ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 9 • сентябрь • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

Реализация "концепции развития автомобильной промышленности России" — инструмент государственной поддержки и ресурс развития отечественных автомобилестроителей

Д-р техн. наук Н.Н. ЯЦЕНКО

При происходящих в настоящее время социально-экономических улучшениях, повышении платежеспособного спроса населения на автомобили и, как следствие, темпов автомобилизации страны растет, однако, и озабоченность специалистов состоянием дел в отечественной автомобильной промышленности. И не без оснований. Главный из тревожных фактов: еще в первом квартале 2006 г. объем продаж иномарок на российском рынке превзошел объем продаж автомобилей отечественного производства. Другими словами, продукция российского автопрома с российского же рынка явно вытесняется зарубежными производителями. То есть идет целенаправленное разрушение "локомотивной" функции автомобильной промышленности в развитии смежных отраслей отечественного машиностроения. И прав В.И. Пашков ("АП", 2007, № 3), утверждая, что угроза становится более реальной. И с ним согласны многие, о чем говорит большое число критических публикаций в научных и массовых изданиях. Причем доминантой всех выступлений стало обоснование необходимости называемой по-разному (государственное регулирование, активная государственная политика, государственное стимулирование и т. п.) государственной поддержки развития отечественной автомобильной промышленности.

Сходятся мнения специалистов и в том, что такая поддержка особенно актуальна в связи с новым натиском иностранных фирм на российскую автомобильную промышленность после вступления России в ВТО.

Но при всей основательности исследований, выступлений, обсуждений остается в стороне главное: как сформировать на практике выгодную отечественным автомобилестроителям государственную поддержку их развития. Ведь совершенно очевидно, что сколь бы разумными не были рекомендации в отношении мер такой поддержки, сколь бы доказательными не были примеры ее необходимости, все они упираются в неопределенность представлений об их реализации. И в этом А.Т. Хадыков ("АП", 2007, № 1) и А.И. Веселов ("АП", 2007, № 3) абсолютно правы: все беды — от безадресности критического анализа и отработанных предложений. Иными словами, в настоящее время на первый план выдвигается проблема построения, организации результативной и эффективной государственной поддержки развития отечественных автомобилестроителей не как периодического, а постоянно проводимого мероприятия.

Данная проблема, как показал опыт, довольно сложная для решения. Прежде всего, из-за ее новизны и новизны сложившихся структуры, правовых и коммерческих отношений, форм и возможностей влияния государства на развитие автомобильной промышленности в условиях рыночной экономики. Хотя цель решения проблемы очевидна. Это создание реального механизма максимально результативного построения и использования государственной поддержки развития отечественных автозаводов, а требуемый его результат — определение насущных задач по неотложной практической организации эффективного функционирования этого механизма. Правда, достичь данной цели непросто, но возможно, если наиболее полно использовать уже имеющиеся сведения, разработки, опыт. В том числе известные акты государственной поддержки автомобильной промышленности России, принятые со времени осознания необходимости восстановления экономики, ослабленной разрушительными реформами народного хозяйства.

Так, если разобраться в пестроте законодательных, распорядительных и рекомендательных форм государственной поддержки отрасли, то вполне отчетливо обнаруживается, что она: а) достигает цели, если обращается на практике в поддержку развития отечественных независимых (акционированных, частных) производителей автомобилей; б) эффективна, если трансформируется в конкретные меры, мероприятия, действия; в) оптимальна при ее регулировании в зависимости от положения отечественных автозаводов во всех видовых и ценовых нишах открытого автомобильного рынка России, а также при дифференциации ее в зависимости от использования инвестирования в специфическом конкурентном развитии предприятий. При этом совершенно очевидно, что поддержка развития отечественного автомобилестроения государством должна строиться в рамках установленных правовых отношений с автопроизводителями. Прежде всего, государство не имеет права оказывать прямую поддержку отдельным независимым фирмам, так как это противоречит принципу конкуренции между ними, но государство может (и обязано) поддерживать развитие отрасли в целом, поскольку ее продукция высоко востребована обществом и сама она играет выдающуюся роль в общественном обустройстве, экономике, обеспечении безопасности и обороноспособности страны.

Конечно, государственная поддержка развития отрасли может оказаться хорошей или неудачной, расчетливой или малорезультативной, системной или произвольной. Но при отраслевом масштабе всегда — крупнозатратной и, что еще более важно, связанной с риском упущенных возможностей и выгоды, прямых материальных потерь и негативных последствий необоснованных, количественно или качественно не исследованных решений. И здесь, на наш взгляд, среди многих законодательных, распорядительных актов по государственной поддержке отрасли особое место занимает одобренная Правительством РФ "Концепция развития автомобильной промышленности России" на период до 2010 г. Этим одобрением, которое, как и всякое распоряжение высшего органа государственной власти, является директивным, фактически установлено, что "Концепция" — программно-целевой комплекс мер, мероприятий, направлений, идей развития отечественной автомобильной промышленности, реализация которых, безусловно, поддерживается государством.

При этом в "Концепции" четко просматриваются две характерные черты — исключительная широта спектра рассматриваемых направлений; охват ими мер и мероприятий, которые находятся в ведении структур, не входящих непосредственно в автомобилестроение, но реализация которых способствует его развитию. Достаточно выразительны и функциональная ценность "Концепции" и акта ее правительственного одобрения.

Во-первых, "Концепция" упрощает принятие Правительством ответственных решений по структуризации государственной поддержки, избавляя от необходимости углубленного анализа эффективности предлагаемых мер и мероприятий: достаточно оценить их соответствие ее положениям, эффективность которых обстоятельно исследована при ее разработке.

Во-вторых, она облегчает выбор производителями автомобилей эффективных мер и мероприятий, необходимых для развития каждого из них, из широко представленного в ней спектра. Причем опираясь не только на их научно обоснованную эффективность, а и на государственную поддержку их реализации. То есть помогает автомобилестроителям разрабатывать целенаправленную стратегию развития, избегая неэффективных, излишне рискованных действий.

В-третьих, ее реализация является единственным правовым инструментом превращения государственной поддержки развития отрасли в целом в необходимую поддержку развития отечественных независимых производителей автомобилей.

Короче говоря, реализация "Концепции" есть, в конечном итоге, воплощение на практике государственной поддержки развития отечественных автозаводов. Она, реализация, охватывает, в широком смысле слова, получение достоверной информации о потребностях автомобилестроителей в государственной поддержке, обращение их в консолидированную форму, инициативы их структуризации и управления, авторитетное и влиятельное представление этих потребностей, их лоббирование в органах государственной власти и создание необходимой инфраструктуры обеспечения оптимальных решений. Причем результативность всего перечисленного поддается измерению и количественной оценке, показателем которой является соотношение объемов продаж автомобилей отечественного и зарубежного производства на российском рынке за определенные периоды.

Выдающееся значение "Концепции" и ее реализации можно, если коротко, пояснить следующей схемой выстраиваемых на ее основе отношений и процессов развития отечественного автомобилестроения. Государство регулирует свою поддержку этого развития, а при реализации "Концепции" она превращается в поддержку развития отечественных независимых фирм и их бизнеса. Но так как бизнес, по законам рынка, для выживания и получения прибылей должен непрерывно расти, то он объективно устремляется к источнику своего роста — развитию, выгодно примыкая к государственной поддержке последнего реализацией "Концепции". С этой целью он активно обращается к диалогу и деловому партнерству с регулированием государственной поддержки развития отрасли и реализации "Концепции" в соответствии с реальными потребностями фирм-производителей.

Схема, конечно, предельно упрощена, но она высвечивает перспективу создания устойчивой системы непрерывно ускоряющегося развития отечественных автозаводов при управляющих воздействиях органов власти на реализацию "Концепции" и активном заинтересованном участии в ней бизнеса. В результате неизбежно появляется высокая востребованность всех ресурсов — научно-технического, производственного, технологического и кадрового.

Именно таким прагматичным пониманием реализации "Концепции" и объясняется то воодушевление в

среде специалистов, с каким был воспринят правительственный акт ее одобрения. Способствовали этому и энергичные первичные правительственные меры по ее реализации — вплоть до персональных поручений руководителям федеральных министерств и ежеквартальных их отчетов о достигнутых результатах. Откликнулась на правительственный акт и промышленность, учредив "Некоммерческое партнерство — Союз автопроизводителей России" — организацию, нацеленную на активный диалог с государством в деле реализации "Концепции".

К сожалению, первоначально наметившаяся масштабная и решительная схема реализации "Концепции" не состоялась. Хуже того, сложилась тенденция представлять ее как каталог возможных мер и мероприятий, используемый в различных выступлениях, предложениях с целью придания им весомости и важности. В связи с этим возникает вполне резонный вопрос: почему утрачены столь перспективные возможности реализации "Концепции", хотя они обозначились не только с точки зрения построения государственной поддержки отрасли, а и активизации совместного движения государства и независимых автопроизводителей к одной из главных целей — преодолению отставания от зарубежных автомобилестроителей?

Ответ на него дает опыт реализации "Концепции" с момента ее одобрения и до настоящего времени. А он таков.

Правительство реализует "Концепцию" в одностороннем порядке, по своему усмотрению устанавливая меры, мероприятия, приоритеты, формально выражающие государственную поддержку развития отечественных автозаводов. Представительство же консолидированных потребностей независимых производителей автомобилей полномочиями обойдено: в одобренных планах реализации намеченных мер и мероприятий в составе ответственных исполнителей представителей промышленности нет.

Оно минимизирует государственную поддержку отечественной автомобильной промышленности, следуя установкам типа "невмешательства государства в экономическое развитие независимых предприятий", "рынок все сам выстроит", "иностранные партнеры помогут" и т. п.

В организации, планировании реализации "Концепции" фактически отброшены современные подходы, методы системной структуризации, оптимизации решений, управления, необходимые в мероприятиях подобного масштаба сложной структуры, тем более — связанных с рисками. В выборе приоритетов проявляются старинные методы принятия решений — волевой, по интуиции, умозрительным заключениям должностных лиц, произвольно и в конечном счете — наобум. То есть, совершенно ясно, что при исключительно глубокой научной разработке "Концепции" система ее реализации совершенно не создана.

Оперативное отслеживание результатов реализации всего того, что записано в планах, а, следовательно, их мониторинга и корректирующих воздействий на государственном уровне не создано.

Надо признать, что и наши автомобилестроители не проявляют инициативы и настойчивости в оценке потребностей в государственной поддержке своего развития, их обоснования интересами не только собственного бизнеса, но и нуждами государства, общества. Проще говоря, фирмы не стремятся объединить свои потребности развития в консолидированные потребности государственной поддержки развития отрасли для масштабного, авторитетного и полномочного их представления, защиты и лоббирования во властных структурах. Да и отрасль в целом к формированию гибкой государственной поддержки ее развития в соответствии с быстро меняющимися отношениями, условиями в сфере производства и сбыта выпускаемой автомобильной техники относится пассивно, не разрабатываются способы и методы эффективного использования государственной поддержки ее развития как крупного ресурса развития независимых фирм-автопроизводителей. В этом проявляется, на наш взгляд, приверженность высшего менеджмента "старинному" представлению миссии акционерной компании: главное — в короткие сроки получить прибыли и дивиденды для акционеров (владельцев). Между тем в крупных зарубежных компаниях это представление давно уже считается неэффективным: в миссию фирмы включаются активный поиск и использование факторов создания устойчивой прибыли в течении долгого времени. Причем одним из таких факторов рассматривается именно государственная поддержка.

В итоге по мерам реализации "Концепции" в первый период 2002—2004 гг. доложено Правительству, что все это способствовало экономической стабилизации финансового положения отрасли, однако перелома негативных тенденций силами отечественных автомобилестроителей не достигнуто. Иными словами, реализация "Концепции" в этот период оказалась недостаточно эффективной. И дальнейшее развитие отрасли начали связывать со сборкой автомобилей из компонентов, произведенных зарубежными фирмами и ввозимых в Россию на льготных условиях. По существу, это не соответствует идеологии "Концепции". Однако в проекте дальнейшего планирования реализации "Концепции" на среднесрочную перспективу (2005—2008 гг.) предлагается следующее мнение: "Прохождение через широкое использование промышленной сборки, которое по-разному воспринимается отечественными автопроизводителями, является, на наш взгляд, неизбежным этапом развития современного российского автопрома. Важно, чтобы отрасль не задерживалась на этом этапе". Малоэффективность такого направления неоднократно доказана: промсборка из компонентов, изготовленных за рубежом, служит вывозу капиталов из России и направлению их на развитие собственного производства зарубежных автомобилестроителей, рост дивидендов своих акционеров, увеличение налоговых поступлений в бюджет собственных стран, причем намного больших, чем в российский бюджет. И еще: очень трудно представить, что зарубежные изготовители автомобилей будут передавать опережающие конструкции и технологии российским фирмам на площадях промсборки иномарок.

Преодоление трудностей развития российского автопрома в другом: нужно обращаться к неиспользованным возможностям "Концепции", ее расчетливой, выгодной реализации. Причем начать следует с понимания и декретирования следующей установки: реализация "Концепции развития автомобильной промышленности России" является крупномасштабным, долгосрочным, динамичным и управляемым мероприятием государственной значимости, эффективной государственной поддержки делового частно-государственного партнерства в деле развития отечественных фирм-производителей автомобилей и проведения на практике активной государственной технической политики в отечественном автомобилестроении.

Данная установка вытекает из острой потребности в государственной поддержке развития отечественных автопроизводителей мерами и мероприятиями, сконцентрированными в "Концепции", и того, что Правительство, одобрив последнюю, гарантировало тем самым поддержку ее исполнения. Она, с одной стороны, ставит реализацию "Концепции" на то место, которое ей отводилось изначально (в процессах разработки и одобрения федеральным Правительством), а с другой — требует разработки, организации и практической реализации "Концепции" на современном научном уровне с использованием методов и методологии оптимизации решений с учетом их масштабности, последствий, рисков и опираясь на располагаемый технический, технологический, нормативный потенциалы и опыт развития отрасли в разные периоды ее истории.

Именно в таком направлении ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ" и ФГУП "НИЦИАМТ" провели исследования и аналитическую проработку проблем практического внедрения современных научных подходов в систему реализации "Концепции", построения необходимых для этого моделей, инфраструктуры, информационно-расчетного обеспечения оптимального управления мероприятием, применяя категорирование информативных показателей состояния и развития отечественных автопроизводителей, в том числе на основе сличительного мониторинга деятельности конкурентов.

В результате подготовлены решения трех главных задач создания на практике условий для эффективной реализации "Концепции" как механизма разносторонней поддержки отечественных автомобилестроителей: построение системной организации и разработка руководящих положений реализации "Концепции" как крупномасштабного, динамичного и управляемого мероприятия; структурно-функционального и правового оформления отраслевого лидерства и полномочного представительства отечественных предприятий в выполнении положений "Концепции"; создания постоянно действующей системы мониторинга ее реализации на межведомственной, межотраслевой основе и обеспечение оптимального управления этим мероприятием.

Но при практическом решении этих задач возникает еще одна непростая проблема — организация действий. Дело в том, что, как упоминалось выше, в настоящее время и на государственном, и на отраслевом уровнях сложилось устойчивое пассивное отношение к реализации "Концепции" как крупного ресурса развития отечественных производителей автомобилей. Чтобы сделать это отношение активным и со стороны государства, и со стороны самих производителей, требуются определенные затраты, связанные с построением механизма выгодного и прибыльного использования данного ресурса. Кроме того, решающее значение приобретают инициативы производственного, научно-технического, инженерного активов всех заинтересованных сторон, причем не только с точки зрения коммерческих, но и профессиональных, творческих интересов.

Четкая реализация "Концепции" при ее хорошо организованной государственной поддержке будет, безусловно, содействовать развитию бизнеса и укреплению позиционирования отечественных производителей на российском автомобильном рынке; предметно стимулировать творческую, инновационную деятельность во всех структурах отечественного автомобилестроения и способствовать задействованию производственного потенциала работников отрасли, удовлетворенности и привлекательности работы в ней, подтверждая тем самым высокое качество государственной технической политики в отношении отечественного автомобилестроения. Тем более если она организована на современной научной основе и методологии проведения крупномасштабных мероприятий. Именно реализация "Концепции" может и должна стать давно востребованным "мотором" консолидированного движения государства и бизнеса отечественных автомобилестроителей к преодолению отставания отрасли от иностранных автопроизводителей и завоеванию ею конкурентного превосходства на российском рынке. Необходимые для этого решения названных задач подготовлены очерченными исследованиями и разработками. В решении перечисленных выше задач исключительными возможностями обладает Ассоциация автомобильных инженеров России. В этом объединении специалистов и организаторов производства, ученых и инженеров сложились разносторонние и устойчивые связи с промышленностью, органами государственной власти, смежными отраслями, способствующие решению важнейших проблем отрасли. Поэтому исключительно результативным может стать сосредоточение деятельности Ассоциации на организации и инициативах преодоления своего рода барьеров, пассивности в создании условий эффективной реализации "Концепции", создании преимуществ отечественным автопроизводителям перед зарубежными фирмами, улучшении имиджа российского автомобилестроения в глазах инвесторов, высокую ее инвестиционную привлекательность.

И последнее. Правительство РФ, официально одобрив "Концепцию", приняло на себя тем самым ответственность за ее эффективную реализацию. От него в настоящее время требуется моральная и материальная поддержка создания условий максимальной эффективности реализации "Концепции", что поможет отечественной автомобильной промышленности дать достойный ответ на вызов, брошенный ей зарубежными автопроизводителями на рынке России.

УДК 330.131:621.313.12

Экономическая эффективность технологий изготовления автомобильного электрогенератора

Канд. техн. наук И.А. ТИМОФЕЕВ,
канд. физ.-мат. наук А.Ю. МИРОШНИЧЕНКО

Чувашский ГПУ, МЭ(Т)У

Существенный непрекращающийся рост тарифов на электрическую энергию заставляет разработчиков и производителей новых изделий искать такие технические решения, которые способствовали бы снижению энергетической составляющей себестоимости.

Решение данной задачи не в последнюю очередь связано с разработкой и внедрением инновационных энерго- и ресурсосберегающих технологических процессов изготовления любой продукции. И автотракторные генераторы с этой точки зрения — не исключение. Поэтому методологию названной задачи рассмотрим на примере типичного представителя машин этого назначения — генератора Г-700, который устанавливается не столько на автомобили, сколько на тракторы, комбайны и другую сельскохозяйственную технику.

Генератор типа Г-700 — бесщеточная электрическая машина переменного тока со встроенным выпрямителем и интегральным регулятором напряжения. Его базовая модель разработана в ОАО "ВНИИР", серийный выпуск был налажен в 1995 г. в ООО "Электром".

Магнитные системы статора и ротора Г-700 набраны в пакет из пластин листовой стали. В пазах статора уложены обмотки трехфазной системы, соединенные по схеме "треугольник". Магнитная система ротора состоит из шести широких зубцов (полюсов), в пазах между которыми располагаются постоянные магниты. Номинальная частота вращения ротора — 5000 мин$^{-1}$, мощность генератора — 700 Вт, его номинальный ток — 50 А.

Как показал опыт, процесс изготовления полюсов генераторов чрезвычайно нетехнологичен и трудоемок. Что вполне объяснимо: он состоит из очень большого числа операций. В том числе резки и раскроя листов; штамповки на вырубных станках; обезжиривания и промывки; снятия заусениц; отжига; изоляции пластин; ручной сборки пакетов по конфигурации; клепки пакетов на станках; шлифования поверхностей магнитопроводов; повторного отжига. Кроме того, он расточителен: до 40 % металла идет в отходы в виде вырубок контура детали, отверстий, пазов и других технологических выступов. Наконец, для реализации рассматриваемого технологического процесса необходим большой парк оборудования, прежде всего строгальные, фрезерные, шлифовальные, токарные, вырубные, долбежные и сверлильные станки. Поэтому даже неспециалисту понятно, что себестоимость Г-700 не может быть низкой, и уже по ней он не может конкурировать с генераторами, роторы которых изготовляют методом порошковой металлургии, при котором выполняется всего лишь пять основных операций — гомогенизирующий отжиг, дозирование, прессование, спекание и, при необходимости, отжиг.

Однако перечисленным дело, к сожалению, не ограничивается. Изготавливаемые по многооперационной технологии генераторы имеют низкие надежность, электрические и магнитные характеристики; их производство требует огромных расходов электрической энергии и топлива. К тому же производство даже с "натяжками" нельзя назвать экологически чистым.

Вывод из всего сказанного выше очевиден: генераторам нужны современные магнитные материалы, которые может дать только порошковая металлургия. В том числе и с точки зрения себестоимости.

Чтобы убедиться в последнем, подсчитаем (с учетом существующих тарифных ставок) затраты на электроэнергию, топливо и технологическую воду, связанные с изготовлением генератора Г-700 и его аналога (опытный образец), выполненного методом порошковой металлургии.

Очевидно, что общие энергетические затраты $C_{эн}$ в обоих случаях дает одна и та же формула (формула № 1 в таблице).

Затраты на расход электроэнергии определим по формуле № 2, взятой из книги А.А. Куклина и др. Значения параметров, входящих в формулу № 2, следующие. Для традиционной технологии: P_{y_1} = 7140 кВт, $\Phi_{об_1}$ = 8110 ч, K_{1_1} = 0,87, K_{2_1} = 0,71, $Э_{п_1}$ = 1,06, N_1 = = 185, η = 0,78; для нового производства: P_{y_2} = 290 кВт, $\Phi_{об_2}$ = 4530 ч, K_{1_2} = 0,85, K_{2_2} = 0,61, $Э_{п_2}$ = 1,05, N_2 = 24, η = 0,78. В итоге при производстве магнитных систем из стали и порошковой массы затраты на расход электроэнергии, подсчитанные по формуле № 2, составляют соответственно 1 526 575,3 и 3735,85 руб., т. е. во втором случае они меньше на 1 522 839,45 руб., или на 97,5 %.

Затраты на топливо и технологическую воду рассчитаем по формуле № 3, предложенной теми же авторами. Расход m_{y_1} электротехнической стали равен 2,833 кг (для ротора — 0,88 кг, статора — 1,19, магнитопроводящего сердечника — 0,61, а магнитопроводящей втулки — 0,153 кг), m_{y_2} порошкового материала — 2,087 кг (для ротора составляет 0,75 кг, статора — 0,749, магнитопроводящего сердечника — 0,445, а магнитопроводящей втулки — 0,143 кг); тарифная ставка $Ц_1$ на промышленный газ — 871 руб./м^3, технологическую воду ($Ц_2$) — 5,95 руб./м^3; норма N_{1_1} расхода газа на базовом производстве — 138,4, на новом производстве — 17,6 м^3/т, норма N_{2_1} расхода воды на базовом производстве — 6240, на новом производстве — 1270 м^3/т.

Затраты на топливо и технологическую воду, подсчитанные по формуле № 3, соответственно равны 446,69 и 47,76 руб. То есть второй вариант в 9,4 раза дешевле.

Затраты $Э_м$ на магнитные материалы рассчитаем по формуле № 4, которую в 1989 г. предложили В.Е. Астафьев, К.Т. Джурабаев и А.И. Яковлев. В рассматриваемых случаях $Ц_0$ = 15,3 руб./кг, $Ц_1$ = 12,1 руб./кг;

№ формулы	Формула	Примечания
1	$C_{эн} = C_{эл} + C_т + C_в$	$C_{эл}$ — затраты на электроэнергию; $C_т$ — затраты на топливо; $C_в$ — затраты на технологическую воду
2	$C_{эл} = \frac{Ц_{эл}}{A} = \sum_{i=1}^{m} \frac{P_{y_i} Ф_{об_i} K_{1_i} K_{2_i} Э_п N_i}{\eta}$	$Ц_{эл}$ = 0,96 руб. — тарифная ставка за 1 кВт · ч электроэнергии; A = 5655 — годовая программа выпуска электрогенераторов; i — тип производства (традиционное, на основе порошковой металлургии и т.д.); m — число типов производства; P_{y_i} — установленные мощности типа оборудования; $Ф_{об_i}$ — годовой фонд рабочего времени типа оборудования; K_{1_i} — коэффициент загрузки электродвигателей по времени; K_{2_i} — коэффициент загрузки электрооборудования по мощности; $Э_п$ — коэффициент, учитывающий потери электрической энергии в сети проводов; N_i — число единиц оборудования в производстве; η — КПД оборудования
3	$C_T = \frac{m_{y_i}}{1000} Ц_j N_j$	m_{y_i} — масса материала, расходуемого для изготовления генератора по i-й технологии; $Ц_j$ — тарифные ставки на топливо (природный газ) и технологическую воду; N_j — норма расхода газа для изготовления генератора по i-й технологии
4	$Э_M = A(Ц_0 H_0 - Ц_1 H_1)$	$Ц_0$, $Ц_1$ — цены на электротехническую листовую сталь и порошковый материал; H_0, H_1 — нормы расхода листа и порошка
5	$Э_M = A\left[\frac{З_1(P_1 + E_н)}{P_2 + E_н} - З_e\right]$	$З_1$, $З_2$ — приведенные затраты на один электрогенератор, изготовленный по традиционной и новой технологиям; P_1, P_2 — коэффициенты реновации для одного и второго электрогенераторов; $E_н$ = 0,15 — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений
6	$З_1 = C_1 + E_н K_1$ $З_2 = C_2 + E_н K_2$	C_1, C_2 — себестоимость электрогенератора в планируемом году и году, предшествующем внедрению новой техники; K_1, K_2 — удельные капитальные вложения в базовый и новый электрогенераторы

N_0 = 2,833 кг, N_1 = 2,087 кг. В итоге $C_{м_1}$ = 245 115,4 руб., $C_{м_2}$ = 142 804,01 руб.

Таким образом, расходы на электроэнергию, топливо и технологическую воду на серийную и опытную конструкции равны соответственно 1 772 137,39 и 146 587,62 руб. То есть на единицу продукции они составляют 313,38 и 25,92 руб. В результате энергетическая составляющая в калькуляции ее себестоимости оказывается равной 41,8 и 3,9 %. Другими словами, переходя от серийной технологии изготовления генератора Г-700 на технологию порошковую, производитель автоматически снижает энергетическую составляющую в себестоимости изделия на 37,9 %.

Результаты расчетов подтвердила практика. Переоборудование линии на новый технологический процесс позволило ООО "Электром" изготовлять более дешевые автотракторные генераторы с повышенными потребительскими свойствами. Более того, эксплуатация показала, что их срок службы (ресурс) составляет не 2,5, а 8 лет. Поэтому в целом годовой экономический эффект $Э_г$ от перехода со сталей на порошки нужно подсчитывать по формуле № 5.

Подсчитаем значения входящих в нее параметров.

Приведенные затраты на серийный и опытный образцы дают формулы № 6.

В рассматриваемых случаях C_1 = 749,39 руб., C_2 = 660,27 руб.; K_1 = 5283 руб., K_2 = 795 руб. Откуда $З_1$ = 889,52 руб. и $З_2$ = 681,36 руб.

Коэффициенты P_1 и P_2 реновации можно считать величинами, обратными сроку службы генераторов, т. е. P_1 = 0,4; P_2 = 0,125.

В итоге получается, что использование новой технологии дает годовой экономический эффект, равный 6207,3 тыс. руб.

И последнее, финансово-экономический анализ, выполненный на основании результатов расчета экономической эффективности внедрения новой технологии, доказал: учет дисконтирования и возврата заемных средств, инвестиционных издержек, эксплуатационных затрат и доходной части говорит о том, что проект такого внедрения не может не быть прибыльным и финансово устойчивым. Потому что в нем неопределенные ситуации и риски сведены к минимуму, надежность возврата заемных средств безусловная. Думается, поэтому проект можно считать привлекательным для инвестиций и кредитов.

Новая технология изготовления автомобильных генераторов предусматривает снижение себестоимости единицы продукции и в то же время в результате реновации основных производственных фондов новыми позволяет значительно сократить капитальные вложения при сохранении той же заявленной программы выпуска продукции.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

-факты

Совместное предприятие "ЦФ Кама" (КамАЗ и "Цанрадфабрик Фридрихсхафен"), выпускающее коробки передач, перешло в режим промышленной сборки. Согласно подписанному между "ЦФ КАМА" и Минэкономразвития РФ инвестиционному соглашению, СП обязано в течение 36 месяцев выйти на проектные объемы и локализовать производство на 40 %. Первое условие "ЦФ КАМА" уже выполнила: мощности СП еще в октябре прошлого года достигли 5 тыс. коробок передач в год, а в нынешнем их планируется выпустить 8 тыс. шт. Локализация производства будет также завершена до конца этого года: уже заканчивается монтаж импортного оборудования, на котором будет налажен выпуск компонентов коробок. Соглашение касается одной модели коробки передач, освоенной СП. В дальнейшем "ЦФ Кама" планирует начать выпуск еще четырех моделей для комплектации грузовых автомобилей с двигателями "Евро-2", "Евро-3" и выше, и также выпускать их в режиме промсборки. Одновременно с этим СП будет расширять мощности. К 2012 г. инвестиции в проект "ЦФ Кама" возрастут до 150 млн евро; производственные площади будут расширены с нынешних 4 тыс. кв. метров до 30. К этому сроку планируется выпускать уже 87 тыс. коробок передач, а выручка предприятия составит 260 млн евро (в 2006 г. было изготовлено 3 тыс. на сумму 13 млн евро).

На кузнечном заводе ОАО "КамАЗ-Металлургия" нприступили к внедрению новых ленточнопильных станков германской фирмы "МЕВА". Это один из первых шагов, предусмотренных рядом инвестиционных программ по оптимизации производственных мощностей и повышению качества поковок. Для закупки пробной партии ленточнопильных станков был проведен электронный тендер, который выиграло московское ООО "ВИ-МЕНС Современные технологии". Для оборудования определен двухмесячный испытательный срок. После этого специалисты кузнечного завода совместно с представителями фирмы-поставщика подведут итоги и примут решение о целесообразности продолжения сотрудничества.

По информации пресс-службы КамАЗа

Успешно прошли государственные испытания новой модификации войскового экскаватора ЭОВ 3521 М-1, разработанного по заказу Министерства обороны РФ совместно двумя предприятиями "Группы "ГАЗ" — "Тверским экскаватором" и АЗ "Урал".

Модернизация в большей степени коснулась базового шасси "Урал 4320-1058-31". Впервые использованы радиальные шины новой модели — 425/85R21 КАМА 1260, что повлекло ряд конструктивных изменений. В результате удалось снизить расход топлива, улучшить проходимость техники и плавность хода. Увеличен ресурс самих шин. Модернизирована и экскаваторная надстройка. Так, для повышения надежности, производительности и удобства обслуживания двумя дополнительными балками под кабиной усилена накладная рама, что дало возможность перенести на нее стойку крепления ковша, улучшить жесткость соединения рамы и базового шасси. Грунтозацепы новых шин позволили снизить риск самопроизвольного скольжения и смещения техники в процессе эксплуатации в экстремальных и сложных погодных условиях. Увеличение высоты шасси в связи с применением новых шин удалось скомпенсировать изменением узла гидроразводки на гидроцилиндрах, в результате чего сохранились габаритные размеры техники. В ходе приемочных испытаний по предложениям межведомственной комиссии намечены дальнейшие конструктивные меры, направленные на повышение эксплуатационно-потребительских параметров техники.

Уже в нынешнем году в рамках контракта Министерство обороны РФ приобретет у "Группы ГАЗ" 70 таких экскаваторов.

По информации пресслужбы АЗ "Урал"

ВАЗ начал выпуск автомобилей семейства "Калина" с двигателем рабочим объемом 1,4 л. Новый, разработанный специалистами ВАЗа, 16-клапанный мотор отличается облегченной шатунно-поршневой группой и улучшенными эксплуатационными характеристиками. Так, мощность двигателя увеличилась до 66 кВт (90 л.с.), а крутящий момент — до 130 Н·м. При этом расход топлива в смешанном цикле снизился до 6,7 л на 100 км, а время разгона до 100 км/ч улучшилось на секунду. Также за счет минимизации механических потерь новый двигатель обладает улучшенными виброакустическими характеристиками. Запуск производства нового двигателя прошел в соответствии с программой технического развития ОАО "АвтоВАЗ". До конца 2007 г. ВАЗ планирует выпустить более 1600 седанов и почти 1900 хэтчбеков, оснащенных новым двигателем.

По информации пресс-службы ВАЗа.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43.052

Совершенствование системы турбонаддува — будущее силовых автомобильных установок

И.В. ТИХОНОВ

ООО "ДИАС-ТУРБО"

Идея наддува так же стара, как и история самих ДВС: оба "прародителя" современных двигателей, Г. Даймлер и Р. Дизель, отчетливо представляли, что предварительное сжатие воздуха, поступающего в цилиндры, позволяет получить прибавку мощности. Более того, оба предпринимали попытки применить наддув в конструкции своих двигателей. Правда, потерпели неудачу. И это надолго отодвинуло идею предварительного наддува. Хотя отдельные попытки вернуться к ней предпринимались. Например, еще до начала первой мировой войны бензиновые двигатели с наддувом изредка появлялись на гоночных автомобилях и тепловозах.

Война активизировала разработки в этой области: наддувные авиационные двигатели помогали самолетам компенсировать потерю мощности при полетах на больших высотах. Затем немецкая фирма МАН в середине 1920-х годов разработала первые дизели с наддувом, предназначенные для морских судов, в том числе подводных лодок, и локомотивов.

Одной из причин, сдерживавших распространение ДВС с принудительным наддувом, был продолжительный поиск конструкторами оптимального способа его реализации. Например, на протяжении 1920—1930-х годов они отдавали предпочтение механическим (шиберным, поршневым, винтовым, центробежным, роторным) нагнетателям и их комбинациям, поскольку существовавшие в то время технологии позволяли освоить их промышленное производство. Однако постепенно внимание конструкторов переключилось на турбокомпрессоры, идею которых в 1905 г. предложил выпускник Швейцарского технического университета А. Бюхи. Полученный им от Федерального патентного ведомства США первый патент, который касался принципа предварительного сжатия рабочей среды порш-

невой машины за счет частичного использования энергии отработавших газов. Впоследствии Бюхи запатентовал еще несколько изобретений, в том числе конструкцию устройства, объединившего на одном валу крыльчатки компрессора и турбины, работающей на отработавших газах двигателя.

Несмотря на кажущуюся простоту самой идеи и конструкции газотурбонагнетателя, создание работоспособных агрегатов турбонаддува вкупе с устройствами регулирования на практике оказалось задачей непростой. Для ее решения потребовались глубокие теоретические и прикладные исследования, а также создание высокотехнологичных производственных процессов. Потому что вал турбокомпрессора вращается с частотой 200 000 мин$^{-1}$ и даже больше. При этом температура крыльчатки турбины, взаимодействующей с отработавшими газами, близка к 1000 К (727 °С), в то время как со стороны короткого вала, в зоне крыльчатки компрессора, она раз в пять раз меньше. Понятно, что даже обеспечение кратковременной работы такого устройства — проблема. Не говоря уже о ресурсе в 200—300 тыс. км пробега автомобиля.

И все же проблемы турбонаддува на автомобильных ДВС постепенно решались. Он прокладывал себе дорогу в "серию" через автоспорт, а затем — легковые автомобили. И первопроходцем здесь стала немецкая фирма "Порше": в 1975 г. она выпустила модель "911 Турбо". За "Порше" последовали такие автомобилестроители, как "Альфа Ромео", "Ауди", BMB. Но серийное производство автомобильных двигателей начала шведская СААБ. Свой первый автомобиль с турбонаддувом, ("99 Турбо") она представила в 1977 г., а к массовому применению турбокомпрессоров приступила с 1984 г. И уже в 1990 г. ~80 % ее автомобилей оборудовались системой турбонаддува. С 1996 г. их доля возросла до 95 %.

В конце 1996 г. фирма представила новое поколение автомобилей высшего класса, "СААБ-9-5", все модели которого оснащались исключительно бензиновыми турбодвигателями семейства "Экопауэр". Они разные по конструкции и мощности (рядные четырехцилиндровые рабочим объемом 2,0 и 2,3 л и V-образный трехлитровый шестицилиндровый), но их объединяет так называемый "мягкий" наддув. То есть турбокомпрессор обеспечивает во впуске небольшое (от 0,025 до 0,055 МПа, или от 0,25 до 0,55 кгс/см^2) избыточное давление. Благодаря этому крутящий момент всех двигателей достигает максимума уже при частоте вращения коленчатого вала, равной 1800—2100 мин$^{-1}$. Кроме того, они отличаются рекордной экономичностью и соответствуют последним экологическим стандартам.

Прогресс турботехники привел к тому, что в настоящее время доля легковых автомобилей с турбонаддувными двигателями составляет примерно половину общего числа автомобилей в возрасте до 5 лет и продолжает увеличиваться. Из них порядка 20 % — бензиновые автомобили, остальные — дизельные. Такое соотношение не случайно. Дизели существенно лучше приспособлены к наддуву вообще и к турбонаддуву в частности.

Чем же в наши дни так привлекает моторостроителей столетняя идея турбонаддува двигателей?

Турбодвигатель, как уже не раз упоминалось, обладает высокими удельной мощностью и крутящим моментом.

Взглянув на этот неоспоримый факт с другой стороны, становится понятно, что трубонаддув дает возможность достичь заданных характеристик силового агрегата (любой мощности) при меньших габаритах и массе, чем в случае применения "атмосферного" двигателя. Отсюда вытекает еще одно немаловажное следствие: у турбодвигателя лучшая топливная экономичность. Ведь он более компактен и при одинаковой мощности с "атмосферным" двигателем эффективнее расходует топливо. У него меньше теплоотдача, насосные потери и потери на трение. Экономии топлива способствует и более высокий крутящий момент при низких частотах вращения коленчатого вала. В конце концов, автомобиль с компактным мотором просто легче. Кроме того, у турбодвигателя ниже экологические показатели. Меньшее потребление топлива "при прочих равных" означает меньшие суммарные выбросы вредных веществ.

Наддув камеры сгорания приводит к снижению температуры и, следовательно, уменьшению образования оксидов азота. В бензиновых двигателях наддувом добиваются более полного сгорания топлива, особенно на переходных режимах работы. В дизелях дополнительная подача воздуха позволяет отодвинуть границу возникновения дымности, т. е. бороться с выбросами частиц сажи. Не было бы наддува известные проблемы с применением на дизелях каталитических нейтрализаторов просто закрыли бы им дорогу в будущее. Дизели без наддува с трудом дотягивают до норм "Евро-2".

Наконец, турбодвигатель способствует улучшению комфортабельности. Компрессор со стороны впуска и турбина в выпускной системе существенно снижают шумность работы двигателя и обеспечивают акустический комфорт. Он дополняется удобством управления автомобилем. Высокий, равномерно распределенный по частоте вращения крутящий момент придает двигателю большую эластичность.

Производство турбодвигателей осваивает не только СААБ. По данным крупнейшего производителя турботехники, фирмы "Гаррет", только в 2003—2004 гг. ее изделия применяли 28 концернов на 80 моделях автомобилей с бензиновыми двигателями и дизелями. И это лишь легковые автомобили. На коммерческом транспорте уже давно господствуют турбодизели. То есть турбодвигатели — отнюдь не экзотика. По мнению специалистов, будущее автомобилестроения неразрывно связано именно с ними, и оно наступает уже сейчас.

Что касается собственно турботехники, то ее разработка и производство выделились в отдельную отрасль промышленности. Если говорить по большому счету, то "погоду" здесь делают не столько автомобилестроители, сколько специализированные фирмы. Некоторые из них имеют в этой области опыт, исчисляющийся многими десятилетиями. Причем абсолютным лидером в деле разработки и производства турбокомпрессоров по праву считается американская фирма "Гаррет", ставшая в 1999 г. частью международного концерна "Хонивелл", получившая новое название — "Хонивелл Турбо Технолоджис". Второе место по объемам произ-

водства занимает немецкая фирма "Борг Ворнер Турбосистемс", которая после слияния с фирмами ККК, "Швитцер" и "Хитачи" владеет их брэндами. Английская компания "Хольсет" специализируется на агрегатах турбонаддува для коммерческих автомобилей. Из производителей автомобилей лишь концерн "Мицубиси" имеет в своей структуре предприятие по производству турбокомпрессоров. Оно полностью обеспечивает своими изделиями потребности "Мицубиси" и поставляет несколько моделей для двигателей "Вольво" и БМВ. Даже "Тойота" с 2001 г. практически отказалась от изготовления турбокомпрессоров и перешла на использование изделий "Гаррет". Оставшаяся часть турборынка закрывается мелкими фирмами, а также продукцией, выпускающейся известными производителями для крупных клиентов под другими торговыми марками.

Россия тоже не стояла и не стоит в стороне от этого процесса.

Так, НИИ и заводы министерств автомобильной промышленности и тракторного и сельскохозяйственного машиностроения в конце 1960-х годов сумели разработать первые образцы турбокомпрессора для двигателей грузовых автомобилей. Это был ТКР-11. Его производство было налажено в Челябинске (ЧТЗ), Дергачах (ДТЗ), Ярославле (ЯМЗ). В конце 1970-х годов появилось второе поколение турбокомпрессоров — ТКР-8,5Н, выпуском которого занимался Борисовский завод. ТКР-8,5Н обладал заметными преимуществами перед ТКР-11. В частности, имел вдвое меньшую (8—10 кг против 18—20) массу. Спустя 10 лет появился турбокомпрессор третьего поколения, ТКР-7.

У него выше КПД, усовершенствованные проточные части, сложное пространственное профилирование, компрессор с безлопаточным диффузором. В этот же период КамАЗ и ЯМЗ занимаются модернизацией турбокомпрессоров. Появляются ТКР-8,5С и ТКР-9 с модернизированными подшипниковыми узлами.

В конце века на производство ставятся турбокомпрессоры четвертого поколения — малогабаритные ТКР-6,5, ТКР-5,5 и ТКР-5,0, рассчитанные на высокие частоты вращения.

Многие факты говорят о том, что в ближайшем будущем парк автомобилей с турбодвигателями будет стремительно увеличиваться. У России в этом смысле нет особого пути, и ей также не миновать "турбобума". Она пойдет по тому же пути, что и страны с развитым автомобилестроением. То есть будет заниматься наддувом дизелей автомобилей особо большой грузоподъемности, тракторов и другой техники, дизелей коммерческих АТС; дизелей малой мощности и литража, а также бензиновых двигателей. Причем по тем же пяти направлениям. Во-первых, ТКР с изменяемой геометрией проточной части турбины, которые работают в условиях щадящих температур и имеют сравнительно небольшие габаритные размеры. Например, за рубежом начато производство турбодизеля 1,3 CDTI с аккумуляторной системой питания топлива, предназначенного для установки на такие модели автомобилей фирмы "Опель", как "Астра", "Корса", "Тигра" и "Комбо", а также на ряд моделей ФИАТа. Этот компактный ДВС развивает мощность 66 кВт (90 л. с.) и M_c = 200 Н · м в диапазоне от 1750 до 2500 мин$^{-1}$ и имеет путевой расход топлива, равный 4,8 л/100 км. Такие показатели достигнуты во многом благодаря самому маленькому VTG-турбокомпрессору, разработанному совместно с технологическим лидером в области турботехники, фирмой "Ворг Ворнер Турбосистемс". И здесь наши производители не могут не учитывать эти факты.

Во-вторых, будут применять уже найденное совместными усилиями инженеров фирмы "Борг Ворнер" и концерна "Порше" решение температурной проблемы, которое уже реализовано на автомобиле "Порше 911 Турбо". Это бензиновый двигатель, оснащенный ТКР с изменяемой геометрией, что позволило повысить отдачу двигателя как на мощностных режимах, так и в области умеренных частот вращения коленчатого вала и нагрузок.

В-третьих, российские производители задачу "широкодиапазонного" наддува ДВС будут решать и альтернативным способом — применением регулируемых двухступенчатых систем, которые включают два последовательно расположенных ТКР разного размера с различными характеристиками. При этом бóльший ТКР рассчитан на высокое давление отработавших газов, характерное для правой части внешней характеристики двигателя, а меньший — на низкое, соответствующее малым частотам и нагрузкам. В зависимости от текущего режима работы двигателя требуемое давление наддува создается или одним из участников "тандема", или обоими одновременно.

В-четвертых, существует опыт создания комбинированных систем для ДВС с искровым зажиганием. Пример — новый турбодвигатель 1,4 FSI фирмы "Фольксваген" с непосредственным впрыскиванием бензина, который устанавливается на автомобилях "Фольксваген Гольф" пятого поколения. Наддув двигателя осуществляется системой, состоящей из механического нагнетателя и турбокомпрессора. Ведущие производители турбокомпрессоров активно работают над созданием комбинированной системы, в которой турбокомпрессору будет "ассистировать" компрессор с приводом от электродвигателя (электромеханический бустер).

В-пятых, на бензиновых ДВС появляются ТКР с двойным корпусом-улиткой турбинной части. Благодаря этому и особой конструкции турбинного колеса ТКР эффективно утилизирует пульсации давления отработавших газов уже при частоте вращения коленчатого вала двигателя, равной 1400 мин$^{-1}$, и обеспечивает четырехцилиндровому ДВС выходные параметры (N_e = 190 кВт, или 260 л. с., и M_e = 353 Н · м).

Приведенные факты убеждают в том, что на современном уровне развития турбокомпрессорной техники для ее применения не существует никаких ограничений. По заявлению самих производителей ТКР, сегодня они готовы разработать и серийно выпускать эффективные системы принудительного наддува ДВС любой конструкции и назначения.

Теперь о прогнозах на будущее.

Начнем с европейских. Вряд ли стоит подробно останавливаться на том, почему ситуация в Европе представляет интерес для нас, россиян. Достаточно того,

что европейские автомобилестроители остаются "законодателями мод", определяющими направление развития мирового автопрома. Значит, как сегодня аукнется у них, так завтра (или послезавтра) откликнется в любом уголке "автомира", в том числе и в России.

Детальное исследование европейского рынка ТКР провели специалисты фирмы "Борг Ворнер". Они сделали вывод: спрос на ТКР будет возрастать во всех группах АТС. Причем наиболее быстрыми темпами будет прогрессировать рынок ТКР для пассажирских автомобилей (бензиновых и дизельных): за пятилетку он вырастет примерно в 2 раза. В итоге это обеспечит экспоненциальное увеличение суммарного рынка турбокомпрессоров в 2010 г. до 1,5 млн шт.

По России тоже есть прогноз, автор которого — не менее авторитетный концерн "Бош". Его специалисты считают, что к 2010 г. число турбонаддувных ДВС в России возрастет в 1,6 раза, а доля автомобилей с такими двигателями увеличится с 10,6 до 15,3 %, что означает: если в 2005 г. дизель имел каждый десятый автомобиль, то в 2010 г. — каждый шестой. Причем этот рост будет за счет легковых и легких коммерческих автомобилей. Их число за пять лет удвоится и составит половину общего числа дизелей, находящихся в эксплуатации.

И этому должны способствовать несколько фактов российской действительности.

Первый — вновь наметившаяся тенденция к омоложению легковых автомобилей за счет ажиотажного спроса на новые автомобили зарубежного производства; второй — создание новых и увеличение мощности существующих автозаводов, осуществляющих "отверточную" сборку; третий — медленно, но неотвратимо развивающийся процесс введения норм "Евро". Причем последнее — известно, что двигатели автомобилей, импортируемых и производящихся на территории нашей страны, должны удовлетворять нормам "Евро-2". Еще более "строгие" стандарты "Евро-3" и "Евро-4" планируется ввести с января 2008 и 2010 г. соответственно. Кроме того, евростандарты предъявляют повышенные требования не только к импортерам и производителям АТС, но и нефтеперерабатывающим фирмам. Касающиеся этого технические регламенты уже рассмотрены правительством РФ. В итоге в ближайшее время в России начнут производить топливо, соответствующее нормам "Евро-2" (бензин Аи-92) и "Евро-4".

Многие нефтяные компании, не дожидаясь пока "грянет гром", уже реконструируют свои нефтеперерабатывающие заводы. К примеру, НПЗ группы "Лукойл" в 2005 г. увеличил производство дизельного топлива, отвечающего стандартам "Евро-3", "Евро-4" и "Евро-5", до 5,2 млн т (50,7 % суммарного выпуска дизельного топлива). Доля высокооктановых бензинов в их программе выросла до 68,7 %. Так что медленно, но верно все идет к тому, что в ближайшем будущем решится проблема качества моторных топлив. Значит, исчезнет еще одно серьезное препятствие на пути к официальному ввозу в Россию зарубежных автомобилей, оборудованных самыми современными двигателями, в том числе и с турбонаддувом.

Какой бы надежной ни была техника, она рано или поздно выходит из строя. Потребитель, естественно, заинтересован в том, что возможность быстро и качественно, причем за приемлемую цену, выполнить ее ремонт. И турбокомпрессор — не исключение. Но именно с их ремонтом в России проблемы были всегда. Более того, в последнее время особенно. Причина — обновление парка и увеличение доли автомобилей с турбодвигателями. Отечественный же сервис оказался к этому не готов. Однако спрос, как известно, рождает предложение. В результате появилось совместное российско-польское предприятие "Диас-Турбо" — официальный представитель двух крупнейших мировых производителей турбокомпрессоров — американской фирмы "Хонивелл Турбо Текнолоджис", выпускающей продукцию под торговой маркой "Гаррета", и немецкой "Борг Ворнер Турбосистемс", также владеющей брэндами ККК, "Швитцер" и "Хитачи".

Созданное три года тому назад, сегодня "Диас-Турбо" предоставляет своим клиентам и партнерам полный комплекс услуг, связанных с ремонтом турбодвигателей. Кроме того, на производственной базе фирмы организовано обучение их сотрудников. Слушатели трехдневных курсов изучают устройство турбоагрегатов, причины их выхода из строя, приемы диагностирования. Это полезно, так как уменьшается вероятность принятия некомпетентных решений, возникновения необоснованных претензий и конфликтных ситуаций.

Благодаря деловым связям со многими партнерами и поставщиками в Америке, Австралии и Азии в ассортименте запасных частей и агрегатов всегда есть продукция японских предприятий и изделия, которые производители турбокомпрессоров выпускают для сборочных заводов по лицензионным соглашениям. "Диас-Турбо" продает их как оптом, так и в розницу. Причем практика показывает, что в последнее время спрос на турбокомпрессоры начинает превышать предложение.

В списке постоянных клиентов "Диас-Турбо" значатся более 1000 предприятий из московского региона, Санкт-Петербурга, Челябинска, Екатеринбурга, Иркутска, Самары, Нижнего Новгорода, Казани, Набережных Челнов и других городов России. С каждым из них установлены особые отношения, которые могут выражаться и в специальной цене, и в учете специфики автопарка, который обслуживает или эксплуатирует покупатель, и в резервировании товара "под клиента". У "Диас-Турбо" открыты представительства в Санкт-Петербурге, Калининграде и Киеве. Готовится открытие представительств в Самаре, Нижнем Новгороде, Ростове-на-Дону и Ярославле.

Плачевное состояние российского рынка агрегатов турбонаддува послужило причиной появления в этой области автобизнеса уникальных форм предпринимательской деятельности. Уникальных как для России, так и для ближнего и дальнего зарубежья. Недавно созданная фирма "ТурбоИнжиниринг" самостоятельно проектирует, разрабатывает и организует производство и продажу турбокомпрессоров, а также ремонтирует агрегаты турбонаддува любой отечественной и импортной автотехники. Конечная ее цель — удовлетворить спрос, предложив потребителю качественный товар или услугу по приемлемой цене. В перечне турбокомпрессоров с индексом ТИ (что означает —

"ТурбоИнжиниринг") — модели для автомобилей и автобусов МАЗ, КамАЗ, ЗИЛ, ПАЗ, ГАЗ, "Икарус", ЛиАЗ и многих других.

Они не просто являются равноценной заменой штатных агрегатов, а и средством улучшения характеристик двигателей: мощности, топливной экономичности, надежности и чистоты отработавших газов. Все это достигается за счет усовершенствования конструкции турбокомпрессоров, использования последних технологических достижений, высокого качества изготовления и точности балансировки. (Например, по такому параметру, как допустимое виброускорение, турбокомпрессоры разработки "ТурбоИнжиниринг" превосходят отечественную продукцию в несколько раз: у них оно составляет 2—4, тогда как, скажем, у ТК-9 — от 9 до 12 *g*.)

Опыт в разработке турботехники позволяет специалистам "ТурбоИнжиниринг" не только ремонтировать, но и доводить характеристики ТКР под требования клиента. Они могут изменять характеристики компрессорной и турбинной ступеней, например, в целях форсирования двигателя или улучшения экономических и экологических его характеристик. В производстве сейчас находятся турбокомпрессоры К36ТИ — для автомобилей МАЗ с двигателями ЯМЗ-238, в работе его модификация под двигатель ЯМЗ 236 (V-6), К27ТИ — для двигателей КамАЗ, ТКР6ТИ — для автомобилей с двигателем Д-245 Минского моторного завода и его модификациями, С14ТИ — регулируемый с перепускным клапаном аналог ТКР6 (регулируемый ТК), С12ТИ — для двигателя ГАЗ-560 "Штейер".

УДК 662.72

Газ — топливо, ухудшающее экологию

В.М. КОРНЮШИН

Рязанская ГСА имени П.А. Костычева

В сжиженный нефтяной ("пропан-бутановая смесь") и компримированный природный газы добавляется в качестве оборанта, о чем все потребители знают, этилмеркаптан — легколетучая, бесцветная жидкость, обладающая ярко выраженным специфическим запахом. Но не всем известно, что этилмеркаптан — токсичен. Он — сильный яд, влияющий на центральную нервную систему, почки и печень человека. В связи с этим возникает вопрос: настолько ли безопасны газовые топлива, как это принято считать? Тем более что сейчас в России находятся в эксплуатации сотни тысяч АТС, работающих на сжиженном нефтяном и компримированном природном газах.

То, что сказано выше, противоречит сложившемуся еще в 1970-х годах мнению, что альтернативой жидким нефтяным топливам могут быть (в крайнем случае, в обозримом будущем) газовые топлива, поскольку у них есть три безусловные достоинства — экономическое, энергетическое и экологическое.

По первым двум спора, как говорится, нет. Газы на 30—60 % дешевле жидкого топлива; кроме того, при работе на них ресурс двигателя возрастает в ~1,5 раза, улучшаются и еще пять его показателей (КПД, наработка до очередного ТО и т. д.). Очень важно и то, что газа в России много, особенно метана: треть мировых запасов.

А вот по показателю "экология" пора внести ясность: здесь, думается, мы сами себя обманываем, выдаем желаемое за действительное. Чтобы убедиться в этом, начнем с самого простого.

Автомобили с карбюраторными двигателями, если судить по ГОСТ 17.2.2.06—99 "Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерения содержания оксида углерода и углеводородов в отработавших газах газобаллонных автомобилей", выбрасывают вредных веществ всего лишь на 20 % меньше, чем при работе на бензине. Но все, в том числе и разработчики ГОСТа, забыли об одоранте (этилмеркаптановая сера), входящем в состав сжиженного нефтяного и компримированного природного газов. А ведь данная присадка в цилиндрах двигателя не сгорает и выбрасывается в окружающую среду.

Однако надо сказать, что в советские времена, не в пример нынешним, над этой проблемой задумывались на самом высоком уровне. Свидетельство тому — принятая в 1989 г. Советом Министров СССР программа, в которой было два пункта: "Об изменении ГОСТ 27577 и ГОСТ 52087 на газы топливные для двигателей внутреннего сгорания в части снижения содержания одоранта" и "О разработке нового типа одоранта с высокими санитарно-гигиеническими свойствами взамен этилмеркаптановой серы".

К сожалению, из-за развала СССР ни один из пунктов выполнить не удалось, а за последние 15 лет эту тему забыли. В итоге газобаллонные автомобили продолжают выбрасывать в атмосферу этилмеркаптан. В связи с чем в настоящее время о газах есть все основания говорить не как об экологически чистом виде топлива, а, наоборот, как о топливе, ухудшающем экологию. Кроме того, практика свидетельствует: при эксплуатации газобаллонных автомобилей фактически нет и 20%-го снижения уровня выбросов монооксида углеводорода, так как у нас применяется дешевая газовая аппаратура, которая регулируется на "богатую" топливовоздушную смесь без обратной связи по вредным выбросам.

Есть ли пути решения проблемы экологичности газового топлива? Есть. Причем не один, а, как минимум, три. Это, во-первых, разработка нормативов предельно допустимой концентрации одоранта в отработавших газах газобаллонных автомобилей, измерение этих выбросов, а также внесение изменений в ГОСТ 27577 и ГОСТ 52087 на топливные газы по снижению количества одоранта или его замене. Во-вторых, создание новых одорантов, обладающих высокими санитарно-гигиеническими свойствами. В-третьих, проведение исследований, позволяющих полностью исключить одорант из автомобильных газовых топлив.

По какому из них следует идти, сказать трудно. Например, первый достаточно трудоемок и затратен. Но,

главное, не решает проблему "не применять токсичный одорант". К тому же он тупиковый с точки зрения применения газа на инжекторных двигателях, где вредные выбросы подчиняются нормам "Евро-2", "Евро-3" и т. д., в которых нормирование выбросов данного одоранта не предусмотрено. Поэтому он нужен лишь до тех пор, пока в эксплуатации сохраняются автомобили с карбюраторными ДВС.

Что касается второго пути, то здесь все и проще, и сложнее.

Сжиженный нефтяной и природный газы с одорантом (этилмеркаптаном) первоначально были предназначены и сейчас используются в бытовых газовых плитах, что сделало этот путь достаточно изученным. Но процесс горения газа в плитах идет плавно, с большим избытком воздуха, одорант сгорает полностью, образуя нетоксичные углекислый газ, диоксид серы и воду. Из-за чего большинство производителей и потребителей автомобильной техники считают, что коммунально-бытовые газы с тем же самым одорантом безопасны и в случае их использования в автомобильных ДВС. Однако это, к сожалению, далеко не так. Процесс горения в цилиндрах двигателя идет более интенсивно, с коэффициентом избытка воздуха, близким к единице, а чаще — на более богатых смесях, т. е. с недостатком кислорода. В итоге токсичный одорант не сгорает, а выбрасывается в атмосферу. К тому же этилмеркаптан склонен к скапливанию в определенных количествах в моторном масле, системах питания и выпуска. То есть для автомобильного газа традиционный одорант явно не подходит, здесь нужен другой — или нетоксичный, или разлагающийся при горении в цилиндрах двигателя на безопасные вещества. И если мы хотим ездить на газовом топливе еще долго (запасов метана в России на 200 лет), то нужно переходить на новые стандарты автомобильных газов. Иначе говоря, следует начинать с первого пути.

И последнее. Данную проблему можно решить, приняв третий, менее затратный путь, т. е. исключить одорант из автомобильных газовых топлив. Но тут нужно очень внимательно проанализировать опыт зарубежных фирм, идущих по такому пути, и хорошо подумать, подойдет ли он чисто российским традициям эксплуатации газобаллонных автомобилей, когда их водители даже не имеют "Инструкций по эксплуатации", не проходят никакого обучения по технике безопасности и техническому обслуживанию. Тем более что контроль за этим со стороны органов ГИБДД, как говорится, никакой.

Вывод же из всего сказанного напрашивается очень простой: утверждение "Метан — топливо XXI века" пока еще больше миф, чем реальность. И особенно с точки зрения экологической безопасности.

УДК 621.431.73

Состояние кулачковой пары механизма газораспределения и показатели ДВС

Д-р техн. наук А.В. ВАСИЛЬЕВ, Д.В. ПОПОВ

Волгоградский ГТУ

Механизм газораспределения автомобильного двигателя — один из наиболее нагруженных его узлов. Поэтому долговечность и эффективность работы ДВС в значительной степени определяются именно износостойкостью деталей МГР. И прежде всего — кулачков распределительного вала.

Причина очевидна: по мере изнашивания профилей кулачков уменьшается подъем клапанов, что сокращает "время—сечение" их пропускных каналов и увеличивает гидравлическое сопротивление на впуске и выпуске, смещает фазы газораспределения, повышает динамические нагрузки в приводе клапанов. В результате ухудшаются мощностные, экономические и экологические характеристики ДВС, его надежность.

Так, установлено, что при износе кулачков, равном 1,2 мм, мощность двигателя при малых частотах вращения коленчатого вала может упасть на 8 %, а на режимах, близких к номинальным, — на 9,2 %, количество же углеводородов в отработавших газах на режимах максимальных нагрузок, наоборот, возрастает на 14—26 %.

Проблема, как видим, довольно серьезная. И чтобы ее решить, нужно, как минимум, прогнозировать темп и абсолютные значения изнашивания профиля кулачка и оценивать его влияние на рабочие процессы ДВС. Что, совершенно очевидно, позволит уже на стадии проектирования механизма газораспределения определять его долговечность и обеспечивать ее повышение за счет оптимального выбора конструктивно-технологических параметров и характеристик.

В Волгоградском ГТУ для этой цели разработан метод совместного математического моделирования изнашивания кулачковой пары и рабочих процессов ДВС с изношенным профилем кулачка. Метода, который, как показывает опыт его применения, дает возможность чисто расчетными средствами, т. е. без больших затрат времени и средств, решить названную выше проблему.

При разработке метода авторы использовали расчетные зависимости, хорошо известные из теории.

Так, расчеты предлагается начинать с определения по формуле № 1 (табл. 1) интенсивности J_h изнашивания кулачковой пары. Значения входящих в нее радиуса $R_{пр}$ кривизны, нагрузки $N_п$ в контакте, контактного напряжения $\sigma_н$, скоростей $\upsilon_к$ и $\upsilon_{ск}$ — рассчитывать по известным для кинематической схемы клапанного привода формулам, коэффициент f трения — по эмпирической зависимости для быстроходных кулачковых механизмов (формула № 2); погонную (приходящуюся на единицу длины контакта) нагрузку — как отношение усилия Q, возникающего в контакте, к длине b контакта (формула № 3); среднее число Пекле, которое характеризует отношение теплосодержания потока в осевом и поперечном направлениях, — как среднее арифметическое чисел Пекле для сопряженных поверхностей (формула № 4).

Далее рассчитывать (по формуле № 5) линейный износ Δh рабочей поверхности кулачка за цикл нагруже-

ния, а по нему — износ рабочей поверхности кулачка по углу его поворота за определенный интервал времени.

То есть исходные данные, на которых базируется предлагаемый вниманию читателей метод, представляют собой расчетные значения интенсивности J_h изнашивания и линейного износа Δh сопряжения "кулачок—толкатель". Их вполне достаточно, чтобы оценить долговечность этого сопряжения непосредственно, а не косвенно, через связанные с ней показатели, поэтому именно на их основе и разработана методика определения закона движения толкателя и трибологических характеристик сопряжения в процессе эксплуатации ДВС, учитывающая нарастающий износ профиля кулачка.

Данная методика включает: циклически повторяющиеся процедуры двукратного численного дифференцирования со сглаживанием таблично заданного закона перемещения толкателя по углу поворота кулачка; расчет интенсивности изнашивания и линейного износа точек профиля через заданный промежуток времени с учетом изменения трибологических характеристик и нагруженности; определение текущего профиля кулачка с учетом нарастающего износа.

Реализуя последовательно несколько циклов расчетов с заданным по времени шагом, конструктор получает информацию о том, как изменяются характеристики сопряжения "кулачок—толкатель" в процессе эксплуатации. При этом следует отметить: методика предусматривает, что уже со второго и последующих циклов расчета начинается учет изменения твердости и шероховатости поверхности кулачка после приработки и изнашивания упрочненного поверхностного слоя. Кроме того, когда линейный износ достигает значения, превышающего глубину термообработки материала, расчет идет уже по твердости сердцевины кулачка. (Аналогично, в зависимости от времени, учитывается и изменение шероховатости поверхностей.)

Полученные изменения характеристик позволяют определить влияние изнашивания профиля кулачка на

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$J_h = k\left[\frac{\sigma_н}{HB}\sqrt{\frac{f^3}{2f-f_{сц}}}\right] \times \left[\frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{гр} + 0,63 R_{пр}\left(\frac{\mu v_k}{N_п}\right)^{0,7}\left(\frac{N_п \beta}{R_{пр}}\right)^{0,6}\left(\frac{\lambda Pe_{1,2}^{0,5}}{\alpha \mu_0 \nu^2_{ск}}\right)^{0,325}}\right]$	$\sigma_н$ — наибольшее нормальное напряжение; HB — твердость материала; f — наибольшее значение коэффициента трения при данных условиях работы; $f_{сц}$ — коэффициент сцепления; k — коэффициент, учитывающий влияние дополнительных параметров на износ пары и определяемый экспериментально; R_{a1}, R_{a2} — средние арифметические отклонения шероховатостей поверхностей профилей; $h_{гр}$ — толщина граничной масляной пленки; $R_{пр}$ — приведенный радиус кривизны; μ — динамическая вязкость масла; $v_к = v_1 + v_2$ — суммарная скорость качения; v_2 — скорость перемещения точки контакта по кулачку; v_1 — скорость перемещения точки контакта по толкателю; $N_п$ — погонная нагрузка; β — пьезокоэффициент вязкости масла; λ — коэффициент теплопроводности масла; $Pe_{1,2}$ — среднее число Пекле; $\alpha = 0,02$ — коэффициент, характеризующий зависимость вязкости масла от его температуры; $v_{ск}$ — скорость скольжения в контакте; μ_0 — динамическая вязкость при температуре трущихся поверхностей
2	$f = \frac{0,065\left[10 + \lg\left(\frac{6 \cdot 10^4 R_a}{E_{пр} R_{пр}}\right)\right]}{\nu^{0,07} v_к^{0,12} v_к^{0,2}}$	R_a — шероховатость более твердого тела; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости; ν — кинематическая вязкость масла
3	$N_п = \frac{Q}{b}$	Q — усилие в контакте; b — длина контакта
4	$Pe_{1,2} = \frac{b_1 v_{1,2} c_{1,2} \gamma_{1,2}}{\lambda_{1,2}}$	b_1 — полуширина линии контакта по Герцу; $c_{1,2}$, $\gamma_{1,2}$, $\lambda_{1,2}$ — соответственно теплоемкости, плотности и коэффициенты теплопроводности материалов кулачка (индекс 1) и толкателя взаимодействующих деталей (индекс 2); $v_{1,2}$— скорости относительного перемещения точки контакта по соответствующей поверхности (1 — по кулачку, 2 — по толкателю)
5	$\Delta h = J_h S_{тр} = 2 J_h b_1 \left\lvert \frac{V_{ск}}{V_1} \right\rvert$	$S_{тр}$ — путь трения
6	$dQ_W + \sum_{k=1}^{n_{вп}} i_k dM_k - \sum_{l=1}^{n_{вып}} i_l dM_l + \chi Hug_{тц} dx = Mc_V dT + c_V T dM + p dV$ $dM = \sum_{k=1}^{n_{вп}} dM_k + \sum_{l=1}^{n_{вып}} dM_1$ $p = \frac{M}{V} RT$	dQ_W — элементарное количество теплоты, подведенного к телу в процессе теплообмена; $n_{вп}$ и $n_{вып}$ — количество соответственно впускных и выпускных клапанов; i_k и i_1— удельные энтальпии заторможенного потока газа соответственно через k-й впускной и первый выпускной клапаны; dM_k — элементарная масса газов, поступившая в цилиндр через k-й впускной клапан; dM_1 — элементарная масса газа, ушедшая из цилиндра через первый выпускной клапан; χ — коэффициент выделения теплоты при сгорании топлива; Hu — низшая теплота сгорания 1 кг топлива; $g_ц$ — цикловая подача топлива; dx — характеристика тепловыделения; c_V— изохорная теплоемкость газов с учетом их температуры T в цилиндре; M — масса рабочего тела в цилиндре; p — давление в цилиндре; V — текущий объем цилиндра; R — газовая постоянная

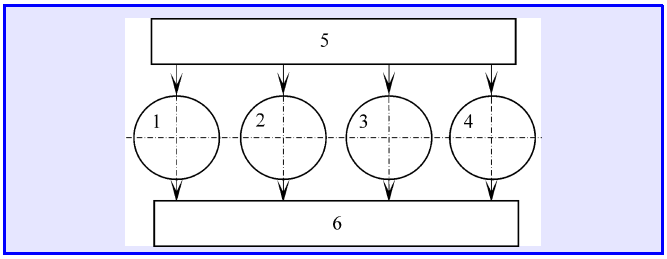


Рис. 1. Расчетная схема газовоздушного тракта автомобильного двигателя:
1, *2*, *3* и *4* — цилиндры; *5* — впускной коллектор; *6* — выпускной коллектор

мощностные и экономические показатели двигателя. Для чего математическая модель МГР накладывается на такую же модель рабочих процессов, что дает возможность установить взаимосвязь параметров и характеристик МГР с показателями газообмена, а также индикаторными и эффективными показателями ДВС.

Замкнутый расчет рабочих процессов осуществляется на основе уравнений первого закона термодинамики для открытой термодинамической системы, закона сохранения массы газа в объеме цилиндра или другого элемента, а также уравнения состояния. Данная система уравнений формируется для каждой полости газовоздушного тракта двигателя и решается численным методом Эйлера.

В качестве примера реализации метода рассмотрим цилиндр любого двигателя. В нем процесс газообмена сводится, по существу, к поступлению воздуха через впускные клапаны и выпуску отработавших газов через выпускные клапаны. Причем для его математического отображения можно использовать единую систему уравнений (формулы № 6), пригодную для расчета всего рабочего цикла.

Эта система — замкнутая, так как при трех уравнениях содержит три неизвестные — p, T и M. Причем некоторые из слагаемых, входящих в формулы, могут принимать, в зависимости от рассчитываемого такта двигателя, нулевые значения. Однако разработчики метода считают, что с целью экономии машинного времени для каждого из периодов рабочего цикла целесообразно использовать свою упрощенную систему уравнений. Другими словами, в каждом конкретном цикле убирать из системы элементы, заведомо равные нулю.

Тогда для каждой такой системы на каждом шаге расчета определяются масса, состав и теплофизические характеристики рабочего тела, состоящего из трех компонентов — воздуха, паров топлива и продуктов сгорания.

При разработке модели была принята гипотеза квазистационарности. Поэтому массообмен рассчитывался по известным соотношениям, исходя из текущих значений параметров в смежных объемах. Для подсчета выделяемой в цилиндре в процессе сгорания теплоты использовалась идентифицированная по экспериментальным данным относительная характеристика тепловыделения И.И. Вибе.

Таковы особенности расчетов для цилиндра ДВС. В случае расчета процессов в других элементах газовоздушного тракта (например, коллекторах) система формул № 6 упрощается.

В работе использовалась расчетная схема (рис. 1), состоящая из шести элементов: четырех цилиндров (объемы *1—4*), впускного и выпускного коллекторов (объемы *5—6*). Исходные данные для расчета процесса газообмена служили такие параметры и характеристики системы газораспределения, как законы движения толкателей, тепловые зазоры во впускном и выпускном клапанных приводах, передаточные числа, размеры проходных сечений и головок клапанов.

Соответствующие данной модели компьютерные программы рабочих процессов и изнашивания были объединены в единый комплекс, что позволило организовать их оперативное взаимодействие (обмен данными) и эффективное использование.

При расчете газообмена точные текущие значения перемещений клапанов определялись на основе интерполирования табличных данных. При этом кулачки можно было спрофилировать любым способом.

В процессе изнашивания изменялись законы перемещения клапанов, что сказывалось на проходных сечениях, а также реальные фазы газораспределения с учетом тепловых зазоров.

В ходе расчета была предусмотрена еще и возможность учета наличия нескольких одноименных клапанов (например, в случае четырехклапанной головки цилиндра).

По результатам расчета определялись, в частности, эффективные и индикаторные показатели по каждому цилиндру и двигателю в целом.

На основе разработанной методики в ВолгГТУ выполнили численное исследование конкретного двигателя

Таблица 2

Номер профиля кулачка	Фазы газораспределения, град., на такте впуска		Фазы газораспределения, град., на такте выпуска	
	угол опережения открытия клапана	угол запаздывания закрытия клапана	угол опережения открытия клапана	угол запаздывания закрытия клапана
1	24,0	80,4	84,0	20,4
2	20,9	77,0	80,9	17,0
3	18,3	74,1	78,3	14,1
4	16,5	71,2	76,5	11,2
5	14,8	68,6	74,8	8,6
6	13,2	66,9	73,2	6,9
7	11,8	65,7	71,8	5,7
8	10,7	64,9	70,7	4,9

Таблица 3

Показатели двигателя	Значение показателя при кулачках			
	№1	№3	№5	№8
Эффективная мощность, кВт (л.с.)	55,9 (7,60)	55,1 (74,8)	54,2 (73,6)	52,6 (71,5)
Среднее эффективное давление, МПа (кг/см^2)	0,79 (7,9)	0,78 (7,6)	0,76 (7,8)	0,74 (7,8)
Удельный индикаторный расход топлива с учетом потерь на газообмен, г/(кВт · ч) [г/л.с. · ч]	292,2 (215,1)	293,6 (216,1)	294,9 (217,1)	297,4 (218,9)

(ВАЗ-2107), которое позволило выявить закономерности снижения мощности, экономичности и сужения фаз газораспределения в процессе изнашивания профилей кулачков. В ходе исследования моделировалось изнашивание кулачков впускных и выпускных клапанов до тех пор, пока величина максимального износа профиля составит 1,15 мм, в результате чего наибольший подъем толкателя уменьшался с 6,34 до 5,19 мм. (Конфигурация изношенных профилей кулачков определялась через равные промежутки времени изнашивания.)

Фазы газораспределения при тепловом зазоре 0,12 мм для исходного (профиль № 1) и семи изношенных профилей, последовательно формируемых в ходе моделирования изнашивания рассматриваемого двигателя приведены в табл. 2, а характеристики некоторых профилей — на рис. 2. В табл. 3 даны также результаты расчета исследования при частоте вращения коленчатого вала 5400 мин$^{-1}$, свидетельствующие о заметном влиянии изнашивания кулачковой пары на показатели двигателя.

И последнее. Исследования показали, что значения интенсивности изнашивания различных точек профиля кулачка, вычисляемые по формуле № 1, и, следовательно, скорость изнашивания зависят от коэффициента k. Так, после экспериментального и расчетного исследований выявлено, что величина этого коэффициента оказывается ниже рекомендуемой другими авторами и составила $0{,}11 \cdot 10^{-7}$. Причина в том, что ранее значение этого коэффициента было получено для иных условий технологической обработки. В данной же работе исследование выполнялось как для рекомендуемого (в частности, Ю.В. Воробьевым) значения k, равного $0{,}5 \cdot 10^{-7}$, так и для уточненного. При этом величина максимального износа (1,15 мм) в первом случае была достигнута после 12 тыс. ч работы сопряжения, а во втором — после 56 тыс. ч. То есть разница такова, что пренебрегать ею нельзя.

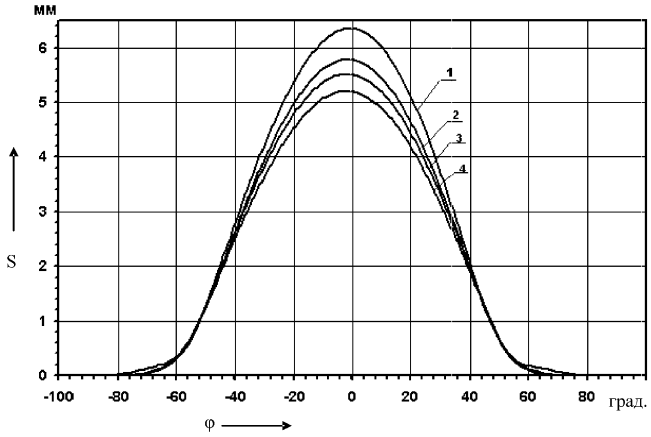


Рис. 2. Перемещение толкателя по углу поворота кулачка для некоторых изношенных профилей из табл. 2:
1 — профиль № 1; *2* — профиль № 3; *3* — профиль № 5; *4* — профиль № 8

Таким образом, разработанная в ВолгГТУ методика позволяет определить любой, в том числе и предельный, износ кулачковой пары и ее долговечность в случае задания ограничений на ухудшение тех или иных выходных показателей двигателя.

УДК 629.114.4:004.89

Результаты испытаний интеллектуальной системы управления ГМП большегрузного АТС

В.П. АБРАШКИН, Е.Н. ЯКУБОВ, канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

ОАО "СТРИМ", Белорусско-Российский университет

Для изучения и поиска путей совершенствования интеллектуального управления энергетическими режимами большегрузных АТС с гидро- и электромеханической трансмиссиями, а также диагностирования их механизмов в БРУ провели экспериментальные исследования, результаты которых, по мнению авторов, должны заинтересовать специалистов, работающих в данной области. И прежде всего — с точки зрения оценки функциональной работоспособности интеллектуальных систем управления и диагностирования (ИСУД), эффективности алгоритмов, а также теоретических положений методологии интеллектуального управления, созданных в БРУ.

Исследования были комплексными. Они включали теоретические эксперименты, а также лабораторные, стендовые и полевые испытания опытных образцов ИСУД. В данной статье авторы приводят только результаты экспериментальной проверки конструкций ИСУД, поскольку именно данная сторона проблемы остается наименее освещенной в публикациях. Но прежде — коротко о технологии и идеологии экспериментальных исследований.

Проводили их в два этапа.

На первом из них систему испытывали в условиях стенда. Его задачи: проверить ее общую работоспособность; подрегулировать основные элементы; уточнить характеристики переключения передач и блокирования гидротрансформатора ГМП; настроить и отладить программное обеспечение.

Второй этап стал, по существу, проверкой результатов первого этапа на реальном АТС — аналоге карьерного самосвала. И это был БелАЗ грузоподъемностью 55 т, оснащенный бортовой системой управления с программным обеспечением, которое реализует алгоритмы ИСУД. Причем проверкой в полевых условиях в карьерах ГОП "Михайловский карьер" Курской области и "Стойлинский карьер" (г. Старый Оскол Белгородской области). Протяженность маршрутов в обоих случаях — 4000 м; фиксируемые параметры: $n_д$, $n_т$, $n_{вв}$ — частоты вращения коленчатого вала двигателя, турбинного вала ГДТ и выходного вала коробки передач, v, $\dot{v}$ — скорость и ускорение автомобиля, $M_д$, $M_т$, $M_{вв}$ — крутящие моменты двигателя, турбинного вала ГДТ и выходного вала коробки передач, $N_п$ — номер включенной передачи, $N_Б$ — признак блокирования ГДТ, $\gamma_а$, $\gamma_т$ — положение педалей акселератора и

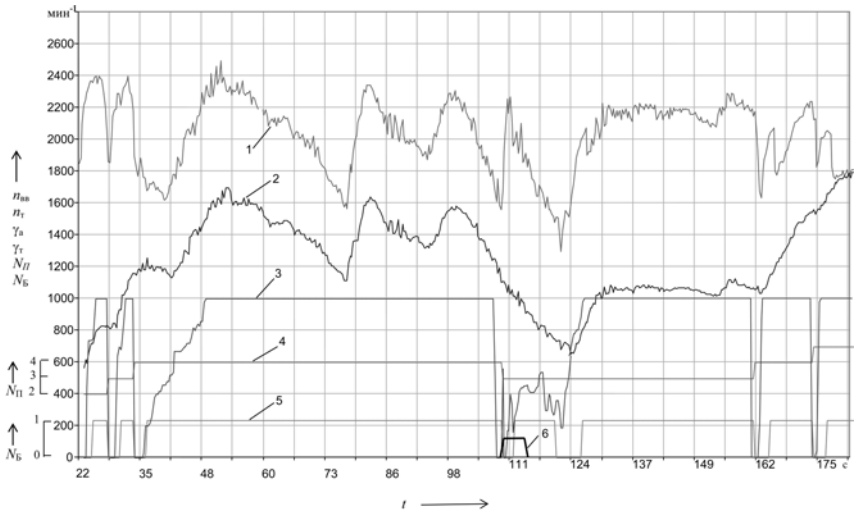


Рис. 1. Осциллограмма движения самосвала, оснащенного системой интеллектуального управления ГМТ, по карьерному маршруту:
1 — $n_т = f(t)$; 2 — $n_{вв} = f(t)$; 3 — $\gamma_а = f(t)$; 4 — $N_п = f(t)$; 5 — $N_Б = f(t)$; 6 — $\gamma_т = f(t)$

тормоза, $t_{наж}$ — время нажатия на педали, h — величина продольного уклона профиля дороги. Оснащение самосвала: бортовая микроэлектроника плюс разработанное авторами специальное программное обеспечение, причем для реализации интеллектуального управления в условиях реальной местности управляющая программа была предварительно обучена посредством адаптивной нейро-нечеткой сети ANFIS "GMP".

Методика испытаний основана на сравнении результатов заездов самосвала по карьерному маршруту для трех режимов: с командным (ручным) управлением; автоматическим управлением по базовой (неадаптивной) программе; интеллектуальным управлением (по адаптивным характеристикам). То есть в первом случае водитель переключал передачи и управлял блокированием ГДТ по своему усмотрению, исходя из дорожных условий; во втором — ИСУД работала как обычная САУ: переключала передачи и блокировала ГДТ по "жестким" характеристикам; в третьем — ИСУД функционировала с коррекцией программы: управление было гибким, и характеристики смещались ("плавали") в зависимости от изменения управляющих воздействий водителя на педали акселератора и тормоза, а также характеристик внешней среды (продольного уклона дороги) и других дорожных ситуаций.

Что из этого получилось, видно из рис. 1, на котором приведены осциллограммы фрагмента движения карьерного самосвала, оснащенного ИСУД, на режиме интеллектуального управления: в начале движения ИСУД разгоняла самосвал, последовательно переключая со второй на третью, с третьей на четвертую передачу. Причем в процессе каждого переключения имели место кратковременные (на время до 3 с) разблокирование ГДТ ($N_Б = 0$) и прекращение подачи топлива в двигатель ($\gamma_а = 0$), что необходимо для улучшения качества переходных процессов в трансмиссии. При появлении дорожного препятствия водитель резко сбрасывал педаль акселератора и нажимал на педаль тормоза. ИСУД распознавала данную ситуацию и выдавала исполнительным механизмам команду на включение понижающей передачи ($N_п = 3$; $t = 110$ с). Скорость самосвала уменьшалась. Далее, в момент времени $t = 119$ с, когда самосвал достиг опасного участка дороги, ИСУД разблокировала ГДТ.

После улучшения дорожной ситуации самосвал вновь набирал скорость ($\gamma_а = 1$, что соответствовало максимальному нажатию педали акселератора), частота $n_{вв}$ вращения валов трансмиссии увеличивалась, и ИСУД последовательно совершала следующие операции: сначала блокировала ГДТ ($N_Б = 1$), а затем переключала ГМП с третьей на четвертую ($N_п = 4$) передачу. Далее разгон продолжался, и ИСУД включала пятую передачу.

В целом установлено: ИСУД переключает передачи и блокирует (разблокирует) ГДТ в зависимости от характера управляющих воздействий водителя (степени нажатия на педали акселератора и тормоза) и изменения параметров внешней среды. При этом она не препятствует водителю при необходимости вмешиваться в процесс управления и включать нейтраль в коробке передач ($N_п = 0$) для движения накатом или при остановках самосвала.

Еще более интересны рис. 2 и 3, на первом из которых показаны осциллограммы процесса движения груженого самосвала с интеллектуальным управлением, а на втором — аналогичного процесса, но уже с автоматическим неадаптивным управлением, т. е. управлением по "жестким" характеристикам. Причем в обоих случаях переключение передач

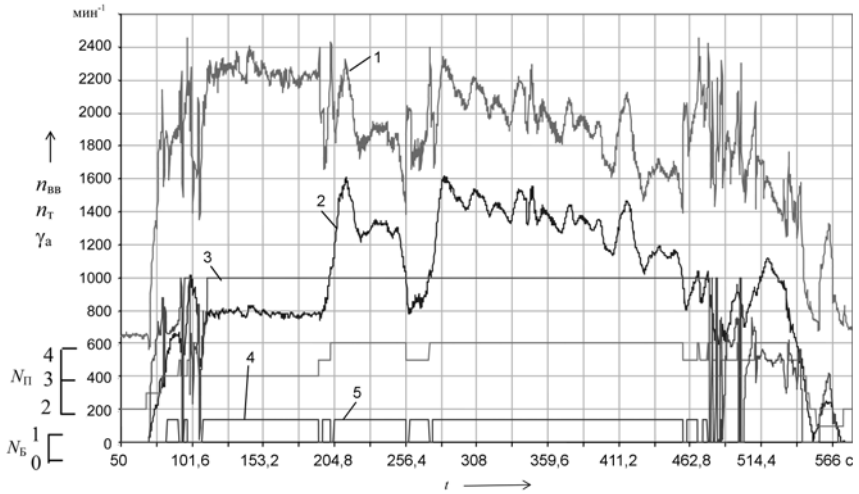


Рис. 2. Осциллограмма движения груженого самосвала, оснащенного системой интеллектуального управления ГМП. Обозначения те же, что, и на рис. 1

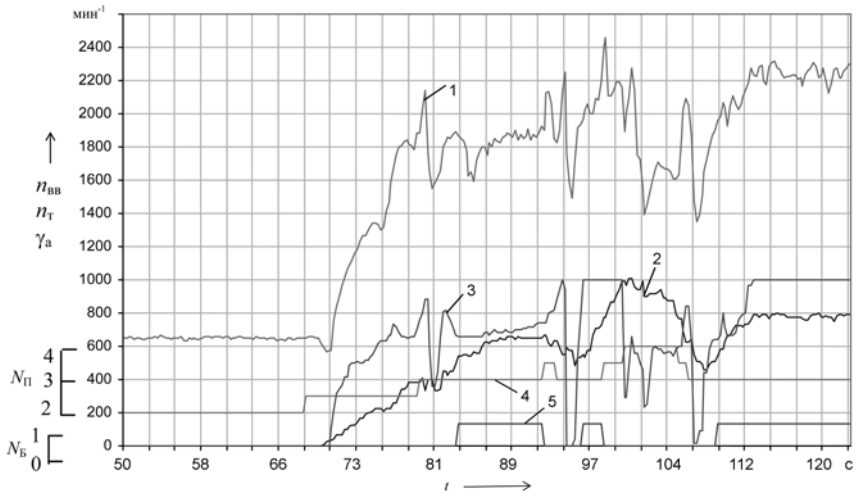


Рис. 3. Осциллограмма движения груженого самосвала с автоматическим, работающим по "жесткой" программе управлением ГМП. Обозначения те же, что и на рис. 1

и блокирование (разблокирование) ГДТ осуществлялось автоматически.

Из этих рисунков видно, что интеллектуальная система обеспечивает более рациональное и равномерное управление ГМП. Например, она не делает частых смежных переключений ступеней, если в этом нет необходимости. Так, при рассматриваемых довольно сложных условиях движения (самосвал полностью загружен, трасса с чередованием подъемов—спусков, водитель часто манипулирует педалью акселератора) часто переходить на четвертую передачу, а затем сразу же возвращаться на третью смысла нет. Скажем, с момента времени t = 94 с до момента t = 110 с, т. е. в течение 16 с, в случае неадаптивного управления произошло (см. рис. 3) шесть переключений передач (в среднем один раз за 2,7 с) по схеме "вторая—третья—вторая—третья—четвертая—третья—вторая". Естественно, такой режим эксплуатации механизмов ГМП необоснован. В том числе и потому, что возникает дискомфорт у водителя. Интеллектуальное же управление ГМП работает более плавно: с момента времени t = 463 с до момента t = 544 с (см. рис. 2), т. е. за 81 с, произошло только 10 автоматических переключений ступеней (одно за 8,1 с) — передачи переключались в 3 раза реже, чем при неадаптивном управлении.

Анализируя осциллограммы заездов самосвала по карьерному маршруту с автоматическим неадаптивным и с интеллектуальным (адаптивным) управлением (при движении на подъем), установлено также, что при последнем характеристики управления переключением передач и блокирования ГДТ смещаются. Так, при неадаптивном управлении переход с четвертой передачи на третью происходит при частоте n вращения выходного вала, равном 980 мин$^{-1}$ (см. рис. 3), а при интеллектуальном управлении уже при n = 1080 мин$^{-1}$, т. е. на 10 % раньше, чем при работе по "жесткой" программе (см. рис. 2). Именно такое управление и предписывает методика адаптивного управления ГМП.

Смещаются и характеристики блокирования ГДТ на третьей передаче: при неадаптивном управлении n = 810 мин$^{-1}$, а при адаптивном — n = 870 мин$^{-1}$, что необходимо для более полного использования преобразующих свойств ГДТ при движении груженого самосвала в сложных условиях.

Экспериментальные исследования подтвердили, что на режиме интеллектуального управления ИСУД выполняет четыре интеллектуальные функции: распознает дорожную ситуацию и характер управляющего воздействия водителя на педали акселератора и тормоза; адаптивно управляет процессами переключения передач и блокирования ГДТ, смещая характеристики управления; позволяет водителю при необходимости переходить принудительно на командное управление ГМП; обеспечивает необходимые защиты, запреты и ограничения. То есть полностью отвечает предъявляемым к ней требованиям: надежно обеспечивает автоматическое управление переключением передач и блокированием ГДТ в различных режимах движения в соответствии с заложенными программами; адаптирует базовую программу при изменении внешних условий, управляющих воздействий водителя и возникновении различных ситуаций; плавно переключает передачи путем управления режимами двигателя; выдерживает необходимые запреты на переключения и управление блокированием ГДТ в соответствии с инструкцией по эксплуатации самосвала; характеризует высокое качество переходных процессов при переключениях передач, что улучшает показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности самосвала.

Результаты оценки эффективности использования ИСУД на карьерном самосвале приведены в таблице.

Как из нее видно, при интеллектуальном управлении по адаптив-

Параметр	Режим управления		
	командное	автоматическое по базовым характеристикам	интеллектуальное адаптивное
Число переключений передачи на 1 км пути	6—8	8—10	10—12
Число блокирований (разблокирований) ГДТ на 1 км пути	10—13	12—15	14—18
Максимальные ускорения на рабочем месте водителя, м/с^2:			
продольные	2,5—3,0	1,4—1,8	1,25—1,65
вертикальные	1,9—2,2	1,2—1,5	1,15—1,4
Средняя скорость движения, м/с	7,38	7,72	7,93
Путевой расход топлива, л/100 км	395,2	384,3	374,2
Коэффициенты:			
распознавания	—	—	0,9
погрешности идентификации	—	—	0,9
прогнозирования опасных ситуаций	—	—	1,0

ным характеристикам средняя скорость самосвала возрастает, по сравнению с командным управлением, на 7 %, а путевой расход топлива снижается на 5 %, что объясняется лучшей избирательностью и самоадаптацией обученных программ. Динамические же нагрузки в трансмиссии уменьшаются, по сравнению с командным и автоматическим управлением по "жестким" неадаптивным характеристикам, в 1,5—2 раза. Причина — более рациональное управление двигателем. При этом число автоматических операций переключения передач и блокирования ГДТ увеличивается на 30—60 %.

Интеллектуальное управление, кроме того, обеспечивает адекватное распознавание возникших дорожных ситуаций и осуществляет защиты и ограничения, предписываемые инструкцией по эксплуатации самосвала. Подтверждение тому — высокие значения коэффициентов распознавания ситуаций, погрешности идентификации и прогнозирования опасных ситуаций.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Использование интеллектуальных систем способствует повышению технического уровня, конкурентоспособности, эффективности и безопасности АТС, позволяет существенно повысить уровень потребительских качеств отечественных мобильных машин (автомобилей, автобусов, тракторов, строительно-дорожных машин и другой техники).

2. В процессе автоматизации таких машин необходимо использовать эффективные и принципиально новые методы представления, обработки и реализации знаний и поиска решений, которые дают принципы и методы теории искусственного интеллекта при создании адаптивных интеллектуальных систем управления и диагностирования.

3. При эксплуатации АТС и реализации интеллектуальных алгоритмов управления и диагностирования целесообразно применять научные положения теории нечетких множеств, математического аппарата нечеткой логики и искусственных нейронных сетей: с их помощью можно получить характеристики управления и синтезировать адаптивный интеллектуальный алгоритм их реализации, дают возможность в кратчайшие сроки создавать высокоэффективные интеллектуальные системы управления и диагностирования, обладающие свойствами самоадаптации, обучения и прогнозирования.

5. Использование новых конструкций и технических решений интеллектуальных систем и способов управления АТС и диагностирования их механизмов на предприятиях автомобилестроения позволяет существенно повысить показатели эффективности машин и качества процессов функционирования ГМП.

6. Интеллектуальное управление повышает эффективность АТС, обеспечивает оптимальное использование потенциальных их возможностей, увеличивает безопасность движения и улучшает условия труда водителей. То есть интеллектуальные системы управления (диагностирования) на сегодня — самый совершенный и перспективный тип автоматизированных систем для АТС.

УДК 629.43.62-219.5

Адаптивная гидропневматическая опора подвески силового агрегата и методы ее расчета

Д.Л. КАРЕЛИН

ОАО "РИАТ"

Колебания, связанные с неуравновешенностью движущихся масс двигателя и работой газовых сил, как известно, демпфируют с помощью вибропоглащающих его опор — так называемых подушек. Однако практика доказала: адаптивные опоры, в которых роль несущего элемента выполняет сжатый воздух, — самый простой и дешевый способ снижения вибронагрузок в автомобиле, обусловленных работой его двигателя. Главное же, ее статическую и динамическую жесткости можно настраивать для любого типа двигателя и режимов его работы. Немаловажно и то, что такая опора не изменяет динамические характеристики при старении резиновых элементов конструкции.

Но, к сожалению, адаптивная опора пока не пользуется той популярностью среди создателей АТС, которую, безусловно, заслуживает. И причина здесь одна: ее просто слабо знают.

Итак, что же такое адаптивная гидропневматическая опора и как она работает?

Чтобы ответить на этот вопрос, обратимся к рис. 1.

Как из него видно, основные элементы, которые, собственно, и делают ее адаптивной, это три полости — *А*, *Б* и *В*. Первые две, *А* и *Б*, заполнены жидкостью, а третья, *В*, через клапан *9* — сжатым воздухом, который, в свою очередь, через мембрану *8* создает давление в камерах *А* и *Б*. Это давление через диафрагму *3* передается на бобышку *2* и шток *1*, создавая силу, которая уравновешивает силу тяжести амортизируемого силового агрегата. Во время колебаний последнего сила, воздействующая на бобышку *2* и шток *1*, изменяется, что сразу же сказывается на давлении внутри опоры. Причем здесь возможны два варианта.

Первый — прямой ход: давление возрастает. В результате воздух в камере *В* начинает сжиматься, жидкость из камеры *А* через дросселирующие отверстия в переборке *12* перетекает в камеру *Б*, шток *1* перемещается вниз. И этот процесс будет идти до тех пор, пока давление в опоре уравновесит усилие на бобышку *2*, создаваемое силовым агрегатом.

Второй — ход обратный: при снижении усилия на штоке *1* давление в опоре уменьшается, сжатый воздух в камере *В* начинает расширяться, и жидкость через дросселирующие отверстия в переборке *12* перетекает

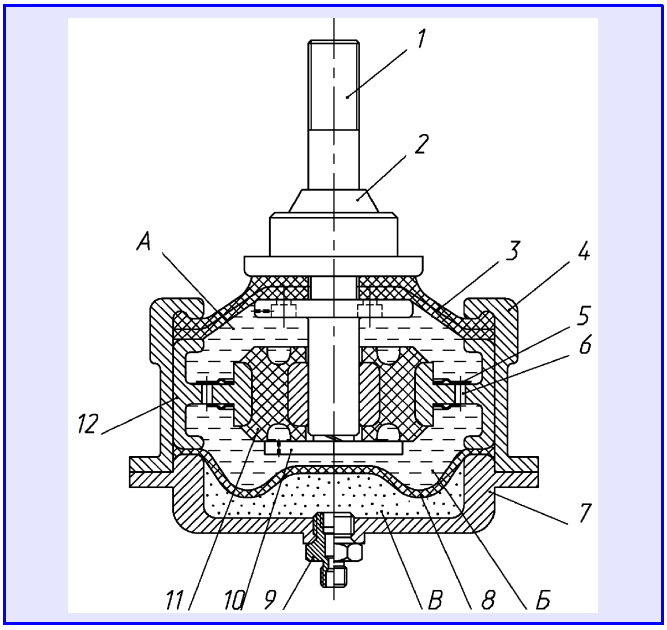


Рис. 1. Адаптивная гидропневматическая опора силового агрегата: *1* — шток; *2* — бобышка; *3* — диафрагма; *4* — корпус; *5* — обратные клапаны; *6* — дросселирующие отверстия; *7* — крышка; *8* — мембрана; *9* — клапан; *10* — болт; *11* — резиновый буфер; *12* — переборка; *А* и *Б* — полости, заполненные жидкостью; *В* — газонаполненная камера

из камеры *Б* в камеру *А*, поэтому шток *1* перемещается вверх.

При перетекании жидкости через дросселирующие отверстия *6* и обратные клапаны *5* энергия давления жидкости переходит в тепловую.

Болт *10* предохраняет диафрагму *3* от разрыва при больших перемещениях силового агрегата. При высоких нагрузках на режимах отбоя к работе подключается резиновый буфер *11* в переборке *12*, образующий совместно с фланцем штока *1* замкнутую полость с жидкостью, которая при деформации буфера под большим давлением перетекает через отверстия, выполненные во фланце и шляпке болта. Это дополнительно обеспечивает потери энергии удара и позволяет плавно ограничивать перемещения штока.

Клапан *9* поддерживает определенное давление в камере *В*, что позволяет регулировать жесткость опоры и проводить ее адаптацию к разной массе и режимам работы амортизируемого объекта.

Представленная выше опора, несмотря на относительную конструктивную простоту, выполняет такие довольно сложные функции, как демпфирование колебаний, регулирование жесткости подвески силового агрегата, адаптацию к различным по массе и конструкции двигателям. Но большое число возложенных на нее функций при проектировании требует более четкого учета всех режимов работы подвески, а также точно рассчитывать рабочие элементы и прорабатывать ее конструкцию. Как именно — и рассматривается ниже.

Так, опыт подсказывает, что на начальной стадии проектирования адаптивной опоры необходимо точно установить диапазон ("разбег") масс силовых агрегатов, которые будут устанавливаться на автомобиль, а также максимальную перегрузку, вызываемую ударом при переезде автомобиля через большое препятствие. То есть выбирать исходные данные для расчета.

И здесь ничего нового придумывать не нужно. Например, известно, что при расчетах подвески на прочность обычно принимают усилие, пятикратно превышающее статическое, приходящееся на одну опору. Так нужно поступать и в нашем случае. Тогда, зная массы двигателя, коробки передач и координаты (рис. 2) их центров масс, а также места расположения опор подвески, не представляет труда достаточно точно определить положение $L_{ц_{са}}$ центр масс силового агрегата (формула № 1 в таблице) и рассчитать максимальные усилия, приходящиеся на передние (формула № 2) и задние (формула № 3) опоры. Значит, и на каждую из опор.

Давление, создаваемое в рабочих камерах, как уже отмечалось, воздействует через диафрагму на опорную поверхность бобышки, создавая усилие, уравновешивающее силу действия силового агрегата, приходящуюся на одну опору.

Изначально закладывая возможность регулирования жесткости подвески, следует принять во внимание и то, что сжатый воздух подается в газовую камеру *В* из пневматической тормозной системы грузового автомобиля (автобуса), т. е. его давление $p_{ном}$ равно 0,6—0,8 МПа (6—8 кгс/см^2). Поэтому диаметр $d_{оп}$ опорной поверхности бобышки (поверхность контакта ее основания с диафрагмой) следует вычислять по формуле № 4.

При проведении расчета конструкции адаптивной опоры необходимо учесть и то, что, как сказано выше, при увеличении нагрузки на шток он перемещается вниз, воздух в газовой камере *В* сжимается до тех пор, пока силы от силового агрегата уравновесят силы реакции опоры. Значит, при движении штока с постоянной скоростью амплитуда его перемещения зависит от того, как быстро произойдет повышение давления в опоре. Иначе говоря, на скорость повышения давления влияет объем газовой камеры до и после сжатия.

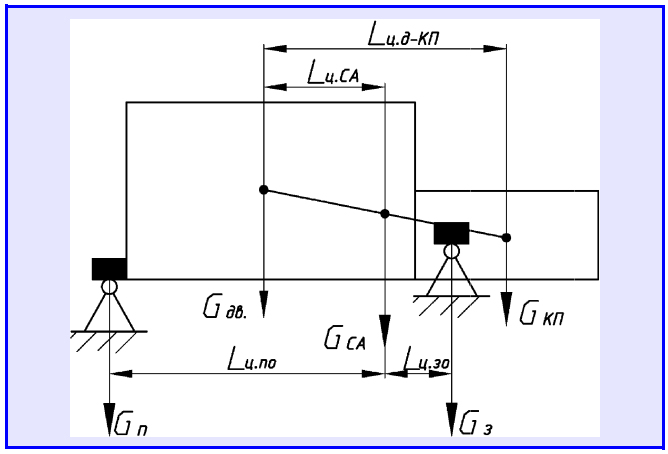


Рис. 2. Расчетная схема для определения центра масс силового агрегата и усилий на передние и задние опоры

Количество перетекшей жидкости при максимальной нагрузке можно определить как разность ΔN_A объемов рабочей камеры A (см. рис. 1) при начальном (V_{A1}) и конечном (V_{A2}) положении штока опоры, т. е. по формуле № 5, а максимальное давление p_{max} в опоре подвески силового агрегата, зная диаметр $d_{оп}$ опорной поверхности бобышки и максимальное расчетное усилие F_{max}, — по формуле № 6.

Далее по полученному значению p_{max}, с учетом количества перетекшей жидкости из камеры A в $Б$ и зависимости от заданного диапазона перемещения штока h, рассчитывается общий объем газовой камеры опоры $V_A = f(h)$.

ΔV_B объема камеры B за счет сжатия или расширения (при обратном ходе) воздуха, обусловленное изменением давления от $p_н$ до p_{max}, можно определить по формуле № 7.

№ формулы	Фрмула	Примечания
1	$L_{ц_{са}} = \dfrac{L_{ц_{д-кп}}}{\left(\dfrac{m_д}{m_{кп}} + 1\right)}$	$L_{ц_{са}}$ — координата центра масс силового агрегата; $L_{ц_{д-кп}}$ — расстояние между центрами масс двигателя и коробки передач; $m_д$ — масса двигателя; $m_{кп}$ — масса коробки передач
2	$G_{п_{max}} = \dfrac{5}{k}\left(m_{са}g - \dfrac{L_п G_{са}}{L_п \pm L_з}\right)$	$m_{са} = m_д + m_{кп}$; g — ускорение свободного падения; $L_п$, $L_з$ — расстояние от центра масс силового агрегата до передней и задней опор соответственно; $k = 1, 2 \ldots$ — коэффициент, учитывающий число опор в передней подвеске; знак "+" соответствует случаю, когда задняя опора располагается позади центра масс силового агрегата, знак "–" — перед ним
3	$G_{з_{max}} = \dfrac{5 L_п G_{са}}{k(L_п \pm L_з)}$	—
4	$d_{оп} = \sqrt{\dfrac{4 F_ш}{\pi p_н}}$	$F_ш$ — усилие на штоке; $p_н$ — нормальное давление воздуха
5	$\Delta V_A = V_{A1} - V_{A2}$	—
6	$p_{max} = \dfrac{4 F_{max}}{\pi d_{оп}^2}$	—
7	$\Delta V_в = \dfrac{-\Delta V_а}{\beta_р \Delta p}$	$\beta_р$ — коэффициент объемного сжатия (расширения) воздуха; $\Delta p = p_{max} - p_н$ — величина изменения давления в опоре
8	$\pi r^2 p = 2\pi r T_0 \cos\gamma$	r — радиус оболочки по рассматриваемому сечению; γ — угол между нормалью к плоскости сечения и касательной к поверхности оболочки в точке пересечения этой нормали с обводом оболочки; p — избыточное давление
9	$\pi p_{max}\left(r^2 - \dfrac{d_{оп}^2}{4}\right) = 2\pi r T_0 \cos\gamma$	—
10	$T_О = \dfrac{p_{max}\rho_О}{2}\left(1 - \dfrac{d_{оп}^2}{4 r^2}\right)$	—
11	$p_{max}\left[\dfrac{\pi\rho_0^2}{2}(\alpha - \alpha_1) - \dfrac{d_{оп}}{2}(2\rho_0 - 2h_1 + h)\right] = T_т \dfrac{\pi\rho_0}{180}(\alpha + \alpha_1)$	α — угол между осью OZ и плоскостью жесткой заделки оболочки в опоре; α_1 — угол между осью OZ и образующей поверхности усеченной части оболочки; h — высота оболочки; h_1— высота отсеченной части оболочки
12	$\tau_{max} = \dfrac{F}{2\pi r_1 l}$	r_1 — внутренний диаметр резиновой втулки
13	$c = \dfrac{4\pi G l r_2}{r_1 - r_2}$	G — модуль сдвига; l — длина резинового буфера; r_2 — наружный диаметр резиновой втулки
14	$c = \dfrac{3\pi G l^2 + 6(r_1 - r_2)^2(r_2 + r_1)^3}{2[l^2 + 3(r_1 + r_2)^2(r_2 - r_1)^3]}$	—

При расчете диафрагмы необходимо учитывать взаимодействие напряжений, возникающих от действия среды, которая ее наполняет, и внешних нагрузок. И прежде всего — определить максимальное растягивающее напряжение, а по нему — подобрать соответствующий резинотекстильный материал. (Разумеется, с учетом его соответствия требованиям по газонепроницаемости, морозотеплостойкости, сопротивляемости озоновому старению и, по возможности, использованию в среде масел.)

Очень важно иметь в виду, что степень нагруженности резинотканевой оболочки нужно определять не по нормальным напряжениям σ, т. е. по нагрузке, отнесенной к единице площади поперечного сечения, а по тангенциальным натяжениям T — нагрузке на единицу протяженности сечения. Причем в осесимметричных оболочках — в тангенциальном (широтном) и осевом (меридиональном) направлениях. Для оболочек же в форме тела вращения осевое $T_о$ и тангенциальное $T_т$ натяжения можно определить из уравнения равновесия (формула № 8) части оболочки, отсеченной плоскостью, перпендикулярной или проходящей через ось вращения.

В нашем конкретном случае диафрагма имеет форму усеченной полусферы (рис. 3). Поэтому, зная максимальное давление p_{max} в опоре, можно рассчитать осевое и тангенциальное натяжения диафрагмы.

В частности, из условий равновесия элемента оболочки, расположенного под углом α к оси вращения OZ, можно записать формулу № 9, а заменив отношение $r/\cos\gamma$ радиусом $\rho_о$ кривизны — формулу № 10.

Тангенциальное натяжение $T_т$ определяется как отношение растягивающего усилия в плоскости, проходящей через ось OZ, к общей длине образующей сечения (формула № 11). Откуда легко получить формулу № 12.

Величину предельного напряжения следует принимать с учетом уменьшения прочности армирующих тканевых материалов у их соединений при длительном сопротивлении деформирующим нагрузкам. Кроме того, необходимо учитывать также двухосную деформацию резинотканевых материалов, зависящую от отношения величин натяжений по основе и утку и времени приложения деформирующих нагрузок.

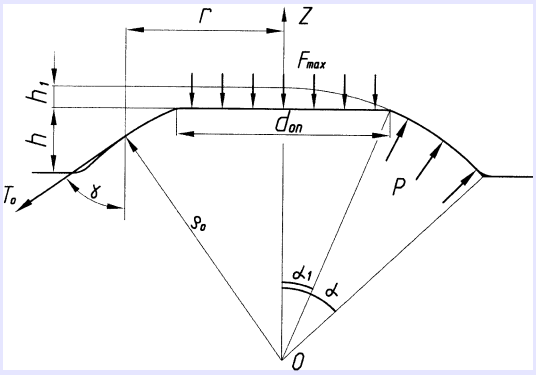


Рис. 3. Разрез диафрагмы, нагруженной внутренним избыточным давлением p_{max} и внешней распределенной нагрузкой

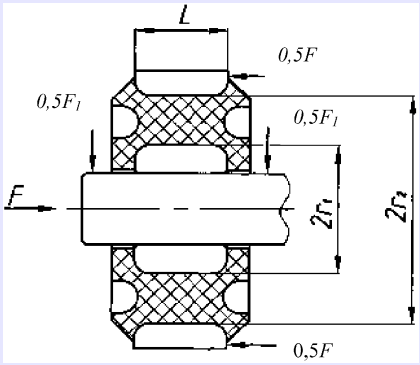


Рис. 4. Расчетная схема резинового буфера опоры

Резиновый буфер, плавно ограничивающий перемещение штока при больших перегрузках на режимах отбоя, испытывает деформацию осевого сдвига (при вертикальном перемещении силового агрегата) и радиального сжатия (при горизонтальном перемещении силового агрегата). В первом случае внешняя сила F уравновешивается касательными напряжениями τ, которые возникают в эластичной цилиндрической втулке, увеличиваясь по мере уменьшения ее радиуса. Следовательно, слои резины, располагающиеся у наружной обоймы, будут недогружены. Для получения конфигурации шарнира с одинаковым напряжением сдвига во всех слоях втулки необходимо выполнение равенства rl = const, где r — радиус, а l — длина резинового буфера (втулки). В этом случае образующая торцевой поверхности резиновой втулки будет очерчиваться гиперболой.

Касательные напряжения, с учетом равенства, можно определить по формуле № 13.

Приравнивая работу внешней силы энергии деформации резинового элемента с одинаковыми напряжениями сдвига во всех слоях, получаем формулу № 14 для подсчета осевой жесткости c при осевом сдвиге.

При радиальной нагрузке (рис. 4) деформация носит сложный характер, так как одновременно имеют место сдвиг, сжатие и растяжение. В связи с этим расчет резиновых втулок на радиальную нагрузку и получение точного решения представляет значительные трудности. Однако в нашем конкретном случае при соотношениях $r_2/r_1 < 2$ и $\frac{l}{r_1 + r_2} \triangleright 6$ жесткость резинометаллического буфера можно вычислить по формуле № 15, из которой следует, что радиальная жесткость резинометаллического шарнира обратно пропорциональна кубу толщины резинового элемента. Это означает: если резиновый буфер разделить тонкостенными металлическими втулками на ряд слоев, то его радиальная жесткость значительно возрастет.

УДК 629.1.036

Наклон плоскостей управляемых колес и напряженно-деформированное состояние несущих элементов переднего моста грузового автомобиля

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН, С.А. МОРОЗОВ

МГТУ "МАМИ"

Как известно, криволинейное движение автомобиля с точки зрения напряженно-деформированного состояния несущих элементов его подвески относится к числу наиболее неблагоприятных режимов. Причем в данном случае самыми нагруженными оказываются элементы наружной по отношению к центру поворота стороны автомобиля. Кроме того, такому движению сопутствует не только перегрузка этих элементов, но и высокая вероятность отклонения автомобиля от заданного водителем курса, заноса и даже опрокидывания АТС. Наконец, из-за того, что шины испытывают действие значительных боковых нагрузок, увеличиваются углы увода колес, наблюдается частичное их проскальзывание в месте контакта шин с опорной поверхностью, снижая их долговечность.

Разработчики автомобильной техники, безусловно, все это знают. Как и то, что при наклоне (формулы № 1 и 2 в табл. 1) плоскостей управляемых колес к центру поворота снижается интенсивность изнашивания их шин и, как следствие, повышается экономичность автомобиля, уменьшаются загрязнения окружающей среды продуктами изнашивания шин. Однако на практике параметры установки управляемых колес отечественных и большинства зарубежных легковых и грузовых автомобилей выбраны такими, что поворот сопровождается наклоном внутреннего колеса к центру поворота, а наружного — от его центра. Причина, по всей видимости, заключается в том, что разработчики отдают предпочтение устойчивости АТС на поворотах.

Возникает вопрос: правильно ли такое решение? Анализ показывает: оно — не из числа лучших. Реализуя наклон плоскостей управляемых колес к центру поворота, представляется возможным не только не снизить, но даже улучшить показатели устойчивости автомобиля и повысить долговечность его шин, но и уменьшить нагрузку на несущие элементы подвески с наружной по отношению к центру поворота стороны. Что это именно так, покажем на примере грузового автомобиля с зависимой передней подвеской. Для чего оценим влияние наклона плоскости наружного колеса на напряженное состояние внешнего поворотного кулака и части балки, т. е. тех элементов переднего моста, которые подвержены наибольшей нагрузке при движении автомобиля по криволинейной траектории.

Как видно из рис. 1, силы, которые передаются от опорной поверхности на передний мост через наружное колесо, представляют собой проекции осевой ($Y_{ос_н}$) и радиальной ($Z_{р_н}$) сил соответственно на горизонтальную и вертикальную плоскости, проходящие через пятно контакта. Их величина подсчитывается по формулам № 3.

В свою очередь, при наклоне наружного управляемого колеса в сторону действия составляющей боковой силы F_y инерции (рис. 2, *а*), приходящейся на переднюю ось (т. е. от центра поворота автомобиля), осевую ($Y_{ос_н}$) и радиальную ($Z_{р_н}$) реакции дают формулы № 4, а при наклоне наружного управляемого колеса в сторону, противоположную направлению действия силы F_y (рис. 2, *б*), — формула № 5.

Далее. Поперечный изгиб цапфы наружного поворотного кулака определяется реакцией $Z_{р_н}$, линия действия которой перпендикулярна продольной оси цапфы и отстоит от средней плоскости колеса на расстоянии $h_{б_н}$, равном боковой деформации шины, и моментами реакций $Y_{ос_н}$ и $Z_{р_н}$, т. е. изгибающими моментами $M'_{и_к}$ и $M''_{и_к}$, приведенными к центру сечения цапфы, который располагается в средней плоско-

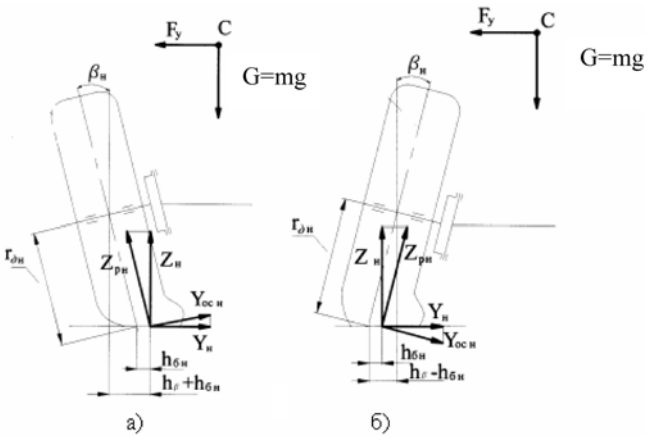


Рис. 1. Боковая (а) и нормальная (б) реакции опорной (дорожной) поверхности

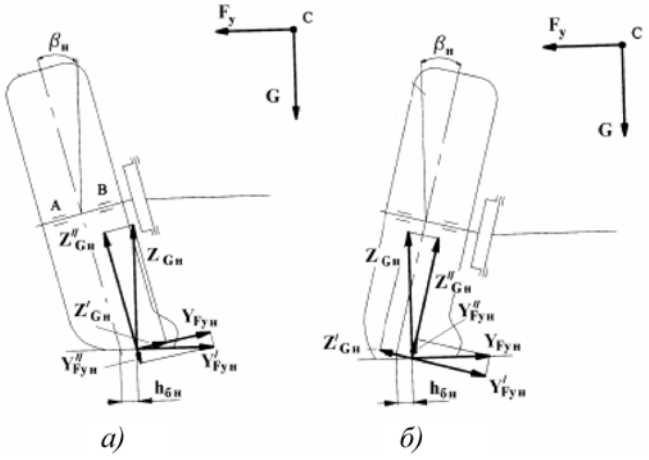


Рис. 2. Составляющие осевой (а) и радиальной (б) реакций опорной поверхности

сти колеса (см. рис. 1). Сумма этих моментов (рис. 3, *а*) и есть результирующий момент $M_{и_к}$ (формула № 6).

Реакция $Z_{р_н}$ передается на цапфу поворотного кулака через подшипниковые опоры *A* и *B* в виде реакций $Z'_{р_н}$ и $Z''_{р_н}$, приложенных в центральных поперечных сечениях соответствующих шеек цапфы (см. рис. 3, *а*). При этом их величины подсчитываются по формулам № 7.

Поперечный изгиб h_e рассматриваемого фрагмента балки передней оси вызван действием нормальной реакции $Z_н$ и изгибающего момента $M_{и_б}$ (рис. 3, *б*), представляющего собой (формулы № 8) сумму моментов реакций $Y_н$ и $Z_н$ относительно точки *E* пересечения продольной оси цапфы поворотного кулака и продольной оси шкворневого отверстия балки (рис. 4). При наклоне колеса от центра поворота (рис. 4, *а*) плечо l_e реакции $Z_н$ относительно точки *E* рассчитывается по формуле № 9.

Для определения смещения $h_{\beta_н}$ точки приложения реакции $Z_н$ (центра пятна контакта) в результате наклона колеса используется формула № 10; при наклоне колеса к центру поворота (рис. 4, *б*) плечо l_e подсчитывается по формуле № 11.

При критических режимах криволинейного движения, когда значение действующей на автомобиль боковой силы близко к предельному (единице), т. е. ограниченному сцепными свойствами шин и дорожного покрытия и приводящему к вероятности опрокидывания автомобиля, величина момента $M'_{и_б}$ превосходит

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$\sin\beta_{н(в)} = \frac{r}{L}\sin\alpha_{н(в)}$	$\beta_{н(в)}$ — угол наклона наружного (внутреннего) колеса к центру поворота автомобиля; $\alpha_{н(в)}$ — угол поворота наружного (внутреннего) колеса; r — радиус колеса; L — база автомобиля
2	$\mathrm{tg}\beta_{н(в)} = \frac{\omega^2_{н(в)} r_{д_{н(в)}}}{g} \times \frac{2r_{д_{н(в)}}\sin(\alpha_{н(в)} - \delta_{н(в)})(\mathrm{tg}\delta_з + \mathrm{tg}(\alpha_{н(в)} - \delta_{н(в)}))}{\mathrm{tg}(\alpha_{н(в)} - \delta_{н(в)})(2L \pm B\mathrm{tg}\delta_з)}$	$\omega_{н(в)}$ — угловая скорость вращения наружного (внутреннего) управляемого колеса; $r_{д_н}$ — динамический радиус наружного (внутреннего) управляемого колеса; g — ускорение свободного падения; $\delta_{н(в)}$ — угол увода наружного (внутреннего) управляемого колеса; $\delta_з$ — угол увода задней оси автомобиля; B — колея автомобиля
3	$Y_н = Y_{ос_н}\cos\beta_н$; $Z_н = Z_{р_н}\cos\beta_н$	—
4	$Y_{ос_н} = Y'_{F_{ун}} + Z'_{G_н}$; $Z_{р_н} = Z''_{G_н} - Y''_{F_{ун}}$	$Y'_{F_{ун}}$, $Y''_{F_{ун}}$ — проекции реакции опорной поверхности, которая обусловлена действием боковой силы $F_у$ инерции, приходящейся на переднюю ось автомобиля; $Z'_{G_н}$, $Z''_{G_н}$ — то же от силы веса автомобиля; $Y'_{F_{ун}} = Y_{F_{ун}}\cos\beta_н$; $Y''_{F_{ун}} = Y_{F_{ун}}\sin\beta_н$; $Z'_{G_н} = Z_{G_н}\sin\beta_н$; $Z''_{G_н} = Z_{G_н}\cos\beta_н$
5	$Y_{ос_н} = Y'_{F_{ун}} - Z'_{G_н}$; $Z_{р_н} = Z''_{G_н} + Y''_{F_{ун}}$	—
6	$M_{и_к} = M'_{и_к} + M''_{и_к}$; $M'_{и_к} = Y_{ос_н} r_{д_н}$; $M''_{и_к} = Z_{р_н} h_{б_н}$; $h_{б_н} = F_{б_н}/c_б$	$r_{д_н}$ — динамический радиус наружного колеса; $h_{б_н}$ — боковая деформация шины; $F_{б_н}$ — боковая нагрузка на наружное колесо, равная реакции $Y_н$; $c_б$ — боковая жесткость шины
7	$Z'_{р_н} = Z_{р_н}\frac{l_б - h_{б_н}}{l_a + l_b}$; $Z''_{р_н} = Z_{р_н}\frac{l_б + h_{б_н}}{l_a + l_b}$	l_a, l_b и $h_{б_н}$ — см. рис. 3 и 4
8	$M_{и_б} = M'_{и_б} + M''_{и_б}$; $M'_{и_б} = Y_н h_e$; $h_e = r_{д_н}\cos\beta_н$; $M''_{и_б} = Z_н l_e$	—
9	$l_e = l_ц - h_{б_н} - h_{\beta_н}$	$l_ц$ — см. рис. 3 и 4
10	$h_{\beta_н} = r_{д_н}\sin\beta_н$	—
11	$l_e = l_ц - h_{б_н} + h_{\beta_н}$	—
12	$\beta_н = \beta_0 + \varepsilon(1 - \cos\alpha_н) - \gamma\sin\alpha_н + \psi_ш$	β_0 — угол развала управляемых колес; ε — угол поперечного наклона осей поворота управляемых колес; γ — угол продольного наклона осей поворота управляемых колес; $\psi_ш$ — угол наклона наружного управляемого колеса от центра поворота, обусловленный радиальной деформацией шин
13	$\mathrm{tg}\beta_н = \frac{Y_{F_{ун}}}{Z_{G_н}}$	—

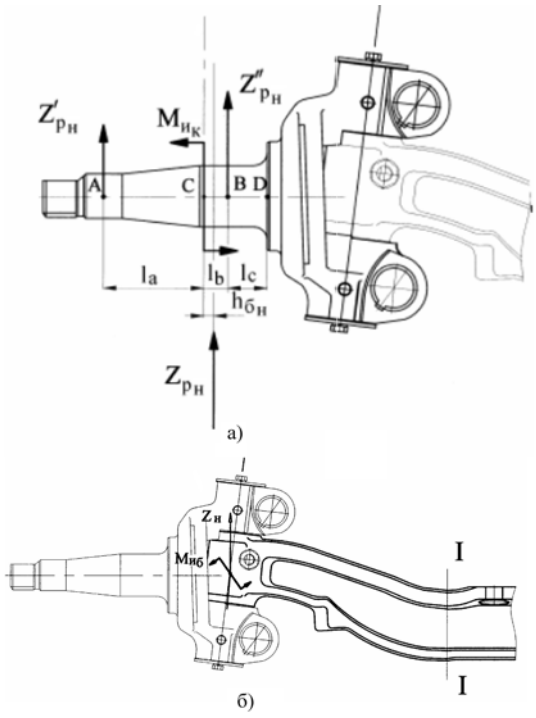


Рис. 3. Схема нагружения поворотного кулака (а) и фрагмента балки передней оси (б)

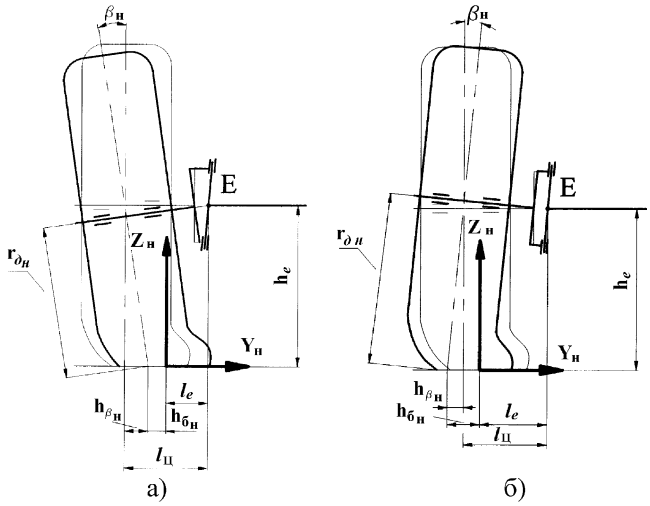


Рис. 4. Схема действующих на наружное управляемое колесо реакций опорной поверхности при его наклоне к центру (а) и от центра (б)

величину момента $M''_{и_б}$, поскольку в данном случае реакция $Z_н$ незначительно превышает величину реакции $Y_н$, а плечо h'_e более чем в 2 раза длиннее плеча l_e.

Если при движении автомобиля боковая сила близка к предельной, среди рассматриваемых силовых факторов, приложенных к цапфе поворотного кулака, наибольший "вес" имеет изгибающий момент $M_{и_к}$, поскольку реакция $Y_{ос_н}$ действует на плече, равном динамическому радиусу $r_{д_н}$ колеса, который более чем в 2 раза превышает длину цапфы. Таким образом, следствием снижения величины реакции $Y_{ос_н}$ будет уменьшение величины изгибающего момента $M_{и_к}$ и разгружение цапфы поворотного кулака.

При наклоне наружного управляемого колеса к центру поворота автомобиля осевая реакция $Y_{ос_н}$, как следует из рис. 2, *б* и формул № 5, уменьшается. Кроме того, наклон колеса к центру поворота сопровождается уменьшением боковой деформации $h_{б_н}$ шины. В результате реализации отклонения наружного управляемого колеса к центру поворота автомобиля величины моментов $M'_{и_к}$ и $M''_{и_к}$ снижаются, а следовательно, и нагружающий цапфу поворотного кулака результирующий момент $M_{и_к}$. И, напротив, отклонение колеса от центра поворота увеличивает реакцию $Y_{ос_н}$ (см. рис. 2, *а* и формулы № 4) и боковую деформацию $h_{б_н}$ шины, а значит, и момент $M_{и_к}$.

Наклон колеса к центру поворота снижает действующий на рассматриваемый фрагмент балки момент $M_{и_б}$, поскольку уменьшается $Y_н$, значит, и $M'_{и_б}$, а составляющая $M'_{и_б}$, наоборот, вследствие удлинения плеча l_e реакции $Z_н$ возрастает (формула № 11 и рис. 4, *а*). Кроме того, из формулы № 11 и рис. 4, *б* следует, что сокращение боковой деформации $h_{б_н}$ шины также способствует уменьшению $M_{и_б}$.

При наклоне колеса от центра поворота реакция $Y_н$ возрастает, а плечо l_e становится короче (см. рис. 4, *а* и формулу № 9), что увеличивает момент $M_{и_б}$, а отклонение колеса от центра поворота ведет к росту боковой деформации $h_{б_н}$ шины, плеча l_e и, как следствие, момента $M_{и_б}$.

На основании приведенных выше арифметических выкладок можно утверждать, что отклонение плоскости наружного управляемого колеса к центру поворота позволяет уменьшить изгибающий момент и, как результат, напряженное состояние элементов переднего моста, претерпевающих повышенные нагрузки при движении автомобиля по криволинейной траектории. При отклонении же колеса от центра поворота, как это сделано в реальных конструкциях АТС, нагрузки на детали наружной части переднего моста, наоборот, возрастают.

Анализ напряженно-деформированного состояния поворотного кулака и балки передней оси автомобиля ЗИЛ-431410 при различных вариантах наклона наружного управляемого колеса, выполненный методом конечных элементов, полностью подтвердил сказанное выше.

Не вдаваясь в тонкости технологии этого расчета, поскольку они общеизвестны, отметим лишь, что конечно-элементная модель поворотного кулака состояла из 1008 элементов в виде криволинейных четырехгранников с десятью условными точками у каждого.

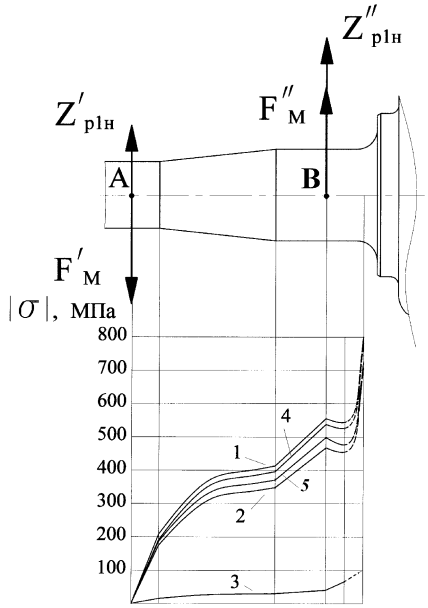


Рис. 5. Диаграмма распределения напряжений в наиболее нагруженном слое цапфы поворотного кулака:
1 — первый вариант, радиус поворота 10 м; *2* — второй вариант, радиус поворота 10 м; *3* — третий вариант, радиус поворота 10 и 60 м; *4* — первый вариант, радиус поворота 60 м; *5* — второй вариант, радиус поворота 60 м

Длина ребра элемента в зоне концентраторов напряжений — 2 мм; на участках, свободных от концентраторов, применялась, как обычно, более крупная сетка. Граничные условия: жесткая заделка кулака в месте расположения шкворневого отверстия; нагрузки $Z'_{р_н}$ и $Z''_{р_н}$ приложены в ключевых точках *A* и *B* (см. рис. 3, *а*); поскольку используемые конечные элементы не обладали свободой вращения, изгибающий момент $M_{и_к}$ задавался парой сил F'_M и F''_M, приложенных в сечениях *A* и *B* соответственно (рис. 5).

Конечно-элементная модель рассматриваемого фрагмента балки передней оси состояла из 32 элементов, расположенных вдоль базовой линии. Каждый из элементов имел три узла с тремя степенями свободы, благодаря чему достигалась высокая точность решения. Но поскольку форма и размеры поперечных сечений балки не были постоянными вдоль ее продольной оси, геометрические характеристики каждого элемента определялись в соответствии с его положением в системе. Правый торец балки закреплен как жесткая заделка, к левому приложена внешняя сила $Z_н$ и изгибающий момент $M_{и_б}$ (см. рис. 3, *б*).

Движение автомобиля осуществлялось по круговым траекториям двух радиусов — 60 и 10 м. Первый выбрали как наименьший, применяемый при строительстве дорог V категории, второй — как близкий к минимально возможному радиусу поворота рассматриваемого автомобиля. Наиболее опасным с точки зрения нагруженности элементов подвески был взят режим движения, при котором автомобиль двигается на грани опрокидывания и его осевая нагрузка переносится на наружный борт, т. е. реакция $Z_{G_н}$ принималась равной силе веса автомобиля, приходящейся на передний мост. То есть при коэффициенте φ сцепления шины с опорной поверхностью, равном 0,7, имели: $Y_{F_{y_н}} = 0{,}7 Z_{G_н}$. При расчетах использовали три варианта наклона плоскости наружного управляемого колеса автомобиля, двигающегося по криволинейной траектории. Первый: угол $\beta_н$ наклона от центра поворота определялся только значениями углов установки управляемых колес автомобиля и рассчитывался по формуле № 12, рекомендованной В.А. Иларионовым; второй: наружное управляемое колесо отклонялось к центру поворота на величину, определяемую формулой № 1; третий: угол наклона колеса вычислялся по формуле № 2, которая с учетом постановки данной задачи была представлена в виде формулы № 13. Значения угла $\beta_н$ наклона наружного управляемого колеса, рассчитанные по формуле № 13, приведены в табл. 2.

Результаты исследования напряженного состояния наружного поворотного кулака автомобиля ЗИЛ, двигавшегося по криволинейной траектории при различных углах наклона наружного управляемого колеса, показали, что реализация формулы № 1, обеспечивающей согласование величин углов поворота и наклона управляемых колес к центру поворота, позволила заметно уменьшить возникающие в элементах подвески напряжения. В частности, при движении по круговой траектории, радиус которой равен 10 м, напряжения в опасном сечении у галтели сократились на 11,52 %, при движении по траектории радиусом 60 м — на 7,46 %. Это различие в напряжениях вполне объяснимо: при движении по меньшему радиусу наружное управляемое колесо в случае второго варианта имело больший наклон к центру поворота, а в случае первого варианта — от центра поворота.

Отклонение наружного колеса к центру поворота на угол, обеспечивающий выполнение формулы № 13, влечет за собой уменьшение напряжений в опасном сечении цапфы поворотного кулака на 87,3 % при движении по круговой траектории радиусом как 10, так и 60 м. При этом бóльшая часть цапфы оказывается практически разгруженной. И поскольку здесь величина наклона наружного управляемого колеса к центру поворота определялась величиной боковой силы, которая считалась неизменной на каждом из рассматриваемых радиусах траектории, напряжения в цапфе поворотного кулака на этих радиусах также оставались постоянными.

Таблица 2

Вариант расчета	Направление наружного управляемого колеса наклона	Наклон, град., наружного управляемого колеса при радиусе, м, траектории поворота	
		60	10
Первый	От центра поворота	1,07	3,57
Второй	К центру поворота	0,48	2,68
Третий	То же	34,98	34,98

Результаты исследования напряженного состояния наиболее нагруженной части балки передней оси автомобиля ЗИЛ при движении по криволинейной траектории и различных вариантах наклона плоскости наружного колеса к опорной поверхности следующие. При наклоне наружного управляемого колеса к центру поворота напряжения балки при движении по кругу радиусом 10 м уменьшались, в соответствии с формулой № 1, в среднем на 19,02 %, а при радиусе 60 м — на 11,72 %. В случае же использования формулы № 13 эти цифры соответственно равнялись 96,5 и 96,48 %.

Такой выигрыш в напряжениях обусловлен тем, что в результате наклона наружного управляемого колеса к центру поворота из-за минимизации реакции $Y_н$ уменьшился момент $M'_{и_б}$, а момент $M_{и_б}$ вследствие увеличения плеча l_e реакции $Z_н$ (см. рис. 4) возрос, что в итоге снизило значение результирующего момента $M_{и_б}$.

Полученные для автомобиля ЗИЛ-431410 результаты наглядно демонстрируют возможность уменьшения нагрузок, которые несут элементы подвески при движении АТС в экстремальном режиме по криволинейной траектории, наклоняя управляемые колеса к центру поворота. При этом реализация формулы № 13, которая учитывает действие боковой нагрузки, сопутствующей криволинейному движению автомобиля, позволяет снизить интенсивность напряжений в гораздо большей степени, чем использование базовой формулы № 1, "нечувствительной" к боковой силе.

Уменьшение нагруженности несущих элементов подвески подтвердил и натурный эксперимент — тензометрирование напряжений, возникающих в крайнем верхнем слое сечения I—I (см. рис. 3, *б*) наружной части балки переднего моста. Показания измерительной аппаратуры фиксировались при движении автомобиля со скоростью 30 км/ч по круговой траектории радиусом 12 м. Различные значения угла наклона к опорной поверхности наружного управляемого колеса получены благодаря применению специальной экспериментальной оси, позволяющей изменять значения углов продольного γ и поперечного ε наклонов осей поворота управляемых колес.

Проверено два варианта. При первом углы были стандартными ($\gamma = 3°$, $\varepsilon = 8°$). Угол $\beta_н$ наклона наружного управляемого колеса в этом случае, согласно расчету, составил 1°27′ от центра поворота. При втором: $\gamma = 10°$ и $\varepsilon = 0°$. Расчет показал, что угол $\beta_н$ в этом случае равен 2°19′ к центру поворота. В результате эксперимента установлено, что во втором варианте напряжения, возникающие в крайнем верхнем слое исследуемого сечения на 9,3 % меньше, чем те, что возникают в первом. Проведенный же расчет дал конкретные цифры: напряжения, возникающие во втором варианте, уменьшаются в среднем на 11,16 %.

Как видим, результаты, полученные расчетным путем, хорошо согласуются с экспериментальными, а это, в свою очередь, позволяет утверждать: те расчетные значения, которые получены и для других режимов движения автомобиля и наклонов наружного управляемого колеса, справедливы.

Таким образом, с полной уверенностью можно сказать, что совершенствование конструкции автомобиля с использованием формулы № 2, представленной в указанном расчете в виде формулы № 13, позволит практически полностью разгрузить элементы несущей системы, испытывающие наибольшие нагрузки при движении автомобиля по криволинейной траектории. И благодаря этому — на ~20 % снизить металлоемкость несущих элементов подвески, а следовательно, уменьшить неподрессоренные массы автомобиля, что в конечном итоге приведет к улучшению его устойчивости, управляемости, экономичности и других потребительских и эксплуатационных качеств. Причем поскольку с помощью формулы № 2 устанавливают достаточно большие значения углов наклона управляемых колес, предложенное направление совершенствования кинематики управляемых колес особенно актуально для автомобилей с независимой передней подвеской.

Читатель предлагает

УДК 62-567

Перспективный амортизатор для АТС

Канд. техн. наук Е.В. СЛИВИНСКИЙ,
канд. физ.-мат. наук А.А. ЗАЙЦЕВ, С.Ю. РАДИН

Елецкий ГУ имени И.А. Бунина

Гидравлические автомобильные амортизаторы обладают, как известно, очень стабильной демпфирующей характеристикой в широком (до 20 Гц) диапазоне частот колебаний; они компактны, надежны, давно освоены массовым производством. Однако уже не в полной мере удовлетворяют появившиеся новые требования к гасителям колебаний. В частности, разработчикам пока еще не удалось решить вопросы автоматического регулирования сил сопротивления в серийных демпферах при прямом и обратном ходах их поршня, рассеиванием энергии путем использования других деталей, работающих на сжатие, растяжение и кручение. В том числе и с целью упрощения конструкции за счет исключения из нее сложных по устройству перепускных клапанов и т. д. Хотя наработки по всем этим вопросам уже есть. Например, в Елецком государственном университете найдены оригинальные (пат. № 1084508, 1138568, 2230241, 2234-013, 2247269 и 2268419, РФ) технические решения, позволяющие сделать конструкцию гидравлического амортизатора

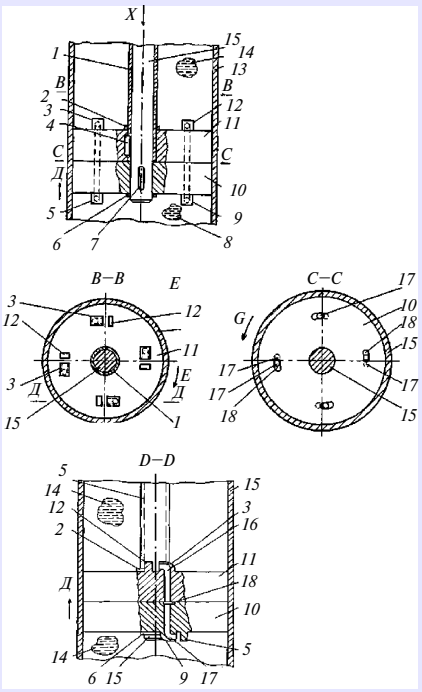


Рис. 1. Схема нового гидравлического амортизатора:
1 — полый шток верхнего полупоршня; *2* и *6* — стопоры; *3* и *9* — выступы; *4* и *7* — шпонки; *5* и *12* — ребра; *8* и *14* — рабочая жидкость; *10* — нижняя часть поршня; *11* — верхняя часть поршня; *13* — резервуар; *15* — шток нижнего полупоршня; *16* и *17* — каналы; *18* — углубление в нижней части поршня

предельно простой, а по эффективности решения — не имеющей себе равных ни среди серийных амортизаторов, ни, как показывает анализ научных публикаций, запатентованных разработок.

Данный гидравлический амортизатор состоит (рис. 1) из резервуара *13*, который шарнирно закреплен на неподрессоренной части автомобиля; расположенного внутри резервуара поршня, верхняя часть *11* которого с помощью шпонки *4* соединена с полым штоком *1*, а нижняя часть *10* с помощью шпонки *7* — со штоком *15*, который размещен внутри полого штока. Шпонки *4* и *7* стопорами *2* и *6* зафиксированы относительно частей поршня, т. е. каждая часть поршня жестко соединена со своим штоком. Оба штока своими верхними (по схеме) концами шарнирно закреплены на подрессоренной части автомобиля.

На верхней и нижней частях поршня выполнены радиальные ребра (соответственно *12* и *5*), выступы (соответственно *3* и *9*) которого снабжены каналами (соответственно *16* и *17*).

Причем каналы *17* выходят в углубления *18* дугообразной формы, расположенные на поверхности нижней части поршня.

Полости резервуара *13* заполнены рабочей жидкостью *14*.

Гидравлический гаситель колебаний работает следующим образом.

В момент, когда колесо автомобиля преодолевает дорожный выступ, резервуар *13* перемещается по стрелке *X*, создавая тем самым давление рабочей жидкости под нижней частью поршня. Под его действием жидкость из нижней части резервуара по каналам *17* попадает в каналы *16*, а затем, выходя из последних в верхнюю часть резервуара, взаимодействует с радиальными ребрами *12*, заставляя повернуться верхнюю часть поршня и закрутить на некоторый угол жестко скрепленный с ним полый шток *1* по стрелке *E*, гася тем самым основную часть энергии удара, получаемого колесом от преодоления неровности. Кроме того, часть этой энергии гасится за счет сил трения, возникающих между верхней частью поршня и резервуаром.

При ходе отдачи амортизатора его сопротивление, как известно, должно быть больше, чем при прямом ходе. И это обеспечивается. В данном случае резервуар неподвижен, а штоки *1* и *15* за счет рессоры (пружины) подвески совершают обратное движение, т. е. против стрелки *X*. Рабочая жидкость из верхней части резервуара проходит через каналы *16* и *17*, взаимодействует с ребрами *5*. На штоке *15* появляется крутящий момент. И так как крутильная жесткость этого штока больше жесткости полого штока *1*, то последний закручивается на меньший угол, воспринимая значительную часть энергии, создаваемую таким ходом. За счет углового поворота нижней части поршня он закручивается по стрелке *G*, каналы *17* и *16* смещаются относительно друг друга так, что каналы *17* оказываются за радиальной кромкой углублений *18*. В результате возникают дополнительные силы сопротивления, создаваемые током рабочей жидкости. Следовательно, демпфирование колебаний в этом направлении хода поршня получается более эффективным.

Как видим, предлагаемое техническое решение отличается простотой конструкции, а главное, в нем используются не только гидравлические силы, как в традиционных амортизаторах, а и силы упругости материала.

Рабочие характеристики такого амортизатора, очевидно, зависят от его геометрических и кинематических параметров. Чтобы их определить, специалисты

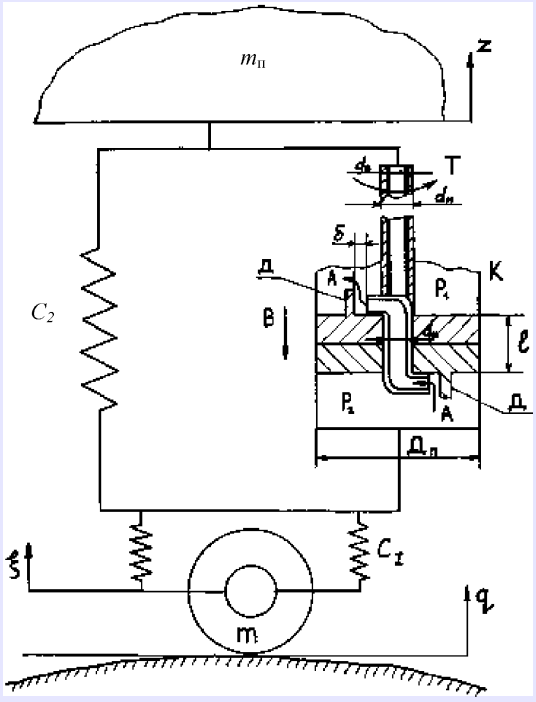


Рис. 2. Расчетная схема гидравлического амортизатора

№ формулы	Формула	Примечания
1	$p = \frac{10^{-6}\gamma v_1 w_1}{g}$	γ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3; v_1 — скорость рабочей жидкости при ее подходе к ребру Д; w_1 — мгновенный расход жидкости; g — ускорение свободного падения
2	$d_н = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau_{-1}](1 - C^4)}}$; $d_в = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau_{-1}]}}$	$[\tau_{-1}]$ — предельно допускаемые для материалов штоков касательные напряжения; C — коэффициент, характеризующий отношение $d_в$ к $d_н$
3	$\theta^\circ_в = \frac{180^\circ M_{кр}}{0,04\pi_2 d_н^4 G} \le [\theta^\circ]$	G — модуль упругости на кручение
4	$\theta^\circ_в = \frac{180^\circ 32 M_{кр}}{\pi_2 d_в G} \le [\theta^\circ]$	—
5	$[P] = \varphi[\sigma_c]F$; $[\sigma_у] = \varphi[\sigma_c]$	φ — коэффициент продольного изгиба; F — площадь поперечного сечения штока; $[\sigma_c]$ — предельно допустимое для материала штоков напряжение сжатия

ЕГУ разработали расчетную схему амортизатора, которая состоит (рис. 2) из неподрессоренной массы m (колесо автомобиля), соединенной с помощью упругих связей C_1 и C_2 (комплекта рессор) и демпфера с коэффициентом сопротивления k, и подрессоренной массы $m_п$ его кузова. Каналы двух частей поршня обеспечивают ток рабочей жидкости как в прямом (по стрелкам A), так и в обратном (навстречу стрелки A) направлениях, в зависимости от направления движения наружного полого ($d_н$) и внутреннего ($d_в$) штоков.

Давление p струи рабочей жидкости на ребра $Д$ поршня определяется по известной из теории формуле № 1 (см. таблицу).

Зная p, легко вычислить значения крутящих моментов $M_{кр}$, возникающих на штоках поршня, а затем по формулам № 2 определить необходимые диаметры штоков, по формуле № 3 — проверить на жесткость полый шток, по формуле № 4 — внутренний шток, а по формулам № 5 и 6 — величины предельно допустимой продольной силы $[P]$ по условиям устойчивости на сжатие и напряжений.

Расчет конструктивных, кинематических и геометрических характеристик демпфера, в том числе величин p, $d_в$ и $d_н$, в зависимости от модели автомобиля, для которой он предназначен, условий движения, марки стали, числа каналов в поршне и их диаметра, выполняется на ЭВМ, для чего в ЕГУ разработана специальная программа.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 621.436

Регулирование электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы

Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА

В ВГЛТА разработана аккумуляторная топливная система для дизелей, в состав которой входят форсунки с комбинированным (на части хода — гидравлическим, на части — гидромеханическим) запиранием иглы. То есть форсунки, обеспечивающие оптимальную работу дизелей на всех режимах. Однако такие форсунки сложнее обычных. В том числе и с точки зрения управления их работой. Поэтому в состав разработанной топливной системы включено устройство, которое изменяет давление в управляющей (гидрозапирающей) камере каждой форсунки.

Данное устройство содержит (рис. 1) два клапана — впускной 5 и сливной 3, пропускная способность которых зависит от максимальной величины $Y_{к_{max}}$ их хода. Причем исследования, проведенные на математической модели, показали (рис. 2): при $Y_{к_{max}} < 0,08$ мм задержка начала подъема иглы форсунки возрастает, а задержка ее опускания, наоборот, уменьшается. В результате продолжительность впрыскивания топлива снижается. Оптимальные же значения хода клапанов лежат в пределах 0,075—0,08 мм. Поэтому при дальнейших исследованиях топливной системы и доводке форсунок было принято: $Y_{к_{max}} = 0,08$ мм.

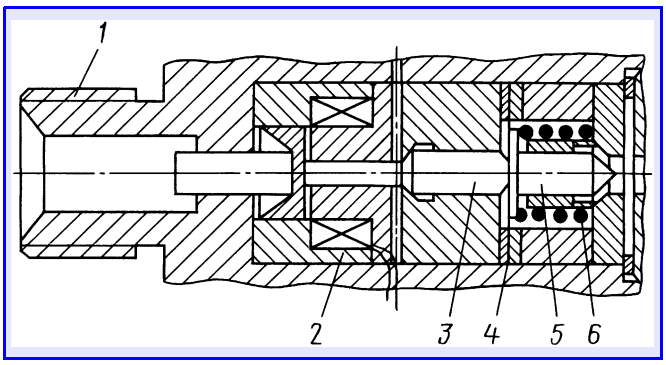


Рис. 1. Устройство управления давлением в запирающей камере форсунки:
1 — штуцер; *2* — соленоид; *3* — сливной клапан; *4* — регулировочная шайба; *5* — впускной клапан; *6* — пружина

Выставляют $Y_{к_{max}}$ с помощью приспособления, схема которого приведена на рис. 3.

Как видно из рисунка, приспособление имеет индикаторную головку *1* с ценой деления 0,01 мм, установленную в корпус *2*, который, в свою очередь, навинчивается на штуцер *12* устройства управления. В состав приспособления входит также стандартный 12-вольтовый блок *3* питания, который через ключ *4* связан с электромагнитом *11* устройства управления. При замыкании данного ключа якорь электромагнита втягивается и перемещает клапаны *5* и *7* от одного упора до другого. Индикатор фиксирует величину перемещения. При размыкании же ключа возвратная пружина возвращает клапаны назад, а стрелку индикатора — на нулевую отметку.

Чтобы изменить ход клапанов, нужно, очевидно, изменить толщину регулировочной шайбы *6*. Для чего необходимо вывернуть штуцер *10*, извлечь гильзу *9* впускного клапана и проставку *8*, заменить шайбу *6*, а затем собрать детали в обратном порядке. При этом следует иметь в виду: чем больше толщина шайбы *6*, тем больше ход клапанов. И наоборот.

Процесс регулирования занимает не более 1—2 мин.

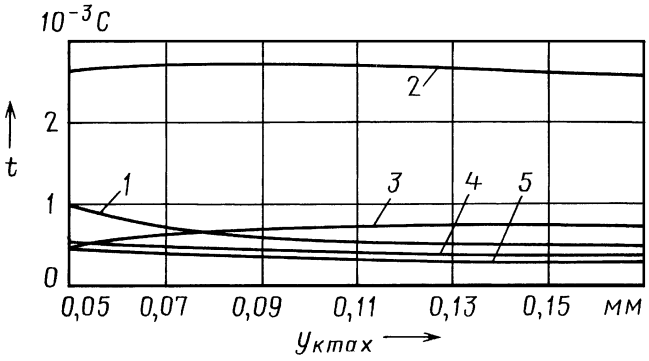


Рис. 2. Зависимость быстродействия форсунки и продолжительности впрыскивания топлива от хода клапанов устройства управления:
1 — время задержки подъема иглы по отношению к началу импульса тока на электромагните (соленоиде); *2* — продолжительность впрыскивания; *3* — время задержки опускания иглы; *4* — продолжительность подъема иглы; *5* — продолжительность опускания иглы

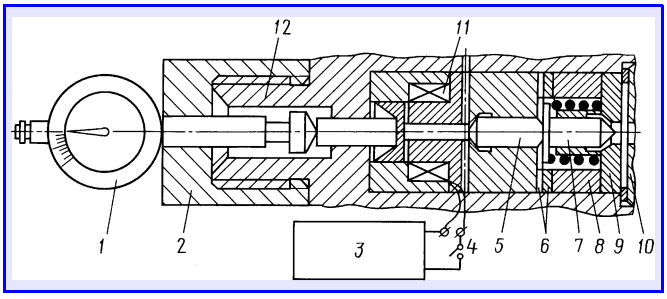


Рис. 3. Приспособление для измерения и регулирования хода клапанов устройства управления давлением в запирающей камере форсунки:
1 — индикаторная головка; *2* — корпус индикаторной головки; *3* — блок питания; *4* — ключ; *5* — сливной клапан; *6* — регулировочные шайбы; *7* — впускной клапан; *8* — проставка; *9* — гильза впускного клапана; *10* — штуцер; *11* — электромагнит; *12* — штуцер

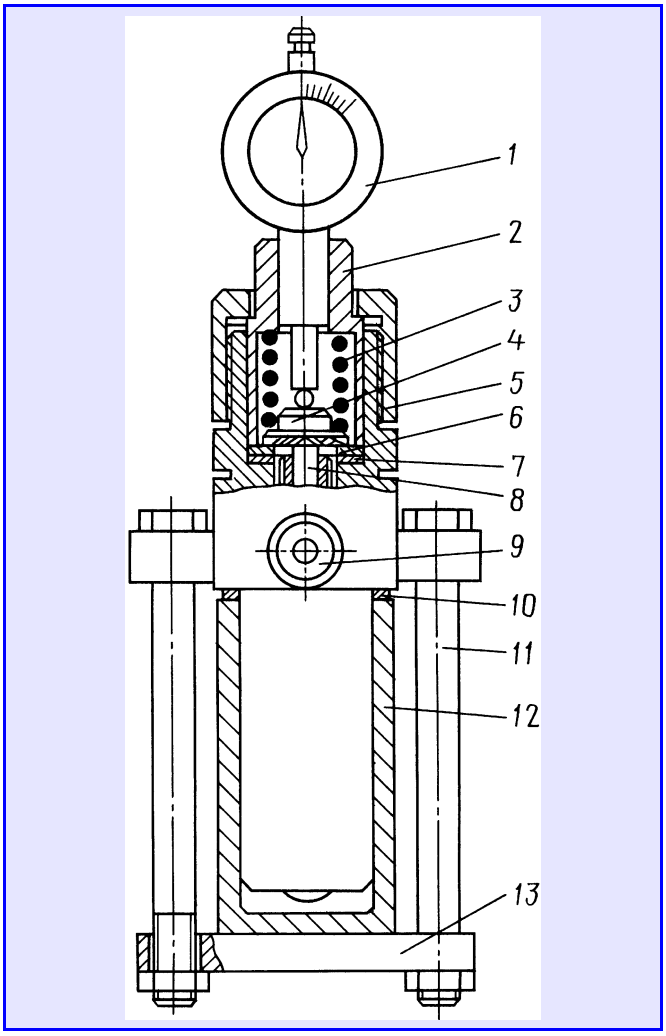


Рис. 4. Схема измерения хода иглы форсунки:
1 — индикаторная головка; *2* — корпус технологической пружины; *3* — пружина; *4* — подвижный упор (тарелка); *5* — гайка; *6* — опора; *7* — регулировочная шайба; *8* — толкатель; *9* — подводящий штуцер; *10* — уплотнительное кольцо; *11* — болт; *12* — колпак; *13* — пластина

Величина $Y_и$ хода иглы форсунки до подвижного упора оказывает очень большое влияние на характер ее движения и процесс впрыскивания топлива. Слишком малые значения данного параметра уменьшают максимальную величину давления запальных доз топлива при двух- и многофазном впрыскивании, а слишком большие — приводят к крайне нежелательному ступенчатому впрыскиванию в конце подачи топлива (см. "АП", 2006, № 10). Поэтому для регулирования хода, который, например, у форсунок дизеля 10ДН20, 7/2×25,4 составляет 0,05 мм, тоже необходимо специальное приспособление. И такое приспособление разработано (рис. 4). Оно содержит индикаторную головку *1* часового типа, встроенную в корпус *2* технологической пружины *3*, которая опирается на тарелку (подвижный упор) *4*. Корпус *2* с помощью накидной гайки *5* плотно прижимает опору *6* к регулировочной шайбе *7* и корпусу форсунки, выдавливая топливо из зоны их контакта. Опора *6* и регулировочная шайба *7* обеспечивают зазор между тарелкой *4* и толкателем *8*.

Снизу форсунка закрыта колпаком *12*, прижимаемым через уплотнительное кольцо *10* с помощью двух болтов *11* и пластины *13*. Для исключения перекосов во время измерения корпус индикаторной головки вклеен в корпус *2*, а между ее стержнем и тарелкой пружины установлен центрирующий шарик диаметром 4 мм.

Ход $Y_и$ иглы проверяют и регулируют следующим образом.

Сначала измеряют максимальный ход $Y_{и_{max}}$ иглы. Для этого вынимают опору *6*, из-за чего тарелка *4* пружины *3* опускается на толкатель *8* форсунки. Затем сверху и снизу форсунки устанавливают все необходимые детали, и штуцер *9* подключают к стенду для проверки и регулирования форсунок. Так как выход топлива из распылителя закрыт колпаком *12*, то при создании давления под иглой последняя поднимается на максимальную величину ($Y_{и_{max}}$), что и фиксирует индикаторная головка. После чего, открыв кран стенда (на схеме не показан), "сбрасывают" давление. Игла под действием пружины *3* опускается, стрелка индикатора перемещается на нулевую отметку.

Следующая операция — измерение хода иглы, на протяжении которого осуществляется ее гидромеханическое запирание. Для этого опору *6* устанавливают на место, обеспечивая тем самым зазор $Y_и$ между тарелкой *4* и толкателем *8* форсунки, и снова создают давление топлива под иглой. Игла поднимается на величину $Y_и$ до упора толкателя *8* в шайбу *7*.

Эту часть хода иглы индикатор не измеряет. Но когда шайба *7* вместе с толкателем *8* и иглой перемещаются вверх, стрелка индикатора отклоняется, измеряя часть хода иглы, в течение которой обеспечивается гидромеханическое запирание, т. е. величину $Y_{и.г.м} = Y_{и_{max}} - Y_и$. Изменяют $Y_и$ с помощью шайбы *7*. Для этого отвинчивают колпачковую гайку *5*, вынимают корпус *2* пружины *3*, тарелку *4*, опору *6* и заменяют шайбу *7*. При увеличении ее толщины ход иглы до подвижного упора увеличивается. После ее замены собирают приспособление и снова проверяют величину хода, которая подсчитывается по формуле: $Y_и = Y_{и_{max}} - Y_{и.г.м}$.

УДК 728.949

Экономичная система постановки воздушно-тепловых завес в воротах помещений АТП

В.С. ШАРОГЛАЗОВ

Воздушно-тепловые завесы — основное средство борьбы с потоками холодного наружного воздуха, попадающего в помещения АТП через открытые ворота. Создают завесы, как правило, пропуская воздух через калориферы и направляя его в зону открытых ворот.

Такие системы крайне неэффективны: как показывает опыт, они даже в очень напряженно работающих АТП используются не более 10 % продолжительности рабочей смены, но теплоноситель через калориферы идет, во избежание замерзания воды в системе, круглосуточно. Так что эффективный КПД этих систем практически близок к нулю. Если же учесть, что в одном помещении может быть несколько ворот, а следовательно, нужно столько же завес, то становится понятным, во что обходится их работа.

Но системы, создающие воздушно-тепловые завесы у ворот помещений АТП, можно сделать гораздо более дешевыми, экономичными и эффективными. Пример такого решения приведен на рисунке. Причем решения реального: оно внедряется в ходе реконструкции нескольких традиционных завес, использовавшихся на одном из АТП г. Кемерово.

Как видно из рисунка, от всего вентиляционного оборудования, которое входит в состав традиционных систем создания завес, в новой системе остаются, по существу, лишь раздаточные короба *13* и одна калориферная установка *14*. Причем даже калориферной установке приданы новые функции. Во-первых, она после включения вентилятора любой завесы отдает теплоту именно этой завесе. Для чего в систему включен автоматически управляемый коллектор *6*, способный направлять нагретый воздух только к тем воротам, которые в данный момент открываются. Во-вторых, в перерывах между работой завес она переключает поток теплоты в теплоаккумулятор *9*, причем в этот момент удваивает мощность данного потока.

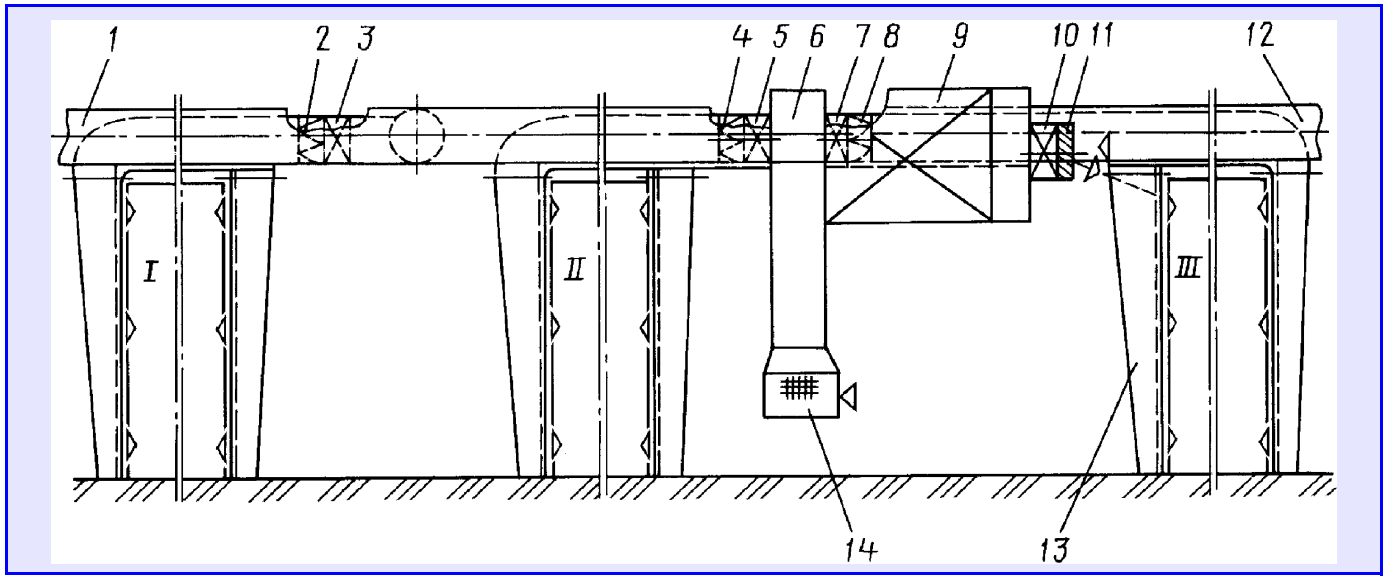
Исполнительным органом, осуществляющим процессы заряда и разряда теплоаккумулятора, служит реверсивный осевой вентилятор *10*, который во взаимодействии с вентиляторами *3*, *5* и *7* завес через обратные клапаны *2*, *4* и *8* весьма просто обеспечивает работу трех (I, II и III) показанных на рисунке или большего числа завес. Нужно лишь, чтобы тепловая мощность аккумулятора, передаваемая воздушному потоку, который подводится к коллектору *6*, была не меньше необходимой для нормальной работы завес. Но опыт показал: она во много раз меньше той, которая тратилась до реконструкции системы.

Теперь об остальной части конструкции новой системы.

К коллектору *6* присоединяются два (*1* и *12*) раздаточных воздуховода нагретого воздуха. Они проходят вдоль завес и присоединяются к ним через свои вентиляторы, (к завесе I — через вентилятор *3*, к завесе II — через вентилятор *5* и к завесе III через вентилятор *7*). Однако завесы, расположенные рядом с коллектором *6*, можно присоединить и непосредственно к нему.

Нагретый воздух в раздаточные короба подается только при включении соответствующего вентилятора (вентиляторов): он создает давление перед обратным клапаном (клапанами), последний открывается, и горячий воздух проходит в раздаточный короб и, выходя из него, создает воздушно-тепловую завесу на воротах.

После реконструкции оказалось, что для создания тепловых завес даже в самое холодное время исполь-



Воздушно-тепловая завеса с аккумуляцией теплоты:
1 и *12* — раздаточные воздуховоды; *2*, *4* и *8* — обратные клапаны; *3*, *5*, *7* и *10* — вентиляторы; *6* — коллектор; *9* — теплоаккумулятор; *11* — воздухораспределитель; *13* — раздаточный короб; *14* — калориферная установка

зуется лишь ~25 % теплоты, запасенной в теплоаккумуляторе. Однако и оставшиеся 75 % не пропадают, а играют роль воздушного отопления помещения, нагревая воздух в приточной вентиляции (см. рисунок).

В новой системе есть и еще один интересный элемент — воздухораспределитель *11*, устанавливаемый за теплоаккумулятором и подающий воздушные струи под углом 35° к горизонтали, что обеспечивает большие дальнобойность струй и обслуживаемую ими площадь, а также равномерность температуры и подвижности воздуха в помещении.

Работа системы сводится к следующему. При открывании ворот замыкается установленный на них концевой выключатель, и электропитание подается на вентилятор их завесы. Последний включается, забирает воздух из атмосферы и прогоняет его через нагретый термоаккумулятор *9*, калорифер *14*, а оттуда — в коллектор *6* и через открывшийся обратный клапан — в раздаточный короб *13* завесы. Одновременно включается и вентилятор *10* термоаккумулятора: он вращается в направлении, обратном вращению при заряде. Воздух он всасывает через воздухораспределитель *11*, который и направляет этот воздух в термоаккумулятор.

После термоаккумулятора воздух идет в коллектор *6*, а смешавшись с воздухом, прошедшим калорифер, по воздуховодам *1* или *12* подается на завесу.

Режим разряда теплоаккумулятора отличается от режима его заряда большей интенсивностью теплоотдачи, чему способствует значительно большие, чем при заряде, частоты вращения ротора вентилятора *10*. (Кстати, меняя частоты вращения, можно регулировать и производительность вентиляторов завес. Скажем, углов открытия полотен ворот. Для этого достаточно поставить не один, а несколько концевых выключателей, которые, включаясь последовательно, увеличивают электрическую мощность, подаваемую на вход электромотора вентилятора.

Как видим, новая система теплоснабжения завес исключительно проста по устройству и в то же время весьма эффективна. Ее обустройство обходится недорого: все затраты сводятся к стоимости термоаккумулятора. Но и он не очень дорогой. Дело в том, что используемые теплоаккумуляторы на основе широкодоступного природного материала, булыжника, в рассматриваемой системе из-за их малой производительности, больших массы и габаритных размеров применять не стали, а приняли более современный, выполненный с использованием эффекта фазового перехода, при котором плавление вещества сопровождается бурным поглощением теплоты, а его кристаллизация — ее выделением. В качестве такого вещества применяют легкоплавкие соли, имеющие высокую удельную (в единице объема) теплоемкость, благодаря которой габаритные размеры и масса термоаккумулятора небольшие. Однако еще важнее то, что теплопереход осуществляется при постоянной температуре.

Наиболее подходящей теплоаккумуляционной средой принят, в том числе и вследствие его невысокой стоимости, легкоплавкий $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$, температура плавления и кристаллизации которого составляет 351 К (78 °С), а скрытая теплота плавления равна 266,7 кДж/кг.

Конструктивно теплофазоаккумуляторы выполняют или в виде контейнеров плоской формы, состоящих из пластмассовых пакетов, или металлических (выбракованных или отслуживших срок) либо пластмассовых труб. Плоские герметичные контейнеры размещают на решетчатых стеллажах для участия в теплообмене их обеих плоскостей, трубчатые — в виде продольно омываемых воздухом цилиндров. И те, и другие заполняют легкоплавким материалом на 95 % их внутреннего объема — с тем, чтобы обеспечить возможность термического расширения материала.

УДК 621.91

Формообразование шлицевого отверстия с фасками

Канд. техн. наук С.В. МОЦЫГИН, В.М. МАЛЮГИН

МГТУ "МАМИ", ЗИЛ

На ЗИЛе разработан, а на Смоленском автоагрегатном заводе внедрен новый комплексный малоотходный технологический процесс формообразования фасок в шлицевых отверстиях кареток синхронизаторов коробок передач грузовых автомобилей. Его суть: одновременная, с двух сторон пластическая деформация и последующее однопроходное протягивание шлицевого отверстия.

Этот процесс высокопроизводителен и экономичен: образование фасок идет без стружки. Как он реализуется, рассмотрим (рис. 1) применительно к каретке синхронизатора коробки передач грузового автомобиля ЗИЛ-4314.

Обработку начинают с наметок фасок в местах будущих шлиц. Делают это с помощью двух (*2* и *7*) пуансонов сложной формы, имеющих одинаковую конструкцию. Хвостовой частью их устанавливают друг против друга: верхний — в штоке *1* пресса, нижний — в державке *8*, расположенной на столе пресса. Причем так, чтобы оси конических зубцов верхнего и нижнего пуансонов лежали в одной плоскости. Для ориентации заготовки *5* в процессе формирования фасок служит центрирующий палец *3*, который для исключения поворота фиксируется штифтом *4*.

При перемещении штока пресса вниз, конические пуансоны вдавливаются в торцы заготовки, вследствие чего на них образуются одинакового размера наметки фасок будущих шлиц. При необходимости получить фаски разной высоты (например, если один из торцов дополнительно подрезается) на нижний пуансон *7* устанавливают дополнительное упорное кольцо *6*.

Пуансон (рис. 2) для выдавливания фасок состоит из хвостовика *1* и рабочей части, выполненной в виде усеченного конуса, уклон образующей которого соответствует уклону фаски на детали. Другими словами, рабочая часть пуансона представляет собой конические зубцы *3* открытого профиля, общее нормальное сечение которых соответствует профилю шлицевого отверстия. Изготовляют эти зубцы шлифованием напроход абразивным кругом, заправленным под расчетным углом фаски, профиля впадины *4*.

Усилие Q пресса, на котором осуществляется формирование фасок, ориентировочно определяется по площади F поверхности фасок и давлению металла, т. е. по формуле $Q = F\sigma_{см}$. При этом величину F дает формула $F = 1{,}4nc(D - d + b)$. (В ней: n — число шлиц в каретке, c — величина фаски по периметру шлиц, D и d — внешний и внутренний диаметры шлицевого отверстия.) Но мощность пресса нужно выбирать значительно большую — такую, чтобы она обеспечивала усилие, которое превышает рассчитанное не менее чем на 30 %.

После формирования наметок фасок в местах будущих шлиц отверстие в заготовке приобретает сложную (бочкообразную) форму (рис. 3): на ее торцах выступов шлицев образуются наплывы металла, которые чередуются с недеформированными участками (на впадинах шлицев). Поэтому и необходима вторая операция —

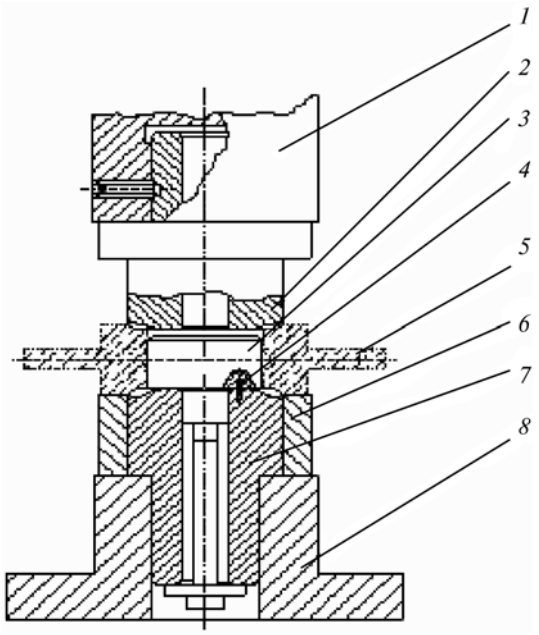


Рис. 1. Схема формообразования фасок шлицевого отверстия:
1 — шток пресса; *2* и *7* — пуансоны; *3* — центрирующий палец; *4* — штифт; *5* — заготовка; *6* — дополнительное кольцо; *8* — державка

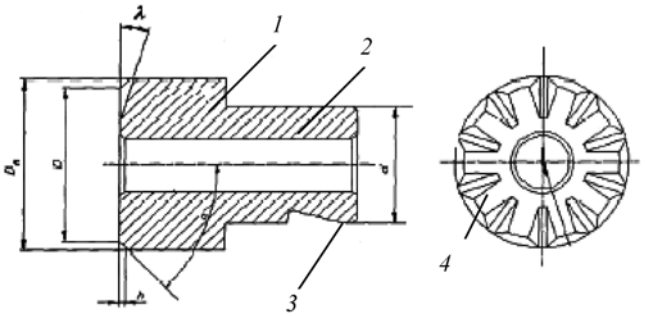


Рис. 2. Пуансон:
1 — хвостовик; *2* — рабочая часть; *3* — конический зубец; *4* — впадина

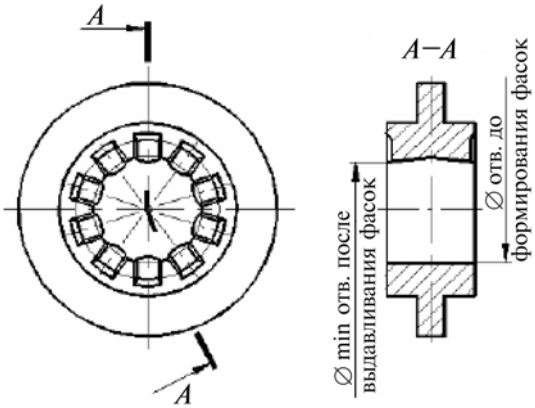


Рис. 3. Заготовка после образования фасок

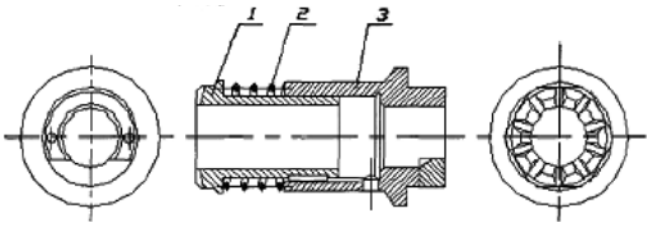


Рис. 4. Втулка, обеспечивающая протягивание шлицевого отверстия:
1 — ориентирующая поверхность; *2* — пружина; *3* — неподвижная часть

протягивание отверстия с помощью шлицевой комбинированной протяжки специальной конструкции.

Обработку начинают с недеформированных участков отверстия. При этом протяжка не должна выходить из контакта с деталью, снимая наплывы, полученные после выдавливания фасок. Остальная часть протяжки выполнена по традиционной схеме.

Деталь в процессе протягивания ориентируется на специальной втулке (рис. 4), базовая поверхность которой полностью соответствует рабочей части пуансона. Эту втулку крепят в рабочем патроне протяжного станка, затем на ее ориентирующую поверхность *1* устанавливают заготовку с предварительно выдавленными торцевыми наметками фасок в местах будущих шлиц. Причем протяжку по отношению к втулке ориентируют таким образом, что при перемещении заготовки вниз хвостовик этого инструмента входит в посадочное отверстие втулки далее рабочего патрона, и в таком положении его зажимают кулачками. В этот момент первый зуб протяжки располагается выше торца детали.

При рабочем ходе зажимного патрона протяжка начинает врезаться своими первыми зубьями в недеформированные участки заготовки. Одновременно с патроном перемещается и закрепленная на ней неподвижная часть *3* втулки, а ориентирующая часть *1* данной втулки под действием пружины *2* через выдавленные углубления на торце заготовки фиксирует последнюю с усилием, превышающим усилие резания на первых двух—трех зубьях протяжки.

Ориентирующая часть втулки остается поджатой до тех пор, пока не выберется свободный ход пружины, после чего она вместе с патроном отходит от упорного пояска, и заготовка опускается на базовую поверхность планшайбы.

Продолжая перемещаться вниз, протяжка постепенно срезает деформированные участки, а ее шлицевые зубья обрабатывают шлицевое отверстие, ориентированное относительно выдавленных наметок фасок.

После окончания обработки протяжка с патроном поднимается вверх, а подпружиненная часть втулки устанавливается в исходное положение.

Рассмотренная технология применяется не только при изготовлении кареток синхронизаторов, но и для получения фасок одновременно на двух шлицевых торцах по боковым поверхностям наружных шлиц вторичного вала коробки передач автомобилей ЗИЛ. И как показал опыт, во всех случаях позволила в 10—12 раз увеличить, по сравнению с обработкой резанием производительность труда, в 20 раз повысить, по сравнению с фрезами, стойкость инструмента; высвободить значительные производственные площади; снизить энергозатраты на обработку деталей шлицевых соединений; улучшить условия труда рабочих.

УДК 629.113/.115.001/.57

Пространственная модель узла, соединяющего поперечину рамы АТС с ее лонжероном

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ, С.А. ЧЕРНОВ

Ульяновский ГТУ

При расчетах рам АТС на стадии проектирования, выполненных на основе теории тонкостенных стержней, узлы, которые соединяют поперечины рамы с ее лонжероном, как правило, считают математической точкой. Однако это упрощение. На самом деле оси стержней, образующих узел, всегда имеют эксцентриситеты, причем депланация стержней, образующих узел, различная. Отсюда следует: расчеты рам на основе теории тонкостенных стержней не могут дать точных, соответствующих реальным нагрузкам результатов. В связи с этим авторы предлагают при моделировании рассматриваемых узловых соединений разделить их на две части — собственно узел и сходящиеся в нем стержни. Причем узел моделировать плоскими конечными элементами оболочки.

Получить математические зависимости, необходимые для совместного использования плоских конечных элементов оболочки и тонкостенных стержней, рассмотрим с помощью рис. 1, на котором приведена схема моделирования тонкостенного стержня швеллерного сечения. Одна часть швеллера моделируется прямоугольными конечными элементами оболочки, имеющими семь степеней свободы в узле. То есть в данном случае будем иметь модифицированную матрицу жесткости прямоугольника: в нее введены шес-

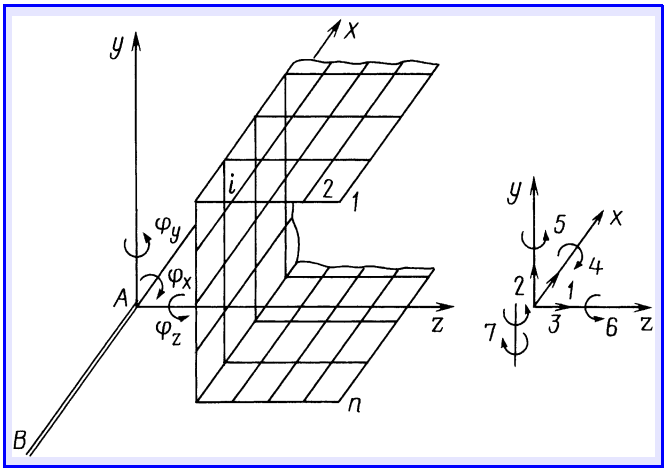


Рис. 1. Схема моделирования тонкостенного стержня — швеллера

тая и седьмая степени свободы, соответствующие повороту конечного элемента в плоскости и депланации сечения. Вторая часть швеллера моделируется стержневым тонкостенным элементом *AB*, который также имеет семь степеней свободы в узле; узлы *i* на контуре швеллера и узел *A* — граничные; центр изгиба сечения расположен в узле *A*, где находится вектор узловых перемещений тонкостенного стержневого конечного элемента.

Если все конечные элементы, образующие узел, компланарны, т. е. расположены в одной плоскости, а их матрицы жесткости модифицированы, то в системе уравнений равновесия имеет место равенство 0 = 0. В этом случае при решении системы, как известно, необходимо проверить ее (по элементу на главной диагонали матрицы коэффициентов, равному нулю) на наличие таких уравнений, которые или исключаются, или элементу на главной диагонали необходимо присвоить число, не равное нулю. Причем второе предпочтительнее, так как для упрощения индексации порядок матрицы не должен изменяться, т. е. никакие строки и столбцы нельзя исключать. (Аналогичный подход следует применять и при реализации кинематических условий закрепления задачи.)

Угловые перемещения узлов *i* сечения стержня при действии на него продольных и изгибающих сил (согласно гипотезе плоских сечений) равны между собой, а линейные перемещения *U* вдоль оси стержня, т. е. по оси *X*, связаны зависимостью в виде формулы № 1 (см. таблицу).

При кручении тонкостенного стержня продольные перемещения по направлению оси *X* из-за депланации φ'_x сечения изменяются согласно закону секторальных площадей (координат) ω (формула № 2). Точно так же устанавливается связь между линейными перемещениями узлов *i* по направлению осей *Y*, *Z* и узла *A*, а также выполняется условие равенства угловых перемещений. В итоге получается система из семи уравнений (формула № 3).

Теперь вектор узловых перемещений граничного узла *A* тонкостенного стержневого конечного элемента приведем к узлам *n* сечения и получим матрицу жесткости $[K_r]_г$ граничного тонкостенного стержневого конечного элемента с узлами *B* и *n*. В этом случае число узлов данного элемента будет равным (1 + *n*). В итоге уравнение равновесия конечного элемента *AB* дает формула № 4. Но можно сгруппировать и разбить на матрицы в соответствии с формулой № 5. Или, перемножив сгруппированные элементы матриц, записать формулу № 6. Векторы узловой нагрузки $\{P_n\}$ и узловых перемещений $\{Z_n\}$ всех *n* узлов граничного сечения, выраженные через соответствующие векторы узла *A* тонкостенного стержневого конечного элемента, будут иметь вид формул № 7. В свою очередь, из них можно получить формулу № 8. Тогда уравнения равновесия тонкостенного стержневого конечного элемента после несложных преобразований примут вид формул № 9. Откуда вектор $\{P_r\}_г$ узловой нагрузки граничного тонкостенного стержневого конечного элемента и вектор $\{Z_r\}_г$ узловых перемещений дадут формулы № 10, а матрицу $[K_r]_г$ жесткости граничного тонкостенного стержневого конечного элемента с узлами *B* и *n* формула № 11. Очевидно, в этом случае уравнения равновесия примут вид формулы № 12.

Порядок матрицы жесткости граничного тонкостенного стержневого конечного элемента с узлами *B* и *n* довольно большой, поэтому ее вычисление непосредственно по формуле № 11 неэффективно, т. е. требует много действий над матрицами. Да и при численной реализации матрица индексов граничного стержневого элемента также будет большой.

Однако, на наш взгляд, есть и более простой путь решения задачи: матрицу жесткости граничного тонкостенного стержневого элемента сформулировать в стандартной для конечно-элементной процедуры форме, но с помощью Г-образных тонкостенных стержней с тремя (1, 2 и 3) узлами (рис. 2).

Такую матрицу можно получить следующим образом. Если вектор $\{P_{1,2}\}$ представляет собой 14-мерный вектор узловых сил тонкостенного стержневого конечного элемента с узлами *1* и *2*, то уравнение равновесия будет иметь вид формулы № 13. Тогда для вектора $\{P_Г\}$ узловой нагрузки Г-образного стержня, по аналогии с изложенным выше, можно записать формулу № 14. Из нее следует, что вектор $\{Z_Г\}$ узловых перемещений можно выразить формулой № 15, выражение для $\{P_Г\}$ — формулой № 16, а матрицу жесткости $[K_Г]$ Г-образного стержня — формулой № 17.

Процесс формирования матрицы жесткости граничного тонкостенного стержневого конечного элемента покажем на примере упрощенной схемы граничного сечения узла (рис. 3).

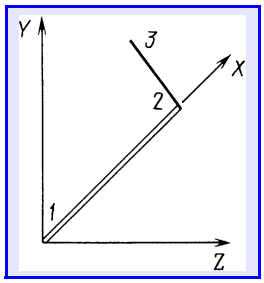


Рис. 2. Г-образный тонкостенный стержень с тремя (1, 2, 3) узлами

№ формулы	Формула	Примечания
1	$U_i = U_A + \varphi_y z_i - \varphi_z y_i$	U_i, U_A — продольные перемещения узла i и узла A; φ_y, φ_z — угловые перемещения относительно осей Y, Z; z_i, y_i — координаты узла i сечения стержня в системе координат XYZ тонкостенного стержневого конечного элемента
2	$U_i = \varphi'_x \omega_i$	—
3	$U_i = U_A + \varphi_y z_i - \varphi_z y_i - \varphi'_x \omega_i$, $V_i = V_A + \varphi_x z_i$, $W_i = W_A + \varphi_x y_i$, $\varphi_{xi} = \varphi_x$, $\varphi_{yi} = \varphi_y$, $\varphi_{zi} = \varphi_z$, $\varphi'_{xi} = \varphi'_x$	V, W — линейные перемещения по направлению осей Y, Z
4	$[K_r]\{Z_r\} = \{P_r\}$	$[K_r]$ — матрица жесткости тонкостенного стержня AB; $\{Z_r\}$, $\{P_r\}$ — векторы узловых перемещений и нагрузки
5	$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} Z_B \\ Z_A \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_B \\ P_A \end{Bmatrix}$	$K_{11}, \ldots K_{22}$ — подматрицы порядка "семь"; $\{P_B\}$, $\{P_A\}$, $\{Z_B\}$, $\{Z_A\}$ — семимерные векторы нагрузки и перемещений узлов B и A
6	$\{P_B\} = [K_{11}]\{Z_B\} + [K_{12}]\{Z_A\}$ $\{P_A\} = [K_{21}]\{Z_B\} + [K_{22}]\{Z_A\}$	—
7	$\{P_n\} = [H_n]\{P_A\}$, $\{Z_n\} = [H_n]\{Z_A\} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_n \end{bmatrix} \{Z_A\}$, $[h_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i & -\omega_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & y_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$	$\{P_n\}$, $\{Z_n\}$ — векторы узловой нагрузки и узловых перемещений узлов n граничного сечения; $[H_n]$ — матрица переноса координат узлов n граничного сечения; $[h_i]$ — матрица переноса координат i-го узла тонкостенного стержневого конечного элемента
8	$\{Z_A\} = [H_n]^T\{Z_n\}$	—
9	$\{P_B\} = [K_{12}]\{Z_B\} + [K_{12}]\{Z_A\}$ $\{P_n\} = [H_n][K_{21}]\{Z_B\} + [H_n][K_{22}]\{Z_A\}$	$\{P_n\}$ — вектор нагрузки узлов n
10	$\{P_r\}_г = \begin{Bmatrix} P_B \\ P_n \end{Bmatrix}$, $\{Z_r\}_г = \begin{Bmatrix} Z_B \\ Z_n \end{Bmatrix}$	$\{P_r\}_г$, $\{Z_r\}_г$ — векторы узловой нагрузки и узловых перемещений граничного тонкостенного стержня
11	$[K_r]_г = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12}H^T{}_n \\ H_n K_{21} & H_n K_{22} H^T{}_n \end{bmatrix}$	$[K_r]_г$ — матрица жесткости граничного тонкостенного стержня
12	$[K_r]_г\{Z_r\}_г = \{P_r\}_г$	—
13	$\{P_{1-2}\} = [K_r]\{Z_{1-2}\}$	$\{P_{1-2}\}$, $\{Z_{1-2}\}$ — векторы узловой нагрузки и перемещений тонкостенного стержня с узлами *1* и *2*
14	$\{P_Г\} = [H_i]\{P_{1,2}\}$, $[H_i] = \begin{bmatrix} E & 0 \\ 0 & E \\ 0 & h_i \end{bmatrix}$	$\{P_Г\}$ — вектор узловой нагрузки Г-образного стержня; $[H_i]$ — матрица переноса координат элемента 21×14, образованная тремя блоками: двумя единичными матрицами $[E]$ порядка семь и матрицей $[h_i]$ переноса координат i-го узла
15	$\{Z_Г\} = [H_i]\{Z_{1-2}\}$ $\{Z_{1-2}\} = [H_i]^T\{Z_Г\}$	$\{Z_Г\}$ — вектор узловых перемещений Г-образного стержня
16	$\{P_Г\} = [H_i][K_r][H_i]^T\{Z_Г\}$	—
17	$\{K_Г\} = [H_i][K_r][H_i]^T$	$[K_Г]$ — матрица жесткости 21×21 Г-образного стержня (рис.2)

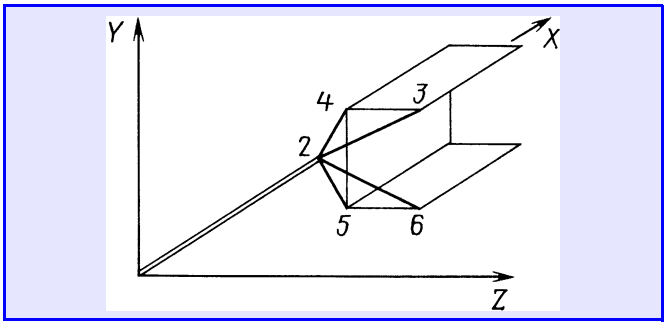


Рис. 3. Расчетная схема граничного сечения тонкостенного стержневого конечного элемента

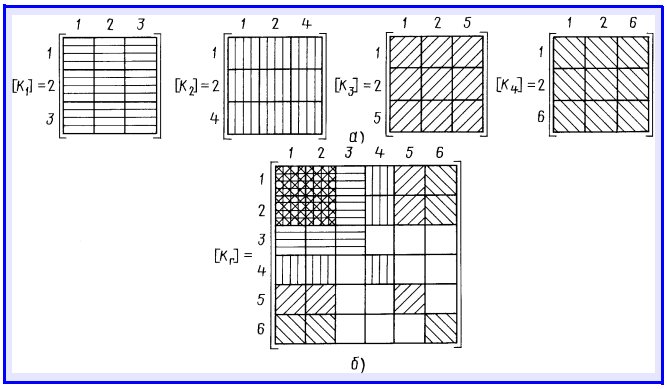


Рис. 4. Схема формирования матрицы жесткости граничного стержневого конечного элемента:
а — матрицы жесткости Г-образных тонкостенных стержневых конечных элементов; *б* — матрица жесткости граничного тонкостенного стержневого конечного элемента

Так как в граничном сечении четыре узла ($n = 4$), то здесь будут и четыре Г-образные тонкостенные стержневые элементы с узлами: 1, 2, 3; 1, 2, 4; 1, 2, 5 и 1, 2, 6. Поэтому структуру матрицы жесткости представим с помощью матриц жесткости этих элементов. Причем сделаем графически (рис. 4), в виде подматриц (блоков) по номерам узлов (рис. 4, *а*), а на поле матрицы жесткости граничного тонкостенного стержневого конечного элемента расположим (рис. 4, *б*) блоки матриц жесткости Г-образных тонкостенных стержневых элементов с соответствующими номерами блоков. При этом блоки матрицы жесткости с номерами строк и столбцов 1 (узел *B*) и 2 (узел *A*) сформируем путем суммирования соответствующих блоков матриц жесткости отдельных Г-образных элементов.

При таком подходе элементы первых двух блоков матриц жесткости всех Г-образных конечных элементов необходимо уменьшить в *n* раз. В отличие от матрицы жесткости $[K_r]_г$ (формула № 11) в матрицу жесткости $[K_Г]$ введен узел *A*, что упрощает ее формирование при численной реализации.

Недеформированность контура граничного сечения можно обеспечить двумя способами: введением в узлы *i* линейных связей по направлениям осей *Y* и *Z* или большой жесткости в узлы по этим перемещениям. Причем второй способ проще при реализации и состоит в умножении соответствующих диагональных элементов ($K_{16,\,16}$ и $K_{17,\,17}$) матрицы жесткости Г-образного граничного тонкостенного стержневого конечного элемента на некоторое большое число, например, 10^6—10^8. В полученном решении перемещения будут почти раны нулю.

Решение системы уравнений равновесия конструкции позволяет определить узловые перемещения всех *n* узлов контура граничного сечения узлов *B* и *A* тонкостенного стержневого конечного элемента.

На рис. 5 в качестве примера приведена пространственная конечно-элементная модель тонкостенной консольной балки, которая образована комбинацией двух тонкостенных стержневых элементов, моделирующих концы консоли, и 60 прямоугольных конечных элементов оболочки, моделирующих ее среднюю часть. При этом оси стержневых конечных элементов проходят через центры изгиба поперечных сечений балки. В данной расчетной схеме (модели) два граничных сечения, в которых по 11 узлов.

В исходных данных координат узлов граничных сечений, кроме линейных координат, введена и секторальная координата каждого узла. Причем знак секторальной координаты определяется из условия положительного направления движения радиуса-вектора (против часовой стрелки, если смотреть на граничное сечение со стороны граничного стержневого конечного элемента). На расчетах балки длиной 100 см (сечение — гнутый швеллер 60×60×1,5 мм) проверяли пространственную расчетную схему узла и отлаживали программу "Расчет рамы грузового автомобиля" (М 2006613040). Балку в обоих случаях нагружали единичной силой и крутящим моментом.

Ее средний участок моделировали четырьмя вариантами чисел одинаковых прямоугольных элементов: по ширине полок швеллера — три ряда, по высоте его стенки — четыре ряда; пять и шесть рядов; семь и восемь рядов; девять и десять рядов. По длине участка во всех вариантах моделирования располагалось одинаковое число рядов — шесть.

Расхождение Δ по нормальным напряжениям в результате расчета тонкостенной балки по предлагаемой авторами методике и в соответствии с классической теорией расчета приведены на рис. 6. Как из

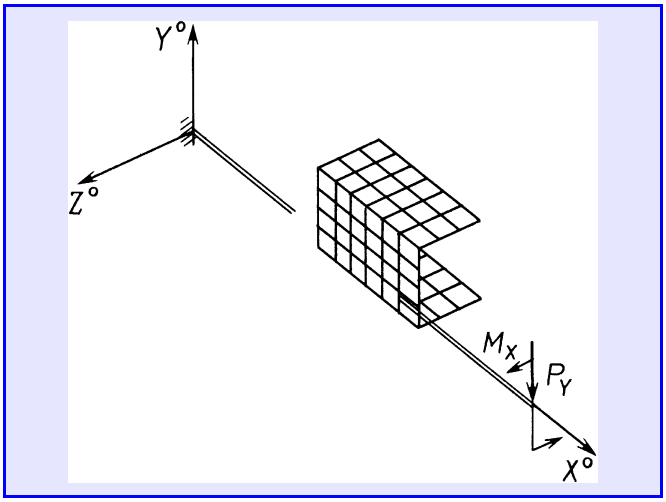


Рис. 5. Пространственная конечно-элементная модель балки

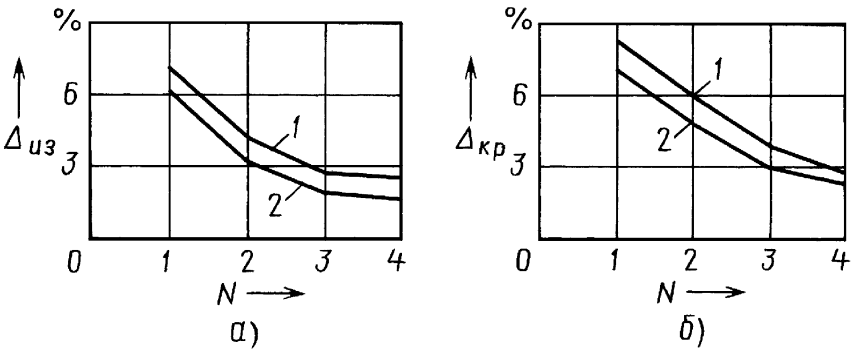


Рис. 6. Зависимость ошибок вычисления нормальных напряжений при изгибе (а) и кручении (б) консольной балки от варианта моделирования средней части балки и типа конечных элементов:
1 — прямоугольные элементы; *2* — треугольные элементы

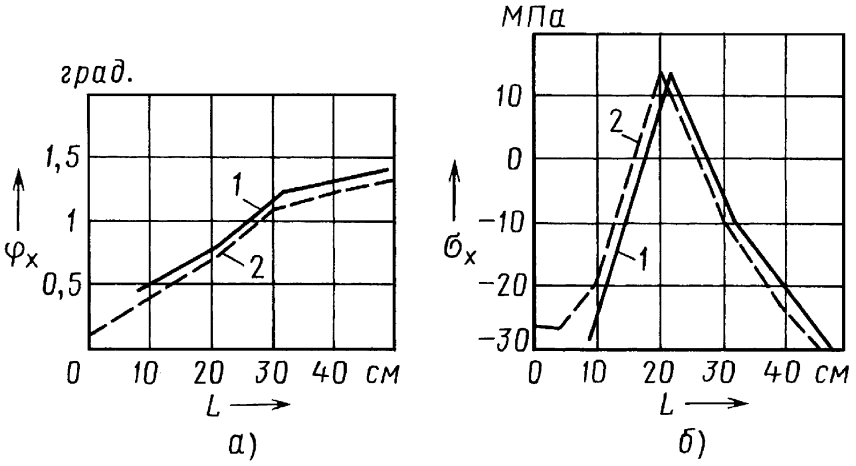


Рис. 7. Эпюры углов закручивания (а) и нормальных напряжений (б):
1 — экспериментальные; *2* — расчетные

него видно, при кручении консоли и различных вариантах N моделирования и типе и форме конечных элементов разница составила 2,8—8,7 %. Практически в таких же пределах разница значений прогиба и угла поворота конца консоли. Причем нижние границы разницы получены при использовании в модели треугольных конечных элементов (согласованный элемент) оболочки, верхние — прямоугольных (несогласованный элемент).

На рис. 7 для узла рамы приведены эпюры углов φ_x закручивания поперечины и нормальных напряжений σ_x по длине L ее полок, которые получены по результатам расчета и эксперимента. Как видим, расчетные и экспериментальные кривые отличаются не более чем на 8—10 %. Это подтверждает адекватность алгоритма расчета реальному взаимодействию поперечины и лонжерона рамы.

Таким образом, рассмотренный выше алгоритм совместного использования конечных элементов оболочки и тонкостенных стержневых позволяет значительно уменьшить, по сравнению с использованием в модели рамы только конечных элементов оболочки, объем исходной информации и, в то же время, отражает стержневой характер конструкции, обеспечивает высокую точность расчета и имеет хорошую сопоставимость с экспериментальными данными.

УДК 621.436

Расчет образования дисперсных частиц в отработавших газах дизелей по косвенным показателям

Канд. техн. наук А.Р. КУЛЬЧИЦКИЙ

МТЗ

В число нормируемых вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу с отработавшими газами дизелей, наряду с газообразными входят и так называемые дисперсные — твердые и жидкие вещества. Наличие жидких веществ связано с конденсацией части суммарных углеводородов из-за понижения температуры отработавших газов при их выбросе в атмосферу; твердые вещества — это сажа, сульфаты и часть суммарных углеводородов с углеродными группами от C_{18} и выше.

Согласно международным нормам, содержание дисперсных частиц в отработавших газах дизелей определяют гравиметрическим методом, т. е. как разницу масс фильтров до и после пропускания через них смеси отработавших газов с воздухом. При этом температура смеси не должна превышать 325 К (52 °С). Но данный метод имеет несколько принципиальных недостатков. Во-первых, длительность испытаний по нему, по сравнению с измерением концентрации газообразных вредных веществ, гораздо больше; во-вторых, он не позволяет определить режимы работы дизеля, вносящие основной вклад в выброс дисперсных частиц; в-третьих, он не дает возможность выявить долевой вклад отдельных компонентов таких частиц в их итоговый выброс. Поэтому ряд отечественных и зарубежных исследователей предлагали свои расчетные модели. Все они основаны на измерении косвенных параметров — либо дымности отработавших газов (первая группа моделей; их авторы Ю.В. Гутаревич, Х. Хаденберг, А. Алкидас, Г. Мантин), либо

дымности и концентрации суммарных углеводородов (вторая группа моделей; их авторы Т.Р. Филипосянц, И.В. Парсаданов и Г. Гривис).

Какая из названных групп моделей ближе к реальности?

Анализ показывает, что модели первой группы больше всего приемлемы для дизелей, у которых выброс частиц полностью определяется выбросом сажи, т. е. для высокого (не менее 50 % по шкале Хардрижа на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента) уровня дымности отработавших газов. В других случаях погрешность расчета возрастает, поскольку при меньших значениях дымности начинает сказываться влияние эмиссии конденсируемых (тяжелых) углеводородов.

Основная погрешность моделей второй группы обусловлена допущением постоянства, независимо от режима работы двигателя, доли тяжелых углеводородов в суммарных: по разным моделям она составляет от 0,25 до 0,55. Однако проверка показала: данное соотношение не постоянно, а зависит от режима работы дизеля. То есть ориентироваться на них нельзя.

Таким образом, можно сделать вывод, что ни одна из опубликованных моделей конструктору, создающему новый дизель, особой помощи оказать не может. Вывод: нужна более совершенная модель образования дисперсных частиц в потоке отработавших газов. И автор ее предлагает. Правда, оговариваясь, что, во-первых, он рассматривает дисперсные частицы, как состоящие из трех основных компонентов — сажи, твердых сульфатов и тяжелых углеводородов; во-вторых, сажесодержание пропорционально уровню дымности отработавших газов; в-третьих, содержание сульфатов пропорционально содержанию серы в топливе, степени конверсии сернистого ангидрида в серный, степени гидратации серной кислоты (результат взаимодействия серного ангидрида с парами воды — продуктом сгорания водорода топлива) и полноты реакции серной кислоты с барием и/или кальцием (последние содержатся в моющих присадках к маслам); в-четвертых, доля тяжелых углеводородов в суммарных определяется степенью распада последних, которая зависит от режима работы дизеля; в-пятых; уровень неопределенности модели в основном обуславливается разницей в выбросе углеводородов, источник которых — топливо и масло.

На основании данной модели автор разработал методику расчета эмиссии дисперсных частиц. Согласно ей, содержание сажи и твердых сульфатов в отработавших газах рассчитывается с учетом расхода топлива. Расчетные зависимости, позволяющие определять концентрацию тяжелых (C_aH_b) углеводородов в отработавших газах дизелей с турбонаддувом и со свободным впуском воздуха соответственно: $C_aH_b = (-0{,}0171\alpha^2 + 0{,}2106\alpha - 0{,}244)C_nH_m$; $C_aH_b = (-0{,}0215\alpha^2 + 0{,}1897\alpha + 0{,}0631)C_nH_m$. В них C_nH_m —

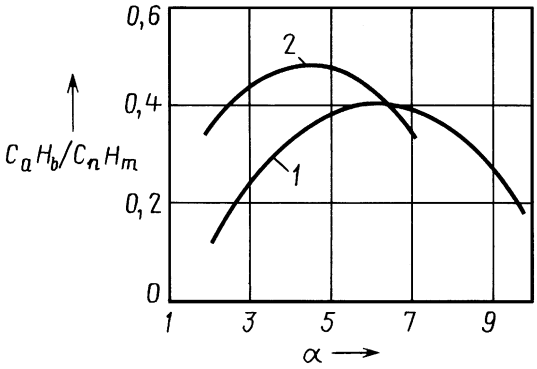


Рис. 1. Зависимость соотношения тяжелых и суммарных углеводородов, присутствующих в отработавших газах дизелей, от коэффициента избытка воздуха для двигателей с турбонаддувом (1) и со свободным впуском воздуха (2)

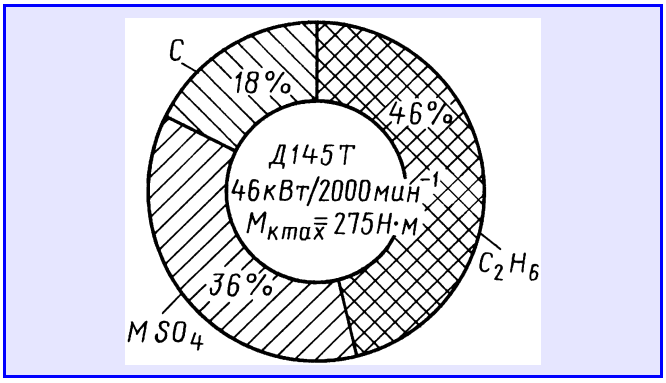


Рис. 2. Долевой и абсолютный вклады компонентов в удельный выброс дисперсных частиц с отработавшими газами дизеля Д145Т воздушного охлаждения при испытаниях согласно Правилам № 96 ЕЭК ООН

концентрация суммарных углеводородов в отработавших газах, α — коэффициент избытка воздуха.

Таким образом, общий вид зависимости концентрации дисперсных частиц в отработавших газах от уровня их дымности, содержания серы в топливе, концентрации суммарных углеводородов и коэффициента избытка воздуха следующий: $PM = f_1(N) + f_2(S, G_т) + f_3(C_nH_m, \alpha)$.

Предложенная вниманию читателей методика оценки эмиссии компонентов дисперсных частиц позволяет оценить их долевой вклад в удельный выброс частиц в целом по испытательному циклу, а также на отдельных режимах испытаний. Она эффективна для любых типов дизелей — внедорожных, автомобильных, тепловозных, стационарных. Кроме того, ее можно использовать и при испытаниях дизелей в составе автомобиля. Причем во всех случаях погрешность расчетов может быть уменьшена при наличии предварительных данных об уровне эмиссии частиц с отработавшими газами: такая информация позволяет настроить расчетную модель на конкретную модель дизеля.

Результаты использования данной методики применительно к дизелю Д145Т Владимирского моторотракторного завода приведены на рис. 1 и 2.

На правах рекламы

Современные гидравлические жидкости

С.А. ЧУМАКОВ

ООО "ВПО "Волгохимнефть"

Подавляющее большинство гидравлических систем и устройств сконструированы для работы с гидравлическими жидкостями на масляной основе, так как такие жидкости редко вызывают сбои в работе системы. К сожалению, на производствах, где имеются открытые очаги огня, расплавленный или раскаленный металл, либо происходит разбрызгивание искр, использование жидкостей на масляной основе многократно увеличивает опасность возникновения пожара. К пожароопасным относятся, в частности, электродуговые и индукционные печи, машины для литья под давлением, установки "печь-ковш", кузнечные пресса и молоты, профильные и сортопрокатные станы, горные машины, станы горячей прокатки, установки для загрузки печей и др. В случае утечки масляной жидкости в таком оборудовании может произойти авария, ведущая к остановке производства, выходу из строя дорогостоящего оборудования и, самое главное, к человеческим жертвам. Даже если уровень температур вспышки и воспламенения жидкости окажется достаточным, небольшая утечка в системе может вызвать распыление капель масла на большие расстояния.

Чтобы этого избежать, в подобных условиях необходимо использовать специальные огнестойкие гидравлические жидкости (ОГЖ), значительно сокращающие вероятность таких последствий.

При выборе жидкости следует руководствоваться требованиями производителя оборудования, узлов и компонентов гидросистемы, рабочими параметрами жидкости, наличием дополнительного оборудования, методов контроля качества жидкости, укомплектованностью гидросистемы необходимыми материалами для работы на данном типе жидкости. Характеристики основных типов ОГЖ, предусмотренных международной классификацией, представлены в табл. 1.

ВПО "Волгохимнефть" производит огнестойкую водно-гликолевую гидравлическую жидкость ***"Бреокс НФ 46/2180"***, которая широко используется в металлургической промышленности СНГ с 1993 г. в таких установках, как: гидросистемы трубных станов, электородуговых печей, печей-ковшей, трубогибочного, прессового, штамповочного оборудования, машины литья под давлением, индукционные печи, установки ВКО и др.

Применение "Бреокса НФ 46" обеспечивает пожаробезопасность и экологичность производства. В отличие от масел и других гидравлических жидкостей "Бреокс НФ 46" имеет высокие деаэрационные свойства (не подвержен пенообразованию), не вызывает коррозии, не содержит токсичных компонентов и биологически разлагается в окружающей среде, но в то же время устойчив к биопоражению, обладает значительным сроком службы, практически неограниченным сроком хранения и невысокой ценой.

"Волгохимнефть" выпускает также гидравлическую жидкость типа "масло в воде" — ***"Волтес 150".*** Стабилизированный пакет присадок и эмульгаторов гарантирует долгую и успешную эксплуатацию данной жидкости на разнообразном оборудовании, оснащенном фильтрующими элементами с ячейкой размером 25 мкм.

Совместно с зарубежным партнером "Волгохимнефть" освоило новый для российских потребителей продукт — гидравлическое масло ***"Волтес МГС-46"*** на основе синтетических полиэфиров. Область его применения — гидросистемы, в которых по условиям эксплуатации рабочая среда может нагреваться выше 343—353 К (70—80 °С). Основные характеристики масла "Волтес МГС-46" приведены в табл. 2.

При переходе на синтетические ОГЖ не требуется специальных мер, а работа с этими жидкостями не имеет никаких особенностей или отличий от работы с минеральными маслами. Главное требование — не допускать их смешения с минеральными.

Пожаробезопасные жидкости — важное, но далеко не единственное направление работы ООО "ВПО "Волгохимнефть". Второе, особенно актуальное на сегодняшний день, направление — гидравлические масла с высокой степенью очистки и улучшенными характеристиками по прокачиваемости и фильтруемости.

Опыт эксплуатации высокоточного технологического оборудования зарубежных фирм, работающего при значительных механических и термических нагрузках и оснащенного прецизионной гидравликой (сервогидравлическими установками и системами пропорционального регулирования) и фильтрующими элементами с тонкостью фильтрации 3—5 мкм (класс чистоты не ниже 8 по ГОСТ 17216), показал: существующие отечественные гидравлические масла серии ИГП ТУ 38.101-413—97 не подходят для такого оборудования: из-за наличия в составе этих масел химически активных присадок они плохо прокачиваются через фильтры 5—10 мкм и вызывают их блокировку. Для обеспечения работы вышеназванного оборудования фирмы-изготовители рекомендуют использовать масла, удовлетворяющие требованиям DIN 51524 (часть 2) и спецификациям ведущих фирм-изготовителей гидросистем ("Викерс", "Денисон", "Цинциннати").

Таблица 1

Показатель	Тип и марка жидкости			
	эмульсия "масло в воде" (HFA) "Волтес 150"	эмульсия "вода в масле" (HFB)	водно-полимерная (HFC) "Бреокс НФ 46"	синтетический эфир (HFDU)
Сопротивляемость огню	Высокое	Среднее	Высокое	Среднее
Экологические свойства	Хорошие; дорогостоящая утилизация	Низкие	Средние	Высокие
Смазочные свойства	Низкие	От средних до высоких	Средние	Высокие
Температура применения, К (°С)	278−328(5—55)	278−338 (5—65)	243—338 (−30—65)	243—393 (−30−120)
Антикоррозионные свойства	Низкие	Средние	Высокие	Средние
Рабочее давление, кПа (кгс/см^2)	До 29,4 (300)	До 14,7 (150)	До 24,5 (250)	В зависимости от типа эфира
Требования к цветным металлам	Есть	Нет	Есть	Нет
Пористость используемых фильтров, мкм	от 20	от 10	от 6	от 3
Содержание воды, %	Не менее 80	70−80	Не менее 35	Не допускается
Вязкостные свойства	—	Низкие	ИВ 200	ИВ 150—200
Контролируемые показатели	pH, микробиология, жесткость воды, состояние эмульсии	pH, микробиология, жесткость воды, состояние эмульсии	pH, содержание воды, вязкость	Содержание воды, вязкость, кислотное число

Таблица 2

Показатель	"Волтес МГС-46"
Вязкость кинематическая, мм^2/с, при температуре:	
313 К (40 °С)	46
253 К (−20 °С)	1000
Индекс вязкости	180
Температура вспышки, К (°С), не менее	573 (300)
Температура воспламенения, К (°С), не менее	613 (340)
Температура самовоспламенения, К (°С), не менее	1023 (750)
Температура застывания, К (°С), не более	233 (−40)
Токсичность	Нетоксично
Экологические свойства	Полностью биоразлагаемо

Таблица 3

Показатели	"Волтес МГ-46 (HLP)"	"Волтес МГ-46"	Зарубежный аналог № 1	Зарубежный аналог № 2
Кинематическая вязкость, мм^2/с (при температуре 313 К, или 40 °С)	41,4—50,6	41,4—50,6	46	46
Индекс вязкости	>110	>95	97	100
Плотность, кг/дм^3 (при температуре 288 К, или 15 °С)	880	890	870	880
Температура вспышки в открытом тигле, К (°С)	493 (220)	473 (200)	494 (220)	493 (220)
Температура застывания, К (°С)	248 (−25)	253 (−20)	248 (−25)	243 (−30)
Коррозионное испытание медной пластинкой, метод "А"	1а	1а	1а	1а
Деэмульгирующая способность, мин, не более (при температуре 327 К, или 54 °С)	10	10	10	10
Деаэрирующая способность, мин (при температуре 323 К, или 50 °С)	20	25	25	25
Зольность, %	0,15	0,2	0,2	0,12
Трибологическая характеристика: диаметр пятна износа при осевой нагрузке 196 Н (20 кгс) и температуре 293 ± 5 К (20 ± 5 °С) в течение 1 ч, мм	0,3	0,4	0,3	0,3
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла	0,5	1,0	0,81	0,35

Таким образом, назрела необходимость разработки отечественных гидравлических масел нового типа. Это, в первую очередь, наиболее потребляемые масла с классом вязкости по ISO VG 32, 46, 68. Для решения задачи ВПО "Волгохимнефть" использовало одновременно два пути. На базе гидравлических масел серии ИГП разработало серию гидравлических масел ***"Волтес МГ"***, обладающих улучшенными прокачиваемостью, фильтруемостью, противозадирными и противоизносными свойствами, а также создало серию ***"Волтес МГ (HLP)"*** — аналог импортных масел.

Новые масла обладают высоким индексом вязкости, что особенно важно для жестких климатических условий. Требуемые характеристики масел обеспечиваются за счет применения современных высокоочищенных минеральных базовых основ, а великолепные эксплуатационные свойства — наличием высокоэффективных функциональных присадок ведущих мировых производителей. Следует отметить, что масла "Волтес МГ" соответствуют основным требованиям DIN 51524, часть 2 для масел уровня HLP, а масла "Волтес МГ (HLP)" — превосходят их. Типичные свойства масел серий "Волтес МГ" и "Волтес МГ (HLP)" в сравнении с импортными аналогами — в табл. 3.

ООО "ВПО "Волгохимнефть"
404171, Волгоградская область, Светлоярский район, территория АООТ "Волгобиосинтез"
Телефоны: (84477) 6-91-46, 6-91-52, 6-91-33,
факс: (84477) 6-91-76, 6-91-33, 6-91-37, 6-91-18
E-mail: vhn@vhn.ru
www.vhn.ru

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Яценко Н.Н. — Реализация "Концепции развития автомобильной промышленности России" — инструмент государственной поддержки и ресурс развития отечественных автомобилестроителей . . . 1
Тимофеев И.А., Мирошниченко А.Ю. — Экономическая эффективность технологий изготовления автомобильного электрогенератора . . . 5
АСМ-факты . . . 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Тихонов И.В. — Совершенствование системы турбонаддува — будущее силовых автомобильных установок . . . 7
Корнюшин В.М. — Газ — топливо, ухудшающее экологию . . . 11
Васильев А.В., Попов Д.В. — Состояние кулачковой пары механизма газораспределения и показатели ДВС . . . 12
Абрашкин В.П., Якубов Е.Н., Рынкевич С.А. — Результаты испытаний интеллектуальной системы управления ГМП большегрузного АТС . . . 15
Карелин Д.Л. — Адаптивная гидропневматическая опора подвески силового агрегата и методика ее расчета . . . 18
Балабин И.В., Морозов С.А. — Наклон плоскостей управляемых колес и напряженно-деформированное состояние несущих элементов переднего моста грузового автомобиля . . . 22
Читатель предлагает
Сливинский Е.В., Зайцев А. А., Радин С.Ю. — Перспективный амортизатор для АТС . . . 26

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Крохотин Ю.М. — Регулирование электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы . . . 28
Шароглазов В.С. — Экономичная система постановки воздушно-тепловых завес в воротах помещений АТП . . . 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Моцыгин С.В., Малюгин В.М. — Формообразование шлицевого отверстия с фасками . . . 32
Дьяков И.Ф., Чернов С.А. — Пространственная модель узла, соединяющего поперечину рамы АТС с ее лонжероном . . . 33
Кульчицкий А.Р. — Расчет образования дисперсных частиц в отработавших газах дизелей по косвенным показателям . . . 37

ИНФОРМАЦИЯ

Чумаков С.А. — Современные гидравлические жидкости . . . 39

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

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

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е.В. Комиссарова
Сдано в набор 2.07.2007. Подписано в печать 16.08.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,71. Зак. 119.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.