения параметры дорог быстро меняются.

В СНГ помимо того широко применялись и до сих пор применяются методы контроля ровности покрытий автомобильных дорог на основе замеров нивелирной рейкой длиной три метра и измерений с применением автомобильной установки ПКРС-2 [3].

Сейчас основным способом оценки ровности дорог является *IRI*, в основе которого среднеарифметические значения вычисляемого параметра высоты неровности (q_0/L), как разности перемещений кузова и расстояния от него до неровности дороги [4]. Реально же метод *IRI* базируется на регистрации ускорений (с последующим преобразованием в вибросторость и перемещения) подпрессоренной и неподпрессоренной масс движущегося со скоростью 80 км/ч автомобиля. Фактически в *IRI* вместо q_0 определяется разность перемещений подпрессоренной и неподпрессоренной массы автомобиля $Z_{\text{пп}} - Z_{\text{н}}$, что может быть корректно только до 4...5 Гц, а никак не областей больше 7,4 Гц, для которых рассчитывается показатель *IRI*. База блоков замеров дороги L принята равной 3 м при шаге 0,125 м. На основе *IRI* проведено много исследований и оценок дорог, изменения их состояния [5—9].

В России и СНГ действует аналогичный стандарт [3] по определению параметров *IRI* при базе 3 м. Для реализации метода требуются специальные мобильные лаборатории с погрешностью до 10 % для первого класса и 15 % для второго, в состав которых входят датчики ускорений, радары или ультразвуковые датчики замеров расстояния от корпуса автомобиля до поверхности дороги, GPS для определения положения на дороге, тензоусилительная аппаратура, фильтры, компьютер. Стоят они порядка 50 тыс. \$ и более.

Сейчас делаются попытки заменить перемещения неподпрессоренной массы непосредственно на неровность дороги, для чего применяются инфракрасные радарные либо ультразвуковые (сонары) датчики расстояний. Они используются для замеров расстояния от подпрессоренной массы до поверхности дороги [5]. И имея данные по перемещению корпуса автомобиля, это позволяет непосредственно определить высоту неровности дороги. Ограничивает метод *IRI* для использования в моделировании низкая частота опроса этих датчиков (10...25 Гц). Однако при наличии более быстродействующих датчиков расстояний (свыше 150 Гц) вполне возможно определить микропрофиль, пригодный для моделирования колебаний. И, похоже, по косвенным признакам этот способ использует компания GM [5].

Недостатком метода *IRI* с позиций моделирования колебаний автомобиля является использование блоков коротких участков замеров (с базой 3 м). Это соответствует частоте возмущения 7,4 Гц и выше. В то время как собственная частота подвески автомобиля составляет 1—1,5 Гц у легковых и 2...3 Гц у грузовых. Для задач моделирования требуется полу-

чение массивов данных вибросторости и виброперемещения микропрофиля (\dot{q}_0 , q_0) в полосе частот 1—22,4 Гц с длиной участков дороги желательно не менее 1000 м с дискретным заданием по точкам и последующей их интерполяцией. Из-за этого данные *IRI* в виде блоков с базой замеров 3 м не подходят для моделирования колебаний автомобиля.

То есть необходимы специальные методы получения микропрофиля дороги, пригодные, как для оценки её ровности, так и для моделирования колебаний автомобиля.

Рассмотрим следующую схему колебаний задней части автомобиля в поперечной плоскости (рис. 1 на стр. 3 обложки). Колебания неподпрессоренной задней части автомобиля можно описать следующими дифференциальными уравнениями:

$$\dot{q}_1 = \frac{1}{k_{\text{ш}}} (0,5m_{\text{н}}\ddot{Z}_{\text{н}} - C_{\text{ш}}(q_1 - Z_{\text{н}1}) - k_{\text{ш}}\dot{Z}_{\text{н}1} - K_1F_1 + K_2F_2);$$

$$\dot{q}_2 = \frac{1}{k_{\text{ш}}} (0,5m_{\text{н}}\ddot{Z}_{\text{н}} - C_{\text{ш}}(q_2 - Z_{\text{н}2}) - k_{\text{ш}}\dot{Z}_{\text{н}2} - K_1F_2 + K_2F_1);$$

$$F_1 = 0,5(m_{\text{пп}}\ddot{Z}_{\text{пп}} + l_2a_{\text{пп}}); \quad F_2 = 0,5(m_{\text{пп}}\ddot{Z}_{\text{пп}} - l_2a_{\text{пп}});$$

$$\dot{Z}_{\text{пп}1} = \dot{Z}_{\text{пп}} + l_2a_{\text{пп}}; \quad \dot{Z}_{\text{пп}2} = \dot{Z}_{\text{пп}} - l_2a_{\text{пп}}; \quad \dot{Z}_{\text{н}2} = \dot{Z}_{\text{н}1} + 2l_2a_{\text{пп}};$$

$$K_1 = (l_2 + l_1)/2l_2; \quad K_2 = (l_2 - l_1)/2l_2.$$

Здесь $m_{\text{пп}}$, $m_{\text{н}}$, $\ddot{Z}_{\text{пп}}$, $\dot{Z}_{\text{пп}}$, $Z_{\text{пп}}$, $\ddot{Z}_{\text{н}}$, $\dot{Z}_{\text{н}}$, $Z_{\text{н}}$ — масса, ускорение, вибросторость, перемещение подпрессоренных (приведённое к оси Z) и неподпрессоренных частей задней части автомобиля; $F_{\text{пп}1}$, $F_{\text{пп}2}$ — усилие в подвеске; $C_{\text{ш}}$, $k_{\text{ш}}$ — жёсткость и коэффициент демпфирования шины, l_1 и l_2 — размеры, K_1 , K_2 — коэффициенты приведения к оси $Z_{\text{н}}$. Решая эти уравнения в пакете "Math/Simulink" с использованием массива замеров ускорений и углов наклона $a_{\text{пп}}$, $a_{\text{н}}$, можно получить значения вибросторости \dot{q}_1 , \dot{q}_2 , а через них q_1 , q_2 микропрофиля дороги.

Необходимые массивы замеров по вертикальным ускорениям и поперечным наклонам автомобиля получены с помощью широко распространённого датчика MPU-6050 (погрешность датчика 0,2 % при 2г) и микроконтроллера "Arduino Due", записаны на SD-карту и перенесены на компьютер. Запись параметров производилась при постоянной скорости движения 54 км/ч (15 м/с) при движении в городских условиях в Минске (длина участков — 4 км) и на участках 26 км асфальтированного шоссе при скорости 72 км/ч (20 м/с) за городом, а также на гравийном шоссе — 18 км/ч (5 м/с) в раннее утреннее или ночное время, когда трассы менее загружены. Выбор скоростей движения определялся исходя из условия несоздания помех движению и исключения обгонов, аналогично подходу метода *IRI*. Блок-схема получения микропрофиля дороги под левым и правым колесом в пакете "Mathlab/Simulink" с использованием модуля "S-Function Builder" [12] приведена на рис. 2 (стр. 3 обложки).

Для оценки точности предложенного метода и использованных устройств проведена проверка датчиков MPU-6050, показавшая на стенде в статике при наклоне до 10° (по линейности характеристики) погрешность не более 1...2 %. Тарировка ускорений проводилась путём переворачивания датчика ускорений на 180°. Дополнительно проведены замеры четырёхкилометрового городского участка улицы Куйбышева—Л. Беды г. Минска и сравнены с данными карты продольного профиля. Получено хорошее совпадение высоты преодолеваемого уклона (12 м) на начальном участке 300 м в пределах погрешности 3...4 % при использовании коэффициента сглаживания 0,08 на интеграторах. Кроме этого, проведено визуальное сравнение осциллограмм на оси колеса по замерам датчика и рассчитываемого микропрофиля, не выявившие практического различия. Образец полученных осциллограмм при скорости 20 м/с и протяжённости участка 2400 м (120 с) приведён на рис. 3.

Как видим, предлагаемый метод регистрирует не только сам микропрофиль, но и волны дороги, что наблюдалось

1/3-октавная полоса частот, Гц	Замеренные значения виброскорости на различных участках дорог					
	Среднеэксплуатируемое гравийное разбитое шоссе, блок записи 20–23	Сильноэксплуатируемое разбитое на бетонных плитах шоссе, блок записи 7–9	Неинтенсивно эксплуатируемое асфальтированное шоссе, блок записи 10–12	Среднеэксплуатируемое асфальтированное шоссе, блок записи 31–33	Новое асфальтированное шоссе, блок записи 33–35	Новое асфальтированное шоссе, блок записи 35–37
1,25	0,0249	0,0207	0,0105	0,0116	0,0045	0,005
1,6	0,0387	0,0238	0,0143	0,0144	0,0045	0,0072
2	0,0448	0,0305	0,018	0,0155	0,0082	0,0095
2,5	0,0391	0,0335	0,0199	0,0113	0,0122	0,0084
3,1	0,0454	0,0332	0,0199	0,0251	0,0125	0,0128
4	0,0421	0,034	0,0199	0,0284	0,0122	0,0138
5	0,0431	0,0334	0,0198	0,0249	0,0126	0,0131
6,3	0,0438	0,0371	0,0205	0,0219	0,0126	0,014
8	0,0425	0,0369	0,02	0,0213	0,0122	0,0136
10	0,0475	0,0401	0,0223	0,0245	0,0142	0,0146
12,5	0,056	0,0471	0,0255	0,0291	0,0165	0,0163
16	0,0537	0,045	0,0245	0,028	0,0156	0,0155
20	0,045	0,0378	0,0207	0,0235	0,0131	0,0131
25	0,0362	0,0304	0,0167	0,0189	0,0106	0,0106
σ_z , м/с	0,208	0,1705	0,095	0,107	0,059	0,0602
\hat{Z}_{\max} , м/с	9,93	10,4	2,8	3,83	1,33	1,51

раньше при использовании "качающего" маятника. Проведённый анализ осцилограмм с точки зрения спектра показал, что в качестве оцениваемого и используемого в последующем параметра более целесообразно использовать виброскорость, а не высоту неровности. При расчётах колебаний последнюю можно получить путём интегрирования виброскорости. Результаты замеров виброскорости микропрофиля дорог под правым колесом в третьоктавных полосах частот приведены в таблице.

Как видно из таблицы, наибольшие значения виброскорости (σ_z , \hat{Z}_{\max}) имеют место на гравийном (0,208, 9,93 м/с) и разбитом с бетонными плитами шоссе (0,1705, 10,4 м/с), а наименьшие — на новом шоссе (0,059, 1,33 м/с). Уровень виброскорости на неинтенсивно эксплуатируемом шоссе меньше, чем на среднеэксплуатируемом соответственно 0,095, 2,80 и 0,107, 3,83 м/с. Основной уровень виброскорости приходится на третьоктавы 2 Гц и выше. Наблюдается некоторый рост значений с увеличением частоты третьоктавы. Уровень виброскорости под правым колесом на 5...10 % больше, чем на левом.

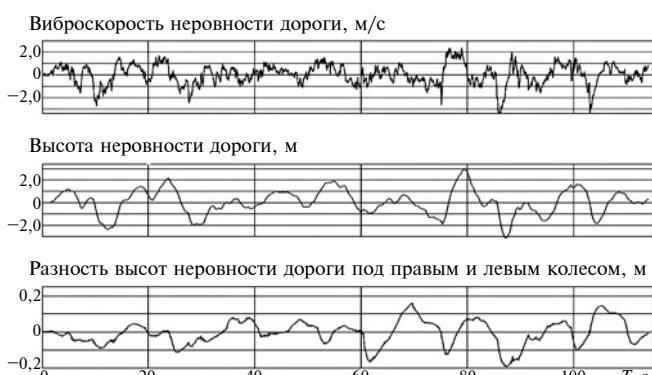


Рис. 3. Образец получаемых осцилограмм

Предложенный метод регистрации микропрофиля дорог открывает возможности проведения моделирования колебаний, нагруженности автомобиля и его узлов в дорожных условиях, более приближенных к реальным, и позволяет более точнее оценивать параметры автомобиля при моделировании, проводить оценку ровности дорог, а также управлять работой испытательных стендов.

Литература

- Хачатуров А.А. Динамика системы дорога—шина—автомобиль—водитель / под ред. Хачатурова А.А. — М.: Машиностроение, 1976. — 535 с.
- Гришкевич А.И. Исследование динамики движения армейских автомобилей по дорогам с неровной поверхностью: Дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 Минск, 1973. — С. 353.
- ГОСТ 33101—2014 Дороги автомобильные общего пользования. Покрытия дорожные. Методы измерения ровности / М.: Стандартинформ, 2016.
- International Standart ISO 8608 2016 Mechanical vibration — Road surface profiles — Reporting of measured data.
- Skulic A. and all. Methods and devices for registration of road micro-profiles / [Электронный ресурс]. / <http://scindeks-clanci.ceon.rs/data/pdf/0040-2176/2016/0040-21761605697S.pdf> — Режим доступа: 30.10.2017.
- Developing a Roughness Criterion as a Basis for Performance Measurement of An-Najah National University / [Электронный ресурс]. https://scholar.najah.edu/sites/default/files/all-thesis/developing_a_roughness_criterion_as_a_basisfor_performance_measurement_of_pales_tinian_roadway_networ.pdf — Режим доступа: 24.09.2017
- Measuring and evaluating of road roughness conditions with a compact road profiler and ArcGIS / [Электронный ресурс]. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2095756416301994> / Journal of Traffic and Transportation Engineering (English Edition) volume 3, Issue 5, October 2016. P. 398—411.
- Kertesz I., Lovas T., Barsi A. Measurement of road roughness by low-cost photogrammetric system / [Электронный ресурс]. http://www.isprs.org/proceedings/XXXVI/5-C55/papers/kertesz_imre.pdf — Режим доступа: 20.10.2017.
- F.M. Holloway Road Roughness Measurements / [Электронный ресурс]. <http://docs.lib.psu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2680&context=roadschool> — Режим доступа: 19.09.2017.
- Михайлов В.Г. Моделирование микропрофиля дороги и внешнего возмущения в MATLAB/SIMULINK // Автомобильная промышленность. — 2016, № 10.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Паников Д.И., Шапин С.А. — Эффективность реакции автопроизводителя на проблемы качества продукции 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Подзирей Ю.С. — Об использовании авиационной технологии для конструирования полноприводного АТС 7

Тарасик В.П., Романович Ю.С. — Переключение передач карьерного самосвала с ГМП 12

Кузьмин В.А., Годжаев Т.З., Годжаев З.А. — Оценка эффективности виброзащиты гидравлической системы подпрессоривания мобильных машин с активным нейросетевым регулированием 21

Балабин И.В., Щербаков Ю.М. — Метод описания профиля и расчёт НДС гиперупругого цилиндра при простом растяжении-сжатии 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Певнев Н.Г., Рассоха В.И., Василиненко Э.Р., Банкет М.В. — Мероприятия по обеспечению работоспособности и безопасной эксплуатации автомобилей при использовании в качестве топлива сжиженного углеводородного газа 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Михайлов В.Г. — Метод замеров микропрофилей дюрог на движущемся АТС 37

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 08.06.2018. Подписано в печать 24.07.2018.

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

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Бахмутов С.В. — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
Гирицкий О.И. — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
Гладков В.И. — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИАТавтоПром"
Ковригин А.С. — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
Комаров В.В. — канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе
Коровкин И.А. — канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"
Котиев Г.О. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Круглов С.М. — зам. генерального директора ОАО "НИИАТавтоПром"
Ксеневич Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Агрониверситета (Владикавказ)
Марков В.А. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Сорокин Н.Т. — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
Тер-Мкртичян Г.Г. — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
Титков А.И. — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
Топалиди В.А. — канд. техн. наук, ТАДИ
Филимонов В.Н. — ответственный секретарь "АП"

Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б. — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси
Егоров А.Н. — генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"
Захарик А.М. — канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"
Кухаренок Г.М. — д-р техн. наук, профессор БНТУ
Мариев П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Николаев Ю.И. — главный конструктор ОАО "МЗКТ"
Сазонов И.С. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского университета (Могилёв)
Харитончик С.В. — д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"