ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март— 2012

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658

БЕНЧМАРКИНГ КАК ФОРМА ОРГАНИЗАЦИИ ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ ПРЕДПРИЯТИЯ

Е.В. ЦЫБУЛЬСКАЯ
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Применительно к автомобильной промышленности рассматриваются структура, а также принципы бенчмаркинга – инструмента повышения конкурентоспособности предприятий на инновационной основе.
Ключевые слова: *бенчмаркинг, конкуренция, конкурентные преимущества, инновационное развитие, непрерывное совершенствование.*

Tsibulskaya E.V.

BENCHMARKING AS THE FORM OF THE ORGANIZATION OF INNOVATIVE DEVELOPMENT OF THE ENTERPRISE

Structure, benchmarking principles for automotive industry – the tool of increase of competitiveness of the enterprises on an innovative basis is considered.
Keywords: *benchmarking, the competition, competitive advantages, innovative development, continuous perfection.*

Конкуренция – один из основополагающих факторов, определяющих формирование трансрыночных отношений. Именно она в сочетании с финансовым оздоровлением и гибкой структурной перестройкой позволяют вывести предприятие и экономику в целом из разного рода кризисных процессов. Постоянно возникающие новые задачи повышения конкурентоспособности требуют исследования конкуренции и ее преимуществ, совершенствования методов работы в зависимости от конкретной бизнес-ситуации и экономической конъюнктуры. Причем в настоящее время есть необходимость не только в классических маркетинговых исследованиях и программах, но и в функциях, которые связаны с оценкой практики фирм-партнеров и предприятий смежных отраслей – с тем, чтобы использовать на собственном предприятии все то, что может повысить его продуктивность.

Такая функция в системе управления предприятием уже достаточно давно и с успехом реализуется на предприятиях разных стран (США, Японии и др.). Она разработана учеными и известна среди специалистов как бенчмаркинг, область применения которого включает производство, логистику, маркетинг и сбыт, управление персоналом и множество других направлений деятельности и структурных составляющих предприятий.

Однако единого определения понятия "бенчмаркинг" пока нет. Наоборот, существует много его трактовок. Например, И.А. Аренков и Е.Г. Багиев [1] считают бенчмаркинг близким к понятию "маркетинговая разведка", которое означает постоянную деятельность по сбору текущей информации об изменении внешней среды, необходимой как для разработки, так и корректирования планов маркетинга. Такая разведка предполагает в основном сбор конфиденциальной и полуконфиденциальной информации о факторах развития конкурента, влияющих на изменение внешней для него среды. То есть они рассматривают бенчмаркинг как процесс, деятельность по долгосрочному обдумыванию стратегии предпринимательства, основываясь на лучшем опыте партнеров и конкурентов в отраслевом, национальном и межнациональном уровнях.

По определению Е.А. Михайловой [2], бенчмаркинг – продукт эволюционного развития концепции конкурентоспособности, который предполагает разработку программ улучшения качества продукции и в основе которого лежит сравнение продукта конкурента или какой-либо его части с продуктом фирмы, проводящей анализ в целях повышения конкурентоспособности этого продукта. Руководитель глобальной сети бенчмаркинга Р.К. Кэмп [3] считает: "Бенчмаркинг представляет собой постоянный процесс изучения и оценки товаров и опыта производства самых серьезных конкурентов либо тех фирм, которые являются признанными лидерами в своих областях".

Р. Рейдер [4] утверждает: "Бенчмаркинг не панацея, применение которой гарантирует компании успех, а только инструмент обучения способам его достижения". По его мнению, бенчмаркинг служит необходимым условием превращения фирмы в обучающуюся организацию.

Наконец, Р.А. Фатхутдинов определяет бенчмаркинг как метод копирования организацией конкурентных преимуществ основных конкурентов по всем направлениям техники, технологии, экономики и управления с применением современных методов. Он считает, что такой подход в развитии продукции ориентирован на постоянное возобновление производства объекта для удовлетворения потребностей конкретного рынка с меньшими, по сравнению с лучшим аналогичным объектом на этом рынке, совокупными затратами на единицу полезного эффекта. Кроме того, по его мнению, копирование у своих конкурентов новшеств из различных сфер деятельности, с одной стороны, – более простой и менее капиталоемкий путь, а с

другой – более рискованный (на каждое новшество конкурента не купишь лицензию) и менее долговечный (так как вы копируете, а не создаете вновь).

Попытаемся разобраться, исчерпывающи ли рассмотренные выше определения.

Термин "бенчмаркинг" – англоязычный и не имеет однозначного перевода на русский язык. Он состоит из двух слов: "bench", что означает "длинная скамейка", "станок", "место", и "mark", которое переводится как "печатный символ", "отметка достижения уровня", "указатель местоположения". В общем смысле "бенчмаркинг", как следует из приведенных выше определений, – качественный показатель, обладающий определенным количеством и способностью быть использованным как эталонное достижение. А в более широком смысле, отмечая его процесуальную, деятельную основу, его суть заключается в том, что необходимо постоянно учиться у лучших организаций, тем самым непрерывно совершенствуясь, способствуя превращению организации в обучающуюся.

Проанализировав все названные выше варианты определения бенчмаркинга, автор предлагает свое определение бенчмаркинга, как "систематического инновационного процесса, направленного на идентификацию, оценку слабых сторон деятельности предприятия и организацию изучения эталонных (лучших) примеров, а также реализацию внедрения последних с их постоянными, непрерывными возможными совершенствованиями". Это определение охватывает все наиболее существенное из предложенного другими авторами, но, в отличие от них, делается акцент на непрерывность совершенствований и инновационный характер проводимых в процессе бенчмаркинга мер.

Возникает вопрос: почему бенчмаркинг становится все более популярным среди предпринимателей? Причин тому, по мнению главы фирмы "Интернешнл Бенчмаркинг Клирингхауз" Д. Грейсона-младшего, несколько. Во-первых, в эпоху глобализации деятельности предпринимательства фирмы, чтобы выжить, стараются как можно дольше сохранять свои позиции на рынке, для чего вынуждены использовать лучшие бизнес-достижения. Это ускоряет инновационный процесс и повышает инновационную активность.

Во-вторых, быть фирмой-лидером удается не всем бизнес-единицам. В современном конкурентном мире бизнеса программы по вознаграждению фирм-лидеров содействуют применению бенчмаркинга.

В-третьих, осознанная необходимость использования мировых достижений в области производственных и бизнес-технологий предполагает на базе экономического, технологического развития изучать и применять передовой опыт в области этих технологий.

В-четвертых, бенчмаркинг все чаще рассматривается не только как передовая технология конкурентного анализа, но также как концепция, предполагающая естественное развитие у фирм стремления к непрерывному совершенствованию, и как сам процесс совершенствования.

Бенчмаркинг – явление не новое. Его развитие начинается с 70-х годов XX века, но активизировался он благодаря американской фирме "Ксерокс", которая в 1979 г. приступила к проекту "Бенчмаркинг конкурентоспособности" с целью анализа затрат и качества собственных продуктов и их сравнения с аналогичными японскими продуктами. Позднее бенчмаркинг получает широкое распространение среди специалистов США. Его философия использовалась многими фирмами – "Дюпон", "Моторола" и др. Однако бурное его развитие начинается с середины 1980-х годов, и в 1989 г. исследовательская и консалтинговая организация "Пимс" проводит форум "Совет по бенчмаркингу", на котором разрабатываются методология бенчмаркинга и основы его применения на предприятиях. В этом же году появляется первая книга, написанная одним из руководителей фирмы "Ксерокс".

Специалисты начинают писать о типах бенчмаркинга, создаются различные его модели. Причем многие авторы, в том числе М.М. Кане, Б.В. Иванов, В.Н. Корешков, А.Г. Схиртладзе [6], рассматривают процесс эволюции бенчмаркинга, подобным классическому пути "перехода от простого к сложному", "от обобщения практического передового опыта к созданию научно обоснованных теорий и методов". Они проводят хронологию эволюции бенчмаркинга пятью основными этапами: ретроспективный анализ продукта; развитие бенчмаркинга конкурентоспособности как науки (в 1976–1986 гг.); выяснение предприятиями-лидерами качества возможности поучиться у предприятий, относящихся к прочим секторам и отраслям (1982–1986 гг.); стратегический бенчмаркинг – как систематический процесс, направленный на оценку альтернатив, реализацию стратегий и усовершенствование характеристик производительности на основе изучения успешных стратегий внешних предприятий партнеров; глобальный бенчмаркинг – как будущий инструмент организации международных обменов с учетом культуры и национальных особенностей процессов организации производства. При этом, по утверждению уже упоминавшихся И.А. Аренкова и Е.Г. Багиева, существует не менее 12 видов бенчмаркинга: внутренний бенчмаркинг (осуществляемый внутри организации путем сопоставления характеристик производственных единиц, схожих по идущим в них процессам); бенчмаркинг конкурентоспособности – измерение характеристики предприятия и ее сопоставление с характеристикой конкурентов; исследования специфических продуктов, возможностей процесса или административных методов предприятий-конкурентов; функциональный бенчмаркинг, который сравнивает определенную функцию двух или более организаций в том же секторе; бенчмаркинг процесса – деятельность по изменению определенных показателей и функциональности для их сопоставления с предприятиями, характеристика которых считается более совершенной в аналогичных процессах; глобальный бенчмаркинг – расширение стратегического бенчмаркинга, в том числе ассоциативный бенчмаркинг; общий бенчмаркинг – бенчмаркинг процесса, который сравнивает определенную функцию двух или более организаций независимо от сектора; бенчмаркинг затрат; бенчмаркинг характеристики; бенчмаркинг клиента; стратегический бенчмаркинг; оперативный бенчмаркинг; ассоциативный бенчмаркинг, проводимый организациями, состоящими в узком бенчмаркинговом альянсе.

По мнению Е.А. Михайловой, существует несколько разновидностей бенчмаркинга, а именно: продуктовый, стратегический, внутренний, функциональный и внешний. При этом она указывает на определенные их преимущества и недостатки. Например, внутренний бенчмаркинг в большинстве случае не оптимален. Основная проблема конкурентного бенчмаркинга заключается в конфиденциальности необходимой информации. Проблема функционального бенчмаркинга – невозможность в ряде случаев адаптации результатов исследования к особенностям фирмы, инициировавшей проведение бенчмаркинга.

Проанализировав все виды предложенных другими авторами разновидностей бенчмаркинга, предлагаю еще один его вид – инновационный, рассматриваемый как непрерывный, системный, долгосрочный инновационный процесс, направленный на совершенствование показателей, систем измерений деятельности предприятия путем сравнительных исследований не только с лучшими пред-

приятиями-конкурентами, но и с последними достижениями ВПК и НТП. В его рамках можно выделить также форсайтный бенчмаркинг как постоянное совершенствование бизнес-процессов на опережающей основе возможных дальновидных улучшений и предвидение отметки (бенча) в нескольких вариантах.

Теперь об основных принципах бенчмаркинга. По мнению И.А. Аренкова и Е.Г. Багиева, их четыре.

Первый – взаимность. Бенчмаркинг является деятельностью, основанной на взаимном отношении, согласии и обмене данными, которые обеспечивают "выигрышную" ситуацию для обеих сторон. Но взаимность не бывает вслепую. Сначала необходимо согласовать пределы диапазона информации, порядок обмена ею, логику проведения исследования. В бенчмаркинговом альянсе любой партнер должен быть уверен в оптимальном поведении других, и только уважение правил игры всеми участниками гарантирует всем хороший результат. Это положение должно быть заранее установлено и согласовано.

Второй – аналогия. Оперативные процессы партнеров должны быть схожими. Может быть оценен любой процесс, но только при условии, что его можно перевести в культурный, структурный и предпринимательский контексты своего предприятия. Аналогия процессов и установление критериев отбора партнеров по бенчмаркингу – то, от чего зависит успех деятельности.

Третий – измерение. Бенчмаркинг – это сравнение характеристик, измеренных на нескольких предприятиях; целью является установление того, почему существуют различия в характеристиках и как достигнуть их наилучшего значения. Важнейшим считается определение ключевых характеристик процесса, что позволяет улучшить характеристики на основе изучения процесса.

Четвертый – достоверность. Бенчмаркинг должен проводиться на основе реальной информации (фактических данных), точного анализа и изучения процесса, а не только на базе интуиции.

Е.А. Михайлова называет пять основных принципов концепции бенчмаркинга, но они несколько иные.

Первый – концентрация на качестве. Этот принцип предполагает непрерывную работу, начиная с функций организационной деятельности фирмы и заканчивая предоставлением услуги или продукта конечному потребителю. Здесь важны такие аспекты, как мотивация и лояльность персонала фирмы, который ответственен за качество производимой продукции или оказываемых услуг. Принцип предполагает глобальную перестройку корпоративной культуры фирмы, направленную на переход от подхода, противодействующего появлению брака, к подходу, предотвращающему его появление.

Второй – важность бизнес-процессов. Любая фирма есть не что иное, как система функционирования основных и второстепенных бизнес-процессов. Потребитель, степень удовлетворения которого – конечный результат бизнес-процессов, должен полагаться на качество и удовлетворительную завершенность каждого этапа каждого бизнес-процесса, а также на отлаженность коммуникационных процессов между всеми функциональными подразделениями организации, вовлеченными в них. Согласно этому принципу, каждый бизнес-процесс должен быть промаркирован, т.е. должно быть несколько распознаваемых точек, по которым можно определить, успешно ли протекает бизнес-процесс, и спланировать внедрение изменений, способных отслеживать будущие достижения фирмы в области совершенствования бизнес-процессов.

Третий – необходимость учета несовершенства классической модели TQM в процессе планирования бенчмаркинговой деятельности. При этом за основу берется степень достижения поставленных целей и задач по сравнению с предыдущими результатами (до внедрения TQM). Руководство организации должно устанавливать приоритеты в стратегических целях. Необходимо убедиться в том, что ничто не упускается из виду, что конкуренты не заимствуют основные идеи, что подход к управлению организацией верен, но, несмотря на соблюдение всех перечисленных условий, у конкурентов все же есть преимущества, а значит, есть чему учиться и что перенимать.

Четвертый – систематическое проведение внешнего бенчмаркинга. Необходимость непрерывного, всестороннего и тщательного изучения основных конкурентов организации, а также лучших примеров и образцов мировой практики и осознанность важности внутренних бизнес-процессов способствуют возникновению необходимости объединения этих двух аспектов деятельности организации в единую систему и систематическом, скрупулезном анализе внутренних процессов, технологий, механизмов, сопоставлении их с внешними бенчмарками. Систематический внешний сопоставительный анализ позволяет создать основу для последовательной реализации процесса улучшения.

Пятый – бенчмаркинг есть основа выживания. Без него выживание организации в условиях агрессивной среды невозможно. Чтобы начать действовать, нет необходимости доводить ситуацию до критического момента.

При проведении бенчмаркинга выделяют несколько этапов.

1. Определение объекта бенчмаркинга. На этом этапе устанавливают потребности предприятия; выделяются и изучаются основные операции, влияющие на результат его деятельности, а также способ количественного измерения характеристик; устанавливается, насколько глубоким должен быть бенчмаркинг.

2. Выбор партнера по бенчмаркингу. Необходимо установить, каким будет бенчмаркинг – внешним или внутренним; выявляются эталонные предприятия; устанавливаются с ними контакты; формулируются критерии, по которым будут осуществляться оценка и анализ.

3. Поиск информации. Следует собрать информацию о своем предприятии и партнерах по бенчмаркингу. Для этого используются как первичные, так и вторичные данные. Они должны быть всесторонне проверены.

4. Анализ. Полученная информация классифицируется, систематизируется, выбирается метод анализа, оцениваются степень достижения цели и факторы, определяющие результат.

5. Внедрение. Разрабатывается план внедрения, процедуры контроля; оценивается и анализируется процесс внедрения. Необходимо добиться, чтобы изменяемые процессы достигли наивысшей эффективности.

Большинство специалистов считают, что этапы проведения бенчмаркинга в каждой фирме должны быть свои. Например, у фирмы "Ксерокс" их десять: распознавание предмета бенчмаркирования; выявление необходимых для сравнения фирм; определение метода сбора данных и их сбор; выделение текущего конкурентного преимущества; прогнозирование своей будущей деятельности; ознакомление с результатами и получение одобрения; установление функциональных целей; разработка плана действия; реализация планов и контроль за процессом изменений; перепроверка бенчмарков. У фирмы "Алкоа" таких этапов шесть: решается, что именно подвергнуть бенчмаркингу; планируется проект бенчмаркинга; описывается своя собственная работа; изучается работа других; собранные данные изучаются; выявляемые находки пускаются в дело. В фирме "Сейтц" бенчмаркинг представляют как схему информационного потока, состоящего из 14 этапов; в фирме "Амери-

тек" процесс состоит из четырех фаз и восьми ступеней (концепция и планирование проекта; сбор информации внутри и вне фирмы; выбор партнера; анализ и оценка выбранной информации; рекомендации и действия). IX международный банковский конгресс 2000 г. предложил ограничиться четырьмя фазами (планирование, анализ, интеграция, действия).

Европейская комиссия в феврале 1997 г. сформировала Европейский форум по бенчмаркингу. Рассмотрев множество методов решений, он предложил принять за основу модель делового совершенства (EFQM), в которой предусмотрено три основных этапа – подготовка к бенчмаркингу; сбор информации, а также ее анализ и использование для совершенствования организации.

На форуме были рассмотрены также некоторые конкретные модели. Например, модель "колесо бенчмаркинга", которая предполагает пять фаз: планирование (определение критических факторов успеха, выбор процесса бенчмаркинга, документирование процесса, разработка показателей); поиск и выбор партнеров для бенчмаркинга; наблюдение (понимание и документирование процесса партнера по показателям и по практике); анализ (идентификация "зазоров" в показателях и поиск их коренных причин); адаптация (выбор наилучшей практики процесса, приспособление его к условиям работы своей фирмы, внедрение перемен).

Все, что сказано выше, относится, в общем-то, к любому предприятию любой отрасли. Но для автомобильной промышленности эти соображения, по мнению автора, следует конкретизировать. В частности, принять, что автомобилестроительные предприятия должны опираться на следующие шесть принципов.

1. Сотрудничество, основанное на взаимном доверии: составляющие конкурентоспособности автомобилей в большинстве своем – секретная информация, поэтому только сотрудничество на базе взаимного доверия и обмена предполагает возможность качественного проведения процесса бенчмаркинга.

2. Унификация систем измерителей: технико-экономические показатели предприятия и автомобиля как конечной продукции предполагают составление матрицы критериев и измерителей для проведения процесса бенчмаркинга, а унификация такого рода систем делает предстоящую работу более упрощенной и доступной как для фирмы-партнера, так и для фирмы, проводящей бенчмаркинг.

3. Аналогичность бизнес-процессов: недостатком функционального бенчмаркинга зачастую становится невозможность адаптации лучших образцов к специфическим бизнес-процессам фирмы, отрасли, в том числе автомобилестроительной. Поэтому целесообразно выбирать партнеров по бенчмаркингу в промышленных бизнес-процессах для производственных цехов, сферы услуг для маркетингового сектора и управленческих бизнес-процессов, так как аналогичность технологии бизнес-процессов является залогом избежания пустой траты времени при проведении бенчмаркинга.

4. Формирование базы данных результатов анализа организации: при наличии систематического мониторинга деятельности организации как в части бизнес-процессов, так и работы персонала, функциональных единиц и управления качеством формируется автоматически обновляемая база данных, которая дает информацию о необходимости проведения бенчмаркинга в той или иной области деятельности фирмы. Результат этих наблюдений способствует улучшению работы и внедрению усовершенствований, адаптируемых у фирм-лидеров.

5. Управление знаниями – ключ к непрерывному процессу бенчмаркинга: постоянная подготовка команд, обучение персонала, создание методической базы развертывания бенчмаркинга, стимулирование работников улучшать и совершенствовать свой оперативный и управленческий процесс – основа для системного функционирования процесса бенчмаркинга. Приветствуются также вносящиеся персоналом инновации, направленные на усовершенствование внутрицеховых производственных и управленческих процессов.

6. Бенчмаркинг как функциональная единица предприятия. Этот постулат предполагает, что бенчмаркинг должен рассматриваться не как единовременный акт или акт усовершенствования работы организации, а как постоянный систематический бизнес-процесс. Он должен иметь ответственных менеджеров для непрерывного функционирования, как любая другая бизнес-единица предприятия.

Литература

1. Аренков И.А., Багиев Е.Г. Бенчмаркинг и маркетинговые решения. http://www.marketing.spb.ru/read/m12/5.htm
2. Михайлова Е.А. Основы бенчмаркинга. М.: Юристъ. 2002. – 110 с.
3. Кемп Р. Бенчмаркинг – обзор опыта достижения делового совершенства // Европейское качество. Дайджест. 2004. № 2.
4. Рейдер Р. Бенчмаркинг как инструмент определения стратегии и повышения прибыли / Пер. с англ. А.Л. Раскина; Под нач. ред. Т.В. Даниловой. М.: РИА "Стандарты и качество". 2007. – 248 с.
5. Фатхутдинов Р.А. Инновационный менеджмент. Учебник для вузов. 5-е изд. СПб.: Питер, 2006. – 448 с.
6. Кане М.М., Иванов Б.В., Корешков В.Н., Схиртладзе А.Г. Системы, методы и инструменты менеджмента качества. Учебник для вузов / Под ед. М.М. Кане. СПб.: Питер, 2009. – 560 с.

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 621.43.001-53(049.3)

СОВРЕМЕННЫЕ УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ – ОСНОВА УСПЕШНОЙ ПОДГОТОВКИ КАДРОВ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В УСЛОВИЯХ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ОБРАЗОВАНИЯ

Д-р техн. наук **А.Н. ГОЦ**
Владимирский ГУ (4922. 47-99-40), (4922. 36-19-81)

В статье предлагается уделить должное внимание выпуску новых учебников и учебных пособий в связи с переходом на ФГОС-3, чтобы не потерять тот уровень подготовки специалистов, который накоплен в России за долгие годы. Показано на примере используемых в настоящее время учебников, что предлагаемый студентам материал значительно устарел, а кроме того, при использовании его может давать неправильные результаты.
Ключевые слова: *двухуровневая подготовка, бакалавриат, магистратура, энергетическое машиностроение, конструирование.*

Gots A.N.

MODERN TEXTBOOKS AND MANUALS – THE BASIS OF A SUCCESSFUL PROFESSIONAL TRAINING FOR THE AUTOMOBILE AND TRACTOR INDUSTRY IN CONDITIONS OF MODERNIZATION OF THE EDUCATION SYSTEM

In article it is offered to pay due attention to release of new textbooks and manuals in connection with transition on FSES-3 to not lose that level of preparation of experts which is saved up in Russia for long years. It is shown by the example of now in use textbooks, that the material offered to students is considerably obsolete, but also at use of it can yield wrong results.
Keywords: *two-level preparation, a bachelor degree, a magistracy, power mechanical engineering, designing.*

В соответствии со стандартами высшего образования третьего поколения предусматривается переход на двухуровневую систему подготовки специалистов, которая сопровождается предоставлением вузам определенной свободы выбора содержания образовательных программ. Но, если вспомнить высшую школу Советского Союза, где учебные планы жестко контролировались из центра и были привязаны к каждой специальности, а выпускники различных вузов по уровню подготовки, тем не менее, существенно отличались, то возникает вполне естественное опасение: не приведет ли свобода выбора содержания программы образования к тому, что такое различие вырастет еще в большей степени, нарушит традиции и уровень подготовки, которые были достигнуты за предыдущие годы.

И вероятность такого результата довольно высока, поскольку двухуровневая и кредитно-модульная системы обучения предполагают подготовку "обученных исполнителей" (уровень бакалавриата), а также "образованных специалистов" (уровень магистратуры).

Чтобы снизить эту вероятность, необходимы, по мнению автора, совершенно новые учебники и учебные пособия. Особенно при подготовке магистров. Ведь известно, что при разработке любых рабочих программ или при подготовке предложений по новым специальностям всегда приходится обосновывать обеспеченность учебного процесса учебной литературой. При этом по техническим дисциплинам срок действия учебников и учебных пособий должен составлять не более 10 лет. Однако число учебников и учебных пособий, выпущенных через издательство "Машиностроение" в последнее десятилетие, для решения данной проблемы недостаточно, а те, что выпущены в 1980-х годах, устарели: в них отсутствуют описания современных механизмов и систем, конструкций регулируемого турбонаддува и т.п. Точно так же нет в них способов формирования внешних и частичных характеристик, скажем, тех же ДВС и методов диагностирования внутрицилиндровых процессов. Правда, в последние годы несколько улучшилось состояние дел с учебной литературой по топливоподающей аппаратуре и средствам обеспечения экологических показателей ДВС. Однако это всего лишь "луч света в темном царстве". Поэтому выпуск современных учебников для подготовки специалистов по ДВС (и не только) должен быть выделен в отдельную проблему. Иначе о повышении конкурентоспособности российского профессионального образования на международном рынке образовательных услуг и создании единого европейского пространства высшего образования говорить не придется.

Трудности в освоении учебного материала, с которыми сейчас встречаются студенты и преподаватели вузов, можно показать на конкретных примерах. Допустим, на примере изучения курса "Конструирование двигателей".

В последнее время по этому курсу есть несколько учебников [1 и др.], в которых изложение материала, в общем-то, соответствует предъявляемым сегодня требованиям. Однако многое из того, что сейчас известно, не нашло отражения.

Так, при расчете коленчатого вала по размерной схеме много вопросов вызывают предлагаемые авторами некоторых учебников по методике расчета по шатунной шейке. Например, принимается, что усталостное разрушение этой шейки наиболее вероятно по сечению, где расположено маслоподводящее отверстие. То есть по сечению I–I на рис. 1. (Принятые на нем обозначения: R_{xL}, R_{yL}, R_{xP}, R_{yP} – реакции по осям x и y на левой (L) и правой (P) опорах соответственно; K_{zL}, K_{rP} – центробежные силы инерции левого и правого противовесов; $K_{r\text{пр}.L}$, $K_{r\text{пр}.P}$ – центробежные силы инерции неуравновешенных масс левой и правой щек; $K_{r\text{пр}.L}$, $K_{r\text{пр}.P}$ – центробежные силы инерции части массы шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки, и самой шатунной шейки, соответственно; $l_{\text{крш}L}$, $l_{\text{крш}P}$ – длины левых и правых коренных шеек; h_L, h_P – толщины левой и правой щек; $l_{\text{шш}}$ – длина шатунной шейки; $l_{\text{кр}}$ – длина кривошипа; K и T – составляющие сил газовых и инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение.) Но при этом упускается из вида следующий очевидный факт: если маслоподводящее отверстие в шатунной шейке располагается под углом φ (отсчет ведется от вертикальной оси: $\varphi \le 90°$, рис. 2), а значит, в плоскости, проходящей через ось отверстия, моменты от сил K и T всегда будут иметь противоположные знаки. Так, в случае $K_{\max}$ (сила направлена к оси коренных шеек коленчатого вала) при изгибе шатунной шейки нормальные напряжения σ_z во всех точках поперечного сечения, расположенных выше оси x, бу-

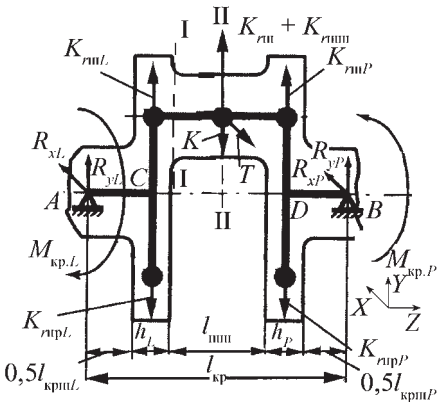


Рис. 1. Расчетная схема кривошипа поршневого двигателя

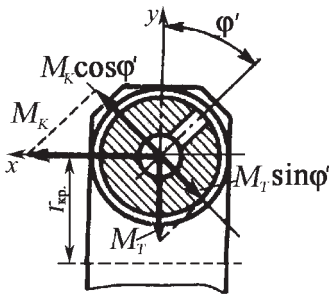


Рис. 2. Расчетная схема для определения напряжений в сечении, где расположено маслоподводящее отверстие шатунной шейки

дут сжимающими (отрицательными), а при T_{max} (сила направлена справа от оси y) – эти напряжения будут растягивающими (положительными). При K_{min} и T_{min} (силы будут направлены в противоположном направлении, а не так, как показано на рис. 2) знаки напряжений в сечении, где располагается маслоподводящее отверстие (четвертый квадрант), изменяются на противоположные: от $K_{min} - \sigma_z > 0$, а от $T_{min} - \sigma_z < 0$. Поэтому при изгибе под действием сил K и T переменного направления напряжения σ_z в точках поперечного сечения шатунной шейки в четвертом квадранте всегда будут вычитаться.

На рис. 3 и 4 более детально показано направление векторов изгибающих моментов, которые возникают от сил, действующих в плоскости кривошипа (момент $M_к$), а также от сил в перпендикулярной плоскости при действии максимальных и минимальных значений K и T (момент $M_т$). Знаками "+" и "–" отмечены знаки напряжений σ_z в поперечном сечении при изгибе.

Упомянутые выше учебники всего этого не учитывают. В связи с чем предложенная их авторами формула для определения M_φ (формула № 1 в таблице) вряд ли позволяет найти максимальный изгибающий момент в плоскости, проходящей через ось маслоподводящего отверстия (корректно нужно было бы перед каждым членом в этой формуле поставить знаки ±). Единственное же ее достоинство состоит в том, что при $\varphi = 90°$ (такие конструкции чаще всего встречаются в автомобильных и тракторных двигателях) автоматически не учитывается момент M_K от силы K.

В общем случае максимальное (σ_{max}) и минимальное (σ_{min}) напряжения должны быть вычислены с учетом изгиба шатунной шейки в двух плоскостях, т.е. по формуле № 2.

Для схемы, показанной на рис. 2, максимальные и минимальные напряжения от действия моментов $M_{\varphi\,max}$ и $M_{\varphi\,min}$ в точке поперечного сечения, совпадающей с осью маслоподводящего отверстия, заведомо будут меньшими, чем в первом и третьем квадрантах (см. рис. 3 и 4).

Кроме того, по технологии изготовления коленчатых валов кромки маслоподводящего отверстия (сечение II–II, на рис. 1), как правило, полируют. Поэтому эффективный коэффициент K_σ концентрации напряжений при изгибе в этом сечении не превышает 2,2 [3].

Даже если принять, что K_σ в сечениях I–I и II–II одинаковы, то в точках поперечного сечения, расположенных в первом и третьем квадрантах (см. рис. 3 и 4), максимальные и минимальные их значения, будут значительно бóльшими, чем в четвертом. Другими словами, в первую очередь необходимо проверить запасы n_τ прочности в сечении I–I. И делается это по формуле № 3. (Значения параметров, входящих в эту формулу, можно взять, например, из работ [3, 8].)

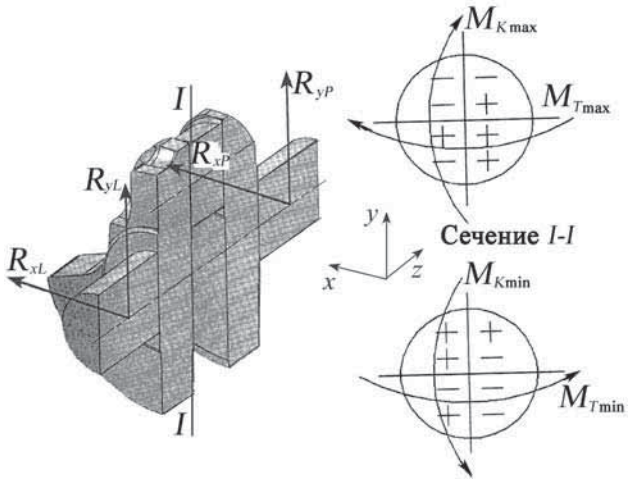


Рис. 3. Схема деформации шатунной шейки при действии изгибающих моментов в плоскости кривошипа и перпендикулярно ей

Так как шатунная шейка имеет круглое поперечное сечение, то, поскольку в этом случае косого изгиба возникнуть не может, суммарное напряжение σ от изгиба при действии суммарного изгибающего момента определяется по формуле № 4.

По формуле № 4 вычисляются σ_{max} и σ_{min}, по ним определяются σ_a, σ_m, а затем по формуле № 3 – частный запас n_τ прочности при изгибе в сечении I–I, который в 2–3 раза меньше, чем в сечении II–II.

Так что допущение авторов упомянутых выше учебников "верно с точностью до наоборот". Правда, авторы учебника [1] дают обоснованный расчет на прочность щеки коленчатого вала с положительным перекрытием, хотя не совсем понятно, как рекомендуется проводить расчет запаса прочности щеки при кручении.

При расчете на сложное сопротивление расчетные, или эквивалентные, напряжения в большинстве учебников и учебных пособий рекомендуется вычислять по теории прочности максимального касательного напряжения (гипотеза Треска–Геста), т.е. по формуле № 5. Однако известно, что результаты, лучше согласующиеся с экспериментальными данными для материалов, обладающих пластическими свойствами, дает гипотеза удельной энергии формоизменения, т.е. формула № 6.

Но это еще не все. Некоторые учебные пособия весьма далеки не только от современных требований к такого рода литературе, но и вносят неправильное толкование в

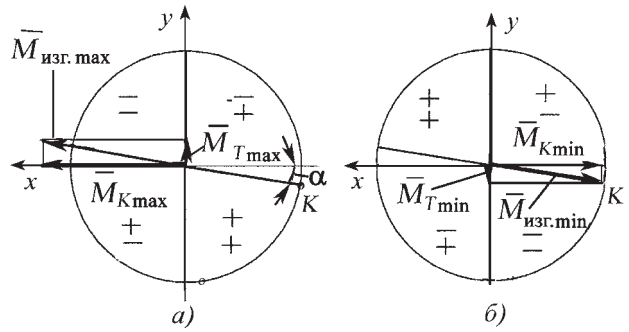


Рис. 4. Схема нагружения шатунной шейки изгибающими моментами

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M\varphi = M\cos\varphi' + M\sin\varphi'$	–
2	$\sigma = \pm\frac{M_K}{I_x}y \pm \frac{M_T}{I_y}x$	I_x и I_y – моменты инерции; x и y – координаты центра маслоподводящего отверстия
3	$n_\tau = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_\sigma)_Д}{\beta_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m}$	$(K_\sigma)_Д$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений с учетом масштабного фактора; β_σ – коэффициент поверхностного слоя; σ_a, σ_m – амплитудное и среднее напряжение цикла; ψ_σ – коэффициент постоянных напряжений
4	$\sigma = \pm\frac{M_\Sigma}{W} = \frac{\sqrt{M_K^2 + M_T^2}}{W}$	M_Σ – суммарный изгибающий момент для каждого из видов нагружения при K_{max} и T_{max}, а также K_{min} и T_{min}
5	$\sigma_э = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$	σ – нормальные напряжения; τ – касательные напряжения
6	$\sigma_э = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \le [\sigma]$	–

учебный процесс. Например, в учебном пособии [5], которое вышло уже третьим изданием и пользуется широкой популярностью среди студентов, особенно при подготовке курсовых и дипломных проектов, при расчете стержня шатуна от растягивающей силы (в примере расчета) нормальные напряжения взяты со знаком минус, а сжимающие – со знаком плюс. Вполне понятно, что из-за этого расчет стержня шатуна на переменные напряжения ведется по циклам нагружения, которых он в действительности не испытывает.

И первая, и вторая ошибки получены вследствие того, что авторы работы [5] при определении силы инерции ставят знак минус, забывая о том, что этот знак говорит лишь о том, что она направлена противоположно ускорению поршня. На такте впуска эта сила растягивает стержень шатуна, а не сжимает. В то же время на такте расширения стержень шатуна сжимается. Для расчетной схемы необходимо просто выбрать правильно направление этой силы для учета деформации растяжения или сжатия.

Точно так же расчет деталей с учетом переменной нагрузки авторы этой работы предлагают вести с использованием устаревших и нигде не применяемых коэффициентов $\beta_a = \sigma_{-1}/\sigma_т$ и $\beta_\tau = \tau_{-1}/\tau_т$, которые, как известно, получены по схематизированной диаграмме Зодерберга. Расчет по этой диаграмме давно не рекомендован, так как он весьма неточен, дает сильно заниженные значения предельных напряжений при несимметричных циклах, что приводит к излишнему расходу материала и увеличению массы конструкции.

В учебниках и учебных пособиях давно пора заменить значения напряжений, которые, по мнению многих авторов, не должны превышать некоторых величин. Например, часто указывается, что для современных автомобильных и тракторных двигателей напряжения σ_{max} для легированных сталей не должны превышать 200–350 МПа.

Но если подсчитать для этих значений запас n_τ прочности по пределу текучести (при действии статической нагрузки), то для стали 45Х он получается равным 2,0, а для 40ХНМА – 3,14. Другими словами, запасы прочности могут быть любыми, так как предлагается проводить расчет, никак не связанный с реальными значениями механических характеристик материала. Если же учесть, что все детали поршневых двигателей испытывают знакопеременные нагрузки, то необходимость допускаемых напряжений просто отпадает.

При выборе теоретических коэффициентов концентрации напряжений часто рекомендуются принятые априорно некоторые постоянные величины, хотя в работе [3] даны рекомендации по их выбору в зависимости от формы концентраторов.

Рассмотренное выше – лишь один из примеров. Но и он говорит о том, что повышение качества учебников и учебных пособий – дело назревшее. И если его исполнить, то к новым стандартам в образовании можно будет перейти без особых потерь.

Литература

1. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учеб. / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенок, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование. Учеб. / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. – 319 с.
3. Справочник машиностроителя: в 3 т. Т. 3 / под ред. С.В. Серенсена. М.: Машгиз, 1963. – 651 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных двигателей: учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. школа, 2002. – 400 с.

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ в 2011 г.
предприятиями России, Белоруссии, Казахстана, Узбекистана, Украины и Азербайджана
(По данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2011 г.	Декабрь 2010 г.	Прирост, %	Январь–декабрь 2011 г.	Январь–декабрь 2010 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ"						
ЗИЛ	350	31	+1029,0	1 199	1 106	+8,4
*Смоленский ААЗ (*автосамосвалы*)	17	19	–10,5	35	125	–72,0
Петровский завод автозапчастей (Саратовская обл.)	3	–	–	3	–	–
Группа "ГАЗ"	–	–	–		–	–
ГАЗ	7 640	6 908	+10,6	90 705	70 283	+29,1
АЗ "Урал"	628	803	–21,8	10 752	10 062	+6,9
*САЗ	72	157	–54,1	1 650	1 081	+52,6
Группа "КамАЗ"						
КамАЗ	4 948	3 389	+46,0	45 189	32 172	+40,5
НефАЗ	–	–	–	–	–	–
"КамАЗ-Восток" (Хабаровский край)	5	–	–	38	–	–
"Мерседес-Бенц тракс Восток"	147	15	+880,0	1 188	15	+7820,0
"Фузо КамАЗ тракс Рус"	268	61	+339,3	1 260	513	+145,6
Группа "Соллерс"						
УАЗ	1 902	1 804	+5,4	23 892	17 667	+35,2
"Соллерс-Исудзу"	–	168	–	989	1 746	–43,4
"Соллерс-Елабуга"	–	1 619	–	8 401	10 987	–23,5
"БАУ мотор корпорейшен" (Ульяновск)	101	78	+29,5	1 357	290	+367,9
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	19	21	–9,5	181	186	–2,7
Ижевский АЗ, "ИжАвто"	600	423	+41,8	5 241	1 338	+291,7
БАЗ	1	11	–90,9	103	106	–2,8
"Автотор"	10	–	–	10	–	–
"Вольво Восток"	658	393	+67,4	5 057	1 489	+239,6
"ИВЕКО-АМТ"	212	59	+259,3	938	475	+97,5
ПСА "ВИС-авто"	240	297	–19,2	3 114	3 025	+2,9
ТагАЗ	417	15	+2680,0	2 849	1 053	+170,6
"Скания-Питер" (Санкт-Петербург)	98	89	+10,1	1 097	363	+202,2
*ЭРМЗ "Спецтранс" (Санкт-Петербург)	7	11	–36,4	38	11	+245,5
*Другие предприятия Санкт-Петербурга	11	9	+22,2	45	9	+400,0
"КузбассАвто"	66	–	–	384	–	–
*"Шебекинский завод автоспецоборудования"	–	8	–	37	26	+42,3
*"Бецема"	120	90	+33,3	1 070	454	+135,7
*Великолукский завод "Лесхозмаш"	–	2	–	1	13	–92,3
*Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	–	7	–	6	31	–80,6
*"Спектр Авто"	100	35	+185,7	855	285	+200,0
*"Чайка-НН"	107	105	+1,9	1 061	970	+9,4
*"РИАТ"	94	41	+129,3	527	173	+204,6
*Камский завод "Трансмаш"	1	2	–50,0	9	2	+350,0
МАЗ	1 880	1 358	+38,4	20 152	11 658	+72,9
МЗКТ	40	43	–7,0	292	342	–14,6
БелАЗ	148	122	+21,3	1 439	979	+47,0
МоАЗ	–	1	–	56	58	–3,4
Другие предприятия Белоруссии (СП "Юнисон" (пос. Обчак, Минская обл.), "Техноцентр" (Слуцк), СП "МАЗ-МАН")	58	39	+48,7	353	183	+92,9
Предприятия Казахстана	65	31	+109,7	896	510	–75,7
КрАЗ	76	191	–60,2	1 018	1 092	–6,8
КрАСЗ	–	–	–	200	–	–
ЗАЗ	86	103	–16,5	1 202	2 785	–56,8
Корпорация "Богдан"	77	130	–40,8	649	1 213	–46,5
"Черкасский автобус"	2	5	–60,0	29	113	–74,3
Бориспольский АЗ	10	8	+25,0	232	147	+57,8
Гянджинский АЗ	38	110	–65,5	697	805	–13,4
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ЗИЛ	–	–	–	1	–	–
Группа "АвтоВАЗ"						
ВАЗ	40 204	53 853	–25,3	561 669	545 450	+3,0
Ижевский АЗ, "ИжАвто"	3 257	1 653	+97,0	66 233	5 589	+1 085,1
ПСА "Бронто"	42	44	–4,5	535	317	+68,8
"Супер-Авто"	600	410	+46,3	6 111	3 537	+72,8
"GM-АвтоВАЗ"	6 401	3 969	+61,3	55 403	36 761	+50,7
ГК "Автотор"	18 663	19 941	+6,4	222 081	170 211	+30,5

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2011 г.	Декабрь 2010 г.	Прирост, %	Январь–декабрь 2011 г.	Январь–декабрь 2010 г.	Прирост, %
"Автофрамос"	12 577	7 679	+63,8	142 304	86 848	+63,9
"ИМС" (Московская обл.)	2 630	–	–	15 235	–	–
ГАЗ	–	–	–	1	5 065	–99,98
Группа "Соллерс"						
УАЗ	2 996	2 705	+10,8	30 394	24 716	+23,0
"Соллерс-Набережные Челны" (ЗМА)	–	1 820	–	16 506	8 385	+96,9
"Соллерс-Кама"	–	68	–	508	1 200	–57,7
"Соллерс-Елабуга"	–	169	–	2 383	1 073	+122,1
"Соллерс-Дальний Восток"	2 092	1 757	+19,1	25 127	13 662	+83,9
ТагАЗ	1 324	2 626	–49,6	26 043	26 918	–3,3
АК "Дервейс"	4 467	2 051	+117,8	31 503	11 713	+169,0
"Чеченавто" (Аргун)	101	–	–	678	122	+455,7
"Форд мотор компани" (Всеволожск)	9 647	8 457	+14,1	98 807	80 390	+22,9
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторс", "Тойота", "Хёндэ", "Ниссан")	32 060	8 593	+273,1	258 991	69 669	+271,7
Предприятия Калужской обл. ("Фольксваген", "ПСМА")	20 699	12 614	+64,1	177 650	115 918	+53,3
СП "Юнион" (пос. Обчак Минской обл.)	6	27	–77,8	230	139	+65,5
Предприятия Казахстана	918	402	+128,4	8 195	3 176	+158,0
"GM Узбекистан"	18 999	19 964	–4,8	222 022	217 733	+2,0
ЗАЗ	4 412	6 397	–31,0	59 355	42 336	–40,2
Корпорация "Богдан"	1 488	2 875	–48,2	20 240	19 190	+5,5
КрАСЗ	510	527	–5,2	6 329	6 341	–0,2
"Еврокар" (Закарпатская обл.)	1 358	923	+47,1	11 656	7 464	+56,2
АВТОБУСЫ						
НефАЗ	67	95	–29,5	530	867	–38,9
Группа "ГАЗ"						
ГАЗ	1 749	1 314	+33,1	14 604	13 342	+9,5
АЗ "Урал"	61	73	–16,4	883	598	+47,7
ПАЗ	1 016	1 040	–2,3	10 026	8 603	+16,5
ЛиАЗ	511	182	+180,8	2 269	1 233	+84,0
ГолАЗ	9	47	–80,9	230	196	+17,3
КАвВЗ	72	103	–30,1	901	626	+43,9
Группа "Соллерс"						
УАЗ	1 812	1 610	+12,5	9 604	12 840	–25,2
"Соллерс-Елабуга"	–	412	–	1 965	2 923	–32,8
"БАУ мотор корпорейшн"	8	5	+60,0	92	14	+557,1
ВАП "Волжанин"	90	38	+136,8	333	335	–0,6
"Мичуринский автобус"	3	4	–25,0	11	32	–65,6
"Скания-Питер"	–	–	–	–	4	–
"СТ Нижегородец"	797	304	+162,2	4 102	2 159	+90,0
ТагАЗ	50	145	–65,6	1 061	1025	+3,5
Ростовский автобусный завод	32	4	+700,0	64	91	–29,7
Вологодский машиностроительный завод (ВМЗ)	–	1	–	13	43	–69,8
"Тролза"	–	–	–	1	1	0,0
"КузбассАвто"	–	4	–	121	133	–9,0
МАЗ	148	187	–20,9	1 976	1 761	+12,2
Другие предприятия Белоруссии (Гомельский АРЗ, ОЗ "Неман" (г. Лида Гродненской обл.), "Белкоммунмаш")	22	47	–53,2	106	291	–63,6
Предприятия Казахстана	10	6	+66,7	91	42	+116,7
ЛАЗ	–	14	–	97	89	+9,0
"Анто-Рус"	1	32	–96,9	84	66	+27,3
Черниговский АЗ	63	61	+3,3	571	310	+84,2
Часовоярский РЗ	18	12	+50,0	551	319	+72,7
Бориспольский АЗ	118	144	–18,1	1 163	698	+66,6
Корпорация "Богдан"	38	50	–24,0	144	181	–20,4
"Черкасский автобус"	38	51	–25,5	828	733	+13,0
ЗАЗ	71	2	+3450,0	297	341	–12,9
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	16	17	–5,9	99	214	–50,7
"Транс Альфа электро"	2	17	–88,2	47	40	+17,5
Башкирский ТЗ	11	9	+22,2	90	119	–24,4
МАЗ	3	–	–	38	22	+72,7
Другие предприятия Белоруссии ("Этон" (Смолевичи Витебской обл.) , "Белкоммунмаш")	18	23	–21,7	165	261	–36,8
СБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ГАЗ	10	–	–	47	–	–
ЛиАЗ	5	34	–85,3	187	163	+14,7

Примечание: * – на шасси производства других отечественных предприятий

УДК 621.892.097:629.113/115

ГИБРИДНЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧНОСТИ АТС

Канд. техн. наук **В.П. ЧМИЛЬ, Ю.В. ЧМИЛЬ**
СПбГАСУ (8.906. 227-89-18); ГУП "Пассажиравтотранс";
г. Санкт-Петербург

Рассмотрена проблема выбора альтернативных энергоисточников машин.

Ключевые слова: *дизелизация, газификация, водородные технологии, возобновляемые источники энергии, альтернативные топлива, водород, природный газ (метан).*

Chmil V.P., Chmil Yu.V.

HYBRID POWER ARRANGEMENT AS INSTRUMENT OF IMPROVE OF ECONOMY AND ECOLOGICAL OF ATS

The problem of the choice of alternative energy vehicles.

Keywords: *dizelizatsiya, gasification, hydrogen technology, renewable energy, alternative fuels, hydrogen, natural gas (methane).*

Ограниченность запасов нефти на Земле, бурные темпы роста населения и ухудшение экологии, связанные с постоянно растущим парком мобильных машин (АТС, строительных, дорожных, коммунальных, лесозаготовительных и др.) настоятельно требуют развития технологий, использующих альтернативные источники энергии. В противном случае избежать энергетического и экологического кризиса, а следовательно, и регресса человеческого общества невозможно. И это начинают понимать не только специалисты. Как и то, что одним только совершенствованием конструкции существующих в настоящее время мобильных машин, использующих в основном ДВС, обойтись вряд ли удастся.

Процесс такого перехода уже начинается. Он материализуется в виде гибридных приводов мобильных машин, т.е. приводов, представляющих собой комбинации двух или более различных приводных систем, преимущества каждой из которых реализуются в зависимости от изменяющихся условий работы мобильной машины.

Основу данного привода составляет пока ДВС, потому что он как источник энергии превосходит в настоящее время все другие приводные системы. Однако ему присущи серьезные недостатки, главные из которых – падение КПД при работе с неполной нагрузкой и наличие токсичных компонентов в отработавших газах. Поэтому и появились гибридные силовые установки – соединения ДВС с устройствами, позволяющими устранять или хотя бы ослабить эти недостатки.

В структуру такого привода, в принципе, могут входить электродвигатель, маховик, аккумулятор давления, электрическая батарея. Более того, присутствующий в ней ДВС может быть заменен альтернативным источником энергии. Например, топливными элементами или контактным проводом.

Гибридный привод, повторяем, становится реальностью. В качестве примера можно привести несколько типов транспортных средств, изготовленных автомобилестроительными фирмами Германии. Это две модели гиробусов фирмы МАН ("ДВС–маховик" и "ДВС–аккумулятор давления"); автобусы фирмы ДУО ("электродвигатель–аккумуляторная батарея–контактный провод" и "ДВС–электродвигатель–контактный провод"), троллейбус "Неоплан" ("электродвигатель–маховик–контактный провод"), электробус "Мерседес-Бенц", грузовой автомобиль МАН ("ДВС–электродвигатель–аккумуляторная батарея"), гироэлектробус ("ДВС–электродвигатель–маховик").

В некоторых из этих гибридных приводов ДВС обеспечивает работу мобильной машины в режиме средней мощности, а разница между создаваемой им мощностью и мощностью, требуемой в конкретный момент времени, обеспечивается за счет использования дополнительного механического, гидравлического или электрического накопителей энергии. В некоторых же используется только электроприводная система ("электродвигатель–аккумуляторная батарея", "электродвигатель–маховик"), а ДВС нет вообще.

Большинство перечисленных выше АТС – опытные экземпляры. Единственными же получившими в настоящее время более-менее широкое распространение гибридными приводами являются комбинации ДВС и источника электроэнергии. Причем электрическая их часть может иметь два варианта питания – от бортовой аккумуляторной батареи или от внешней контактной сети. Основное же различие между схемами таких приводов – последовательное или параллельное подключение источников энергии.

Одним из вариантов гибридного привода является также вспомогательный объемный гидропривод на неведущих осях некоторых грузовых автомобилей зарубежного производства, работающий только при движении с малой скоростью на тяжелых грунтах. В его состав входят: резервуар с рабочей жидкостью, насос, гидродвигатели в ступицах колес, гидромагистрали и электрическое управление приводом. При движении по обычной дороге этот привод отключается (для снижения потерь мощности).

В качестве механического источника энергии в гибридном приводе мобильных машин применяется и специальный маховик, изготовленный навивкой из волокон или лент на упругий центр. Его удельная энергия на порядок больше таковой лучших монолитных маховиков, к тому же он обладает свойством безопасного разрыва, не дающего осколков. Например, удельная энергия маховика из кевлара, достигающая сотен Вт·ч/кг, снижает его необходимую массу до нескольких килограммов (например, при удельной энергии 200 Вт·ч/кг для накопления 2 кВт·ч потребуется маховик массой 10 кг).

Всем АТС с гибридными силовыми установками, присущ, к сожалению, один общий недостаток. Например, если взять электробус с гибридным приводом, то он, как правило, имеет такие же ездовые характеристики, что и стандартный автобус с дизелем. Однако первый проигрывает второму, поскольку по грузоподъемности всегда масса аккумуляторных батарей может составлять до 16 % его полной массы. Кроме того, эти батареи подвергаются действию высоких пусковых нагрузок, что увеличивает их внутренние потери, и чтобы их уменьшить, приходится применять дополнительное оборудование – системы жидкостного охлаждения и централизованной дегазации. А это

– дополнительные потери грузоподъемности. Причем практически то же самое наблюдается и при других комбинациях. То есть за выигрыш в экономичности и экологичности приходится платить довольно дорого.

Если же говорить о концепции АТС с любым гибридным приводом, то она состоит в максимальном приближении и унификации его устройства с автомобилем. Это позволяет предельно упростить и уменьшить массу силового агрегата транспортного средства, увеличить его КПД и эффективность рекуперации энергии, а также сделать возможным использование существующих шасси для установки на них новых силовых агрегатов.

Последнее обстоятельство должно существенно удешевить колесные машины, в максимальной степени унифицировать их производство с возможностью оперативно изменять число их типов и программу выпуска. Однако из-за высокой стоимости их изготовления автомобильная промышленность пока еще не готова к массовому применению гибридных приводов. Хотя шасси уже есть. Например, сейчас находит применение система рекуперации (KERS), которая накапливает кинетическую энергию, образующуюся в процессе торможения транспортного средства, а затем использует ее для придания ему дополнительного ускорения при разгоне. Такие системы существуют в трех вариантах – с накоплением энергии в электрической батарее, маховом колесе и в пневмогидроаккумуляторе.

В первой из них используют мотор-генератор, который подключен к трансмиссии транспортного средства, во второй – небольшое маховое колесо, которое может вращаться с частотой до 80 тыс. мин$^{-1}$, в третьей – пневмогидроаккумулятор.

Во всех случаях энергия торможения АТС сначала накапливается, а затем передается, по мере необходимости, на ведущую ось транспортного средства.

Из всех этих вариантов самый выгодный – механический: энергия преобразуется из одного ее вида в другой. Однако на практике пытаются применить все три варианта. Например, фирма "Форд" на своем автомобиле "Форд-150" установила гибридную бензино-гидравлическую силовую установку, снабженную гидрообъемным вспомогательным приводом HLA, основу которого составляет пневмогидроаккумулятор. При торможении автомобиля специальный гидронасос (обратимая аксиально- или радиально-поршневая гидромашина) перекачивает рабочую жидкость в резервуар-гидроаккумулятор, сжимая находящийся в нем газ. При трогании же автомобиля с места газ расширяется, направляя рабочую жидкость к обратимому гидронасосу, который, в свою очередь, становится гидравлическим двигателем, приводя в движение ведущие колеса автомобиля.

Достоинства системы HLA очевидны. Это отсутствие преобразования механической энергии в электрическую и связанных с ним потерь, что имеет место в других гибридных автомобилях (например, в тех, где механическая энергия, выделяемая при торможении, преобразуется в электрическую и запасается в аккумуляторных батареях, а при трогании с места или разгоне батареи питают электромотор, который дополняет традиционный двигатель внутреннего сгорания). Это позволит существенно снизить расход топлива.

Работы по внедрению гибридных приводов ведутся не только на АТС, но и на строительной технике. Например, их уже применяют на экскаваторах, где зарядка пневмогидроаккумуляторов энергией торможения малоэффективна, так как эта техника передвигается медленно и на небольшие расстояния. В связи с чем в качестве резерва энергии здесь используют механическую энергию, например, выделяющуюся при опускании рабочего оборудования – стрелы и ковша. Эту энергию обычно преобразуют в электрическую, а затем ее подают на электромотор, приводящий гидравлические насосы. Если же нагрузка на гидросистему невелика, электродвигатель работает как генератор, используя избыток мощности дизеля для зарядки аккумулятора. Но очень важно то, что дизель при этом может постоянно работать в режиме максимальной экономии топлива. Наконец, наличие вспомогательного электропривода позволяет уменьшить рабочий объем и мощность дизеля, что также положительно сказывается на топливной экономичности машины.

Прототип такого гибридного экскаватора уже построен и испытывается фирмами "Нью Голланд" и "Кобелко". Первые результаты говорят о том, что расход топлива у экскаватора на 40 % меньше, чем у его дизельных аналогов того же класса.

Японская "Комацу" уже продает серийный гибридный экскаватор, в котором применена комбинация дизеля, электродвигателя и вспомогательного электрогенератора. В нем при малом отборе мощности насосом гидросистемы избыток энергии дизеля идет на подзарядку батареи. Если же насосу не хватает мощности дизеля, в работу включается вспомогательный электродвигатель. В результате обеспечивается экономия топлива до 30 %. Правда, цена гибрида ~ 100 тыс. амер. долл., что на 20 % превышает цену дизельного аналога.

Находясь в начале новой грандиозной эпохи научно-технического прогресса не только в области автомобилестроения, пути решения возникающих при этом технических проблем прогнозировать трудно. Однако основные тенденции процессов, которые уже прослеживаются, предположить можно. Их три: дизелизация, газификация и водородные технологии. При этом на каждом из названных путей подразумевается широкое использование различных возобновляемых источников энергии, под которыми понимаются не только природный газ, уголь, биотоплива, электрическая энергия гидро-, ветровых и приливных электростанций, но и энергия солнечного излучения, геотермальная энергия, энергия приливов и отливов морей и т.д.

Теперь о требованиях к перспективным энергоисточникам для мобильных машин. Это наличие достаточных энергосырьевых ресурсов; возможность массового производства (доступность); технологическая и энергетическая совместимость с транспортными установками (компактность преобразования энергии); приемлемые токсические (экологичность) и экономические (расход энергии) показатели процесса энергоиспользования; безопасность и надежность эксплуатации.

Все эти требования в первую очередь относятся к автомобильному транспорту, потому что он – основной источник загрязнения воздуха (95 % всех загрязнений), самый крупный генератор шума и вибраций (49,5 %), главный потребитель невосполнимых природных ресурсов (потребляет 75 % производимого бензина и 25 % дизельного топлива). И на первом месте (по времени) с точки зрения перечисленных требований, очевидно, стоит дизелизация и гибридизация на основе дизелей именно автомобильного парка. Причем преимущественное развитие в ближайшее время получат газодизельные автомобили, оснащенные электронной системой управления. И все большее применение будут находить электронно-управляемые насос-форсунки с электромагнитным приводом и давлением впрыскивания 160 МПа (1600 кгс/см^2), а также аккумуляторные топливные системы с рабочим давлением 140 МПа (1400 кгс/см^2). Что вполне закономерно. Газовые топлива (прежде всего природный и нефтяной газы) обладают большей антидетонационной стойкостью (октановое чис-

ло газовых топлив составляет 95–110 ед.), чем бензины. Это позволяет применять в газовых двигателях повышенные степени сжатия, т.е. делать их более экономичными.

В качестве недостатков газовых двигателей, в том числе, естественно, и в гибридных силовых установках на их основе, можно отметить необходимость соблюдения более строгих мер эксплуатации, усложнение конструкции и повышение стоимости топливной аппаратуры, а также металлоемкости. Плохо и то, что при работе двигателя снижается его мощность, а значит, ухудшаются тягово-динамические и эксплуатационные характеристики АТС (например, максимальная скорость его движения и грузоподъемность уменьшаются на 5–10 %), а трудоемкость технического обслуживания и ремонта, наоборот, возрастает.

Конечно, газовый ДВС, как и гибридная силовая установка на его основе, в историческом плане – мера временная. По мнению многих специалистов, в будущем одним из основных энергоаккумулирующих веществ станет водород. Именно он позволит решить энергетические и экологические проблемы. Однако это отдельная тема. Если же подытожить сказанное выше, то можно сделать следующие выводы.

Наиболее эффективным и доступным техническим решением, позволяющим справиться с экономическими и экологическими проблемами автотранспорта, в настоящее время следует считать применение гибридных приводов, состоящих из комбинации двух различных приводных систем, преимущества каждой из которых реализуются в зависимости от изменяющихся условий работы АТС. Причем особое внимание следует уделять гибридам, построенным на основе газодизелей. Такие приводы должны иметь в своем составе систему рекуперации кинетической энергии (KERS), гидрообъемный вспомогательный привод HLA и другие подобные устройства. Российское автомобилестроение с этой точки зрения может оказаться в лидерах: у нас уже есть соответствующие научные наработки и экспериментальные заделы. Нужна лишь хорошо скоординированная и финансово обеспеченная соответствующая национальная программа.

УДК 621.436.05

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ГРМ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВС

Канд. техн. наук **А.А. МАКУШИН**
ИНЭКА (8.927. 671-66-69)

Приведены результаты аналитических исследований влияния конструкции газораспределительного механизма на показатели поршневых двигателей. Даны зависимости аналогов скоростей рабочего тела в проходных сечениях впускного и выпускного клапанов от угла поворота коленчатого вала.

Ключевые слова: *газораспределительный механизм, рабочее тело, проходное сечение щели клапана, наполнение рабочего объема цилиндра, подъем клапана, аналог скорости, угол поворота коленчатого вала.*

Makushin A.A.

ANALYTICAL RESEARCHES OF INFLUENCE OF A GAS-DISTRIBUTION MECHANISM DESIGN ON INTERNAL COMBUSTION ENGINE INDICATORS

In article the results of analytical researches of influence a gas-distribution mechanism design on piston engines indicators are shown. Dependences of analogs of speeds of a working body in sections of inlet and final valves through passage from an angle of rotation of a crankshaft are given.

Keywords: *gas-distribution mechanism, working body, section of a crack of the valve through passage, filling of working volume of the cylinder, valve lifting, analog of speed, angle of rotation of a crankshaft.*

Чтобы правильно назначить фазы газораспределения при проектировании или модернизации ДВС, необходимо аналитически рассмотреть совместное действие ЦПГ, КШМ и ГРМ в зависимости от угла поворота коленчатого вала в периоды: принудительного выпуска и наполнения, на угловом пути от 180 до 540° п.к.в., от НМТ до НМТ, включая перекрытие клапанов. При этом обычно принимаются такие "стандартные" допущения, как несжимаемость потока рабочего тела; постоянство заполнения объемов цилиндра и равномерность заполнения периметров клапанных щелей; неразрывность потока рабочего тела в проходных сечениях клапанных щелей и цилиндре, считая коэффициент истечения $\mu = 1$; каждый цикл не зависит от предшествующих, т.е. все циклы совершаются в одинаковых условиях.

Начнем с рабочего объема цилиндра и его составных частей, и рассмотрим подробнее периоды принудительного выпуска и наполнения рабочего объема цилиндра одного цикла при медленной прокрутке двигателя.

Известно [1], что масса G топливовоздушной смеси (для дизелей – воздуха), поступившей в цилиндр двигателя, в развернутом и обобщенном виде, выражается формулой № 1 (см. таблицу). Входящее в эту формулу отношение $\frac{p_{0,k}}{RT_{0,k,k'}}$ есть не что иное, как плотность воздуха (формула № 2). В свою очередь рабочий объем V_h цилиндра можно выразить через геометрические размеры последнего. Тогда формула № 1 превращается в формулу № 3. Изменение dG массы заряда, поступающего в цилиндр по ходу поршня, можно подсчитать по формуле № 4.

В практических расчетах обычно полагают, что частота n вращения коленчатого вала и его угловая скорость ω постоянны. Тогда их связь, как известно, отображается формулой № 5.

Если в момент начала отсчета кривошип и поршень находятся в ВМТ, т.е. при $t = 0$ $\varphi = 0°$, то положение кривошипа в любой момент времени может быть найдено по формуле равномерного движения (формула № 6). В итоге после соответствующих подстановок и преобразований получаем формулы № 7, 8 и 9.

Пределы интегрирования 0–720° соответствуют одному полному рабочему циклу четырехтактного двигателя. Значит, разбивая пределы интегрирования в формуле № 9 на четыре равные части (по 180°) по углу φ поворота коленчатого вала, можно получить математические выражения, описывающие изменения расхода воздуха по углу φ на разных тактах цикла прокрутки двигателя. Для тактов расширения это будет формула № 10, принудительного выпуска – формула № 11, наполнения – формула № 12 и сжатия – формула № 13.

Анализ формул № 11 и 12 показывает, что при очистке и наполнении цилиндра расход рабочего тела зависит от предыдущих частей действительного цикла двигателя. Эта зависимость выражается через параметры состояния рабочего тела (R, T, p), коэффициент (η_V) наполнения и конструкцию двигателя (особенно). Например, известно, что на выхлопе иногда появляются зоны закритического истечения рабочего тела из цилиндра. Чтобы выявить, насколько "виновата" в этом конструкция ГРМ, разобьем пределы интегрирования в формулах № 11 и 12 на равные части, каждая из которых, например, равна 2° п.к.в. В итоге получим формулы № 14 (принудительный выпуск) и № 15 (наполнение) для целого рабочего объема цилиндра, со-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} V_h}{RT_{0,k,k'}}$	η_v – коэффициент наполнения; $\gamma_{0,k,k'}$ – удельный вес воздуха; $p_{0,k}$ – давление воздуха на входе в цилиндр; R – газовая постоянная; $T_{0,k,k'}$ – температура воздуха на входе в цилиндр; V_h – рабочий объем цилиндра; индексы "0", "k", "k'" – соответственно для двигателей без наддува; с турбонаддувом; с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха
2	$\gamma_{0,k,k'} = \dfrac{P_{0,k}}{RT_{0,k,k'}}$	–
3	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 S}{4RT_{0,k,k'}}$	D – диаметр цилиндра; S – ход поршня
4	$dG = \dfrac{\eta_v \gamma_{0,k,k'} \pi D^2 S}{4} = \dfrac{\eta_v \gamma_{0,k,k'} \pi D^2 S v dt}{4} = \dfrac{\eta_v \gamma_{0,k,k'} \pi D^2 r \omega \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) dt}{4}$	dS –приращение хода поршня; v – скорость поршня; r – радиус кривошипа; φ – угол поворота кривошипа по часовой стрелке; $\lambda = r/l_ш$; $l_ш$ – длина шатуна; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала (кривошипа)
5	$\omega = \dfrac{\pi n}{30}$	–
6	$\varphi = \omega t = 6nt;\ dt = \dfrac{d\varphi}{6n}$	–
7	$dG = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 r \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda \sin 2\varphi}{2}\right) d\varphi}{4RT_{0,k,k'}}$	–
8	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 r \int_0^{720} \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) d\varphi}{4RT_{0,k,k'}}$	–
9	$G = \dfrac{\eta_v P_{0,k} \pi D^2 r \left[(1-\cos\varphi) + \dfrac{\lambda(1-\cos 2\varphi)}{4}\right]_0^{720}}{4RT_{0,k,k'}}$	–
10	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 r \int_0^{180} \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) d\varphi}{4RT_{0,k,k'}}$	–
11	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 r \int_{180}^{360} \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) d\varphi}{4RT_{0,k,k'}}$	–
12	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 r \int_{360}^{540} \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) d\varphi}{4RT_{0,k,k'}}$	–
13	$G = \dfrac{\eta_v p_{0,k} \pi D^2 r \int_{540}^{720} \left(\sin\varphi + \dfrac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right) d\varphi}{4RT_{0,k,k'}}$	–
14	$V_{h_{180-360}} = \Delta V_{180-182} + \Delta V_{182-184} + \ldots + \Delta V_{358-360}$	–
15	$V_{h_{360-540}} = \Delta V_{360-362} + \Delta V_{362-364} + \ldots + \Delta V_{538-540}$	–
16	$\Delta V_{\varphi_i+2} = \dfrac{\pi D^2 r \left[(1-\cos\varphi_i) + \dfrac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi_i)\right]_{\varphi_i}^{\varphi_i+2}}{4}$	–
17	$\Delta V_{\varphi_i+2} = \dfrac{\pi D^2 r \left\{\begin{array}{l}\dfrac{\lambda}{4}[\cos 2\varphi_i - \cos 2(\varphi_i+2)] + \\ + \cos\varphi_i - \cos(\varphi_i+2)\end{array}\right\}}{4}$	–

№ формулы	Формула	Примечания
18	$f_{\varphi_i} = \pi(d_г + h_{i\,кл}\cos\alpha\sin\alpha)h_{i\,кл}\cos\alpha$	$d_г$ – диаметр горловины седла клапана; $h_{iкл}$ – высота подъема клапана в рассматриваемый момент времени; α – угол фаски клапана
19	$h_{i\,кл} = if_т(\varphi_{i\,прв}) - e$	i – передаточное число коромысла; e – зазор "клапан–коромысло" на холодном двигателе; $f_т(\varphi_{i\,прв})$ – табличное значение подъема толкателя на угле ($\varphi_{i\,прв}$) поворота распределительного вала в рассматриваемый момент времени
20	$\varphi_{i\,прв} = \dfrac{\varphi_{i\,пвк} - c}{2}$	c – значение угла в градусах п.к.в., соответствующее расположению оси симметрии впускного (выпускного) кулачка, при этом $\varphi_{i\,прв} = 0$
21	$\varphi_{i\,прв} = \dfrac{c - \varphi_{i\,пвк}}{2}$	–
22	$f_{\varphi_i} = \pi\left\{d_г + \left[If_т\left(\dfrac{\varphi_i - c^0}{2}\right) - e\right]\cos\alpha\sin\alpha\right\}\times\left[If_т\left(\dfrac{\varphi_i - c^0}{2}\right) - e\right]\cos\alpha$	–
23	$f_{(\varphi_i+1)} = \dfrac{f_{\varphi_i} + f_{(\varphi_i+2)}}{2} = \pi\cos\alpha\left\{d_г + \left[If_т\left(\dfrac{\varphi_i - c}{2}\right) - e\right]\cos\alpha\sin\alpha\right\}\times \dfrac{\times\left[If_т\left(\dfrac{\varphi_i - c^0}{2}\right) - e\right]}{2} + \pi\cos\alpha\left\{d_г + \left[If_т\left(\dfrac{(\varphi_i+2) - c}{2}\right) - e\right]\cos\alpha\sin\alpha\right\}\times + \dfrac{\times\left[If_т\left(\dfrac{(\varphi_i+2) - c}{2}\right) - e\right]}{2}$	–
24	$\sum f_{(\varphi_i+1)} = f_{(\varphi_i+1)вх} + f_{(\varphi_i+1)вп} = \pi\cos\alpha_{вх}\left\{d_{гвх} + \left[I_{вх}f_{твх}\left(\dfrac{\varphi_i - c_{вх}}{2}\right) - e_{вх}\right]\cos\alpha_{вх}\sin\alpha_{вх}\right\}\times \dfrac{\times\left[I_{вх}f_{твх}\left(\dfrac{\varphi_i - c_{вх}}{2}\right) - e_{вх}\right]}{2} + \pi\cos\alpha_{вх}\left\{d_{гвх} + \left[I_{вх}f_{твх}\left(\dfrac{(\varphi_i+2) - c_{вх}}{2}\right) - e_{вх}\right]\cos\alpha_{вх}\sin\alpha_{вх}\right\}\times + \dfrac{\times\left[I_{вх}f_{т_{вх}}\left(\dfrac{(\varphi_i+2) - c_{вх}}{2}\right) - e_{вх}\right]}{2} + \pi\cos\alpha_{вп}\left\{d_{гвп} + \left[I_{вп}f_{т_{вп}}\left(\dfrac{c_{вп} - \varphi_i}{2}\right) - e_{вп}\right]\cos\alpha_{вп}\sin\alpha_{вп}\right\}\times \dfrac{\times\left[I_{вп}f_{т_{вп}}\left(\dfrac{c_{вп} - \varphi_i}{2}\right) - e_{вп}\right]}{2} + \pi\cos\alpha_{вп}\left\{d_{гвп} + \left[I_{вп}f_{т_{вп}}\left(\dfrac{c_{вп} - (\varphi_i+2)}{2}\right) - e_{вп}\right]\cos\alpha_{вп}\sin\alpha_{вп}\right\}\times + \dfrac{\times\left[I_{вп}f_{т_{вп}}\left(\dfrac{c_{вп} - (\varphi_i+2)}{2}\right) - e_{вп}\right]}{2}$	–
25	$v_{к(\varphi_{i+1})} = \dfrac{\Delta V_{(\varphi_{i+2})}}{\Sigma f_{(\varphi_{i+1})}}$	к – аналог скорости рабочего тела обеспечивается конструкцией двигателя

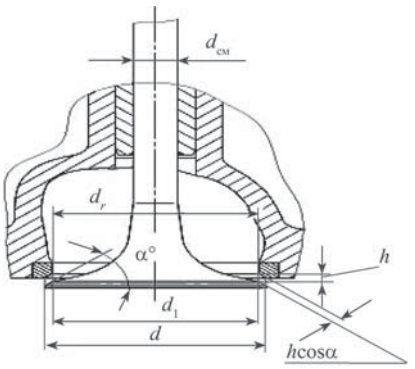


Рис. 1. Характеристики двигателя, механизма газораспределения и сформированного ими аналога скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов по углу поворота коленчатого вала

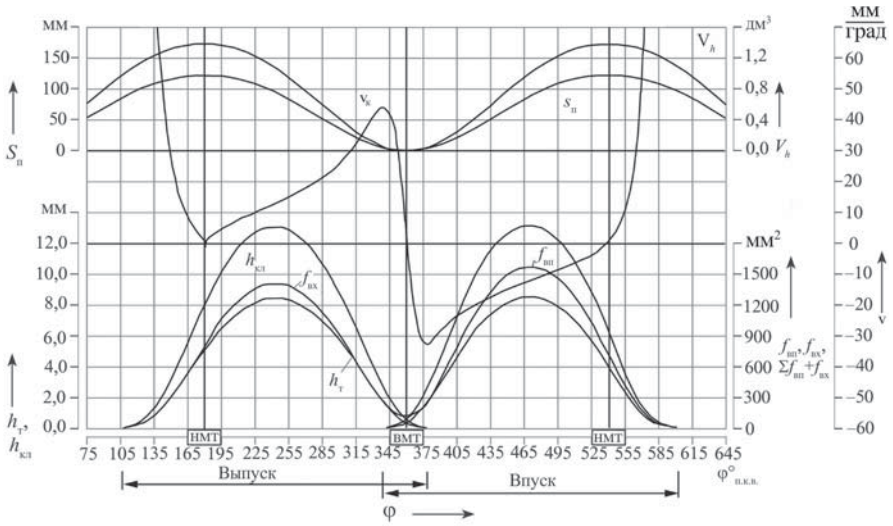


Рис. 2. Схема клапанной щели

стоящего из частей ΔV. При этом ΔV каждой части можно найти по формуле № 16, или, после упрощения, – по формуле № 17. В них φ принимает четные значения для целого цикла (0–720°) п.к.в., в периоды принудительного выпуска (180–360°) п.к.в. и наполнения (360–540°) п.к.в.

Таким образом, данные расчета показывают следующее.

1. Рабочий объем цилиндра – величина переменная, которая представляет собой функцию угла поворота коленчатого вала и зависит от размеров радиуса *r* кривошипа коленчатого вала, диаметра *D* поршня и длины *l* шатуна.

2. Этот объем равен сумме составных объемов цилиндра, соответствующих углам поворота коленчатого вала.

3. Равным углам поворота коленчатого вала соответствуют разные по величине составляющие части ΔV рабочего объема цилиндра, т.е. в промежутках между ВМТ и НМТ значения ΔV несимметричны. Максимальной величины ΔV достигают при φ ≈ 78°, 284°, 438° и 644° п.к.в.

Закономерности изменения и величины ΔV – характеристики безнаддувного двигателя и остаются ими в вариантах исполнения двигателей с наддувом, а также с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха, так как характеристики расхода рабочего тела через цилиндр зависят от его состояния (давления *p*, температуры *T* и газовой постоянной *R*). При изучении процессов газообмена в двигателе необходимо применять формулы № 14 и 15, описывающие изменения рабочих объемов цилиндра по углу поворота коленчатого вала.

Теперь о проходных сечениях клапанов.

Современные ДВС имеют механический привод впускных и выпускных клапанов с конической уплотняющей фаской. Процессом газообмена в цилиндре управляют кулачки распределительного вала. Очистка и наполнение цилиндра рабочим телом в таких системах газораспределения осуществляется через боковую поверхность усеченного конуса (рис. 1). Величина площади $f_{\varphi i}$ проходного сечения при подъеме клапана на величину $h_{кл}$ определяется, как то рекомендуют авторы работ [2, 3], по формуле № 18.

В свою очередь, значение высоты $h_{iкл}$ подъема клапана можно определить по формуле № 19.

Соответствие углов поворота распределительного ($\varphi_{прв}$) и коленчатого ($\varphi_{п.к.в.}$) валов на стороне закрытия клапана рассчитывается по формуле № 20, а на стороне открытия – по формуле № 21. Тогда, подставив формулы № 19, 20 и 21 в формулу № 18, получим в общем виде выражение для оп-

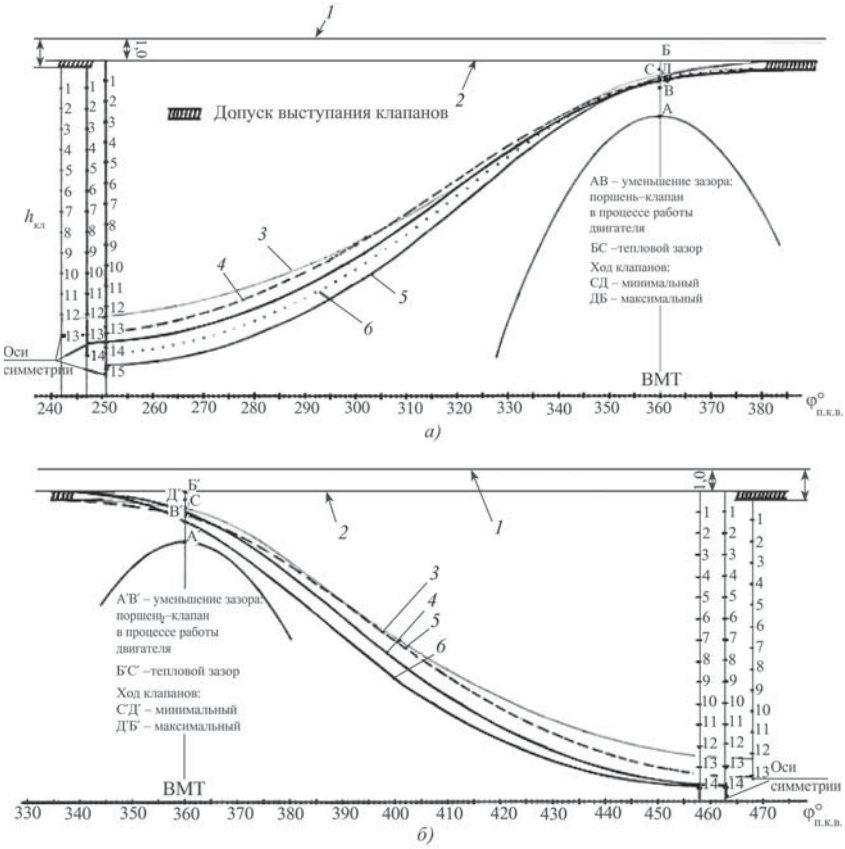


Рис. 3. Законы движения выпускных (а) и впускных (б) клапанов газораспределительных механизмов двигателей:

1 – днище головки цилиндра; *2* – днище поршня; *3* – распределительный вал № 1; *4* – распределительный вал № 2; *5* – распределительный вал № 3; *6* – распределительный вал № 4

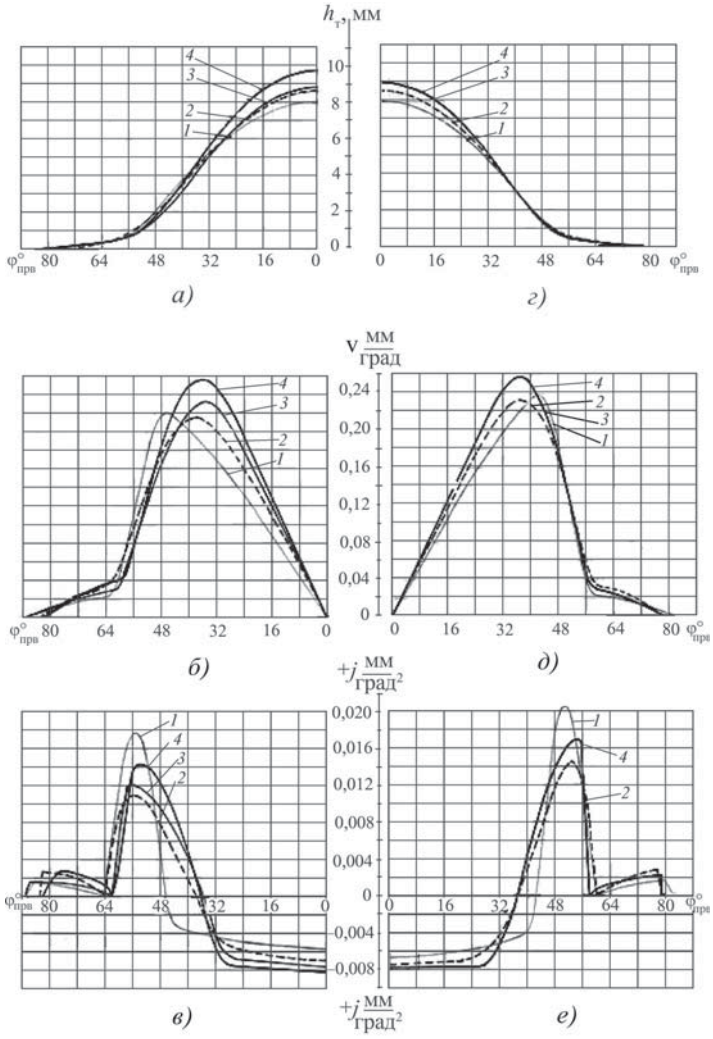


Рис. 4. Кинематика толкателя: изменения величин подъема $h_т$ толкателя клапана, аналогов v_k скорости рабочего тела и ускорения j по углу поворота распределительного вала двигателя; а, б, в – выпускные кулачки; г, д, е – впускные кулачки: 1 – 4 – рапределительные валы № 1 – 4

ределения площади проходного сечения клапана (формула № 22).

Далее найдем по этой формуле (тоже в общем виде) площади $f_{\varphi i}$ и $f_{(\varphi_i+2)}$ проходных сечений клапана, соответствующих значениям изменения объема цилиндра для углов $f_{\varphi i}$ и $f_{(\varphi_i+2)}$ поворота коленчатого вала и определим выражение для их средней $[f_{(\varphi_i+1)}]$ величины. Это формула № 23, которая, естественно, будет справедлива для подсчета средних проходных сечений как для выпускного ($f_{ср\ вх}$), так и для впускного ($f_{ср\ вп}$) клапанов при условии, что входящие в ее правую часть величины и функции будут свои для каждого клапана. В момент перекрытия клапанов суммарная средняя величина их проходного сечения будет равна сумме средних проходных сечений выпускного и впускного клапанов (формула № 24). При этом необходимо отметить, что формула № 24 представляет собой общий случай расчета величины проходного сечения клапанов (выпускного, впускного) при любом угле φ поворота коленчатого вала, включая перекрытие клапанов. Данные подъема толкателей ($h_т$) кулачками, хода клапанов $h_{кл\ вх}$ и $h_{кл\ вп}$ и расчетных величин проходных сечений $\Sigma f_{(\varphi_{i+1})}$ клапанов по углу поворота коленчатого вала, включая перекрытие клапанов, приведены на рис. 2.

Наконец, об аналогах скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов и выборе фаз газораспределения.

С достаточной точностью средние аналоги $v_{k\varphi_i}$ скорости рабочего тела (на малых углах поворота коленчатого вала) в проходных сечениях клапанных щелей могут быть определены путем последовательного деления величин составляющих объемов цилиндра $\Delta V_{\varphi_{i+2}}$ по углу поворота коленчатого вала на соответствующие им средние площади проходных сечений клапанов $f_{(\varphi_{i+1})}$ т.е. по формуле № 25.

Так как двигатели одной размерности разных модификаций (безнаддувные, наддувные, наддувные с промежуточным охлаждением) имеют одинаковые зависимости изменения объемов ΔV_{φ_i} от угла поворота коленчатого вала при разных состояниях рабочего тела (R, T, p), то снижение аналогов v_k скоростей в проходных сечениях клапанов в зависимости от угла поворота коленчатого вала должно достигаться за счет изменения элементов газораспределительного механизма.

Автор провел расчетные исследования зависимости аналогов v_k скоростей рабочего тела в проходных сечениях выпускного ($f_{вх}$) и впускного ($f_{вп}$) клапанов от угла поворота коленчатого вала для отечественных восьмицилиндровых V-образных дизелей, укомплектованных распределительными валами серийной и экспериментальной конструкции, сформированных ЦПГ, КШМ и ГРМ. На основании расчетных исследований построил соответствующие графические изображения (рис. 3, 4) зависимостей аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях щелей выпускного и впускного клапанов.

Выполненные исследования позволяют сделать следующие заключения.

1. Наибольшие ($v_{k\ max}$) расчетные аналоги скорости в проходных сечениях выпускного и впускного клапанов по углу поворота коленчатого вала располагаются в районе ВМТ (перекрытие клапанов), наименьшие – равны нулю и располагаются в НМТ.

2. При выталкивании рабочего тела из цилиндра расчетная кривая v_k имеет три характерных участка: линейного роста от нуля до 22 мм/°прв (180–285° п.к.в.); прогрессивного роста от 22 мм/°прв до 44 мм/°прв (285–339° п.к.в.); резкого падения от 44 мм/°прв до нуля (339–360° п.к.в.).

3. При наполнении цилиндра рабочим телом на расчетной кривой v_k также наблюдаются три характерных участка: резкого нарастания от нуля до 32 мм/°прв (360–375° п.к.в.); прогрессивного падения от 32 мм/°прв до 18 мм/°прв (375–435° п.к.в.); линейного падения от 18 мм/°прв до нуля (435–540° п.к.в.).

4. Рост максимальных величин аналогов v_k скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов на выпуске ограничивается началом открытия впускного клапана, на впуске – закрытием выпускного клапана.

5. Так как сопротивления систем впуска и выпуска в периоды очистки и наполнения цилиндра рабочим телом зависят от величин аналогов скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов в квадрате, то их сумма в районе ВМТ является одним из важнейших критериев совершенства проектирования ГРМ: чем меньше эта сумма, тем меньше затраты мощности на насосные ходы.

Литература

1. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций. Челябинск.: ЧПИ, 1974. – 251 с.
2. Тракторные дизели. Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общей редакцией Б.А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. – 536 с.
3. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. М.: Высш. шк. 2003. – 496 с.

УДК 621.43.629

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ДВС

Д-р техн. наук **В.П. ДЕНИСОВ, В.В. МАКСИМОВ**
СибАДИ (3812. 65-01-65)

Рассмотрена возможность регулирования температуры ДВС изменением расхода теплоносителя дозированием с помощью насоса с электрическим приводом. Предложен метод автоматического управления температурой теплоносителя на основе нечеткого логического вывода.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, система охлаждения, насос с электрическим приводом, автоматическое управление, нечеткая логика.*

Denisov V.P., Maximov V.V.

CONTROL SYSTEM OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE TEMPERATURE

The possibility of the internal combustion engine temperature control by change the coolant flow by means of batching through the instrumentality of the pump with the electric actuator was researched. The method for the fuzzy logic-based automatic control of the coolant temperature is suggested.

Keywords: *an internal combustion engine, a cooling system, a pump with the electric actuator, an automatic control, a fuzzy logic.*

Наиболее распространенная в настоящее время система охлаждения автомобильных ДВС включает в себя два контура – жидкостный и воздушный [1]. В первом из них насос обеспечивает циркуляцию охлаждающей жидкости, во втором воздушное охлаждение радиатора осуществляется вентилятором. Благодаря этому температура ДВС поддерживается на уровне, близком к заданному. Основные элементы такой системы, двигатель и радиатор со своими входными и выходными сигналами, приведены на рис. 1.

Очевидно, что при этой схеме поддерживать температуру ДВС на оптимальном уровне можно тремя способами: управляя либо расходом теплоносителя, либо расходом воздуха, либо тем и другим одновременно. Традиционные методы регулирования, где основная роль в поддержании температуры отводилась дросселированию, осуществляемому термостатом, не очень эффективны. Уже хотя бы потому, что при их применении на высоких частотах вращения существенно снижается КПД двигателя.

Отсюда напрашивается вывод: поддерживать необходимую температуру ДВС целесообразно, с точки зрения энергоэффективности, путем изменения подачи насоса. Причем так, чтобы устранить основной недостаток систем с термомеханическим термостатом, насосом и вентилятором, – невозможность оптимизации теплового состояния двигателя на всех режимах его работы.

Для решения этих проблем в системах охлаждения современных автомобильных ДВС наряду с традиционными применяются и системы охлаждения с электроприводом

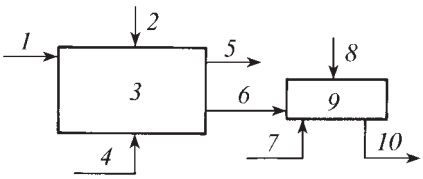


Рис. 1. Регулирование температуры ДВС при двухконтурной системе охлаждения:

1 – $G_т$ (расход топлива); *2*, *8* – $F_д$, $F_{рад}$ (возмущающие воздействия на двигатель и радиатор); *3* – двигатель; *4* – частота вращения привода насоса; *5* – $T_д$ (температура двигателя); *6* – $T_{тд}$ (температура теплоносителя после двигателя); *7* – частота вращения вентилятора; *8* – радиатор; *9* – $T_{рад}$ (температура теплоносителя после радиатора)

как вентилятора, так и насоса [1]. При этом электропривод насоса позволяет реализовать следующие очевидные выгоды: при пуске исключить циркуляцию охлаждающей жидкости; на малых частотах вращения коленчатого вала во время прогрева двигателя до заданной температуры минимизировать эту циркуляцию; путем подачи охлаждающей жидкости после остановки двигателя "сгладить" процесс его охлаждения; реализовать систему управления температурой двигателя на любом из режимов, изменяя подачу насоса.

Естественно, чтобы во время работы системы фактическая температура двигателя поддерживалась на заданном уровне, необходимо устройство, формирующее управляющий сигнал соответствующей величины. Такими устройствами, в принципе, могут быть приборы, основанные на традиционном пропорционально-интегрально-дифференциальном (ПИД-) законе регулирования или на правилах, использующих современные информационные интеллектуальные технологии. Например, на базе нечеткой логики.

Однако на практике настройка ПИД-регулятора – дело весьма трудоемкое. Потому что она, как правило, включает сложные системы дифференциальных уравнений, точно решить которые часто не представляется возможным. Это означает, что при функционировании таких систем поддержание температуры ДВС на заданном уровне не всегда будет обеспечено. Поэтому авторы статьи отдают предпочтение методу, позволяющему принимать правильные решения в обстановке неполной и нечеткой информации. В итоге они спроектировали регулятор, который основан на правилах нечеткой логики и способен устанавливать и поддерживать температуру ДВС на заданном уровне.

Теперь по существу дела. Если ДВС рассматривать как объект управления по температуре, то он представляет собой объект распределенный, инерционный, подверженный значительным возмущениям. Необходимого качества его регулирования при этих условиях можно достичь путем совершенствования информационной структуры системы управления. Например, вводом дополнительного опережающего информационного канала, обеспечивающего компенсацию запаздывания информации о возмущающих воздействиях.

Чтобы выбрать оптимальную информационную структуру, авторы исследовали два варианта функционирования таких систем – с измерением температуры только после ДВС и с ее измерением как до, так и после ДВС. Причем в обоих вариантах был использован регулятор, обеспечивающий достижение цели управления средствами нечеткой логики, а математическая модель системы охлаждения была реализована в интерактивной среде MATLAB, предназначенной для выполнения научных и инженерных расчетов. При этом в первом варианте на нечеткий регулятор поступала информация о рассогласовании e требуемого ($T_{зад}$) и фактического ($T_ф$) значения температуры после ДВС, а также о скорости изменения фактической температуры (рис. 2, *а*). Во втором – еще и информация о скорости изменения температуры dT/dt после радиатора на входе в ДВС (рис. 2, *б*). Выходной же сигнал регулятора в обоих вариантах управлял частотой вращения электродвигателя, который приводит в действие насос, подающий теплоноситель на радиатор.

Что касается моделей радиатора и двигателя, то авторы описывали инерционные свойства последних. Кроме того, в обоих вариантах моделировались внешние воздействия на систему: охлаждение воздухом и нагрев при сгорании топлива.

В нечетком регуляторе входные сигналы рассогласования e и производной dT/dt ($dT_{рад}/dt$ или $dT_д/dt$ – в зависимости от рассматриваемого варианта) переводятся в значения нечетких лингвистических переменных, которые используются процедурой нечеткого логического вывода. В реализуемой нечеткой базе знаний посылки (рассогласование e и произ-

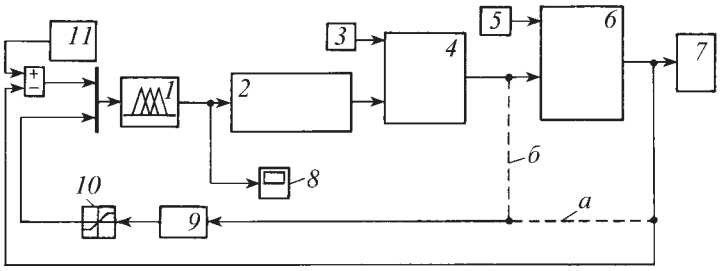


Рис. 2. Схема моделирования системы охлаждения с измерением температуры на выходе из ДВС (а), на входе и выходе из ДВС (б):

1 – нечеткий регулятор; *2* – насос; *3* – охлаждение радиатора; *4* – радиатор; *5* – нагрев двигателя; *6* – ДВС; *7* и *11* – теплоноситель; *8* – выход регулятора; *9* – вычисление производной; *10* – ограничитель производной

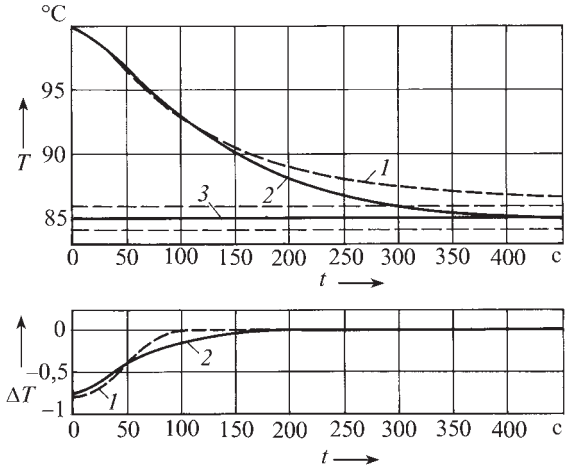


Рис. 4. Результаты моделирования системы управления с нечетким регулятором:

1 – с измерением температуры только после ДВС; *2* – с измерением температуры на входе и выходе ДВС; *3* – заданная температура ДВС

водной dT/dt) заданы нечеткими множествами, а заключения правил (частота $U_{рег}$ вращения электродвигателя насоса) – четкими числами (рис. 3).

Процесс приведения к нечеткости (фаззификация) заключается в следующем.

Диапазоны изменения переменных разбиваются на множества (термы), в пределах каждого из которых строится функция принадлежности переменной каждому из множеств. Для полученных нечетких множеств использована международная система обозначений: *n* – отрицательный, *z* – нулевой, *p* – положительный. К этим обозначениям добавлены буквы: *m* (средний), *l* (большой). Например, *nl* – отрицательный большой.

Диапазон изменения переменной *e* разбивается на термы *nl*, *nm*, *z*, *pm*, *pl*, в пределах каждого из которых строится функция принадлежности переменной *e* каждому из множеств; диапазон изменения переменной dT/dt разбивается на термы *n*, *z* и *p*. При этом терму *z* соответствуют малые значения скорости dT/dt изменения температуры, которые принимаются как характеризующие установившийся процесс. Четкое число $U_{рег}$, задающее заключение каждого правила, рассматривается как одноэлементное нечеткое множество с синглтонной (single – единственный) функцией принадлежности.

Полученная база знаний эквивалентна базе знаний Сугено нулевого порядка, а база нечетких правил включает в себя шесть следующих продукционных правил:

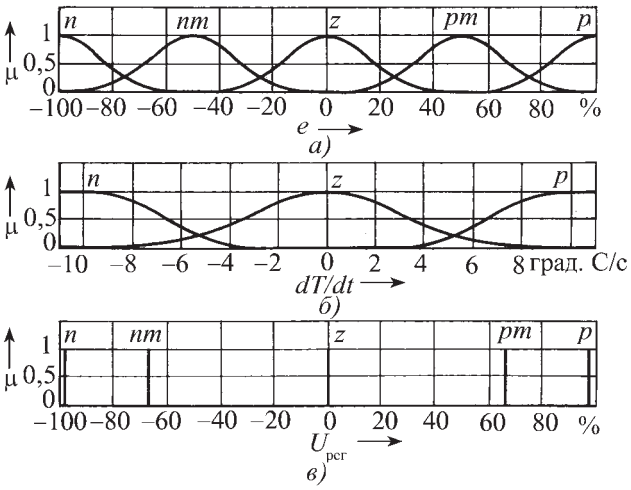


Рис. 3. Функции принадлежности термов входной переменной e (а), входной переменной dT/dt (б) и выходной переменной $U_{рег}$ (в) нечеткого регулятора температуры ДВС

ЕСЛИ *e ЭТО dt* ***И*** *dT/dt ЭТО z*, ***ТО*** $U_{рег}$ *ЭТО nl*;
ЕСЛИ *e ЭТО nm* ***И*** *dT/dt ЭТО z*, ***ТО*** $U_{рег}$ *ЭТО nm*;
ЕСЛИ *e ЭТО pm* ***И*** *dT/dt ЭТО z*, ***ТО*** $U_{рег}$ *ЭТО pm*;
ЕСЛИ *e ЭТО pl* ***И*** *dT/dt ЭТО z*, ***ТО*** $U_{рег}$ *ЭТО pl*;
ЕСЛИ *e ЭТО z* ***ИЛИ*** *dT/dt ЭТО n*, ***ТО*** $U_{рег}$ *ЭТО z*;
ЕСЛИ *e ЭТО z* ***ИЛИ*** *dT/dt ЭТО p*, ***ТО*** $U_{рег}$ *ЭТО z*.

Далее выполняется операция дефаззификации – обратного преобразования нечетких переменных в четкие. При этом для получения выходной переменной четкий вывод осуществляется нахождением взвешенного среднего по формуле

$U_{рег} = \sum_{i=1,m} \mu_u(U_i)U_i \Big/ \sum_{i=1,m} \mu_u(U_i)$, где $U_{рег}$ – четкое значение выходной переменной; U_i – значение выходной переменной для *i*-го терма с единичным значением степени принадлежности; $\mu_u(U_i)$ – степень принадлежности к этому терму; *m* – число термов.

Таким образом, совокупность нечетких правил и нечетких переменных используется для осуществления нечеткого логического вывода, результатом которого является значение частоты $U_{рег}$ вращения электродвигателя насоса.

Результаты исследований процессов в системе охлаждения, полученные с помощью моделей для двух ее вариантов, приведены на рис. 4, из которого видно, что система регулирования в обоих случаях позволяет установить и поддерживать требуемую температуру двигателя. При этом быстродействие регулирования при введении дополнительного информационного канала (от датчика измерения температуры до входа в ДВС), по сравнению с вариантом системы, где осуществляется измерение температуры только после ДВС, повышается.

Работоспособность рассмотренной системы охлаждения ДВС, реализованной на базе нечеткого логического вывода, подтверждена экспериментально. Как и то, что она обеспечивает поддержание температуры двигателя на заданном уровне, стабилизируя его тепловое состояние, тем самым обеспечивая высокие экономические и экологические его показатели.

Литература

1. Алиев А.Я., Фаталиев Н.Г. Система охлаждения ДВС, оснащенная электроприводным насосом // Автомобильная промышленность. № 7. 2008. 14 с.
2. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 288 с.

УДК 621.822

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ-ТЯГАЧА ПУТЕМ ПЕРЕСТРОЙКИ ЕЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Канд. техн. наук **П.В. ЯКОВЛЕВ,**
д-р техн. наук **Г.Д. ДРАГУНОВ**
Южно-Уральский ГУ (351. 267-94-41)

Рассматривается нагруженность трансмиссии автомобиля-тягача "Урал-43206", в частности, на режиме быстрого переключения передач в коробке передач и в раздаточной коробке и пути снижения механической напряженности шестерен раздаточной коробки.

Ключевые слова: *раздаточная коробка, шестерни, режимы нагружения, механическая напряженность, колебания, разделение масс.*

Yakovlev P.V., Dragunov G.D.

REDUCTION OF DYNAMIC LOADING OF THE POWER TRANSMISSION CAR-TRUCK IN INTENSIVE RESTRUCTURING OF THE KINEMATIC SCHEME

The loading of transmission of the car-truck "Ural-43206", in particular, on the regime to quickly switch gears in the gearbox and transfer case and ways to reduce the mechanical strength of the transfer case gears is considered.

Keywords: *transfer case, gear, loading conditions, mechanical stress, vibration, separation of the masses.*

В мировом автомобилестроении наблюдается тенденция увеличения производительности автомобилей-тягачей, т.е. повышения их грузоподъемности и скорости движения. Для этого на них устанавливают все более быстроходные двигатели большой мощности, что, в свою очередь, ведет к росту нагрузок на детали всех агрегатов и узлов силовых передач. Отсюда – необходимость повышения надежности и долговечности элементов их конструкции. Причем все это в условиях, когда требуется увеличивать срок службы всего автомобиля при одновременном снижении его массы.

Очевидно, что решить перечисленные выше проблемы можно только при полном использовании свойств материалов и применении современных методов конструирования и расчета агрегатов автомобиля на наиболее нагруженных режимах его эксплуатации. И агрегаты трансмиссии автомобиля-тягача с этой точки зрения – не исключение. Однако беда в том, что процессы нагружения деталей трансмиссии АТС текущими значениями динамического момента изучены мало, поэтому и аналитических методов расчета статистических характеристик распределения крутящих моментов фактически нет. Что и вынуждало авторов статьи на протяжении ряда лет заниматься расчетными и экспериментальными исследованиями схем ступенчатых механических редукторов для безостановочного переключения передач в них. В частности, изучались переходные процессы в коробках передач и раздаточных коробках как с традиционным осевым переключением зубчатых муфт и кареток, так и с переключением за счет изменения межосевого расстояния сопрягаемых шестерен. И началось все с натурных экспериментов на автомобиле-тягаче "Урал-43206", на котором предполагалось установить новую раздаточную коробку.

В ходе испытаний "Урал-43206" в такой комплектации было установлено, что при сокращении времени t переключения передач в трансформаторе крутящего момента до $t < 0{,}1$ с переходный процесс в трансмиссии сопровождается резким динамическим нагружением (ударом), величина которого мало зависит от типа трансмиссии (механическая, гидромеханическая, электрическая). Что и заставило авторов заняться более детальным изучением особенностей режимов нагружения при переключении передач в трансмиссии тягача "Урал-43206".

В ходе изучения было выявлено, что при переключении передач в трансмиссии наблюдается скачкообразная перестройка структуры и изменение упругоинерционных параметров динамической системы автомобиля с последующим согласованием средних угловых скоростей его ведущей и ведомой частей. При этом в трансмиссии возбуждаются почти периодические затухающие неустановившиеся колебания, совершаемые на низшей собственной частоте f_{c1} машинного агрегата, а изменение $M_д(t)$ крутящего момента в трансмиссии при этом описывается формулой № 1 (см. таблицу).

При реализации процесса динамического нагружения трансмиссии в процессе переключения передач оценивалось изменение (рис. 1) крутящего момента $M_{кв}$ на карданном валу в произвольно взятых 20 точках, соответствующих четному шагу поворота входного вала. Рисунок подтверждает, что переходной процесс в трансмиссии затухает за 3–4 колебания на низшей собственной частоте машинного агрегата, следовательно, время $t_п$ его длительности и его колебательность являются функциями упругоинерционных и диссипативных характеристик динамической системы, т.е. машинного агрегата.

Но в эксплуатационных условиях (точка B) для большинства автомобилей-тягачей (как и вообще тяговых машин) угловые скорости $\omega_{дв}$ двигателя (а следовательно, и первичного вала коробки передач) равны 900–1200 мин$^{-1}$, а при форсированных режимах – 1500–2000 мин$^{-1}$. В зависимости от степени открытия дроссельной заслонки (хода рейки ТНВД) угловая скорость $\omega_т$ валов трансмиссии к моменту окончания переходного процесса, по сравнению с ее значением в точке B, возрастает в 1,2–2 раза. Тогда, если принять закон изменения угловой скорости трансмиссии линейным, то число ее оборотов за время $t_п$ длительности переходного процесса можно определить по формулам № 2.

На рис. 2 приведен график набора оборотов n первичным валом коробки передач автомобиля "Урал-43206" за время $t_п$ переходного процесса. При этом принято, что в точке B (см. рис. 1) $\omega_{вв} = \omega_{дв} = 900$ мин$^{-1}$, а в точке C – 1700 мин$^{-1}$. И что каждому обороту вала соответствует однократное нагружение каждого зуба посаженного на него зубчатого колеса.

Нагружению одного произвольно выбранного зуба текущими значениями динамического момента в трансмиссии за время $t_п$ переходного процесса соответствуют точки

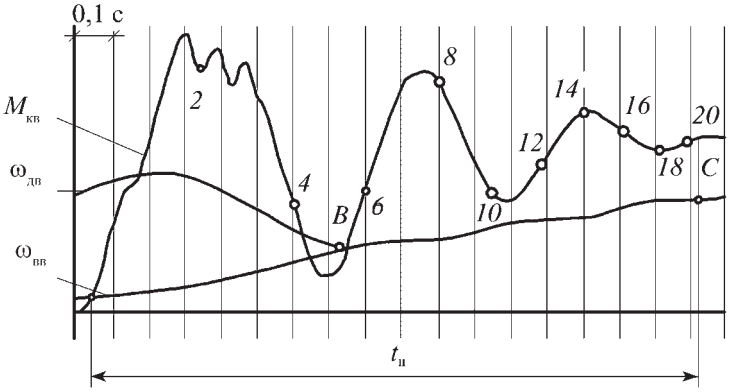


Рис. 1. Осциллограмма динамического нагружения трансмиссии при переключении передачи

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_{д}(t) = \overline{M}_{д} + (M_{д_{a1}} \sin(2\pi f_{c1} t)\exp(-ht))$	$\overline{M}_{д}$ – среднее значение крутящего момента в переходном процессе; $M_{д_{a1}}$ – значение первой амплитуды крутящего момента; h – коэффициент затухания колебаний в трансмиссии; t – время; f_{c1} – низшая собственная частота машинного агрегата
2	$\omega_{вв} = \frac{1}{r_{к}} \int_0^{t_п} j_{а} t dt; \omega_{кв} = \omega_{пв} / U_{кп}$; $\omega_{к} = \omega_{пв} / U_{кп} U_0$	$r_{к}$ – радиус ведущих колес; $j_{а}$ – среднее ускорение автомобиля в начале процесса включения передачи (стопорения водила); $U_{кп}$ и U_0 – соответственно передаточные числа коробки передач и главной передачи; $\omega_{вв}$, $\omega_{кв}$, $\omega_{к}$ – соответственно частоты вращения входного вала, карданного вала, ведущих колес автомобиля
3	$p(M_{д}) = (\sigma_{м}\sqrt{2\pi})^{-1} \times \exp\left[\frac{-(M_{д} - \overline{M}_{д})^2}{2\sigma_{м}^2}\right]$	$\sigma_{м}$ – величина нагружения трансмиссии динамическим моментом; $\sigma_{м}^2$ – дисперсия процесса нагружения
4	$p(M_{д}, t_{п}) = [\sigma_{м}(t_{п})\sqrt{2\pi}]^{-1} \times \exp\left\{\frac{[-(M_{д}(t) - \overline{M}_{д}(t_{п}))]^2}{2\sigma_{м}^2(t_{п})}\right\}$	–
5	$\sigma_{м}^2(t_{п}) = \psi_{м}^2(t_{п}) - \overline{M}_{д}^2(t_{п})$	$\psi_{м}^2(t_{п})$ – среднее значение квадрата данной реализации динамического момента в трансмиссии за время $t_{п}$
6	$K_{д}\partial = M_{д_{max}} / M_{расч}$	$M_{расч}$ – номинальный (расчетный) момент в трансмиссии транспортного средства, реализуемый двигателем по условию сцепления ведущих колес с дорогой
7	$\sigma_{Т}^2 = \frac{1}{T}\int_0^t [M_{д}(t) - \overline{M}_{д}]^2 dt$	T – дисперсии усреднения; $M_{д}$ – значение крутящего момента в переходном процессе
8	$\psi_{м}^2 = \frac{1}{T}\int_0^t M_{д}^2(t) dt$	–
9	$D(f) = \sigma_{т}(f) / A(f)$	$\sigma_{т}(f)$ – среднеквадратическое отклонение реакции системы в виде крутящего момента на гармоническое воздействие с амплитудой $A(f)$
10	$\sigma_{т} = \left\{\frac{2}{T}\int [M_{д}(t) - \overline{M}_{д}]^2 dt^2\right\}$	–
11	$\ddot{\varphi}_{дв} - \ddot{\varphi}_{а} + \left(\frac{1}{I_{дв}} + \frac{1}{I_{а}}\right) = \frac{M_{дв}}{I_{дв}}$	$\ddot{\varphi}_{дв}$ – угловое ускорение вращающихся деталей двигателя; $\ddot{\varphi}_{а}$ – угловое ускорение объединенной массы $I_{а}$; $I_{дв}$ – момент инерции вращающихся деталей двигателя
12	$\ddot{\varphi}_{дв} = -\ddot{\varphi}_{а}(I_{а} / I_{дв})$	–
13	$M_{тр} = M_{дв}\frac{I_{а}}{I_{дв} + I_{а}} + I_{а}\ddot{\varphi}_{а}$	–
14	$\ddot{\varphi}_{дв} - \ddot{\varphi}_{а_1} - \ddot{\varphi}_{а_2} + M_{тр}\left(\frac{1}{I_{дв}} + \frac{1}{I_{а_1}}\right) + I_{а_2}\ddot{\varphi}_{а_2}\left(\frac{1}{I_{а_1}} + \frac{1}{I_{а_2}}\right) = \frac{M_{дв}}{I_{дв}}$	–
15	$M_{тр} = M_{дв}\frac{I_{а_1}}{I_{дв} + I_{а_1}} + \frac{(I_{дв} + I_{а_1})I_{а_1} + I_{а_2}(I_{а_1} - I_{дв})}{I_{дв} + I_{а_1}}\ddot{\varphi}_{а}$	–

1–20 на кривой изменения момента (см. рис. 1). На другие зубья будут выпадать произвольные точки.

Расчеты показали, что за время одного переходного процесса первичный вал коробки передач совершает от 15 до 50 оборотов, промежуточный – от 10 до 40, первичный вал раздаточной коробки – от 3 до 35, полуоси – от 0,5 до 10. Учитывая же, что на 1 тыс. км пробега автомобиля приходится от 600 до 5000 переходных процессов, число циклов нагружения зубчатых колес коробки передач и раздаточной коробки на таких режимах колеблется от 10^2 до 10^5.

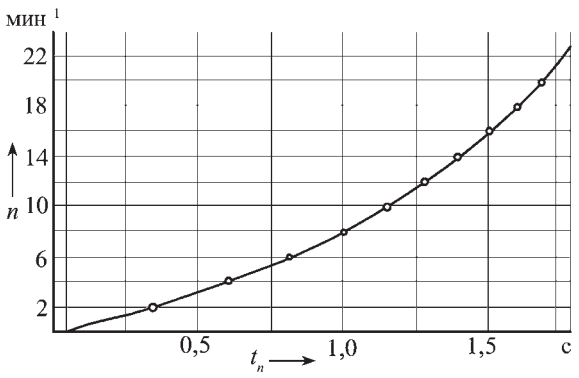


Рис. 2. График изменения числа оборотов первичного вала коробки передач автомобиля-тягача "Урал-43206" за время переходного процесса

Причем на область максимальных значений нагрузок приходится не менее $2{\cdot}10^1$–$2{\cdot}10^4$ циклов/тыс. км пробега, а за пробег автомобиля 100–250 тыс. км – не менее $2{\cdot}10^3$–$5{\cdot}10^6$ циклов.

Проведенные расчеты формирования нагрузок на зуб шестерни при переключении передач показывает, что они дискретны, случайны по уровню и последовательности. И эти случайности обуславливаются отличиями в характере изменения начальных значений угловой скорости и углового положения зубчатых колес трансмиссии и протекании динамического момента при разных реализациях. Поэтому нагружение зубчатых колес на таких режимах можно описать методами математической статистики. Например, применив центральную предельную теорему теории вероятностей и описав его нормальной функцией распределения [1], плотность $p(M_д)$ вероятностей можно рассчитать по формуле № 3.

Численные характеристики распределения (среднее значение $\overline{M}_д$ и среднее квадратическое отклонение σ_i) следует определять для каждой включаемой передачи отдельно. В этом случае для получения осредненных характеристик распределения необходима статистическая обработка большого числа реализаций процесса включения одной и той же передачи (при трогании или переключении). Однако в случае аддитивности нестационарного процесса (к которым относятся переходные процессы в трансмиссии при переключении передач) возможно получение характеристик распределения и их анализ по одной реализации. Тогда, согласно рекомендации работы [2], при $t = t_т$ ($t_т$ – интервал усреднения, равный длительности переходного процесса) формула № 3 приобретает вид формулы № 4. То есть $p(M_д)$ полностью определяется нестационарным средним ($\sigma_i(t)$) и нестационарным средним квадратическим ($\overline{M}^2_д(t)$) отклонением случайного процесса при $t = t_п$. Поэтому локальные характеристики распределения нестационарного процесса по одной реализации могут быть рассчитаны с помощью формулы № 5.

Входящие в нее среднее значение ($\psi^2_м(t_п)$) квадрата, как и квадрат ($\overline{M}^2_д(t_п)$) среднего значения определяются по известным зависимостям. Но так как аналитические функции распределения (в частности, нормальная) описывают изменения величины в диапазоне от $-\infty$ до $+\infty$, то целесообразно введение границ их усечения. В частности, максимальные значения динамического момента в трансмиссии являются величинами конечными, формируемыми в определенных неблагоприятных условиях. Например, установлено, что максимальные динамические нагрузки в трансмиссии при переключении передач в раздаточной коробке не превышают нагрузки при "броске" педали сцепления, описанные в работах [2 и 3]. Поэтому их величины и примем в виде правых границ усечения, в качестве же левой границы – нулевое значение крутящего момента.

Теперь рассмотрим пути снижения механической напряженности трансмиссии автомобиля-тягача, так как от этой напряженности зависит долговечность основных его деталей.

Традиционный путь – встраивание в кинематическую цепь трансмиссии специальных упругодиссипативных элементов, обеспечивающих вывод резонансных режимов ее работы за пределы рабочего диапазона. Однако он, к сожалению, не всегда может быть реализован из-за конструктивных, технологических и экономических ограничений.

Второй путь – линеаризация системы. Но при этом частоты и формы собственных колебаний не всегда соответствуют действительным. И может оказаться, что повышенные уровни деформации упругих элементов приведут в конечном счете к разрушению элементов трансмиссии при возникновении резонансных колебаний на неблагоприятных рабочих режимах. То есть ни тот, ни другой путь требуемого уровня надежности трансмиссии в целом (как системы) не обеспечивает, несмотря на существенное повышение долговечности ее отдельно взятых основных деталей (зубчатых колес, подшипников, валов и т.д.).

Третий путь – применение динамического гасителя колебаний, т.е. создание дополнительного колебательного контура, разгружающего основной поток мощности от колебаний (например, установка через резиновые прокладки зубчатого венца на маховик двигателя тягача).

В общем случае такие гасители содержат упругие элементы и поглотители энергии с сухим или вязким трением. Конструктивно они выполняются в виде фрикционно-пружинного или маятникового устройства, упругой рессоры с трением или гироскопического датчика. В отдельных случаях элементы (например, рессора и поглотитель энергии) могут быть активными, т.е. управляемыми.

Так, немецкая фирма "Континенталь ИСАД" изготовила совмещенный стартер-генератор, который помимо основных функций выполняет и роль управляемого активного гасителя крутильных колебаний. Однако такие решения оправдывают себя не всегда. Скажем, на мощных дизель-генераторных установках оно вполне уместно, но на двигателях же транспортных машин, тех же автомобилях-тягачах, реализовать его крайне затруднительно, так как стартер-генераторы не обладают необходимой инерционной массой и требуют виброзащиты их механического привода. На двигателях же АТС общего назначения, обладающих ограниченной мощностью стартера и генератора, она вообще неосуществима. В том числе и потому, что стремление повысить производительность и скорости этих АТС, форсирование их по мощностям, нагрузкам и другим рабочим характеристикам неизбежно увеличивают интенсивность вибраций и расширяют их спектр.

Тем не менее методы виброзащиты автомобилей-тягачей есть, и они весьма разнообразны. И выбирать их следует исходя из характеристик источника вибраций. Если он слабый, можно обойтись конструктивными мерами, если же ощутимого влияния на источник вибраций они не дают, то нужно применять технические средства, снижающие передачу вибрации и устраняющие ее вредное воздействие на исследуемый объект.

Далее. Из курса теории колебаний известно, что динамические процессы могут быть разделены на две группы – переходные и установившиеся. Переключение передач – типичный переходный процесс. Его, по аналогии с теори-

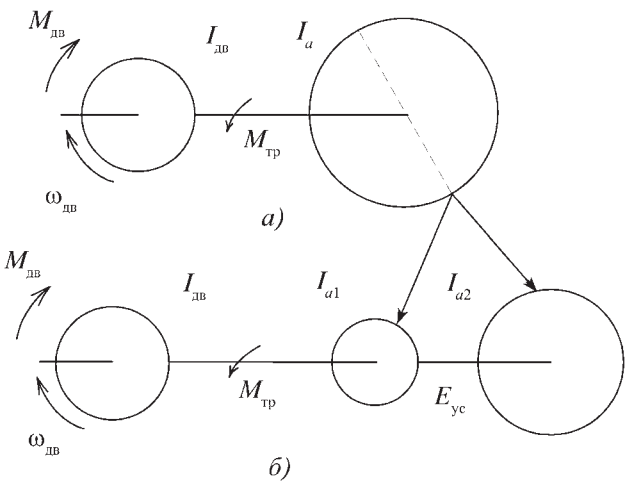


Рис. 3. Упрощенная динамическая схема автомобиля-тягача "Урал-43206" (а) и ее предлагаемое преобразование (б)

ей автоматического управления [4], можно характеризовать тремя показателями: максимальными значениями крутящего момента $M_{д_{max}}$ в переходной период; его продолжительностью $t_п$ и числом n колебаний системы за время $t_п$.

В теории автомобиля первый из перечисленных показателей принято оценивать коэффициентом $K_д$ максимальной динамической нагрузки, определяемым по формуле № 6. Второй и третий показатели увязаны между собой, так как продолжительность $t_п$ переходного процесса (время затухания колебаний) определяется числом n затухающих колебаний системы. И при сравнении динамических качеств различных вариантов исследуемой системы на переходных режимах вместо второго и третьего показателей удобнее использовать более универсальный показатель – дисперсию $\sigma_т$ процесса нагружения трансмиссии динамическим моментом, значение которой определяется по формуле № 7.

Но следует иметь в виду, что дисперсия процесса – достаточно исчерпывающая характеристика уровня лишь одночастотных динамических колебаний крутящего момента $M_д(t)$ в трансмиссии колесной машины относительно его среднего ($\overline{M}_д$) значения. В случае же многочастотного возбуждения колебаний дисперсия, к сожалению, не отражает всю полноту картины динамических процессов в системе. Поэтому следует пользоваться формулой № 8, которая дает общее представление о суммарной интенсивности любого случайного процесса, в том числе и колебательного.

Критерии качества переходных процессов, подсчитанные по формулам № 7 и 8, относятся к интегральным. Их значения наиболее существенны при оценке влияния переходных процессов на формирование нагрузочного режима и для расчетов основных деталей трансмиссии по критерию "усталостная прочность". В связи с этим целесообразно отдавать предпочтение формуле № 8, так как она дает более исчерпывающую информацию об уровне динамического нагружения зубчатых колес и подшипников на переходных режимах работы трансмиссии. Тогда как формула № 7 дает представление только об интенсивности колебательного процесса относительно среднего положения.

Динамические свойства трансмиссии автомобиля-тягача "Урал-43206" на установившихся колебательных режимах описываются ее частотными характеристиками, представляющими отношение амплитуд крутящих моментов на упругих валах трансмиссии и возмущающего воздействия, приложенного к различным элементам колебательной системы.

Как известно, метод динамического гашения колебаний состоит в присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств с целью изменения его вибрационного состояния. При этом работа динамических гасителей основана на формировании силовых воздействий, передаваемых на объект, в результате чего вибрационное состояние объекта может изменяться как путем перераспределения колебательной энергии от объекта к гасителю, так и в направлении увеличения рассеяния энергии колебаний.

Причем первое реализуется изменением настройки системы "объект–гаситель" по отношению к частотам действующих вибрационных возмущений (корректирование упругоинерционных свойств системы).

Гасители, присоединяемые к объекту в этом случае, называют инерционными. Пригодны они для подавления узкополосных случайных колебаний.

При действии вибрационных нагрузок широкого частотного диапазона применяется второй способ, основанный на повышении диссипативных свойств системы путем присоединения к объекту дополнительных специально демпфируемых элементов (динамические гасители диссипативного типа называют поглотителями колебаний). Возможны и комбинированные способы, использующие одновременно с динамическим гашением коррекцию упругоинерционных диссипативных свойств системы (применяемые в этом случае гасители называют динамическими гасителями с трением).

Динамические гасители могут быть конструктивно реализованы на основе пассивных элементов (инерционных масс, пружин, демпферов) и активных, имеющих собственные источники энергии. Причем использование активных элементов предпочтительнее: они расширяют возможности динамического виброгашения, поскольку позволяют проводить непрерывную подстройку параметров динамического гасителя в функции действующих возмущений и, следовательно, осуществлять гашение в условиях меняющихся вибрационных нагрузок. Правда, аналогичные результаты могут быть достигнуты с помощью пассивных устройств, имеющих нелинейные характеристики. Например, в расчетные динамические схемы трансмиссий иногда включают нелинейные элементы (с сухим трением, сочленения с зазорами и т.д.). Описание динамических свойств таких трансмиссий амплитудно-частотными характеристиками невозможно, так как последние становятся функциями не только частоты, но и времени и интенсивности входного воздействия.

Динамические свойства нелинейных систем описываются дисперсионно-частотными характеристиками [3], вычисляемыми по формуле № 9. Входящее в нее среднеквадратическое отклонение реакции системы определяется по формуле № 10.

Для линейных же динамических систем дисперсионно-частотные характеристики сводятся к обычным амплитудно-частотным характеристикам.

Таким образом, при сравнении колебательных систем на режимах неустановившихся колебаний лучшими динамическими свойствами будут обладать системы, имеющие на переходных режимах меньшие значения коэффициента $K_д$ динамичности и дисперсии T усреднения.

Какие же решения нужно принять по автомобилю "Урал-43206"?

Исследования показали, что как на режимах трогания с места и переключения передач, так и при движении по дороге с короткими неровностями на уровень динамической нагруженности его трансмиссии существенное влияние

оказывают его собственные поступательно движущиеся массы. Поэтому в данную динамическую систему, ходовую часть, целесообразно включить продольные упругие и диссипативные элементы. Чтобы определить, какие конкретно, примем, что динамические схемы обладают только инерционными характеристиками.

Упрощенная двухмассовая система автомобиля-тягача "Урал-43206" приведена на рис. 3, *а*. В ней все поступательно движущиеся массы представлены одной объединенной массой I_a.

Динамический момент в трансмиссии (среднее значение, так как колебания из-за отсутствия упругих звеньев также отсутствуют) под влиянием крутящего момента $M_{дв}$ двигателя и начальной частоты $n_{дв}$ вращения его коленчатого вала дает формула № 11.

Но так как в жесткой системе под влиянием начальной $n_д\ \ddot{\phi}_{дв}$ изменяется в соответствии с формулой № 12, то момент $M_{тр}$ сопротивления трансмиссии можно подсчитать по формуле № 13.

Введение продольных упругих и диссипативных элементов в динамическую систему поступательно движущихся масс ходовой части равносильно разделению объединенной массы I_a на две. Динамическая схема машинного агрегата в этом случае примет вид, приведенный на рис. 3, *б*. Для него можно записать формулу № 14. Тогда из формулы № 8 получим формулу № 15.

Сопоставление формул № 13 и 14 в общем виде затруднено, однако их решение с численными значениями параметров показывает, что в зависимости от величины I_{a1} можно получить существенное, в 1,2–1,5 раза, по сравнению со средними моментом в трансмиссии, снижение механической напряженности.

Литература

1. Альгин В.Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В.Б. Альгин, В.Я. Павловский, С.Н. Поддубко. Минск: Наука и техника, 1986. – 214 с.
2. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. М.: Машиностроение. 1973. – С. 7–65, 259–276.
3. Бухарин Н.А., Котиков Ю.Г., Лукинский В.С. О приведении нестационарного случайного процесса к стационарному при исследовании динамических нагрузок // Автомобильная промышленность. 1975. № 3. С. 12–16.

УДК 620.179

РАСЧЕТ ПОДАТЛИВОСТИ ИЗМЕРИТЕЛЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Н.А. КУЗНЕЦОВА, кандидаты техн. наук **А.А. ТЕТЮШЕВ** и **И.М. ШАНДЫБИНА**
Волгоградский ГТУ (+7. 8442. 24-80-98)

Рассматривается вопрос определения крутильной податливости системы измерителя крутящего момента планетарных передач силовых установок.

Ключевые слова: *измеритель крутящего момента, податливость, деформация, планетарные передачи, гидравлические системы.*

Kuznetzova N.A., Tetyushev A.A., Shandibina I.M.

DEFINITION A PLIABILITY OF SYSTEM OF A MEASURING INSTRUMENT OF A TWISTING MOMENT

The definition question a pliability of system of a measuring instrument of a twisting moment of planetary transfers of power- plants is considered.

Keywords: *twisting moment measuring instrument, pliability, deformation, planetary transfer, hydraulic system.*

В планетарных передачах (в том числе и дифференциально замкнутых) для измерения крутящих моментов (мощностей) часто используют гидравлические измерители крутящего момента (ИКМ), которые одновременно являются и демпфирующими устройствами. Принципиальная схема такого ИКМ приведена на рис. 1.

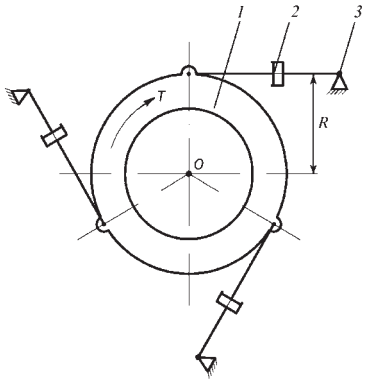


Рис. 1. Принципиальная схема измерителя крутящего момента:

1 – остановленное звено; *2* – гидроцилиндр; *3* – корпус редуктора

Как видим, при ней остановленное звено (водило или эпицикл) *1* с помощью шарниров через гидравлический цилиндр *2* соединяется с корпусом редуктора *3*. При этом в гидроцилиндре сделана (рис. 2) калиброванная проточка *K* для пропуска масла, которое от насоса ИКМ подается через полость *M* в цилиндр. Причем предохранительный клапан насоса (на рисунке не показан) настроен на давление на ~30 % выше, чем оно могло бы быть при максимальной нагрузке на редуктор, если бы цилиндр был глухой (без полостей *K* и *M*).

Очевидно, что ИКМ – система не абсолютно жесткая, а податливая. Что нельзя не учитывать при расчетах.

Рассмотрим, как это следует делать.

При расчете податливости системы ИКМ принимаются следующие четыре допущения.

Во-первых, считается, что подача насоса постоянна и не зависит от давления в нагнетательной полости цилиндра, а частота вращения зубчатых колес его привода на рабочих режимах если и изменяется, то незначительно.

Во-вторых, проходное сечение полости *K* – прямоугольное.

В-третьих, насос ИКМ служит для восполнения утечки масла через полость *K* и удержания таким способом поршня при определенном давлении масла в цилиндре в одном положении.

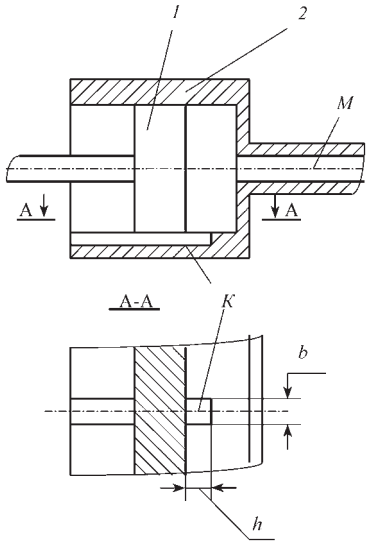


Рис. 2. Схема гидроцилиндра измерителя крутящего момента:

1 – поршень; *2* – гидроцилиндр

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta\beta = \frac{\Delta h}{T}$	Δh – перемещение поршня при изменении нагрузки; R – радиус, на котором расположены демпфирующие устройства
2	$e_д = \frac{\Delta\beta}{\Delta T}$	ΔT – изменение крутящего момента, действующего на остановленное звено редуктора
3	$Q = \mu A\sqrt{2g\frac{\Delta p}{\rho}}$	μ – кинематическая вязкость масла; A – площадь сливного отверстия; g – ускорение свободного падения; Δp – потеря напора (разность давлений в полости M и в сливном отверстии K; ρ – удельная плотность масла. Если на сливе давление равно атмосферному, то $\Delta p = p$)
4	$Q = \mu bh\sqrt{2g\frac{\Delta p}{\rho}}$	–
5	$h = \frac{Q}{\mu b}\sqrt{2g\frac{p}{\rho}}$	–
6	$\Delta h = h_1 - h_2 = \frac{Q}{\mu b}\left(\sqrt{\frac{\rho}{2gp_1}} - \sqrt{\frac{\rho}{2gp_2}}\right) = \frac{Q}{\mu b}\sqrt{\frac{\rho}{2g}}(p_1^{-0,5} - p_2^{-0,5})$	h_1 и h_2 – соответственно положения поршня в гидроцилиндре, соответствующие нагрузке T_1 и T_2; p_1, p_2 – давления, соответствующие T_1 и T_2
7	$\Delta h = 10{,}92\,Q(p_1^{-0,5} - p_2^{-0,5})$	–
8	$l_д = \frac{\Delta\beta}{T_2 - T_1}$	–
9	$T = kp$	k – масштабный (тарировочный) коэффициент
10	$T = \frac{\pi p d^2 R}{4}$	d – диаметр цилиндра ИКМ; p – давление в этом цилиндре
11	$K = \frac{\pi d^2 R}{4}$	–
12	$l_д = \frac{10{,}92\,Q\left(\frac{1}{\sqrt{p_1}} - \frac{1}{\sqrt{p_2}}\right)}{R(T_2 - T_1)} = \frac{10{,}92\,Q(\sqrt{p_2} - \sqrt{p_1})}{Rk(p_2 - p_1)\sqrt{p_1 p_2}}$	–
13	$l_д = \frac{10{,}92\,Q}{kR(p_1 p_2^{0,5} + p_2 p_1^{0,5})}$	$l_д$ – в рад./м

В-четвертых, масло при рабочих давлениях несжимаемо.

Далее. Сила, действующая на поршень в зависимости от типа и величины нагрузки изменяется, что приводит к соответствующему уменьшению или увеличению давления в цилиндре, а следовательно, и площади $A = bh$ сливного отверстия K (см. рис. 2) . Но так как его ширина b остается постоянной, то изменение площади A идет за счет изменения размера h. Что, в свою очередь, приводит к повороту остановленного звена на угол $\Delta\beta$, подсчитываемый по формуле № 1 (см. таблицу).

Крутильную податливость $e_д$ демпфирующего устройства системы ИКМ дает формула № 2.

Расход Q масла через полость K определяется по формуле № 3 предложенной автором работы[1]. Но, с другой стороны, значение Q можно подсчитать и по формуле № 4. Откуда получаем формулу № 5.

Перемещение Δh поршня системы ИКМ при изменении крутящего момента от T_1 до T_2 рассчитывается по формуле № 6. Приняв, что $g = 9{,}81$ м/с^2, $\rho = 900$ кг/м^3 и $\mu = 0{,}62$ (для данного случая) получим формулу № 7.

Теперь, учитывая формулу № 1, можно записать формулу для искомой угловой податливости $l_д$. Это формула № 8.

Для каждого типа и размера редуктора соотношение между ρ и T системы ИКМ можно записать в виде формулы № 9. Но теоретическое значение дает формула № 10, следовательно, значение K можно найти по формуле № 11.

На практике коэффициент k окончательно определяется путем тарирования, при котором учитываются различного рода гидравлические потери и утечки в системе.

Таким образом, для $l_д$ можно записать формулу № 12. Или, окончательно, формулу № 13.

[1] 1. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.

УДК 62.24; 621.431.3

ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО ДЛЯ ДВС, ВЫПОЛНЕННОЕ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА

Канд. техн. наук **Н.Ю. ДУДАРЕВА**
Уфимский ГАТУ (347. 272-84-05)

Приведены методики и результаты экспериментальных исследований по использованию в ДВС компрессионных поршневых колец из алюминиевого сплава с поверхностью, обработанной методом искрового упрочнения.

Ключевые слова: *поршневое кольцо, упрочнение, искра, алюминиевые сплавы, двигатель внутреннего сгорания.*

Dudareva N.Yu.

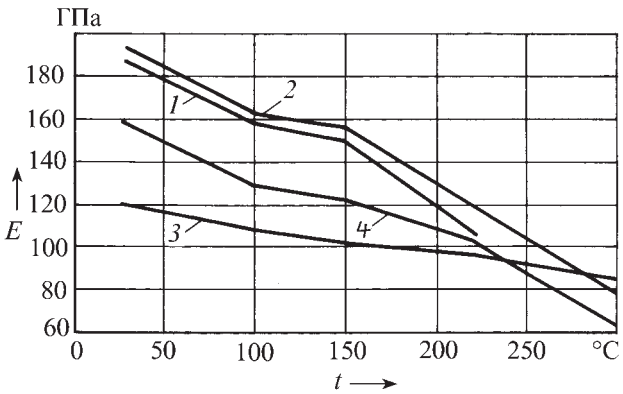
PISTON RING FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES FROM THE ALUMINIUM ALLOY

Techniques and results of experimental researches of use piston rings from an aluminum alloy with a surface strengthened by a spark hardening (SH) method in internal combustion engines (ICE) are resulted.

Keywords: *piston ring, hardening, spark, aluminium alloys, internal combustion engine.*

Поршневые кольца – наиболее нагруженные, напряженные и ответственные детали ЦПГ, потому что их конструкция и качество во многом определяют моторесурс и надежность работы двигателя, его экономичность. Отсюда и стремление разработчиков ДВС повысить их надежность. Однако возможностей здесь, к сожалению, не очень много. Надежность колец, как доказано многолетним опытом, зависит в основном от материалов, из которых они изготовлены, и методов их поверхностного упрочнения.

Автор статьи тоже пошла по этому пути. Она решила проверить, а нельзя ли выполнять компрессионные кольца из того же материала, что и поршни, т.е. из алюминиевых сплавов. Ведь такие кольца будут работать в температурных условиях, при которых работают поршни из алюминиевых сплавов. Причем в связи с тем, что алюминиевые сплавы обладают низкой износостойкостью, кольца можно подвергать поверхностному упрочнению. Тем более что в Уфимском ГАТУ разработан очень эффективный метод поверхностного упрочнения деталей. Это метод искрового упрочнения, суть которого заключается в том, что под действием искрового разряда в тонком поверхностном слое детали происходят значительные изменения, касающиеся химического состава поверхности, ее структуры, рельефа и механических свойств. В частности, на поверхности формируется модифицированный слой корунда (α–Al_2O_3), обладающий высокими (от 5 до 24 ГПа) микротвердостью, износостойкостью, теплостойкостью и прочно сцепленный с подложкой.



В ходе экспериментов методом искрового упрочнения были обработаны цилиндрическая и торцевые поверхности компрессионного поршневого кольца из алюминиевого сплава Д16Т для двигателя ЭМ-42. Затем была замерена его упругость и рассчитан ее модуль *E*, а также выявлено изменение этих характеристик при высоких температурах. Одновременно – для сравнения – то же самое было проделано для алюминиевого кольца, не имеющего упрочненного слоя, и серийного чугунного кольца. В итоге было установлено следующее (см. рисунок).

Модуль упругости колец из алюминиевого сплава с упрочненными поверхностями (*1* – искровым методом, *2* – методом микродугового оксидирования) и без упрочнения (*4*) в рабочем диапазоне температур находится в пределах 100–200 ГПа, а колец из серого чугуна (*3*) – в пределах 80–180 ГПа. Это означает, что кольца из алюминиевых сплавов обладают достаточной упругостью, т.е. с данной точки зрения вполне пригодны для использования в реальных ДВС.

Затем кольца были проверены на работоспособность и износостойкость, для чего их устанавливали на двухтактный двигатель ЭМ-42, который испытывали на тормозном стенде.

Упрочненное кольцо из алюминиевого сплава, а также серийное чугунное кольцо совершили 24 498 300 двойных ходов и прошли путь трения, равный 273 912 м, а кольцо из сплава Д16Т без упрочнения – 1 440 000 двойных ходов и путь трения – 74 880 м. При этом интенсивность изнашивания в радиальном направлении упрочненного алюминиевого кольца получилась равной $1{,}5–3{,}0\cdot10^{-12}$, а чугунного – $13{,}5\cdot10^{-12}$. Износ же по высоте кольца из упрочненного алюминиевого сплава составил ~7,8, а чугунного ~7,76 мкм. "Разбивка" канавки поршня, где устанавливалось поршневое кольцо из алюминиевого сплава, была равна ~14,25 мкм, для канавок, где устанавливались кольца из чугуна – до 27,5 мкм. Износ КПК из алюминиевого сплава без упрочненного поверхностного слоя достиг ~20 мкм, а интенсивность изнашивания $\sim267\cdot10^{-12}$.

Таким образом, эксперименты доказали, что поршневое кольцо, выполненное из алюминиевого сплава и подвергшееся обработке методом искрового упрочнения, успешно работает в условиях ДВС, длительно сохраняет работоспособность и обладает износостойкостью, по крайней мере, равной износостойкости колец из чугуна. Иначе говоря, такие кольца на ДВС применять можно.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2. / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
3. Молдаванов В.П. и др. Производство поршневых колец двигателей внутреннего сгорания / В.П. Молдаванов, А.Р. Пикман, В.Х. Авербух. М.: Машиностроение, 1980. – 199 с.

УДК 621.335

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ БОЕВЫХ ДЕЙСТВИЙ

Кандидаты техн. наук **В.Ю. ГУМЕЛЁВ** и **А.Г. КАРТУКОВ**, **Т.Н. ЛЕБЕДЕВ**
Рязанское ВВДКУ (военный институт) имени генерала армии В.Ф. Маргелова (8. 4912. 44-94-75)

Рассмотрены особенности использования электрооборудования различных автомобилей, в том числе трофейных, на автомобиле "Урал-4320-31" в условиях боевых действий.

Ключевые слова: *аккумуляторная батарея, генератор, регулятор напряжения.*

Gumelyov V.Yu., Kartukov A.G., Lebedev T.N.

PECULIARITIES OF EXPLOITATION OF ELECTRO-EQUIPMENT OF AUTOMOBILES IN HOSTILITIES

Singularities of using of electro-equipment of different automobiles, also trophy, on the automobile URAL-4320-31 in hostilities are presented.

Keywords: *storage batteries, generator, regulator of intension.*

При ведении боевых действий готовность к использованию автомобилей в значительной мере определяется техническим состоянием их электрооборудования, и в первую очередь – систем электроснабжения и электростартерного пуска. Поэтому при подготовке к ведению и ведении таких действий личный состав должен быть обучен и нацелен на обеспечение всеми возможными способами готовности своей военной автомобильной техники к выполнению поставленных задач. В том числе и путем использования электрооборудования других моделей отечественных АТС, а также трофейной автомобильной техники.

Как это можно сделать, рассмотрим на примере электрооборудования "Урал-4320-31" – автомобиля, который в основном и обеспечивает боевое и материальное снабжение непосредственно участвующих в боевых действиях частей и подразделений Вооруженных сил Российской Федерации. И начнем с генераторной установки дизеля ЯМЗ-238М2.

Она, как известно, состоит из генератора Г288Е или 1702.3771 переменного тока и электронного регулятора напряжения 2712.3702. Но у генераторов есть отечественные аналоги (см. таблицу), которые без всяких доработок могут быть установлены на автомобили "Урал-4320-31" [1], поскольку они имеют практически те же характеристики, что и штатные устройства.

Модель генератора	Номинальное напряжение, В	Номинальный ток, А
3232.3771	28	60
1312.3771	28	50
Г 1000Б.21	28	36
Г 273В1	28	45
1322.3771	28	50
959.3701	28	50

У бесконтактного регулятора напряжения 2712.3702 тоже есть аналогии – модели Р2712.3702, 1112.3702 и 671.3702. Все они служат для поддержания постоянства напряжения в электрической сети автомобиля и представляют собой электронные приборы, выполненные на кремниевых транзисторах неэкранированными, пылебрызгозащищенными. Рассчитаны они на номинальное напряжение 28 В, номинальный ток 3 А; их габаритные размеры – 140×80×55 мм. Но регулятор 2712.3702 обладает одной конструктивной особенностью: он оснащен переключателем регулируемого напряжения (рис. 1), который включает герконы (герметичные контакты) [2] и управляющий магнит. Рукоять переключения уровней напряжения располагается снаружи корпуса, что позволяет не нарушать его герметичность.

Если регулятор напряжения вышел из строя (не регулирует напряжение), то для уменьшения перезаряда аккумуляторных батарей при движении автомобиля или чтобы батареи заряжались (генератор не возбуждается), провод от вывода "Ш" регулятора напряжения следует отсоединить и подключить провод от двух параллельно соединенных подкапотных ламп так, как показано на рис. 2.

Работа генератора без регулятора напряжения – мера вынужденная и крайняя. Поэтому в таких случаях за работой генератора необходимо следить с помощью указателя тока очень тщательно и выбирать такой режим работы двигателя, при котором аккумуляторная батарея заряжается небольшим зарядным током. Кроме того, следует ежедневно контролировать уровень электролита в аккумуляторных батареях, поскольку снижение этого уровня является главным признаком перезаряда батарей, т.е. слишком высокого напряжения в бортовой цепи.

Если после подключения двух подкапотных ламп А24-21 стрелка указателя тока постоянно показывает разряд батарей, то вместо этих ламп нужно установить одну лампу большей мощности (например, двухнитевую лампу головной фары А24-55-50, используя ее в режиме дальнего света). Если же стрелка постоянно показывает большой за-

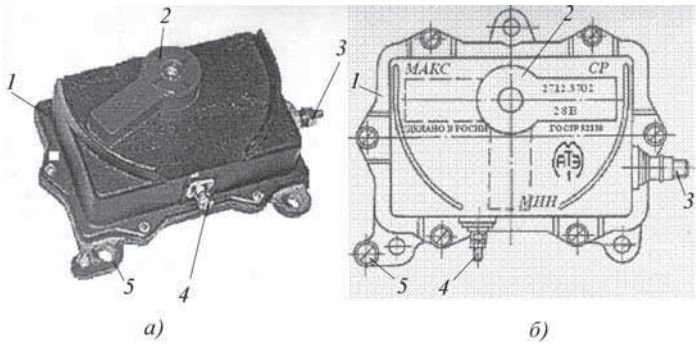


Рис. 1. Внешний вид (а) и маркировка (б) регулятора напряжения 2712.3702:
1 – корпус; *2* – переключатель; *3* – вывод "плюс"; *4* – вывод "Ш"; *5* – вывод "минус"

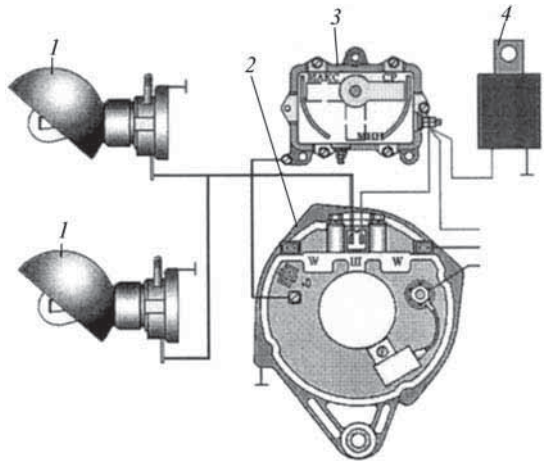


Рис. 2. Подключение подкапотных ламп к обмотке возбуждения генератора для поддержания его рабочего напряжения в особых случаях:
1 – лампа подкапотная; *2* – генератор; *3* – регулятор напряжения; *4* – фильтр конденсаторный

рядный ток, то одну из подкапотных ламп необходимо заменить лампой меньшей мощности.

Возможны, конечно, и другие варианты с подбором ламп в зависимости от технического состояния генератора, контактов и проводов. Но для правильного подбора лампы в качестве сопротивления последовательно соединенного с обмоткой возбуждения генератора достаточно, как показывает опыт, элементарной наблюдательности.

Несколько сложнее иметь дело с трофейной автомобильной техникой. Дело в том, что время, отведенное обстоятельствами на пуск двигателя трофейного АТС, бывает, как правило, крайне ограниченным, а при неработающем двигателе определить реальное техническое состояние автомобиля очень трудно. Буксировать же трофейный автомобиль с неработающим двигателем нецелесообразно и опасно, так как замедляется скорость движения колонны, а значит, увеличивается вероятность поражения и потерь техники при нападении противника. Поэтому в таких случаях следует руководствоваться следующими соображениями.

Так, чтобы выполнить электростартерный пуск двигателя трофейного автомобиля с дизелем, имеющим механический впрыск топлива в цилиндры, надо убедиться, подключены ли к бортовой сети аккумуляторные батареи. Для этого достаточно включить головные фары и габаритные фонари или аварийную сигнализацию (их выключатели нетрудно найти по понятным каждому водителю символам.) Если фары загорелись, то аккумуляторные батареи работоспособны. В противном случае надо простейшим способом (замыканием "на искру" на корпус) определить техническое состояние батарей, а затем найти их выключатель и включить его. Он прерывает провод большого сечения (который не меньше сечения стартерного провода) между выводом "–" аккумуляторных батарей и корпусом автомобиля, и для его обнаружения следует просмотреть весь провод до соединения его с корпусом. Если выключатель не включается, то следует надежно соединить его контактные выводы (их два, и они имеют значительно больший, чем у других выводов выключателя, диаметр) с помощью проводника большого сечения (например, куска колючей проволоки).

Но на трофейной автомобильной технике вместе с водителем отсутствует, как правило, и ключ замка выключателя стартера и приборов. В этом случае следует воспользоваться отверткой и молотком: отвертку вогнать вместо ключа и, повернув ее, срезать стопорные элементы личинки замка и пустить двигатель. Правда, при таком включении возможна поломка выключателя стартера и приборов. И если это произошло, то все провода, подходящие к выключателю приборов и стартера, нужно отсоединить. Затем к тому из них, который идет от клеммы "плюс" аккумуляторной батареи (он, как правило, толще всех, окрашен в красный цвет и находится под напряжением), на короткое время поочередно подключать остальные провода. И так до тех пор, пока сработает стартер. Этот провод пометить (например, завязать на нем узел) и отложить на время в сторону, а остальные провода соединить в общую скрутку. Причем провод, находящийся под напряжением, подсоединить к этой скрутке последним – с тем, чтобы при необходимости его было легко отсоединить и обесточить тем самым приемники электрической энергии. Пуск же двигателя следует осуществлять кратковременным подсоединением провода, питающего систему электростартерного пуска, к скрутке проводов.

На практике может случиться и так, что стартер, несмотря на то, что все перечисленное проделано правильно, не сработал. Тогда надо поступить следующим образом: непосредственно на стартере перемкнуть вывод тягового реле, к которому подключен стартерный провод от вывода "плюс" аккумуляторной батареи, и вывод обмоток тягового реле. Для этого можно использовать отвертку или любой другой проводник с достаточной площадью сечения, а после пуска и перед началом движения автомобиля отключить от батареи все приемники электрической энергии. Это позволит существенно уменьшить скорость ее разряда, а следовательно, увеличить продолжительность самостоятельного движения трофейного автомобиля при неработающем его электрогенераторе.

На многих армейских автомобилях пуск двигателя, как известно, осуществляется не поворотом ключа замка, а нажатием на отдельно расположенную кнопку (она, как правило, помечена "START" или "ON"). В этом случае задача упрощается: достаточно соединить все провода, подключенные к выключателю приборов, в скрутку, а двигатель пустить с помощью кнопки пуска.

На большинстве зарубежных армейских автомобилей с дизелями, имеющими микропроцессорную систему управления двигателем (МСУД), выключатель стартера и приборов выполнен с неизвлекаемым ключом типа "флажок" (рис. 3), и МСУД не имеет кода. Поэтому пуск исправного двигателя такого автомобиля не представляет труда. Но если система имеет код, а ключа выключателя стартера и приборов нет, то пустить такой дизель сможет только специально обученный специалист автомобильной службы.

Имея дело с дизельными автомобилями зарубежного производства, необходимо иметь в виду также следующее.

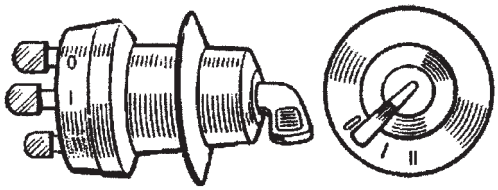


Рис. 3. Выключатель стартера и приборов с неизвлекаемым ключом

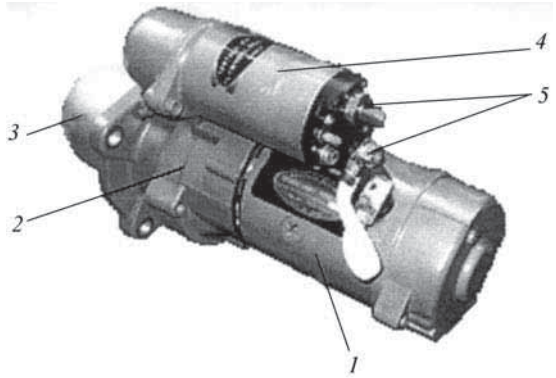


Рис. 4. Внешний вид стартера 28МТ-171 фирмы "Делко Реми":
1 – электродвигатель; *2* – понижающий планетарный редуктор; *3* – крышка; *4* – тяговое реле; *5* – контактные болты тягового реле

На большинстве из них применяют стартеры с планетарным редуктором (рис. 4), которые довольно сложны по устройству, имеют большое число деталей, трудоемки в изготовлении и требуют дополнительного технического обслуживания при эксплуатации в особых условиях. Например, стартеру 28МТ-171 фирмы "Делко Реми", который устанавливается на дизели ряда армейских автомобилей стран НАТО, не позже, чем через трое суток после преодоления брода требуется сменить смазку в планетарном редукторе. А это дело сложное, сопряженное с частичной разборкой предварительно снятого с двигателя стартера. Главное же, стартеры современных зарубежных автомобилей из-за особенностей их устройства практически нельзя поставить на дизель ЯМЗ 238-М2. Как впрочем, и генераторы, и регуляторы напряжения.

Литература

1. Руководство по эксплуатации автомобилей семейства "Мотовоз-1" [Текст]: Рязань: Министерство обороны Российской Федерации. Главное автобронетанковое управление, 2006. 284 с.
2. Энциклопедия магнетизма [Электронный ресурс] – Режим доступа: http: // www.valtar.ru / Magnets4/mag 4 45/htm, свободный. – Загл. с экрана.

УДК 621.436

ЭТАНОЛО-ТОПЛИВНАЯ ЭМУЛЬСИЯ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ Д-240

Д-р техн. наук **В.А. ЛИХАНОВ, А.И. ЧУПРАКОВ, А.В. ЗОНОВ, И.М. ШАРОМОВ**
Вятская ГСХА (+7. 8332. 54-86-88)

Рассматривается возможность применения этаноло-топливных эмульсий в качестве альтернативного топлива для дизелей.

Ключевые слова: *дизель, этанол, этаноло-топливная эмульсия, индикаторные показатели и тепловыделение, дымность, сажа, отработавшие газы.*

Likhanov V.A., Chuprakov A.I., Zonov A.V., Sharomov I.M.

THE ETHANOL-FUEL EMULSION AND ITS INFLUENCE ON FACTORS OF DIESEL D-240

A possibility of the using ethanol-fuel emulsion as alternative fuel for diesels is considered.

Keywords: *diesel, ethanol, ethanol-fuel emulsion, factor indicators and generation heat, smokiness, soot, exhaust gases.*

Давно известен перевод двигателей с искровым зажиганием на работу на спиртосодержащих топливах, что способствует улучшению экологических показателей[1]. В то же время влияние спиртосодержащих топлив на дизели малоизвестно. Поэтому на базе научно-исследовательской лаборатории кафедры ДВС Вятской ГСХА были проведены исследования по влиянию этаноло-топливных эмульсий (ЭТЭ) на рабочий процесс и содержание токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) дизеля серии Д-240. Результаты исследований приведены на рис. 1–3.

Так, на рис. 1 изображены совмещенные индикаторные диаграммы, снятые при частоте *n* вращения коленчатого вала, равной 1700 мин$^{-1}$, и p_e = 0,69 МПа. Как из него видно, при переходе дизеля с дизельного топлива на ЭТЭ максимальное значение p_z повышается: если в первом случае оно составляет 8,7 МПа, то во втором – 9,4 МПа, т.е. больше на 0,7 МПа, или 8 %. Точка *B* начала видимого сгорания при дизельном топливе на линии сжатия индикаторной диаграммы соответствует $\varphi_{c\,дт}$ = 2° п.к.в. до ВМТ, а та же точка (*C*) соответствует $\varphi_{c\,ЭТЭ}$ = 2,5° п.к.в. после ВМТ.

Учитывая это, а также то, что установочный УОВТ $\Theta_{впр\,ДТ,\,ЭТЭ}$ = 23°, период задержки воспламенения $\varphi_{i\,ТДЭ}$ при работе на дизельном топливе получается равным 21°, а при работе на ЭТЭ – 25,5°.

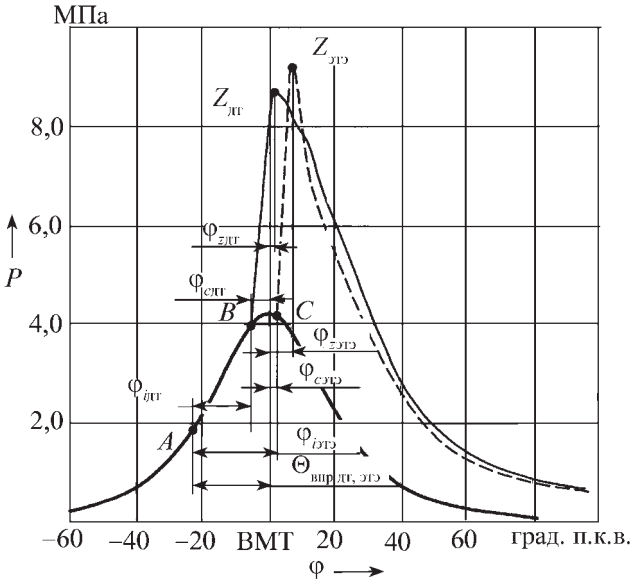


Рис. 1. Влияние ЭТЭ на индикаторные показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{впр\,дт,\,ЭТЭ}$ = 23°, n = 1700 мин$^{-1}$ и p_e = 0,69 МПа в зависимости от угла поворота коленчатого вала

[1]Биоэнергетика: мировой опыт и прогноз развития. Научное издание. М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2008. – 404 с. ил.

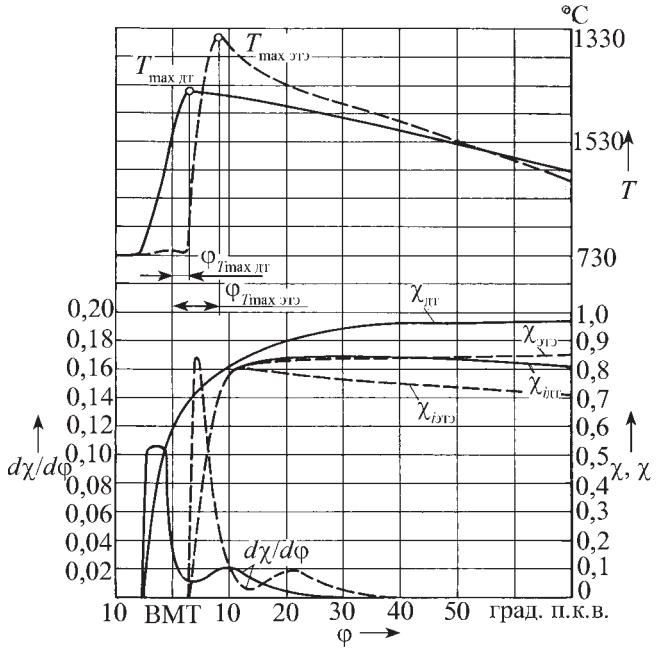


Рис. 2. Влияние ЭТЭ на показатели тепловыделения дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{впр\ дт,\ ЭТЭ}$ = 23°, n = 1700 мин$^{-1}$ и p_e = 0,69 МПа в зависимости от угла поворота коленчатого вала

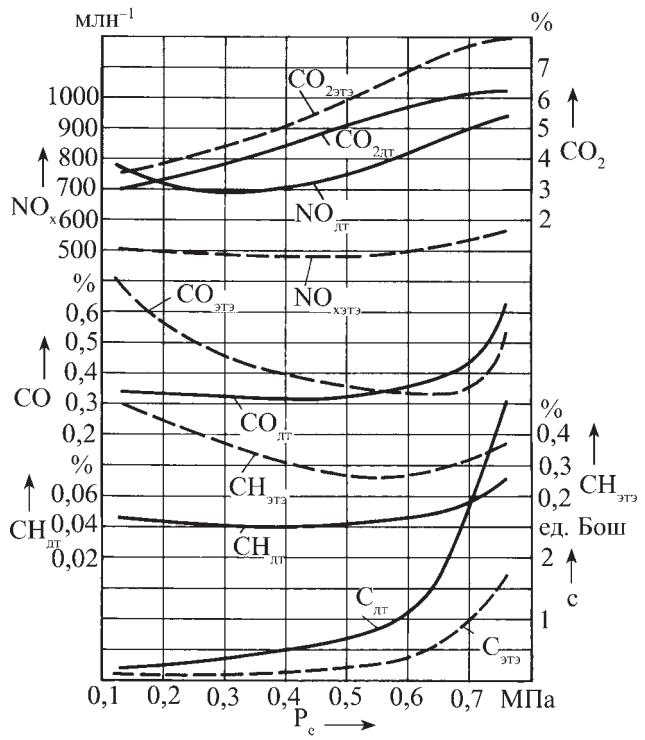


Рис. 3. Влияние ЭТЭ на экологические показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 при $\Theta_{впр\ дт,\ ЭТЭ}$ = 23°, n = 1700 мин$^{-1}$ и p_e = 0,69 МПа в зависимости от изменения нагрузки топлива

На рис. 2 представлены характеристики тепловыделения при частоте n вращения коленчатого вала, равной 1700 мин$^{-1}$, и p_e = 0,69 МПа. Как видим, максимальная осредненная температура T_{max} цикла при работе на дизельном топливе равна 2145 К (1872 °С) и наблюдается при $\varphi_{T\,max}$ = 3° п.к.в. после ВМТ, а при работе на ЭТЭ она возрастает до T_{max} = 2542 К (2269 °С) при $\varphi_{T\,max}$ = 8° п.к.в. после ВМТ. То есть ее рост составляет 397 К, или 18,5 %.

При переходе на ЭТЭ наблюдается также рост значений скорости $d\chi/d\varphi$ тепловыделения и сдвиг максимального значения этой скорости вправо от ВМТ.

Так, при работе на дизельном топливе максимум $(d\chi/d\varphi)_{max}$ тепловыделения составляет 0,106 и располагается он при φ = 2,5° п.к.в. до ВМТ, а при работе на ЭТЭ значение $(d\chi/d\varphi)_{max}$ = 0,168 и соответствует углу φ = 4,5° п.к.в. после ВМТ. То есть значение $(d\chi/d\varphi)_{max}$ повышается на 0,062, или на 58,5 %.

Кроме того, в обоих случаях на кривых скорости тепловыделения $d\chi/d\varphi$ наблюдаются вторые максимумы. Но они разные: при работе на дизельном топливе $(d\chi/d\varphi)_{max2}$ = = 0,023 и соответствует углу φ = 9° п.к.в. после ВМТ, а при работе на ЭТЭ – $(d\chi/d\varphi)_{max2}$ = 0,018 и φ = 21,5° п.к.в. после ВМТ.

По относительному χ и активному выделению теплоты χ_i можно сделать следующие выводы.

Величина активного тепловыделения, соответствующая максимальному ($p_{z\,max}$) давлению сгорания, увеличивается от $\chi_i p_{z\,max}$ = 0,65 при работе на дизельном топливе до $\chi_i p_{z\,max}$ = 0,71 при работе на ЭТЭ. То есть рост 0,06, или 9,2 %. Величина же активного тепловыделения, соответствующая максимальной (T_{max}) осредненной температуре, повышается с $\chi_i p_{z\,max}$ = 0,73 при работе на дизельном топливе до $\chi_i p_{z\,max}$ = 0,79 при работе на ЭТЭ, т.е. на 0,06, или 8,2 %.

В результате перевода дизеля на ЭТЭ растет также скорость $d\chi/d\varphi$ тепловыделения, что объясняется преобладающим объемным механизмом воспламенения: основная часть топлива сгорает при постоянном объеме. Но это ведет к повышению "жесткости" процесса сгорания, росту $p_{z\,max}$ и T_{max} в цилиндре дизеля.

Таким образом, переход на ЭТЭ влечет за собой рост и смещение в сторону бóльших φ всех рассмотренных параметров дизеля. Но он же дает возможность значительного улучшения экологических показателей дизеля. Это подтверждают и зависимости различных вредных компонентов отработавших газов от изменения нагрузки ρ_e и вида топлива при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту (см. рис. 3).

Так, можно отметить, что при переходе с дизельного топлива на ЭТЭ содержание несгоревших углеводородов увеличивается довольно существенно; монооксида углерода до p_e = 0,55 МПа возрастает незначительно, а далее уменьшается на 20 %; содержание двуоксида углерода возрастает на ~21 %. Но содержание самого опасного из компонентов, оксидов азота, во всем диапазоне изменения нагрузок на ~40,5 % ниже, чем при работе на дизельном топливе.

Благоприятен такой переход и с точки зрения выброса сажи. Например, если в случае работы на дизельном топливе дымность отработавших газов при увеличении p_e с 0,13 до 0,76 МПа возрастает с 0,2 до 4,6 ед., то при работе на ЭТЭ – с 0,1 до 1,7 ед. То есть в первом случае рост дымности составляет 4,4 ед., во втором – 1,6 ед.

УДК 656.13

ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО НАЕЗДЕ НА ПЕШЕХОДА ИЛИ ДВУХКОЛЕСНОЕ ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО

Д-р техн. наук **К.В. ЩУРИН, В.А. ЗУБАКОВ**
Оренбургский ГУ (+7. 3532. 77-67-70)

Рассмотрены наиболее опасные ситуации, возникающие при наездах автомобилей на пешеходов, велосипедистов и мотоциклистов. Предложены методы и средства минимизации последствий ДТП путем реализации конструктивных мероприятий по улучшению показателей пассивной безопасности АТС.

Ключевые слова: *пассивная безопасность, наружная подушка безопасности, обзорность, пешеход, велосипедист, мотоциклист.*

Shchurin K.V., Zubakov V.A.

INCREASING PASSIVE SAFETY TRAVEL TO THE VEHICLE WHEN A PEDESTRIAN OR A TWO-WHEELED VEHICLES

One looks at the most dangerous cases appearing in case of running over pedestrians, cyclists, and motorcyclists by cars. One has examined methods and measures of minimization of effects of car accidents by taking constructive measures in order to improve the safety level rates of a vehicle.

Keywords: *passive safety, out airbag, visibility, pedestrian, cyclist, motorcyclist.*

Каждый автомобиль, как известно, – это источник повышенной опасности для других участников движения. Особенно пешеходов, велосипедистов и мотоциклистов. Поэтому первоочередной задачей технического и организационно-правового обеспечения транспорта и его инфраструктуры является постоянное стремление к снижению степени этой опасности. Тем не менее мероприятия, реализованные сегодня в данном направлении, даже при щадящей их оценке нельзя назвать достаточными. Свидетельство тому – статистика по ДТП: она просто трагична. Причем меры организационно-правового характера, связанные в основном с повышением дисциплины водителей и в незначительной степени – с остальными участниками дорожного движения, ее не улучшают. Как и технические средства: они позволяют лишь зафиксировать отдельные нарушения водителей, однако исключить или минимизировать ситуации, имеющие своими последствиями травматизм и смертельные исходы для внешних участников дорожного движения, они не в состоянии. Правда, есть надежда на лучшее будущее: современные методы и средства автотехнической и судебно-медицинской экспертизы уже позволили по материалам расследований ДТП набрать довольно представительную базу данных, которая создает реальные предпосылки для качественного улучшения показателей технического уровня автомобилей по критериям (рис. 1) пассивной, т.е. направленной на снижение тяжести последствий ДТП, и активной (формирующие свойства АТС, связанные с предупреждением ДТП) безопасности. При этом основными факторами, определяющими общий уровень пассивной безопасности, считаются деформационные характеристики кузова АТС; объем пространства для выживания во время и после ДТП, в том числе длина пассажирского отсека; минимизация негативных конструктивных факторов в травмоопасных зонах; эффективность удерживающих систем и системы противопожарной защиты; возможность извлечения людей из АТС и др. Кроме того, в совокупности показателей пассивной безопасности АТС важнейшее место занимают и показатели внешней его безопасности, формируемые геометрическими и деформационными характеристиками его кузова. И формирующие, в свою очередь, условия для снижения тяжести травм пешеходов, велосипедистов и мотоциклистов при наезде АТС на них.

Учитывая сказанное выше, рассмотрим системы "автомобиль–пешеход" и "автомобиль–мотоцикл (велосипед)" более подробно.

Очевидно, что оба названных объекта в момент их столкновения представляют собой мгновенную систему, динамика движения которой характеризуется изменением их скоростей и ускорений. Эти изменения и создают ситуации, представляющие угрозу жизни и здоровью участников ДТП. Выполненный авторами статьи анализ показал, что в реальных ДТП смерть пешеходов более чем в 80 % случаев наступила от черепно-мозговой травмы, образовавшейся в результате контакта с автомобилем – его капотом, лобовым стеклом, панелями крыши, механизмом стеклоочистителя, зеркалами и дополнительным оборудованием. Такими выступающими предметами, как бамперные обвесы, багажники на крыше и эмблемы, обозначающие фирменную принадлежность автомобиля (например "Мерседес", "Ягуар" и др.), могут быть причинены другие повреждения.

Что же касается схемы локализации телесных повреждений и их частости (%), то они приведены на рис. 2, из которого видно, что наибольшему риску травмирования подвергаются голова (до 65 % совокупности всех травм), кости голени (более 25 %), бедер (12 %), предплечий (13,1 %) и таза (8 %), а также сочетания названных и других ви-

Рис. 1. Кластеры и детализации показателей безопасности

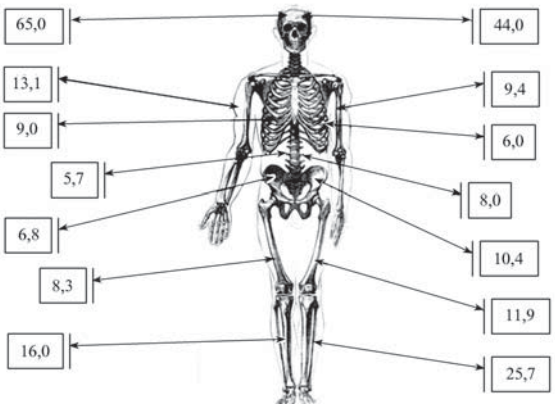


Рис. 2. Локализация зон травмирования пешехода при наезде

Рис. 3. Подковообразная наружная подушка безопасности для пешеходов

дов травм. Очевидно, что при реализации мероприятий, направленных на минимизацию числа и степени тяжести травм, в первую очередь следует рассматривать предупреждение травмирования головы. Последствия дорожно-транспортных происшествий по их тяжести можно разделить на две группы.

К первой группе причин наиболее тяжелых травм головы пешехода можно отнести ее контакт с проемом лобового стекла, ограниченного крышей и передними стойками кузова, а не само лобовое стекло, как это часто считают. Потому что современные триплексные стекла существенно податливее металла, и смертельные травмы головы пешеход чаще всего получает при ударах в областях нижней и верхней зон проема стекла, о детали механизма стеклоочистителей и кронштейны зеркал.

Вторая группа – так называемые бампер-переломы, т.е. результаты соударения голеней, коленных суставов и берцовых костей с бамперами, фарами и другими низко расположенными элементами экстерьера кузова автомобиля. Сами по себе травмы ног не смертельны, но в совокупности с другими телесными повреждениями ведут к наступлению грозного осложнения – травматического шока.

Из всего сказанного следует очевидный вывод: переднюю часть автомобиля следует выполнять более податливой. Хотя понятно, что реализовать условие повышения податливости можно лишь в определенных границах, поскольку под тонким стальным листом капота или под пластиком бампера располагаются детали и узлы, которые имеют очень высокую жесткость, и, следовательно, при чрезмерной податливости капота или бампера могут стать причиной дополнительного травмирования пешехода.

Однако анализ динамики лобовых наездов показывает, что повышение податливости элементов передней части автомобиля играет положительную роль до скорости наезда меньше 60 км/ч. Если же эта скорость больше, то человека подбрасывает на автомобиль до уровня лобового стекла и крыши. Возникающие при этом деформации панели крыши и стоек автомобиля, а также разрушения его лобового стекла – преимущественно следствие удара головой. При более же благоприятном и, к сожалению, довольно редком исходе пешеход оказывается на капоте и перемещается далее по кузову с ударами и скольжением до сваливания вправо или влево.

Конечно, разработчики автомобильной техники пытаются предотвратить или хотя бы уменьшить последствия столкновений автомобиля с пешеходом. И не только за счет податливых элементов передней части кузовов, но и оснащая их утопленными стеклоочистителями и дверными ручками, убираемыми фарами и остреливаемым капотом. Но ни одна из этих мер в отдельности, ни все они в совокупности все-таки не могут предотвратить основные по тяжести повреждения при контакте головы и верхнего отдела позвоночника пешехода, велосипедиста и мотоциклиста с верхней кромкой (срезом) лобового стекла. Поэтому в "Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств" [2], принятый 10 сентября 2009 г., и включены практически все требования Правил ЕЭК ООН и "Глобальных технических правил" (см. таблицу).

Выполнение требований нового технического регламента стали предпосылкой того, что все новые модели и модификации автомобилей российского производства практически полностью избавляются от внешних выступающих стальных и других жестких частей конструкции, крепящихся к их бамперу или другим элементам передней части. Однако надо признать, что все перечисленные выше конструктивные мероприятия в условиях резкого повышения интенсивности дорожного движения при обеспечении пассивной безопасности АТС все в меньшей степени отвечают критерию "необходимо и достаточно". В связи с этим исследователи из британского университета Крэнфилда (Р. Харди и другие) разработали систему безопасности, включающую наружную подковообразную подушку, при необходимости надуваемую из-под капота (рис. 3). Такая

Содержание требования	Элементы и свойства объектов технического регулирования, в отношении которых устанавливаются требования	Применяемость по категориям автотранспортных средств	Международные нормативные документы и сроки их применения в РФ
Минимизация физических воздействий на других участников движения	1. Травмобезопасность наружных выступов	M_1	Правила ЕЭК ООН № 26-02 (до 31 декабря 2013 г.)
			Правила ЕЭК ООН № 26-03, включая дополнение № 1 (с 1 января 2014 г.)
		N	Правила ЕЭК ООН № 61-00, включая дополнение 1
	2. Обеспечение защиты пешеходов	M_1, M_2, N_1, N_2	Глобальные технические правила № 9 (с 1 января 2016 г.)

Рис. 4. Краш-тест "автомобиль–мотоцикл"

подушка придает передней части автомобиля бóльшую податливость и при срабатывании перекрывает собой часть поверхности стекла, механизма стеклоочистителей и стоек крыши. Она, судя по публикациям, достаточно эффективно снижает последствия наездов при скоростях, несколько превышающих 40 км/ч: благодаря ей удар приходится уже не в капот, а в ветровое стекло, что в большинстве случаев менее критично для здоровья и жизни. Однако при скоростях, превышающих 45–50 км/ч, зона удара смещается вверх и локализуется у переднего ребра жесткости панели крыши. То есть в этой ситуации подковообразная подушка становится практически бесполезной.

Очевидно, что это утверждение справедливо и применительно к случаям, касающимся ДТП с участием двухколесных транспортных средств при лобовом столкновении [3]: при таком ударе возникают наиболее тяжелые травмы и мотоциклиста, и велосипедиста – головы и верхнего отдела позвоночника. Динамику ДТП с велосипедистами и мотоциклистами наглядно демонстрируют результаты краш-тестов, проведенные фирмой DEKPA (рис. 4) и позволяющие прогнозировать последствия ДТП, а также намечать конструктивные мероприятия, направленные на повышение показателей пассивной безопасности автомобилей.

Исходя из изложенного, условия возникновения наиболее тяжелых травм пешехода при наезде на него автомобиля по критерию суммарной скорости взаимного сближения можно разделить на три группы: при скорости менее 40 км/ч пешеход (мотоциклист, велосипедист) ударяется головой преимущественно в капот автомобиля, и такое ДТП, как правило, не приводит к смертельному исходу; в диапазоне скоростей 40–60 км/ч удар приходится в лобовое стекло или боковые стойки, что существенно повышает вероятность смертельного исхода; при скорости, превышающей 60 км/ч, удар приходится в переднюю часть панели крыши или в верхние зоны боковых стоек, и вероятность смертельного исхода становится близкой к единице. Причем для мотоциклистов и велосипедистов наиболее характерны ситуации, относящиеся ко второй и третьей группам.

Обеспечение условия минимизации тяжелых последствий, часто возникающих при наездах автомобилей на пешеходов и водителей двухколесных транспортных средств при скоростях движения свыше 60 км/ч, обуславливает целесообразность применения подушки безопасности, которая полностью перекрывает не только проем лобового стекла, но и переднюю часть панели крыши, и передние стойки. Конечно, при этом необходимо сохранить определенную обзорность, чтобы водитель мог реализовать процесс торможения, т.е. обеспечить ему "смотровое отверстие". И это возможно. Например, опыты, проведенные в Испании с участием группы водителей, позволили констатировать, что внимание водителя сосредоточено внутри пространства, угловые размеры которого ограничены рамкой на ветровом стекле, имеющей размеры 10×16 см, что соответствует отклонению взгляда по вертикали ±5° и по горизонтали ±9°. Эта рамка охватывает направление дороги и основные объекты дорожной обстановки. Правда, небольшой объем измерений и отсутствие аппаратуры для записи движений глаз не позволили испытателями сделать выводы относительно размеров этого поля при различных скоростях движения. Исследования же других авторов показали, что установленные испанцами размеры поля концентрации внимания соответствуют скорости движения до 80 км/ч [4].

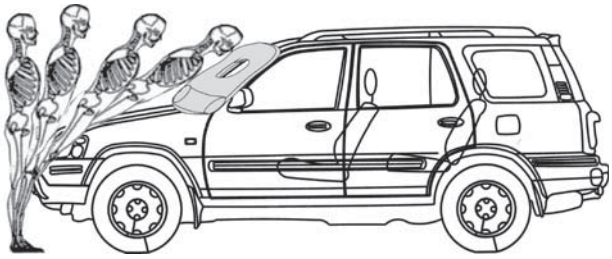


Рис. 5. Наружная универсальная подушка безопасности

Авторы предлагаемой вниманию читателей статьи разработали свой вариант конструкции подушки безопасности (рис. 5), который, по их мнению, позволяет демпфировать удар и исключить отброс пешеходов и водителей двухколесных транспортных средств от автомобиля вперед. Кроме того, в предлагаемой конструкции предусмотрен проем, который в момент ДТП обеспечивает определенную обзорность с места водителя. При этом размеры этого проема выбраны с учетом характеристик нормативного поля обзора [2, 4], позволяющего водителю фиксировать направление движения и основные объекты дорожной обстановки, что в известной степени способствует выбору рациональной траектории тормозного пути.

Литература

1. Коршаков И.К. Автомобиль и пешеход: анализ механизма наезда. М.: Транспорт. 1988. – 142 с.
2. "Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств". Утвержден постановлением Правительства РФ от 10 сентября 2009 г. № 720. М., Стандартинформ, 2010. 215 с.
3. Ветров Ю. Немецкий надзор DEKRA // "Авторевю" – № 4, 2010. С. 52–53.
4. Лобанов Е.М. Проектирование дорог и организация движения с учетом психофизиологии водителя. М.: Транспорт. 1980.

УДК 669.056

НОВЫЕ ЛИТЕЙНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **С.С. ЖУКОВСКИЙ**
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23 доб. 15-89)

Рассматривается применение современных, класса "Cold-box", технологий производства отливок моторной группы.

Ключевые слова: *литейная технология, стержень, форма, сплавы, точность отливок, стержневая смесь, прочность.*

Dgukovsky S.S.

NEW CAST TECHNOLOGIES FOR MANUFACTURING AUTOMOTIVE PARTS

Using of modern class Cols-box technologies for manufacturing casting of motor group is considered.

Keywords: *cast technology, core, mould, alloys, exactly of casts, cored mixture, firm.*

В последние годы в мировом литейном производстве разработаны и реализованы принципиально новые технологические процессы изготовления стержней для автомобильных отливок из чугуна и цветных сплавов. Они приходят на смену ранее применявшейся технологии "горячие ящики", при которой в нагретом до температуры свыше 520 К (250 °С) ящике заполняющая его песчано-смоляная смесь отверждается за счет твердения (спекания) связующего на глубину 5–6 мм, а затем – на воздухе вне ящика.

При этом процессе допустимые сложность конфигурации стержня и минимальные геометрические размеры его сечений определяются возможностью извлечения стержня из горячего ящика и сохранения размеров и геометрии стержня, его точности при дальнейших технологических и транспортных операциях.

Но, к сожалению, при использовании этой технологии геометрия стержня, как правило, отклоняется от чертежа за счет изменения размеров ящика при его нагревании, а также коробления стержня при твердении на воздухе. Что заставляет увеличивать припуски и ограничивать минимальные размеры сечений полостей отливок.

Новые процессы, известные под общим названием "Cold-box", основаны на способности ряда синтетических смол (полиуретановых, эпоксиакрилатных фенольных) отверждаться при взаимодействии с газами, аминами, сернистым ангидридом и двуоксидом углерода. В этом случае стержневой ящик, заполненный уплотненной песчано-смоляной смесью, при комнатной температуре в течение 3–5 с продувается газом-отвердителем или катализатором, а затем – воздухом. Избыток газа и его смесь с воздухом поступают в нейтрализатор.

Но главное, находящаяся в ящике стержневая смесь затвердевает по всему объему и набирает не менее 80 % окончательной прочности, что позволяет получать стержни, практически безупречно повторяющие геометрию полости стержневого ящика. Как правило, даже такие сложные наборы комплектов стержней, как для отливки блока цилиндров двигателя легкового автомобиля, имеют отклонения от чертежных размеров, не превышающие 0,3 мм.

Очень важно и то, что применяемый для этой цели процесс "Cold-box-amin" изготовления стержней дает возможность коренным образом улучшить условия труда в стержневом отделении чугунолитейного цеха и экологическую ситуацию вокруг него. Потому, что газ-отвердитель, как сказано выше, отсасывается непосредственно от стержневого ящика в нейтрализатор, и в готовом стержне его практически не остается. Кроме того, процесс осуществляется без нагрева стержневого ящика и сопутствующего выделения продуктов сгорания.

Но все технологии помимо перечисленных преимуществ имеют значительную экономическую эффективность, что позволяет в короткие сроки окупить затраты на их освоение.

В российском автомобильном производстве процесс "Cold-box-amine" тоже уже применяется. Например, его освоил ЗМЗ для изготовления алюминиевых отливок. Но не только. Область применения этого процесса, где смесь твердеет под влиянием катализатора – основного третичного амина, гораздо шире: он пригоден для всех видов отливок – из серого чугуна, ВЧ, стали, цветных сплавов. Правда, для цветных сплавов в этом случае приходится применять специальный комбинированный изоцианатный компонент, который обеспечивает хорошую выбиваемость при низких температурах заливки.

Связующее в таком процессе представляет собой композицию, состоящую из трех компонентов: раствора фенолоформальдегидной смолы (компонент № 1), раствора полиизоцианата (компонент № 2) и третичного амина (компонент № 3).

Принципиальным свойством смесей такого типа является высокая прочность сразу после продувки и при последующем хранении стержней (или стандартных образцов). Причем эта прочность получается достаточно высокой даже при минимальном содержании связующего. Например, в производстве моторного литья, в том числе для сложнейших стержней водяных рубашек, содержание компонентов № 1 и № 2 в сумме составляет 1,4–1,8 мас.ч при их соотношении 1:1. Для чугунного литья это соотношение тоже, как правило, такое же, для стального литья – 55:45, для отливок из алюминия 45:55.

Эти изменения в последних двух случаях связаны с необходимостью несколько повысить термостойкость в первом из них и улучшить выбиваемость – во втором. Здесь, кроме того, учитывается преобладающее влияние фенольной смолы на термостойкость и, соответственно, на выбиваемость.

С другой стороны, полиизоцианат (чаще всего дифенилметандиизоцианат) существенно меняет скорость роста прочности в период продувки стержня амином. Но на практике расход триэтиламина в среднем составляет 800 г на 1 т смеси, диметилэтиламина – 600 г.

Для цветных сплавов применяют специальный комбинированный изоцианатный компонент, который обеспечивает хорошую выбиваемость при низких температурах заливки.

Связующие многих европейских и американских производителей имеют близкие свойства, что вполне объяснимо: при синтезе фенольной смолы и применяемых растворителей и добавок за основу все изготовители берут химические и технологические разработки, выполненные в лабораториях фирмы "Асланд Кемикал".

Правда, в последние годы при отработке технологии синтеза и состава исходных материалов сделан ряд усовершенствований, направленных на модернизацию технологических свойств. Например, предложены методы сниже-

Таблица 1

Число циклов	Давление выжимания, 10^{-3} Н	
	до модифицирования	после модифицирования
1	90	12
5	170	21
10	250	22
15	305	42
20	316	34
25	350	36

ния прилипаемости смесей к металлической оснастке, в том числе без использования разделительного покрытия. Применяют и модифицирование ПИЦ амином, в частности олеиламином, в количестве до 2 % массы исходного продукта. Что это дает, видно из табл. 1, в которой приведены результаты сравнения модифицированной и немодифицированной смесей по показателю прилипания (давлению выжимания образца при нескольких циклах) и табл. 2 со свойствами смесей до и после модифицирования олеиламином.

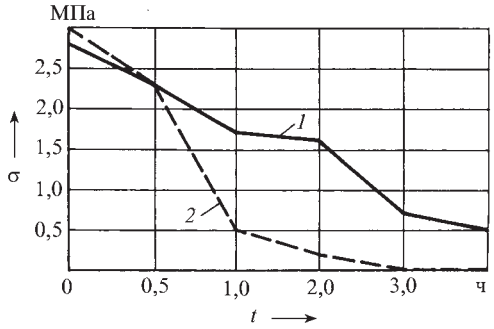
Значительные исследования посвящены также поиску добавок, увеличивающих живучесть смесей. Наиболее эффективными из них оказались монофенилдихлорофосфат в виде 45%-го раствора в хлорбензоле в количестве 0,004–0,008 мас.ч. на 100 мас.ч. песка: живучесть получается в пределах 3–5 ч.

Вторым и третьим дополнительными компонентами смеси являются агент для уменьшения прилипаемости и силан для улучшения влагостойкости. Кроме того, она может содержать оксид железа, льняное волокно, древесную муку, пек, огнеупорную глину и т.п. Но влаги во всех случаях должно быть меньше 0,5–1 %.

Рассматриваемый процесс довольно широко применяется для изготовления стержней при литье в кокиль алюминиевых и других цветных сплавов. Но при таком литье низкотемпературных сплавов возникают проблемы с выбиваемостью стержней. Простейшее средство облегчения выбивки – снижение общего содержания связующего до 0,8–1 мас.ч. Однако следует иметь в виду, что при этом снижается прочность стержней, могут возникать их поломки и деформации при протяжке и сборке. Радикальным же направлением совершенствования процесса стали новые рецептуры и технологии синтеза компонентов связующего, которые, правда, тоже дают определенное снижение прочности смеси при нагреве, но резко улучшают выбиваемость.

Таблица 2

Условия испытаний	Выдержка при отверждении	Прочность на разрыв, МПа (кгс/см^2)	
		до модифицирования	после модифицирования
Сливать без выдержки	1 мин	0,86 (8,6)	0,90 (9,0)
	1 ч	1,22 (12,2)	1,20 (12,0)
	24 ч	1,26 (12,6)	1,17 (11,7)
Без выдержки, при влажности 100 %	–	0,27 (2,7)	0,12 (1,2)
То же с выдержкой 3 ч	1 мин	0,77 (7,7)	0,74 (7,4)
	24 ч	1,14 (11,4)	0,87 (8,7)
Образцы после окраски и сушки (горячие)	–	0,27 (2,7)	0,21 (2,1)
Образцы после окраски и сушки (холодные)	–	0,77 (7,7)	0,53 (5,3)



Горячая прочность σ, т.е. зависимость прочности от времени *t* нагрева при температуре 923 К (650 °С), смесей для чугуна (кривая *1*) и алюминия (кривая *2*) показана на рисунке.

От расхода амина при продувке зависит влагоустойчивость смеси – вероятность снижения прочности при хранении образцов или готовых стержней при повышенной относительной влажности окружающей среды. В этом плане нормативным показателем влагоустойчивости считается прочность через 24 ч хранения образца при относительной влажности 100 %. Этот показатель обязательно приводят в патентах и рекламных материалах.

В последние годы принципиальным и наиболее эффективным изменением состава связующей композиции стала замена используемых ранее высококипящих неполярных ароматических углеводородов растворителями растительного происхождения. Это прежде всего метиловый эфир природных масел (например рапсового) и подобные ему соединения. Их применение привело к еще бóльшему улучшению технологических и экологических показателей процесса. Потому что метиловые эфиры растительных масел – высококипящие, низковязкие, малотоксичные, простые для транспортирования и хранения вещества. Достаточно сказать, объем летучих газов в новой композиции получается на 50 % ниже, чем у первых вариантов технологии обычной системы. На столько же меньше и эмиссия бензола, толуола и ксилола, а прочность при высоких температурах, наоборот, выше. Другими словами, получаются более высокие термостойкость стержней и форм, размерная точность отливок при меньшей склонности к просечкам, эрозии, ужиминам, а брак стержней снижается и вследствие более легкого их извлечения из оснастки. Итог – меньше поломок, расход разделительного покрытия, затрат на очистку из-за меньшего налипания связующего. Кроме того, благодаря более медленно растущему газовому давлению образуется меньше газовых раковин, и если при старых растворителях газовый удар возникает относительно рано, то при новом – позже и слабее. После удаления остаточного амина стержни и формы не пахнут растворителями.

Хорошие результаты дают и минеральные добавки: снижается вероятность образования просечек при незначительном повышении газовыделения или отсутствии его изменений. Поверхность может быть чистой без применения покраски.

Таковы факты. Теперь о технологических особенностях процесса "Cold-box-amine".

Он представляет собой сочетание пескострельного или иного уплотнения смеси в стержневом ящике, отверждения продувкой нагретой до 373–403 К (100–130 °С) смесью воздуха с парами амина и очисткой стержня от остаточного амина продувкой сжатым воздухом.

Продолжительность и давление обоих процессов регулируются системой управления газогенератором. Но опыт показывает: вместо воздуха на первой стадии лучше использовать нейтральный, не содержащий влаги газ-носитель. Например, азот, углекислый газ.

Вообще надо сказать, что в большинстве случаев процесс, конечно, используется в массовом производстве, но можно также привести массу примеров его применения и в мелкосерийном, и даже единичном производстве.

Аминовый катализатор, который почти полностью проходит через стержень, удаляется, как сказано выше, системой отсоса непосредственно из стержневого ящика или закрытого помещения, в котором находится стержневая машина. Далее он поступает в кислотный нейтрализатор, где амин, реагируя с серной кислотой, превращается в соответствующую соль.

Как видим, все довольно просто. Однако следует иметь в виду, что качество процесса во многом зависит от качества песка. Желательно, чтобы он не имел примесей и размеры его зерен не превышали 0,2–0,3 мм, а зерна были округлыми.

Дело в том, что повышенное содержание мелких фракций и глинистой составляющей требует более высокого расхода связующего и повышает осыпаемость. Кроме того, оптимальная температура песка – 293–298 К (20–25 °С), но на практике неплохие результаты получаются и при зависящих от времени года температур 278–313 К (5–40 °С). Но если же температура выше 298 К (25 °С), то живучесть смеси и ее прочность снижаются из-за потери растворителя. Так, если температура ниже 283 К (10 °С), то условия перемешивания ухудшаются, но увеличиваются живучесть смеси и расход катализатора, удлиняется цикл упрочнения.

В процессе могут успешно применяться циркон, хромит, дистен-силлиманит, муллит: их часто используют самостоятельно или в комбинации с кварцевым песком. Особенно при больших термических нагрузках. Например, для стержней водяных рубашек ДВС дают 50 % кварцевого песка и 50 % хромита. Но успех принятого решения зависит от ряда обстоятельств. При этом главное – время приготовления смеси в смесителе не должно превышать 2,5–3 мин. Так как если оно больше, то идет быстрое испарение растворителей и, следовательно, уменьшаются живучесть и прочность смеси, увеличивается ее чувствительность к влаге.

Однако дело с рассматриваемым процессом не стоит на месте. Например в США фирма "Асланд" разработала новый вариант процесса – на связующем "изомакс". В этом случае живучесть смеси, если песок не подогрет, составляет не менее 15 ч, а давление уплотнения находится в интервале 0,25–0,3 МПа (2,5–3 кгс/см^2), т.е. оно на 25 % ниже, чем в обычном процессе, использующем азот или углекислый газ. Смесь менее склонна к образованию просечек, а стержни получаются более плотными и прочными. Например, доказано, что "изомакс" благодаря его высоким механическим свойствам позволяет снизить брак стержней и отливок, исключить их армирование, упростить и ускорить процесс, сократить за счет повышенной живучести смеси расход песка, уменьшить деформации стержней при хранении и взаимодействии с отливкой.

В частности, при таких условиях наблюдается резкое снижение объема или даже полное исключение газовых дефектов, а из-за пониженного содержания азота и растворителя в компоненте № 2 – меньшая склонность к образованию пористости и "блестящего" углерода. И это при содержании в связующем летучих органических компонентов на 40 % ниже. В результате исключается пористость в поверхностном слое некоторых алюминиевых отливок, у которых при технологии "Cold-box-amine" получали до 50 % брака.

Вторая применяемая российским автомобилестроением новая технология литья – процесс, основанный на отверждении смеси сернистым ангидридом (процесс "эпоксид-SO_2"). Для него выпускается связующее, которое представляет собой композицию, состоящую из двух компонентов – смеси эпоксидно-диановой смолы и полифункционального акрилата (компонент А) и смеси эпоксидно-диановой смолы и окислителя (компонент Б).

Таблица 3

Страна–производитель связующего	Прочность на разрыв, МПа, после выдержки				Окружающая среда	
	1 мин	1 ч	3 ч	24 ч	температура, °С	влажность, %
Россия	0,66	1,0	1,0	1,35	24,5	92
США	0,57	1,0	1,15	1,25	23,5	96

Это связующее отверждается газообразным сернистым ангидридом и предназначено для изготовления отливок из чугуна, стали, алюминия. Но при высоких скоростях заливки чугуна или стали необходимо применять противопригарные покрытия, защищающие смесь от эрозии.

Обычное содержание связующего в смеси – 1,3–1,5 мас.ч. при соотношении компонентов от 50:50 до 60:40 (в зависимости от вида сплава и требований по качеству отливок, выбиваемости и т.д.). Если используются сухие добавки к песку (оксид железа), то следует увеличивать содержание связующего из расчета: 1 % добавки – 0,2 мас.ч. связующего. Однако добавки, содержащие оксид железа или другие активные соединения, могут вызвать разложение гидропероксида, что снизит прочность смеси на всех стадиях ее применения.

Для таких смесей подходит не только кварцевый песок, но и цирконовый, оливиновый и хромитовый пески. Рекомендуемая температура любого из них должна находиться в пределах 288–293 К (15–40 °С). При более высоких температурах готовая смесь для предотвращения испарения летучих компонентов должна храниться закрытой, но при этом может снизиться ее текучесть и прочность стержней.

Потери при прокаливании регенерированного песка не должны превышать 20 %. Если они больше, нужно увеличивать содержание связующего. Но необходимо учитывать, что при этом снижается текучесть смеси, что может приводить к дефектам в стержнях (в частности, недостаточному уплотнению).

Для толстостенных отливок из черных сплавов с помощью специальных добавок можно несколько повысить термостойкость связующего. Это могут быть акриловые (триметилолпропантриакрилат и фурфуролметакрилат) или виниловые мономеры, фуриловый спирт, полифуриловый спирт, фенолоформальдегидные смолы горячего отверждения, уретановые смолы и их смеси. Их можно вводить в эпоксидную смолу в количестве до 50 %. При этом желательно применение силанов или титанатов.

Средние прочностные показатели смол, предназначенных для процесса "Эпоксид-SO_2" и выпускаемых в России и США, приведены в табл. 3. Эти данные получены при следующих условиях: общее содержание связующего – 1,3–1,4 мас.ч, соотношение компонентов А и Б – 1:1, время продувки при давлении 0,1 МПа (1 кгс/см^2) – 1 с, время очистки при давлении воздуха 0,2 МПа (2 кгс/см^2) – 20 с.

Стержневые ящики могут быть выполнены из дерева, металла, пластмассы. Смесь легко выбивается из алюминиевых отливок, что повышает производительность и снижает вероятность повреждения отливок при выбивке. Живучесть смеси превышает 96 ч, значит, очистка оборудования и его техническое обслуживание могут быть исключены из нормальной восьмичасовой рабочей смены.

Этот процесс в течение последних лет успешно применяют на КамАЗе для изготовления комплекта стержней отливки блока цилиндров.

УДК 658.562.6

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ИЗДЕЛИЙ ИЗ НАНОМАТЕРИАЛОВ

О.Б. БАВЫКИН, д-р техн. наук **О.Ф. ВЯЧЕСЛАВОВА**
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23 доб. 15-51)

Рассматривается способ комплексной оценки качества поверхности и функциональных свойств изделий из наноматериалов, в основе которого лежат методы сканирующей зондовой микроскопии и фрактального анализа, проводимого посредством программы NOVA.

Ключевые слова: *качество поверхности, шероховатость, наноматериал, СЗМ, фракталы.*

Bavikin O.B., Vyacheslavova O.F.

COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF THE QUALITY OF SURFACE AND OPERATIONAL PROPERTIES OF PRODUCTS OF THE NANOMATERIAL

In this paper offers a comprehensive assessment of surface quality and functional properties of nanomaterial products. The assessment is based on methods of scanning probemicroscopy and fractal analysis carried out by means of the program NOVA.

Keywords: *quality of the surface, roughness, nanomaterial, SPM, fractals.*

В современном автотракторостроении все большее и большее применение находят изделия, изготовленные из наноматериалов. И это закономерно. Такие изделия обладают низкими (рис. 1), лежащими в микро- и субмикродиапазонах значениями неровностей поверхности [1]; сложными и разнообразными формами элементов, образующими поверхностный слой материала [2]; функциональные свойства изделия зависят от характеристик элементов поверхности, так как здесь объединены поверхностные и матричные свойства наноматериала [3].

Однако эти особенности порождают проблему комплексной оценки качества поверхности с целью определения функциональных свойств объекта. Причем традиционные методы изучения топографии поверхности, как показывает опыт, не в состоянии предоставить адекватное решение этой проблемы в силу своих недостатков и ограничений [4].

Так, при визуальном методе точность оценки качества поверхности зависит от квалификации оператора и характеристик набора образцов шероховатости. При бесконтактном методе (фокусными устройствами) на результат измерения большое влияние оказывают наклон поверхности, отражающая способность образца, степень его загрязнения и структура микрогеометрии, а существующие приборы позволяют измерить неровности поверхности высотой от 0,8 до 63 мкм при очень большой, от 7,5 до 24 %, погрешности показаний. Полученные бесконтактным методом (с помощью интерферометров) результаты трудны в восприятии и требуют математической обработки, вертикальный диапазон измерений очень низкий и ограничен длиной волны испускаемого света. При контактном методе на результаты измерений влияют особенности щупа, связанные с его размерами, формой, проскальзыванием, нагрузкой на поверхность, износом. Да и скорость измерения оказывается очень резкой. Методами, основанными на применении электронных микроскопов, трудно измерить гладкие поверхности. Кроме того, классический электронный микроскоп не "умеет" выполнять трехмерные измерения.

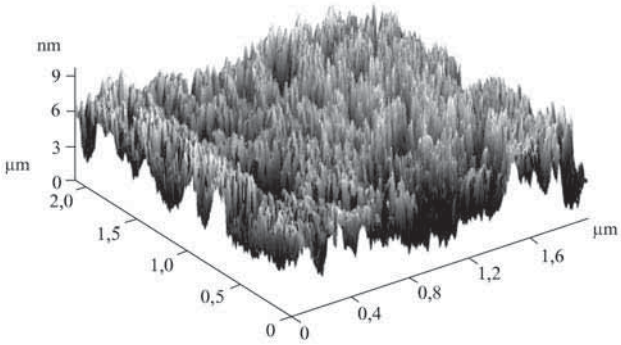


Рис. 1. Неровности поверхности наноматериала

Выходом из создавшегося положения может быть комплексная оценка качества поверхности и эксплуатационных свойств изделий, основанная на совместном применении методов сканирующей зондовой микроскопии [5] и фрактальной геометрии [6].

Методы сканирующей зондовой микроскопии (рис. 2) отличаются друг от друга механизмами взаимодействия с исследуемой поверхностью, что позволяет изучить разнообразные формы и виды материалов, а также получить требуемую информацию об объекте. Кроме того, эта микроскопия имеет еще много достоинств. В частности, она обеспечивает высокие показатели горизонтального и вертикального разрешений; возможность выполнения контактных и бесконтактных измерений; использование ЭВМ для подготовки и проведения трехмерных измерений, а также для обработки, представления и хранения результатов измерений; высокую скорость измерений. Кроме того, уже есть программное обеспечение для сканирующей зондовой микроскопии (программа NOVA), которое располагает широкими возможностями по оценке качества поверхности (см. таблицу). При этом использование разнообразных инструментов NOVA позволяет изучить особенности как всего скана, так и его поверхностей и сечений заданной ориентации, а также рассчитать значения фрактальной размерности *D*. Она дополняет оценку качества поверхности деталей из наноматериалов, выступая численным критерием функциональных свойств изделия, которые взаимосвязаны с численным значением *D*.

Дальнейшим шагом в реализации идеи комплексной оценки качества поверхности и функциональных свойств изделия из наноматериала будет, очевидно, служить многомерная шкала, наглядно демонстрирующая взаимосвязь фрактальной размерности *D* как дополнительного критерия качества поверхности и разнообразных функциональных его свойств.

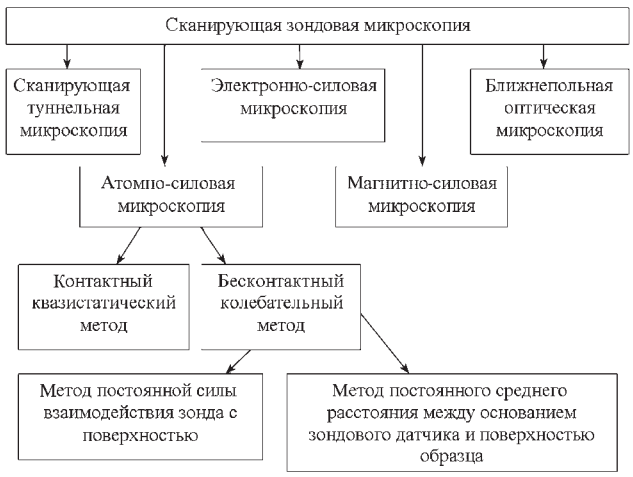


Рис. 2. Методы сканирующей зондовой микроскопии

Параметр	Описание параметра	Примечание
Amount of sampling	Число точек, равное $N_x \cdot N_y$	–
Max	Максимальная высота	–
Min	Минимальная высота	–
Peak-to-peak, Ry	Размах высот (peak to peak value), нм	–
Ten point height, Rz	$Rz = 1/5\ (Z_{max1} + Z_{max2} + Z_{max3} + Z_{max4} + Z_{max5} - Z_{min1} - Z_{min2} - Z_{min3} - Z_{min4} - Z_{min5})$, нм	Параметр выражает шероховатость поверхности по выбранным пяти максимальным высотам и впадинам
Average Roughness, Ra	Средняя арифметическая шероховатость, нм	–
RMS (Root Mean Square), Rq	Средняя квадратичная шероховатость, нм	–
Surface skewness, Rsk	Асимметрия (третий центральный момент μ_3)	Характеризует несимметричность распределения. Если асимметрия отличается от нуля, то распределение несимметрично. Для симметричного (относительно центра) распределения асимметрия равна нулю. Асимметрия положительна, если распределение имеет длинный правый "хвост", и отрицательна, если – левый "хвост"
Coefficient of kurtosis, Rka	Эксцесс (surface kurtosis, четвертый центральный момент μ_4)	Характеризует протяженность распределения
Support dimensional	Фрактальная размерность Хаусдорфа	–
Informatiom dimensional	Информационная фрактальная размерность	–
Correlation dimensional	Корреляционная фрактальная размерность	–

Литература

1. Герасименко Н.Н., Апрелов С.А. Фрактальные методы анализа степени упорядоченности наноструктур // Метрология, стандартизация и контроль нанотехнологий, т. 2, вып. 1–2, 2007. С. 20–27.
2. Потапов А.А., Булавкин В.В., Герман В.А., Вячеславова О.Ф. Исследование микрорельефа обработанных поверхностей с помощью методов фрактальных сигнатур // Журнал технической физики, т. 75, вып. 5, 2005. С. 38–45.
3. Киселевский О.С. Методика мультифрактального анализа поверхностей по данным атомно-силовой микроскопии // БелСЗМ, вып. 4, 2000. С. 31–40.
4. Горленко О.А., Бишутин С.Г. Методы управления процессом формирования качества поверхности при механической обработке заготовок деталей машин // Технологическое управление качеством поверхности деталей. Киев: АТМ Украины, 1998. – 257 с.
5. Миронов В.Л. Основы сканирующей зондовой микроскопии. Нижний Новгород: Российская академия наук, Институт физики микроструктур, 2004. – 114 с.
6. Горохов Д.Б. Контактное взаимодействие фрактальных шероховатых поверхностей деталей машин. Дисс. на соискание ученого звания к.т.н. Братск: ГОУВПО "Братский государственный университет", 2005. – 123 с.

УДК 629.1.66

ПОВЫШЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ИЗДЕЛИЙ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук **А.А. АЛИЕВ**
НИИАЭ (495. 365-58-21)

Проанализированы отказы и причины их возникновения в системе электрооборудования транспортных средств, в том числе генераторов, стартеров, магнето, распределителей зажигания, светотехнических приборов, спидометров и свечей накаливания, разработаны и внедрены в массовое производство технические решения по их устранению.

Ключевые слова: *генератор, стартер, магнето, распределители зажигания, светотехнические приборы, спидометр, свечи накаливания,*

Aliev A.A.

INCREASE OF FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF THE BASIC PRODUCTS OF AN AUTOTRACTOR ELECTRIC EQUIPMENT

Refusals and the reasons of their occurrence of an electric equipment of vehicles are analysed including: generators, starters, magneto, distributors of ignition, lighting devices, speedometers and candles of an incandescence in mass production technical decisions on their elimination and increase of their functional characteristics also are developed and introduced.

Keywords: *generators, starters, magneto, distributors of ignition, lighting devices, speedometer, candles.*

За последние 20 лет специалисты НИИАЭ провели довольно серьезную работу по повышению надежности автотранспортного электрооборудования, выпускаемого отечественными заводами. Причем очень много сделано металловедами и термистами института. Например, они впервые систематизировали отказы и неисправности АТЭ с точки зрения качества металлических материалов, применяемых для изготовления этих деталей, а также технологии их изготовления. В результате была получена довольно любопытная информация о недостатках применяемых металлических материалов и технологических процессов изготовления основных деталей АТЭ (см. таблицу).

Как видим, в таблице приведены недостатки, о которых раньше не говорилось.

Так, если взять генератор, то причинами его отказов считали выход из строя интегрального регулятора напряжения из-за дефектов транзистора, диода и микросхемы управления напряжением; обрыв цепи обмоток ротора и статора, вызывающий короткое замыкание; плохой контакт в щеточном узле из-за большого износа железографитовых щеток генератора вследствие повышенного давления прижимающих их пружин и т.д. Теперь же, после дополнительно анализа, к ним добавили занижение напряжения в бортовой сети в результате недостаточного магнитного потока в магнитопроводе (роторе, статоре и полюсных наконечниках) и разрушение поликлинового шкива из-за напряженного состояния переходной зоны и невысокой твердости на ней. Что, естественно, позволило по-новому посмотреть на проблему надежности генератора. В частности, для повышения его качества были разработаны и внедрены в массовое производство принципиально новые следующие технические решения.

Вместо старой конструкции ИРН, "подковы", в настоящее время используется устройство "зеннер", выполненное на диодах с однокристальным регулятором напряжения.

Для повышения напряжения в бортовой сети применены материалы с повышенными магнитными свойствами: в "железе" статора вместо стали 08кп с содержанием углеро-

Изделие АТЭ	Недостаток существующих материалов, технологий и основных деталей	Проявление недостатка
Генератор	Невысокая магнитная индукция холоднокатаной ленты из стали 08кп, применяемой для "железа" статора	Занижение напряжения в бортовой сети транспортных средств
	Низкая (HRB 53–55) твердость переходной зоны поликлиновых шкивов, изготовленных из холоднокатаной стальной ленты 08кп–М после двойного межоперационного отжига	Усталостное разрушение поликлинового шкива
Стартер	Неуправляемые процессы цементации в твердом карбюризаторе и газовой среде с использованием синтина, бензола и керосина, нестабильные параметры диффузионного слоя	Повышенный износ шестерен и втулок направляющих
	Неоднородная структура холоднокатаной ленты из стали 08кп (6–10 баллов зерна феррита) и неравномерное распределение деформации на поверхности деталей	Неравномерная вытяжка материала при холодной штамповке и, как следствие, разрушение деталей
	Недостаточная пластичность сталей 45, 50, АС30ХМ, 40ХГР и др. для валов якорей	Разрушение валов якорей
	Несовершенная технология изготовления графитизированных вкладышей из латуни ЛО90-1	Некачественная адгезия смазки в ячейках и их интенсивный износ; задевание якорем обмоток возбуждения
Магнето	Заниженные значения параметров диффузионного слоя на деталях из низкоуглеродистых сталей после цианирования в жидкой среде	Повышенный износ деталей; ухудшение пуска тракторных, вертолетных и мотоциклетных двигателей, а также двигателей моторных лодок
Приборы светотехники	Разнозеренность (6–9 баллов) структуры материала отражателей рефлекторов фар, изготовленных из холоднокатаной ленты (сталь 08Ю)	При холодной штамповке возникает неравномерное распределение деформации и образование на поверхности рефлекторов "апельсиновой корки", резко ухудшающей освещенность дороги в ночное время суток
Распределитель зажигания	Низкая ($\delta_в$ = 6 %) пластичность материала распределителей зажигания и сложность химикотермической их обработки	Повышенный износ шлицев валика и кулачков нарушают режим работы двигателей
Спидометры	Обрывы высоконагартованной стальной (сталь 45) проволоки диаметром 0,4 мм при навивке троса на автоматической линии	Погрешность показаний спидометра возрастает до 1,7–2,0 км/ч
Свечи накаливания	Невысокая ($\delta_в$ = 30–35 %) пластичность сплава ХН78Т. Образование микротрещин на корпусе нагревательного элемента ЭФУ при двойном холодном редуцировании	Короткое замыкание спирали на корпус нагревателя ЭФУ

да 0,08–0,11 % используется сталь с пониженным до 0,03–0,04 % содержанием углерода, у которой магнитные свойства на 25–30 % выше, чем у прежней стали. Кроме того, новая холоднокатаная лента после рекристаллизационного отжига обладает стабильной (с величиной ферритного зерна 7–8 баллов) структурой и хорошими механическими свойствами ($\sigma_в$ = 310–330 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 181–215 МПа, δ = = 39–41 %, HRB = 46–52), что способствует изготовлению "железа" статора методом "свертывания на ребро" на автоматической линии, а не методом наборного пакета.

Вместо железографитовых щеток изготовители генераторов начинают применять более износостойкие медно-графитовые.

Поликлиновые шкивы теперь делают из холоднокатаной стальной ленты 2,8×112 мм, применяемой для "железа" статора, а твердость переходной зоны шкива доводят до HRB 66–72 (вместо HRB = 46–52 по существующей технологии), что предотвращает их разрушения. Кроме того, внедрен один (вместо двух) рекристаллизационный отжиг заготовки шкива (нагрев до 933–953 К, или 660–680 °С, выдержка 20–30 мин, после прогрева садки охлаждение на воздухе в закрытом контейнере).

Второй из основных агрегатов АТЭ – электростартер. Его отказы происходят, как известно, из-за износа деталей привода, выхода из строя втягивающего реле, задевания якоря за полюса возбуждения, поломок вала якоря и крышки со стороны привода, а отказы стартеров с редуктором, кроме того, из-за поломки зубьев пластмассовой корончатой шестерни и ослабления осей трех шестерен-сателлитов. Основные причины отказов стартеров следующие.

Износ шестерни и втулки направляющей обусловлен тем, что для их упрочнения применялся практически неуправляемый процесс цементации в твердом карбюризаторе, что формировало нестабильные параметры диффузионного слоя (концентрации углерода, микроструктуры и твердости); отказы втягивающего реле происходили из-за обрывов цепи и сгорания обмотки, электроэрозии контактных болтов, разрушения пальца рычага и др.; задевание якоря за полюсы возбуждения объяснялось большим износом опорных втулок и вкладыша шестерни привода; отказ стартеров с планетарным редуктором – разрушением (надрывами или трещинами на переходных зонах) деталей, изготовленных холодной штамповкой из холоднокатаной ленты с относительно низкой пластичностью, а также поломкой зубьев пластмассовой корончатой шестерни и ослаблением осей трех шестерен-сателлитов и т.п.

Внедрены технические решения, предотвращающие саму возможность таких отказов. Например, для повышения качества и предотвращения отказов деталей привода стартера вместо их цементации в твердом карбюризаторе применяется управляемый технологический процесс – цементация в "кипящем" слое, т.е. с использованием природного газа и сжатого воздуха. При этом на поверхности деталей формируется диффузионный слой со стабильными параметрами, а также отпадает проблема утилизации отходов, существующая при цементации в твердом карбюризаторе.

Для улучшения качества втягивающего реле его контактные болты делают не из меди М1, как раньше, а из бескислородной меди, а для изготовления валов стартеров карбюраторных двигателей вместо сталей 45 и 50 используют калиброванный прокат из стали 25Х (ТУ 14-1-5502–2004), который подвергается закалке ТВЧ с самоотпуском.

Износ вкладышей шестерни привода снижен в результате их изготовления из более прочного материала – биметаллической ленты, состоящей из слоев той же оловянистой латуни и стали 08кп ($\sigma_в$ = 293÷302 МПа), вместо оловянистой латуни ЛО90-1 ($\sigma_в$ = 260 МПа).

Качество алюминиевых крышек со стороны привода улучшено за счет того, что теперь их делают не из традиционных сплавов АЛ4 и АЛ9В, а из сплава АК12М2 методом литья под давлением.

Для устранения отказов стартеров с редуктором их детали изготовляют из холоднокатаной ленты с пониженным содержанием углерода (аналогично изготовлению "железа" статора), а корончатую шестерню – из более прочного пресс материала АГ4 (ГОСТ 10087).

Магнето для пуска тракторных, вертолетных двигателей и двигателей моторных лодок выходят из строя из-за изнашивания трущихся деталей, поверхностный диффузионный слой которых имеет нестабильные параметры (твердость, концентрации углерода и азота, толщину) после цианирования в жидкой среде.

Для устранения этих недостатков взамен цианирования в жидкой среде разработали и внедрили в массовое производство управляемый процесс нитроцементации в кипящем слое с использованием природного газа, сжатого воздуха и технического аммиака.

Отказы светотехнических приборов связаны с отражателями рефлекторов фар и галогенными лампами. Так, основной причиной дефектов рефлекторов фар является образование на поверхности "апельсиновой корки" при холодной штамповке, что обусловлено неравномерным распределением деформаций вследствие разнозерненности структуры ленты. Для устранения "корки" начали применять холоднокатаную ленту из низкоуглеродистой стали со структурой и свойствами, аналогичными для "железа" статора.

Основные причины отказов систем зажигания – износ шлицев валика и поверхности кулачков, а также эрозия контактов прерывателей. Для их предупреждения разработана и внедрена новая автоматная сталь, А35Г2, которая с этой точки зрения гораздо лучше традиционной стали АС45Г2, применяемой для изготовления валиков. Для изготовления кулачков распределителей вместо стали 15 с меднением, цементацией в твердом карбюризаторе используется сталь А35Г2, подвергаемая закалке ТВЧ и отпуску для достижения твердости HRC = 42÷47, толщина слоя составляет 1,7–2,0 мм. Кроме того, получен и дополнительный эффект: трудоемкость изготовления кулачков снизилась в 3 раза (с 42 до 14 нормо-часов).

Для улучшения качества спидометров, устранения обрыва проволоки при навивке четвертого слоя троса гибкого вала внедрена сталь марки БМСТО с содержанием углерода до 0,23 % и $\sigma_в$ = 800÷950 МПа, что в 2 раза меньше, чем у нагартованной стали 45, традиционно используемой для изготовления валиков. В результате погрешность показания спидометра снизилась до 1 км/ч – тоже почти вдвое (1,7–2,0 км/ч по существующей технологии).

Отказ свечей накаливания электрофакельного устройства (ЭФУ) происходит из-за короткого замыкания нагревательного элемента. Причина – микротрещины, образующиеся на его корпусе при холодном редуцировании с диаметра 9,5 на диаметр 5 мм. То есть недостаточная пластичность материала корпуса – сплава ХН78Т. В итоге топливо через микротрещины затекает в корпус и при 1373 К (1100 °С) разлагается. Накопившиеся же со временем продукты разложения приводят к короткому замыканию.

С целью устранения возникновения этих микротрещин специалисты НИИАЭ совместно со специалистами ЦНИИЧМ предложили заменить сплав ХН78Т на более пластичный сплав ХН45Ю: после термической обработки и нормализации при 1473 К, или 1200 °С, его пластичность повышается на 44–48 % против 30 % у сплава ХН78Т.

Отказы коммутационных аппаратур происходят из-за несрабатывания замка зажигания, датчиков скорости, давления, заднего хода, включения электродвигателей и др., а также реле поворотов и аварийной сигнализации, штекерных соединений и др. Основная причина этого – некачественные материалы, применяемые для их изготовления. И здесь у НИИАЭ есть много наработок, позволяющих решить данную проблему.

Таким образом, специалисты НИИАЭ для решения проблемы надежности изделий АТЭ подошли с современных позиций – применили системный подход и получают результаты, которые дают возможность резко повысить конкурентоспособность отечественных АТС.

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

По итогам 2011 г. "Группа ГАЗ" сохранила лидирующие позиции на российском автобусном рынке с долей 64 %. Объем продаж вырос на 22 % по отношению к 2010 г. и составил 13 198 ед. техники. Экспорт в страны СНГ и Дальнего Зарубежья вырос на 26 % за счет поставки по контрактам автобусов всех классов в Никарагуа и Сербию.

Объем реализации продукции Ликинского автобусного завода вырос на 74 % по сравнению с прошлым годом и составил 2258 автобусов. Важнейшим событием для завода стало исполнение заказа на поставку 2070 автобусов нового поколения для Правительства Москвы на сумму около 17 млрд руб. В 2011 г. ЛиАЗ первым из отечественных производителей автобусной техники запустил серийное производство низкопольных городских автобусов самых высоких экологических стандартов в России – «Евро-5» и EEV («Евро-5+»).

Павловский автобусный завод отгрузил потребителям 9930 автобусов малого и среднего класса, что на 15 % больше уровня прошлого года. Завод продолжил развитие нового семейства автобусов ПАЗ-3204. В частности, претерпел рестайлинг автобус ПАЗ-320412, получивший собственное наименование «Вектор». Доля автобусов семейства ПАЗ-3204

в производственном плане предприятия в 2011 г. составила 14 %.

Курганский автобусный завод произвел в 2011 г. 800 автобусов, что соответствует установленному производственному плану по Соглашению о социально-экономическом партнерстве на 2011 г., подписанному "Группой ГАЗ" и Правительством Курганской области. В 2011 г. КАвЗ, завершив отгрузку 250 автобусов в рамках оказания безвозмездной технической помощи Правительства РФ Никарагуанской Республике, получил коммерческий контракт на поставку в эту страну еще 169 автобусов среднего класса "Аврора". Доля автобусов производства Курганского автобусного завода в парке общественного транспорта Манагуа составляет теперь 40 %.

Голицынский автобусный завод реализовал своим потребителям 209 междугородных и туристических автобусов. Подготовлены производственные мощности для серийного выпуска автобусов ГолАЗ-5251 "Вояж" в 2012 г. "Группа ГАЗ" стала поставщиком Оргкомитета «Сочи-2014» в категории «Автобусы». Основной моделью, которая будет задействована в обеспечении транспортных потребностей Оргкомитета, станет разработанная на ГолАЗе модификация автобуса "Вояж" на шасси "Скания".

Автобусы ПАЗ-3204, ЛИАЗ-5292, ЛИАЗ-6213 были признаны Лучшими автобусами по стоимости владения, по мнению независимых экспертов "АСМ-Холдинга" и журнала "За рулем". Лучшим автобусом среднего класса в России в 2011 г. стал ПАЗ-320412 "Вектор". По решению жюри конкурса, "Лучший коммерческий автомобиль года" в рамках прошедшей в сентябре выставки "Комтранс-2011" автобус ГолАЗ-5251 "Вояж" назван победителем в номинации "Перспектива года".

В минувшем году "Группа ГАЗ" завершила создание полной гаммы автобусов, работающих на альтернативных видах топлива (дизель–газ–электричество), включая автобусы с гибридными силовыми установками. Проведена привязка двигателей экологического стандарта "Евро-4" по всему модельному ряду и сертифицированы основные модели по каждому предприятию компании. На Павловском и Ликинском автобусных заводах проведена модернизация заготовительного производства с введением в эксплуатацию нового высокотехнологичного оборудования (лазерных комплексов для резки металла и труб, листогибов и др.) под выпуск новых модификаций автобусов.

(По информации пресс-службы «Группы ГАЗ»)

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Цыбульская Е.В. – Бенчмаркинг как форма организации инновационного развития предприятия . . . 1

Гоц А.Н. – Современные учебники и учебные пособия – основа успешной подготовки кадров для автомобильной и тракторной промышленности в условиях модернизации системы образования . . . 5

АСМ-факты . . . 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Чмиль В.П., Чмиль Ю.В. – Гибридные силовые установки как инструмент повышения экономичности и экологичности АТС . . . 10

Макушин А.А. – Аналитические исследования влияния конструкции ГРМ на показатели ДВС . . . 12

Денисов В.П., Максимов В.В. – Система регулирования температуры ДВС . . . 17

Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. – Снижение динамической нагруженности трансмиссии автомобиля-тягача путем перестройки ее кинематической схемы . . . 19

Кузнецова Н.А., Тетюшев А.А., Шандыбина И.М. – Расчет податливости измерителя крутящего момента . . . 23

Дударева Н.Ю. – Поршневое кольцо для ДВС, выполненное из алюминиевого сплава . . . 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Гумелёв В.Ю., Картуков А.Г., Лебедев Т.Н. – Особенности эксплуатации электрооборудования автомобилей в условиях боевых действий . . . 26

Лиханов В.А., Чупраков А.И., Зонов А.В., Шаромов И.М. – Этанолотопливная эмульсия и ее влияние на характеристики дизеля Д-240 . . . 28

Щурин К.В., Зубаков В.А. – Повышение уровня пассивной безопасности автомобиля при его наезде на пешехода или двухколесное транспортное средство . . . 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Жуковский С.С. – Новые литейные технологии для изготовления деталей автомобилей . . . 33

Бавыкин О.Б., Вячеславова О.Ф. – Комплексная оценка качества поверхности и эксплуатационных свойств изделий из наноматериалов 36

Алиев А.А. – Повышение функциональных характеристик основных изделий электрооборудования транспортных средств . . . 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном . . . 39

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, Ю.К. Есеновский-Лашков, А.С. Ковриин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Андреева Т.И.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 28.01.2012. Подписано в печать 07.03.2012.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,73. Заказ 108.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.

ООО "Издательство Машиностроение"
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98
E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomashin.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.