ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 •февраль • 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5

ФОРМЫ ИНДУСТРИАЛЬНОГО ПАРТНЕРСТВА АВТОПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ. ЗАРУБЕЖНЫЙ И ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ОПЫТ

Канд. экон. наук **М.А. ШУШКИН**
НИУ ВШЭ, Нижний Новгород
(8. 904. 392-00-85)

Рассматривается проблема развития предприятий автомобилестроения на основе стратегий индустриального партнерства.

Ключевые слова: *стратегия, стратегические альтернативы, автомобилестроительная промышленность.*

Shushkin M.A.

FORMS OF INDUSTRIAL PARTNERSHIP AUTOMAKERS. FOREIGN AND DOMESTIC EXPERIENCE

The problem of development Russia automotive industry on base strategies of industries partnership is considered.

Keywords: *strategy, strategic alternatives, automotive industry.*

По консолидированному мнению экспертов, развитие российской автомобилестроительной отрасли сдерживается рядом существующих в ней проблем: изношенностью производственно-технологической базы, нехваткой современных технологий, неразвитостью собственного инжиниринга и недостаточностью для увеличения уровня локализации масштабов производства. Кроме того, в последнее время появились и новые для нее вызовы. Это, во-первых, вступление России в ВТО, по условиям которого она в течение семи лет (с 2012 по 2019 г.) должна снизить пошлины на ввоз АТС зарубежного производства с 25 до 15 %, в результате чего, по экспертным оценкам, к 2015 г. доля отечественной автомобильной техники в общем объеме реализации на внутреннем рынке снизится на 20...25 % (с 65 до 40...45 %); во-вторых, экспансия автопроизводителей из Китая и Индии, последствием которой отечественные фирмы потеряют свое конкурентное преимущество в виде более низких цен на выпускаемые ими АТС.

Для преодоления этих проблем Правительством РФ, в программном документе, "Стратегия развития отечественного автомобилестроения в период до 2020 года", для большинства товарных сегментов приняло программу "Партнерство", которая предусматривает различные варианты стратегического индустриального партнерства между предприятиями отрасли. Прежде всего – отказ от корпоративной вертикальной их интеграции и переход на интеграцию на договорной основе – интеграцию, которая характеризуется наличием множества независимых производителей, работающих именно на такой основе [1]. То есть тот вариант индустриального партнерства, который за рубежом используется уже более двух десятилетий и представляет собой вид управления на предприятии, направленный на целеполагание, организацию, стимулирование, контроль и координацию различных форм технологического и производственного сотрудничества с другими фирмами. Его основная цель – повышение конкурентоспособности участников за счет обмена производственными технологиями и достижение на этой основе эффекта синергии, который возникает в результате снижения производственных издержек и затрат на разработку новой продукции и ее внедрение в производство. При этом производство, инновации и инвестиции в рамках сетевой структуры осуществляются всеми участниками жизненного цикла продуктов, для которой характерен также высокий уровень кооперации между фирмами в сфере разработки автокомпонентов и конечных продуктов.

Анализ практики производственной и инновационной деятельности таких мировых лидеров автомобилестроительной отрасли, как "Дженерал Моторс", "Форд", "Тойота", "Фольксваген", ФИАТ, БМВ и др. показывает, что принятая ими система индустриального партнерства это, повторяем, сетевая структура автопроизводителя (см. рисунок), который большинство своих бизнес-функций по аутсорсингу передает поставщикам первого уровня, а они, в свою очередь, передают часть специализированных функций контрагентам второго по отношению к системному интегратору уровня. Другими словами, лидеры мирового автомобилестроения выстраивают договорные сети из независимых агентов экономической деятельности. У нас же, наоборот, преобладают вертикально интегрированные структуры. Что осложняет интеграцию российских предприятий в мировое разделение труда. В частности, изолированность инновационной деятельности автопроизводителей не способствует модернизации модельных рядов выпус-

© ISSN 0005-2337. ООО "Издательство Машиностроение", "Автомобильная промышленность", 2014 г.

Модель сетевой структуры автопроизводителя

каемой ими продукции, повышению потребительских ее свойств, а следовательно, их конкурентоспособности как на внутреннем, так и на внешнем рынках. При этом в рамках индустриальных партнерств на основе единой технологической платформы производятся модели автомобилей различных брендов годовым объемом 300...700 тыс. шт., в то время как в российской практике эти показатели значительно ниже, что не позволяет в отечественном автомобилестроении реализовать необходимый эффект масштаба для разработки технологических платформ.

За рубежом применяются три типа индустриального партнерства: стратегические альянсы, промышленные кластеры и совместные предприятия (см. таблицу).

Наиболее яркими примерами первого из этих типов являются альянсы "Рено"–"Ниссан" (совместное использование технологических платформ); "Форд"–"Мазда" (корпоративная интеграция, при которой 33,4 % японского производителя принадлежит американскому холдингу); "Дженерал Моторс"–"Сузуки"–"Субару"; "Дженерал Моторс"–"Хонда" (тесное технологическое сотрудничество в сфере разработки и производства двигателей); "Вольво"–"Рено" (разработка дизелей и коробок передач для грузовых автомобилей); "Дженерал Моторс"–ФИАТ (совместная разработка технологических платформ для малолитражных автомобилей), ФИАТ– "Крайслер" (планомерное корпоративное слияние и технологическое сотрудничество); поставщики автокомпонентов "Зексель" и "Бош", "Валео" и "Унисиа Джекс Корпорайшн/Айчисон Индастриз".

Основными целями перечисленных и многих других стратегических альянсов являются совместные опытно-конструкторские разработки технологических платформ транспортных средств, унификация автокомпонентов, что позволяет осуществлять совместные закупки и использовать единую сбытовую и сервисную сеть.

Кластерные образования – давно известный и хорошо зарекомендовавший себя тип индустриального партнерства: первый в истории автомобилестроения был детройтский кластер, который возник в первой половине XX века и в котором сгруппированы такие системные интеграторы, как "Дженерал Моторс" и "Крайслер". В настоящее же время авомобилестроительный кластер – самое распространенное явление. Например, вокруг крупнейшего автопроизводителя Японии, фирмы "Тойота", существует кластер, который включает бо-

Основные формы индустриального партнерства в автомобилестроении

Стратегические альянсы	Промышленные кластеры	Совместные предприятия
Основанные на **вертикальных партнерских отношениях** (неконкурентные) **Интеграционные альянсы конкурентов** (в качестве основной цели ставится достижение эффекта масштаба при производстве автокомпонентов) **Псевдоконцентрационные** (в качестве основной цели ставится совместная разработка и производство продукции) **Комплиментарные** или со взаимодополняющими активами (обычно создаются для совместной реализации продукции)	**Агломерации** (в регионе существует некоторое число предприятий автомобилестроительной отрасли, прежде всего поставщиков, слабо связанных между собой) **Возникающий** (фирмы, входящие в агломерацию, кооперируются с целью реализации общих возможностей) **Развивающиеся** (в агломерации отсутствуют формальные структуры, поддерживающие сотрудничество между фирмами) **Зрелые** (вокруг фирм-интеграторов появляется множество специализированных фирм и совместных предприятий) **Кластеры-трансформации** (в ответ на изменения технологий и спроса фирм кластеры проводят диверсификацию своей деятельности, что может привести к созданию новых кластеров в смежных отраслях)	**Договорные** – основываются на совместной собственности учредителей совместного предприятия. При этом могут быть как паритетные отношения, основанные на равных долях в капитале предприятия, так и с преобладанием капитала одного из участников **Контрактные** – основываются на контрактах, заключенных на срок обычно не более трех лет с целью производства продукции одной фирмы на мощностях другой

лее 120 поставщиков первого уровня и до 36 тыс. субподрядчиков; автомобилестроительный кластер в Германии охватывает пять федеральных земель: Берлин–Бранденбург, Тюрингию, Мекленбург–Переднюю Померанию, Саксонию–Анхальт и интегрировал таких автопроизводителей, как БМВ, "Крайслер", "Опель", "Фольксваген", а также множество поставщиков автокомпонентов и технический университет Дрездена; итальянский кластер автомобилестроения на базе концерна ФИАТ, расположенный в Турине; испанский кластер, ядром которого является подконтрольная корпорации "Фольксваген" фирма СЕАТ, находится в Каталонии; в Венгрии и Словакии сформировались кластеры по производству автокомпонентов; в Китае самым крупным автомобилестроительным кластером является так называемый Китайский Детройт, расположенный в провинции Гуандуне и Шанхае: там работают "Тойота", "Хонда", "Ниссан"; автопром Индии представлен кластерами в городах Дели, Мумбаи и Чинаи.

Вообще надо отметить, что подавляющее большинство успешных автомобилестроительных фирм осуществляет свою производственную и инновационную деятельность именно в рамках кластерных структур. Те же фирмы, которые функционируют в виде большого числа разрозненных предприятий со слабым уровнем взаимной интеграции, оказываются неконкурентоспособными. Именно потому, например, подавляющая часть активов предприятий автомобилестроения Великобритании сегодня принадлежит зарубежным корпорациям.

На основе региональных отраслевых кластеров осуществляется эффективная интеграция автосборочных предприятий, поставщиков автокомпонентов, специализированных вузов, независимых инновационных центров, а также финансовых организаций в отраслевые кластеры, которые позволяют автомобилестроителям достигать необходимого эффекта масштаба, распределять риски, получать эффект синергии в сфере инноваций, маркетинга и финансов, эффективно выходить на новые рынки, преодолевая административные, финансовые, технические барьеры. Такого рода кооперация повышает стабильность поставок, улучшает процесс разработки изделий и снижает производственные издержки. Во многих случаях отраслевые кластеры дают возможность отработать модель единого ведения бизнеса, что в дальнейшем может привести к слиянию фирм.

Все перечисленное выше – зарубежная практика. У нас же, как показывает опыт, проекты создания автомобилестроительных кластеров зачастую носят чисто декларативный характер и основным сдерживающим фактором развития этих кластеров является, по мнению автора, отсутствие мотивационных и организационных механизмов для интеграции фирм. Чтобы такие механизмы появились, нужны новые решения. Например, в качестве мотивационного механизма целесообразно использовать практику строительства индустриальных парков, резидентами которых выступают предприятия малого и среднего бизнеса, поставляющие автокомпоненты сборочным производствам автомобилестроительного кластера. Они, очевидно, должны располагаться в специально созданной и управляемой промышленной зоне с единой инженерной инфраструктурой и быть технологически связанными со сборочными производствами.

Именно этого в России пока и нет. Отличительная черта всех российских проектов индустриальных парков, в отличие от зарубежных их аналогов, – тот факт, что все концепции разрабатываются девелоперами без учета государственной поддержки (ставка делается только на собственный или заемный капитал). В итоге реализация проекта (одновременное сооружение всей необходимой инфраструктуры) становится весьма затратной, а норма прибыли девелопера – критически низкой. Поэтому можно утверждать, что реально выгодным и эффективным создание промышленных парков может быть только при условии кооперации частного капитала и государства.

Наконец, о третьем типе индустриального партнерства – совместных предприятиях.

Наибольшее распространение они получили в Китае, потому что правительство этой страны поддерживает такую форму взаимодействия, при которой контрольный пакет акций при реализации совместных производственных проектов остается у отечественных производителей. Причем последние, согласно договорам, имеют право в дальнейшем использовать зарубежные технологии при производстве автомобилей под собственным брендом. К числу наиболее крупных совместных предприятий в китайском автопроме относятся: фирма ФАВ, работающая с "Фольксваген", "Форд"; "Черри" – с "Ягуар Ленд Ровер"; "Бейджинг" – с "Хёндэ".

Такая форма сотрудничества была одной из первых, на которую стали обращать внимание российские автопроизводители еще в начале 1990-х гг., а сейчас воплощается в практику. Например, уже есть СП на базе ВАЗа и фирмы "Дженерал Моторс", "Пежо–Ситроен" и "Мицубиси" (совместный завод в Калуге); "Мазда" и "Соллерс" во Владивостоке; "Форд" и "Соллерс" во Всеволжске. Цель их организации та же, что и в Китае: получение доступа к современным технологиям. Однако практика показывает [2, 3]: зарубежные фирмы предлагают нам такие стратегии, которые определяют роль российских автопроизводителей лишь как сборочных производств из автокомплектов, произведенных за рубежом. В результате эти стратегии не предусматривают развития собственных технологических разработок и построения производственно-инновационных сетей с поставщиками автокомпонентов. Иначе говоря, та главная цель, которая достигнута в Китае, у нас фактически теряется. Поэтому в таких условиях нам необходимо использовать те стратегические альтернативы для отечественных автомобилестроительных предприятий, которые на основе индустриального партнерства с мировыми лидерами отрасли направлены не только на сохранение производственных мощностей и рабочих мест в отрасли, но и на формирование долгосрочных конкурентных преимуществ. Но для этого отечественной экономической науке надо найти ответы как минимум на три следующие вопроса: как обеспечить национальные экономические интересы при интеграции производственной деятельности отечественных автомобилестроителей с мировыми лидерами отрасли; каким образом обеспечить трансфер новых конкурентоспособных технологий в российский автопром; как эффективно модернизировать и создать новые конкурентоспособные производства автокомпонентов.

В связи с этим представляется целесообразным выделить следующие возможные стратегии индустриального партнерства для российских автопроизводителей на современном этапе.

Лицензирование. Распространенная практика в автомобилестроении, когда компания продает лицензии на выпуск автомобилей. В некоторых случаях осуществляется и продажа производственного оборудования (обычно устаревшего и бывшего в использовании). Классические примеры в отечественной практике бизнеса – продажа лицензий на выпуск автомобилей ВАЗ украинскому автозаводу "Богдан". Наиболее яркий пример зарубежной практики лицензирования – производство по лицензии "Опель" автомобилей "Дэу Нексиа".

Дирижирование. Эта стратегия подразумевает, что предприятие получает превосходство координатора сети и технологического лидера. Для чего оно на основе научных исследований и разработок поставщиков создает на своем уровне инновационный продукт. Такую стратегию обычно используют мировые лидеры по производству автокомпонентов (поставщики первого уровня), среди них "Сименс", "Магна" и т.д. Потенциальными приверженцами дирижирования среди отечественных компаний можно выделить группу компаний "СОК", "ЗМЗ".

Интегратор. Предприятие, использующее эту стратегию, направляет инновационную деятельность и объединяет в своих инновационных разработках новаторские решения и продукты поставщиков автокомпонентов. Такой стратегией пользуются все мировые лидеры автопрома, активно развивающие свои инновационные разработки ("Дженерал Моторс", "Тойота", БМВ, "Фольксваген"; "Форд").

Сателлит – предприятие-поставщик первого или второго уровня, реализующее инновации на собственном уровне по заказу OEM-производителей.

Производственный аутсорсер (контрактор). Эту стратегию внедряют у себя компании-производители, не имеющие собственных инновационных центров, но выпускающие продукцию по заказам лидеров рынка среди их дистрибьюторской сети под их брендом. Такая стратегия наиболее распространена среди отечественных автосборщиков. Это объясняется снижением себестоимости производства при переносе его на территорию РФ за счет экономии на таможенных платежах. Наиболее крупные представители такой бизнес-модели на сегодняшний день – "Автотор", "ТагАЗ".

Покупка лицензий на производство. Подразумевает, что компания приобретает право на производство автомобилей под собственным брендом. Такую стратегию внедрила "Дэу" при выходе на международный рынок, распространена она среди китайских автопроизводителей, применена отечественными компаниями "ГАЗ", "ТагАЗ".

Имитирование. Представляет собой копирование продуктов и нововведений. Примером таких заимствований может быть копирование китайскими производителями концепции и дизайна автомобилей у японских лидеров рынка. Здесь речь идет о таком виде бенчмаркинга, как "лучшая практика". Данная стратегия активно применялась при разработке автомобиля "ГАЗель", использована компанией "ТагАЗ" при создании автомобилей "С 100".

Кооперирование. Используется для совместной разработки узлов, автокомпонентов и перспективных технологий компаниями, не интегрированными по вертикальной производственной цепочке и конкурирующие на рынке конечного продукта. Такую стратегию выбрал концерн БМВ для совместной разработки автокомпонентов. Фирмы, заключающие соглашения о стратегическом сотрудничестве для достижения эффекта масштаба при разработке и/или производстве отдельных комплектующих или осуществлении ограниченной стадии научно-исследовательского и/или производственного процесса, создают масштабные вспомогательные совместные инновационные центры. Например, БМВ и южнокорейский автогигант "Хёндэ Моторс" обсуждают возможность создания стратегического альянса по разработке двигателей. Такое сотрудничество позволит БМВ снизить затраты на новые разработки, а "Хёндэ Моторс" получить доступ к технологии производства высокоэффективных бензиновых двигателей для крупных автомобилей. Кроме того, БМВ ведет переговоры с "Дженерал Моторс" о таких перспективных технологиях, как топливные элементы, и может расширить сотрудничество с холдингом "Пежо"–"Ситроен" в области бензиновых двигателей. БМВ также сотрудничает с "Тойота", которой, начиная с 2014 г., он будет поставлять дизельные двигатели. В обмен на это БМВ получит гибридные силовые установки. Совместно с разработанными и произведенными элементами впоследствии комплектуется собственная конечная продукция каждого из партнеров. В результате потребитель выбирает, какую модель приобретать, при этом иногда даже не будучи осведомлен, что на двух различных автомобилях установлен именно такой агрегат.

Представляется возможным проследить эволюцию представленных стратегий индустриального партнерства на примере компании "ТагАЗ": сначала она внедрила стратегию контрактора, затем покупку лицензий и имитационную стратегию, а в настоящий момент становится полноценным инноватором и интегратором. Следует отметить, что переход от стратегий контрактора, покупки лицензий к стратегиям интегратора и дирижирования не представляется возможным без развития собственных инновационных центров. А это в свою очередь требует роста инвестиций в НИОКР до общепринятого в мировой практике автомобилестроения уровня 4...6 %. Именно этот путь развития инноваций проходят китайские автопроизводители.

Таким образом, использование стратегий контрактора и покупки лицензий дает возможность обеспечить объемы продаж и рентабельность предприятий автомобилестроения лишь на защищенном таможенными пошлинами рынке. Это позволит сохранить имеющиеся у предприятий производственные мощности, но в то же время использование этих стратегий не является достаточным условием для формирования долгосрочных конкурентных преимуществ. В условиях вступления России в ВТО конкурентоспособность отечественных автомобилестроительных предприятий целесообразно обеспечивать на основе стратегий интегратора и дирижирования.

Литература

1. Стратегия развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года. URL: http://slon.ru/imaes/doc/auto_2020/pdf.
2. Стратегия развития компании "АвтоВАЗ". URL: http://auto.–samara24.
3. Korhonen S.A., Niemela J.S. A conceptual analysis of capabilities: Identifying and classifying sources of competitive advantage in the wood industry // The Finnish Journal of Business Economics. 2005. № 54 (1). P. 11–47.

УДК 621.431.74

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ФОРСУНОК БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИХ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Д-р техн. наук **А.В. ВАСИЛЬЕВ**, канд. техн. наук **Д.С. БЕРЕЗЮКОВ**
Волгоградский ГТУ (8442 24-81-61)

Приведены результаты исследования математической модели работы электромагнитных форсунок бензиновых двигателей и влияния различных неисправностей, возникающих в процессе эксплуатации, на закон движения запорной их иглы и расходную характеристику.

Ключевые слова: *математическая модель, система топливоподачи, топливная форсунка.*

Vasilyev A.V., Berezyukov D.S.

MATHEMATICAL SIMULATION OF THE GASOLINE ENGINE INJECTOR AND DEVICES FOR ITS DIAGNOSIS

The results of study of mathematical model of work of electromagnetic injectors of gasoline engines and influence of different malfunction in process of work on закон движения запорной иглы and расходную характеристику are considered.

Keywords: *mathematical model, fuel system, fuel injector.*

Техническое состояние электромагнитных форсунок бензиновых ДВС в процессе эксплуатации неизбежно ухудшается. Это связано с загрязнением их фильтрующего элемента и каналов подачи топлива (элементов проточной части), износом подвижных деталей, возможными межвитковыми замыканиями в обмотке катушки электромагнита и др. Любая из этих неисправностей, конечно же, отрицательно сказывается на энергетических и экологических характеристиках ДВС. Поэтому периодический контроль технического состояния форсунок – очевидная необходимость.

Однако на практике не все так просто: опыт свидетельствует, что существующие методы оценки работоспособности форсунок имеют ряд серьезных недостатков.

Да, большинство методов обеспечивает качественное всестороннее их диагностирование. Но выполнение такой комплексной проверки требует демонтажа форсунок с двигателя и сложного и дорогостоящего стендового оборудования, что не всегда экономически оправдано. Правда, есть и методы, не предусматривающие демонтажных работ, но они, к сожалению, не дают полной картины технического состояния форсунок, поскольку не позволяют определить абсолютные значения основных рабочих их показателей.

Исходя из сказанного, можно сделать вывод: проблема разработки методов точного безразборного (без снятия с двигателя) диагностирования электромагнитных форсунок в настоящее время стала сверхактуальной, так как ими оборудуется большинство двигателей с искровым зажиганием. Задача эта, разумеется, не из простых: разработчику необходимо знать все возможные неисправности рассматриваемых форсунок и заставить диагностическую аппаратуру выявить их тогда, когда эти форсунки остаются на двигателе.

Чтобы дать такую информацию разработчикам диагностических систем, авторы статьи провели специальное исследование на математической модели электромагнитной форсунки (рис. 1), позволяющей исследовать процесс подачи топлива при поступлении на выводы ее обмотки электрического управляющего импульса. В том числе с учетом эксплуатационного изменения ее рабочих показателей.

В основу модели положено уравнение движения запорной иглы форсунки (формула № 1 в таблице), при этом для входящих в него шесть сил F_i предназначались соответственно формулы № 2–7.

Дифференциальное уравнение (формула № 1) решалось в системе компьютерной алгебры Mathcad. Для этого весь процесс движения иглы был разбит на три этапа – ее подъема, удержания в поднятом состоянии и опускания (все – с заданными начальными условиями). Поиск решений уравнения на всех этапах проводился с использованием встроенной функции rkfied, реализующей численный метод Рунге–Кутты четвертого порядка с фиксированным шагом.

Для оценки адекватности разработанной математической модели сравнивались результаты определения временных параметров работы форсунки, полученные эксперименталь-

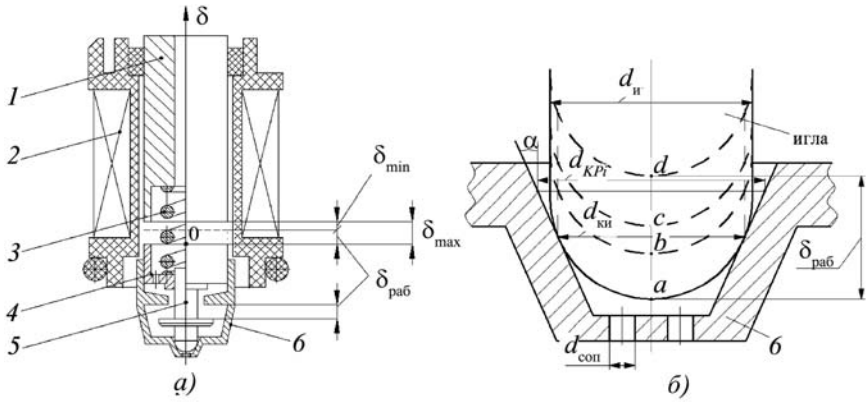


Рис. 1. Упрощенные расчетные схемы элементов конструкции (а) и сопряжения "игла – корпус распылителя" (б) электромагнитной форсунки:

1 – сердечник; *2* – обмотка электромагнита; *3* – пружина; *4* – якорь; *5* – запорная игла; *6* – распылитель

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m\dfrac{d^2\delta}{dT^2} = F_{\text{эм отк зак}} + F_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} + F_{\text{д}} + F_{\text{т}}$	m – масса подвижной части (запорная игла+якорь) форсунки; d – диаметр запорной иглы; δ – ее перемещение; T – время; $F_{\text{эм отк}}$, $F_{\text{эм зак}}$ – тяговое усилие электромагнита, действующее на этапах открытия и закрытия форсунки; $F_{\text{пр}}$ – сила упругости пружины; $F_{\text{д}}$ – сила от перепада давлений на входе и выходе клапана; $F_{\text{тр}}$ – сила трения скольжения, действующая на подвижные части форсунки; $F_{\text{т}}$ – сила тяжести подвижных частей форсунки
2	$F_{\text{эм отк}} = \dfrac{\dfrac{U_0^2}{R^2}\left(1 - e^{-\frac{R}{L}T}\right)^2 w^2 \mu_0 \pi D_\delta^2}{8\,\delta^2}$	U_0 – рабочее (установившееся) значение напряжения в обмотке электромагнита форсунки; R, L – соответственно сопротивление и индуктивность обмотки; w – число витков обмотки; μ_0 – магнитная постоянная воздуха; D_δ – диаметр сечения воздушного зазора между сердечником и якорем электромагнита
3	$F_{\text{эм зак}} = \dfrac{\dfrac{U_0^2}{R^2} e^{\frac{R}{L}T\cdot 2} w^2 \mu_0 \pi D_\delta^2}{8\,\delta^2}$	–
4	$F_{\text{пр}} = \dfrac{G\, d_{\text{пр}}^4 (\delta_{\text{пр}} + \delta)}{8\, D_{\text{пр}}^3\, i_{\text{пр}}}$	G – модуль сдвига для материала пружины; $D_{\text{пр}}$, $d_{\text{пр}}$ – диаметр пружины и проволоки; $\delta_{\text{пр}}$ – предварительная деформация пружины; $i_{\text{пр}}$ – число ее витков
5	$F_{\text{тр}} = -k_{\text{тр}}\,\text{v} = -k_{\text{тр}}\dfrac{d\delta}{dT}$	$k_{\text{тр}}$ – коэффициент гидродинамического трения в сопряжении "игла–корпус распылителя", v – скорость движения иглы
6	$F_{\text{т}} = mg\cos\alpha_{\text{ф}}$	g – ускорение свободного падения; $\alpha_{\text{ф}}$ – установочный угол наклона форсунки относительно вертикальной плоскости
7	$F_{\text{д}} = (p_1 - p_2)S_{\text{ид}} = (p_1 - p_2)\dfrac{\pi}{4}(d_{\text{и}}^2 - d_{\text{ки}}^2)$	p_1 – давление внутри форсунки; p_2 – давление на ее выходе; $S_{\text{ид}}$ – площадь воздействия давления на запорную иглу; $d_{\text{и}}$, $d_{\text{ки}}$ – диаметр иглы на стороне, соответственно, высокого и низкого давления

но и с помощью принятой модели (рис. 2). Причем в первом случае временные параметры работы форсунки определялись по характерным точкам осциллограмм напряжения на выводах ее обмотки при подаче на нее электрических управляющих импульсов, а во втором – с помощью модели (по закону движения запорной иглы).

Анализ полученных зависимостей говорит о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных данных, что и подтверждает адекватность разработанной математической модели работы форсунки. Поэтому и исследованные с ее помощью отказы форсунки есть все основания считать определенными правильно, т.е. точно. Например, на рис. 3 приведены результаты исследования влияния износа рабочих поверхностей деталей форсунки, а на рис. 4 – влияние межвитковых замыканий обмотки ее электромагнита, загрязнений проточных каналов и некоторых других неисправностей, возникающих в процессе эксплуатации, на закон движения ее запорной иглы и расходную характеристику.

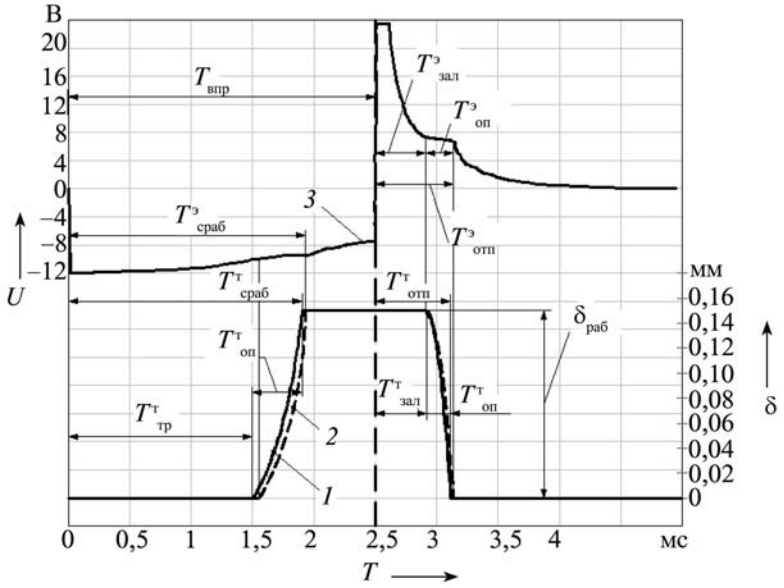


Рис. 2. Теоретический (1) и экспериментальный (2) законы движения запорной иглы форсунки "Дека VAZ6238" фирмы "Сименс", построенные по характерным точкам осциллограммы напряжения (3) на выводах ее обмотки

Как видим, возникающий в процессе длительной работы форсунки износ в сопряжении "игла–распылитель" увеличивает рабочий ход $\delta_{\text{раб}}$ иглы, что оказывает существенное влияние на закон ее движения (см. рис. 3, *а*) и, значит, на действительную цикловую подачу $G_{\delta\,\text{пр}}$ топлива (см. рис. 3, *б*). Причина состоит в том, что величина тягового усилия $F_{\text{эм}}$ электромагнита обратно пропорциональна величине воздушного зазора между сердечником электромагнита и якорем, следовательно, увеличение рабочего хода $\delta_{\text{раб}}$ иглы удлиняет время между началом подачи на форсунку электрического управляющего импульса и моментом начала движения иглы, т.е. имеет место задержка в начале движения иглы.

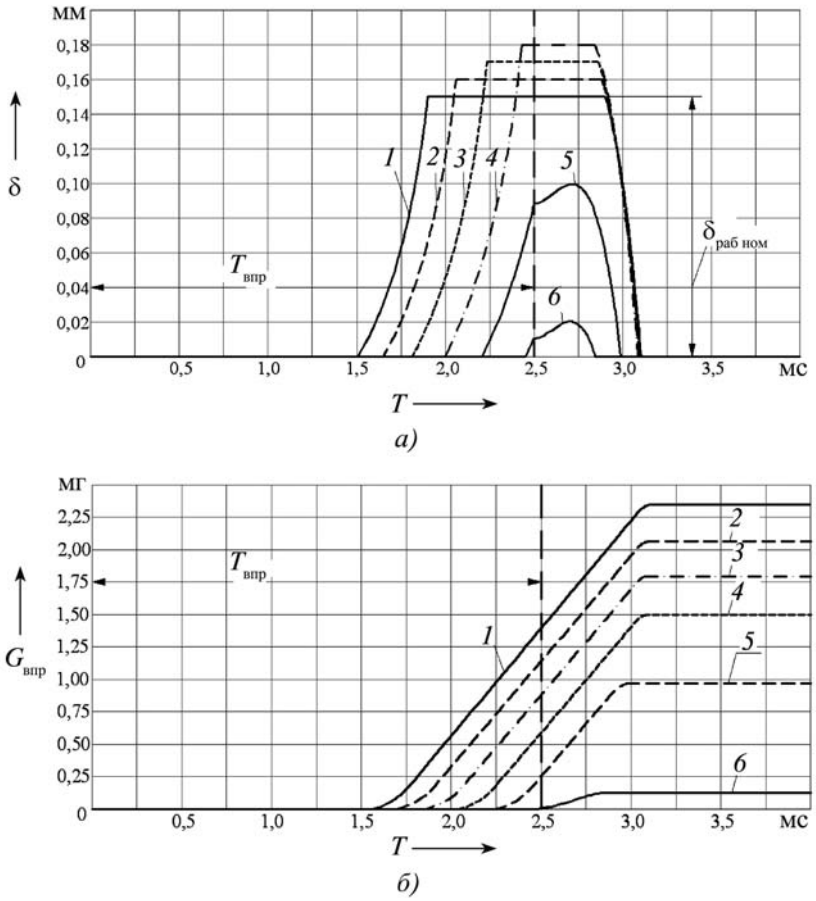


Рис. 3. Влияние износа рабочих поверхностей деталей форсунки, заданного величиной рабочего хода $\delta_{раб}$ запорной иглы, на закон движения запорной иглы (а) и расходную ее характеристику (б) при продолжительности $T_{впр}$ электрического управляющего импульса 2,5 мс:

1 – $\delta_{раб}$ = 0,15 мм; *2* – $\delta_{раб}$ = 0,16 мм; *3* – $\delta_{раб}$ = 0,17 мм; *4* – $\delta_{раб}$ = 0,18 мм; *5* – $\delta_{раб}$ = 0,19 мм; *6* – $\delta_{раб}$ = 0,20 мм

И вообще любое эксплуатационное изменение рабочих показателей форсунки весьма существенно влияет на закон движения запорной иглы и ее расходную характеристику и, следовательно, приводит к рассогласованию необходимой и действительной цикловой подач топлива на различных режимах работы двигателя, что ухудшает его энергетические и экологические характеристики.

Выявив таким образом связи между неисправностями и их конкретным проявлением, специалисты кафедры автотранспортных двигателей ГТУ разработали безразборный метод диагностирования рассматриваемых форсунок (пат. № 2479743, РФ) и устройство, реализующее этот метод.

Сущность предложенного метода заключается в следующем.

К нагнетательной магистрали двигателя подключаются (рис. 5) датчик *4* давления топлива и эталонный электромагнитный клапан (ЭЭК) *5*, соединенные электрическими цепями со специальным блоком *9* управления, к которому также подключаются установленные на двигателе форсунки и электробензонасос. Далее, в соответствии с выбранным диагностическим режимом блок управления формирует электрические управляющие импульсы, поступающие последовательно на проверяемые форсунки и ЭЭК. Поскольку электробензонасос в этот момент отключен, давление в системе начинает уменьшаться с интенсивностью, зависящей от продолжительности и частоты импульсов, а также пропускной способности форсунки (рис. 6, 7). Блок управления фиксирует изменения давления топ-

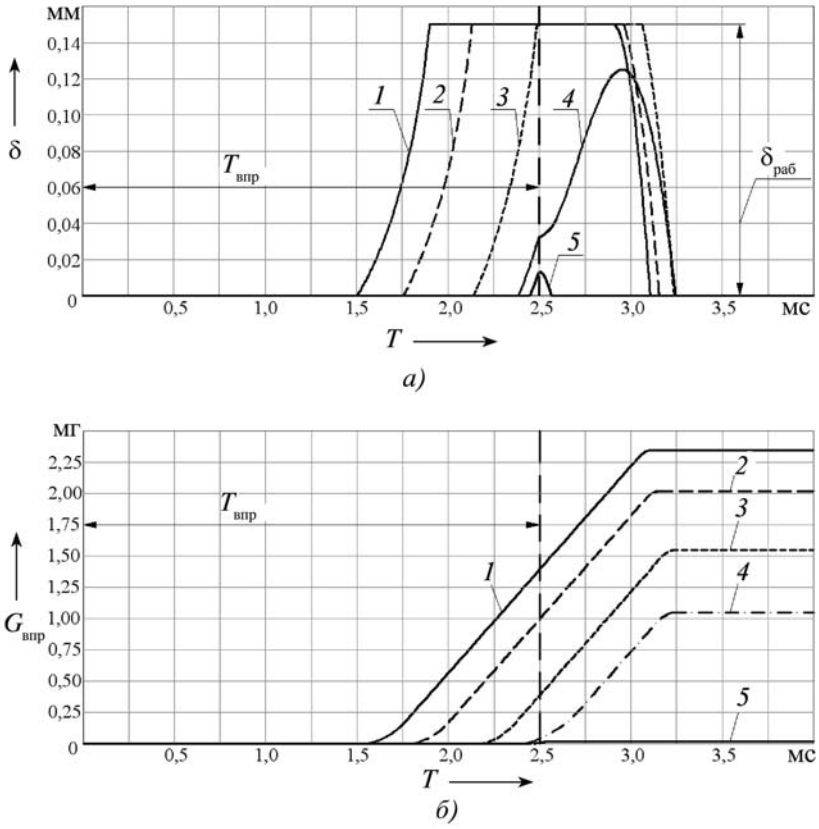


Рис. 4. Влияние межвиткового замыкания в обмотке электромагнита на закон движения запорной иглы форсунки (а) и ее расходную характеристику (б) при продолжительности $T_{впр}$ электрического управляющего импульса 2,5 мс:

1 – *w* = 100 %; *2* – *w* = 90 %; *3* – *w* = 80 %; *4* – *w* = 75 %; *5* – *w* = 74 %

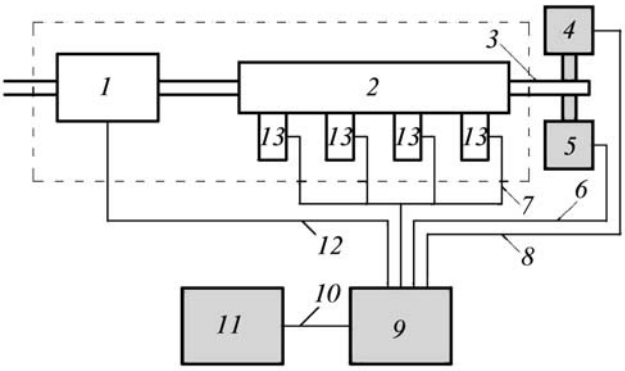


Рис. 5. Схема подключения устройства диагностирования электромагнитных форсунок к двигателю:

1 – электробензонасос; *2* – топливная рампа; *3* – штуцер; *4* – датчик давления; *5* – электромагнитный клапан; *6–8*, *10*, *12* – электрические цепи; *9* – блок управления; *11* – устройство отображения; *13* – электромагнитные форсунки

лива в нагнетательной магистрали каждой форсунки и за фиксированный интервал времени. Он же задает и режимы работы проверяемых форсунок в виде широтно-импульсной модуляции электрического управляющего сигнала.

Техническое состояние форсунки оценивается по показателям статической и динамической производительности, а также по неравномерности подачи топлива (сравниваются величины падения его давления, полученные при работе ЭЭК и тестируемых форсунок на заданных режимах).

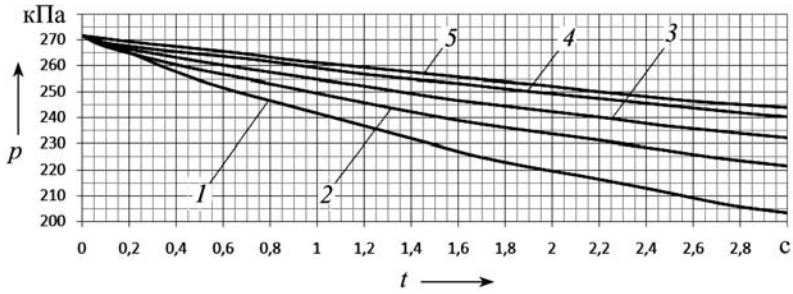


Рис. 6. Зависимость давления в нагнетательной магистрали электромагнитной форсунки от времени и ее статической производительности при $T_{впр}$ = 3 с:

1 – $Q_{ст}$ = 100 %; *2* – $Q_{ст}$ = 73 %; *3* – $Q_{ст}$ = 52 %; *4* – $Q_{ст}$ = 45 %; *5* – $Q_{ст}$ = 30 %

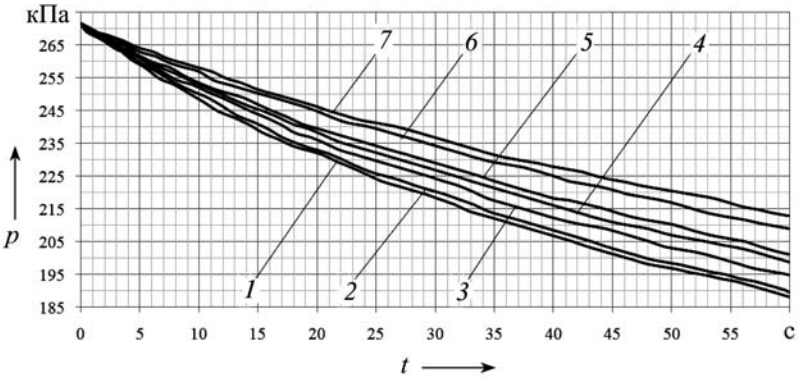


Рис. 7. Зависимость давления в нагнетательной магистрали электромагнитной форсунки от времени и ее динамической производительности при $T_{впр}$ = 2,5 мс и $f_{впр}$ = 20,83 Гц:

1 – $Q_д$ = 100 %; *2* – $Q_д$ = 95 %; *3* – $Q_д$ = 86 %; *4* – $Q_д$ = 78 %; *5* – $Q_д$ = 74 %; *6* – $Q_д$ = 66 %; *7* – $Q_д$ = 62 %

Таким образом, использование ЭЭК в разработанном методе позволяет определить абсолютные значения рабочих показателей форсунки. То есть сделать то, что не удавалось ни одному из существующих методов. Кроме того, поскольку проверяемыми форсунками управляет специальный электронный блок, обеспечивается возможность организации их работы на требуемых диагностических режимах с поддержанием одинаковых условий измерений, что существенно повышает качество процесса диагностирования.

Устройство диагностирования электромагнитных форсунок, созданное на основе рассмотренного выше метода, подтвердило его работоспособность и практическую пригодность: средние квадратические погрешности определения динамической и статической производительности для различных комплектов форсунок находятся в диапазонах, равных соответственно 0,17...0,32 и 0,35...0,66 %, а показатель точности полученных результатов по А.К. Митропольскому 0,05...0,10 % – для динамической и 0,11...0,21 % – для статической производительностей.

Метод, что не менее важно, может быть внедрен в состав штатной ЭСУД. Для этого достаточно дополнить ее схему датчиками давления топлива в рампе и ЭЭК. Диагностирование форсунок в автоматическом режиме через определенное время наработки двигателя позволит определить текущие значения параметров быстродействия и пропускной их способности, что, в свою очередь, даст возможность организовать работу ЭСУД в режиме обратной связи по текущему рабочему состоянию форсунок и сократить тем самым расхождение между значениями необходимой и действительной цикловыми подачами топлива, следовательно, значительно повысить эксплуатационные характеристики двигателя.

Литература

1. Ерохов В.И., Макарова М.П. Алгоритм и результаты расчета электромагнитной форсунки бензинового двигателя // Известия МГТУ "МАМИ". 2008. № 2. С. 14–19.
2. Казаков Л.А. Электромагнитные устройства РЭА. М.: Радио и связь, 1991. – 351 с.
3. Миловзоров В.П. Электромагнитные устройства автоматики: учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1983. – 408 с.

УДК 629.114.42

САМОСВАЛЫ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ ПЕРЕМЕННО-ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

А.Н. ЕГОРОВ, Н.В. БИГЕЛЬ
ОАО "БелАЗ" (375. 177. 53-25-50)

Представлены реализованные разработки и перспективные направления совершенствования силового блока карьерных самосвалов БелАЗ с электромеханической трансмиссией, позволяющие повысить технико-экономические показатели, надежность и безопасность технологического автотранспорта.

Ключевые слова: *самосвалы, электромеханическая трансмиссия, тяговые характеристики, переменный ток, системы управления и диагностики, безопасность, эффективность.*

Egorov A.N., Bigel N.V.

DUMP TRUCKS WITH ELECTROMECHANICAL AC TRANSMISSION

Realized developments and advanced directions in improvement of power unit for BelAZ mining dump trucks with electromechanical transmission are stated. These developments and directions enable to increase engineering-and-economical performance, reliability and safety of manufacturing motor transport.

Keywords: *dump trucks, electromechanical transmission, traction performance, alternating current, control and diagnostic system, safety, efficiency.*

Бурное развитие силовой электроники и микропроцессорной техники создало необходимые предпосылки для разработки и широкого внедрения на карьерных самосвалах БелАЗ электромеханических трансмиссий переменно-переменного тока. И этой возможностью специалисты ОАО "БелАЗ" – управляющей компании холдинга "БелАЗ-холдинг" пользуются. В частности, уже давно применяют на своих самосвалах асинхронный тяговый электропривод, структурная схема которого приведена на рисунке.

Работает этот привод следующим образом.

Тяговый генератор, приводимый во вращение дизелем, вырабатывает переменный ток, который выпрямляется в выпрямителе, преобразуется в инверторах и приводит во вращение соответствующие электродвигатели. Через бортовые редукторы крутящий момент передается на колеса самосвала. Система управления обеспечивает работу и контроль состояния всех компонентов электропривода.

Одна из особенностей современных систем управления – возможность воздействия не только на тяговый электропривод, но и на дизель, обеспечивая при этом возможность формирования тяговых характеристик электромеханической трансмиссии, наиболее оптимально сочетаемых с характеристиками дизеля. В конечном итоге это позволяет снизить расход топлива при работе самосвала.

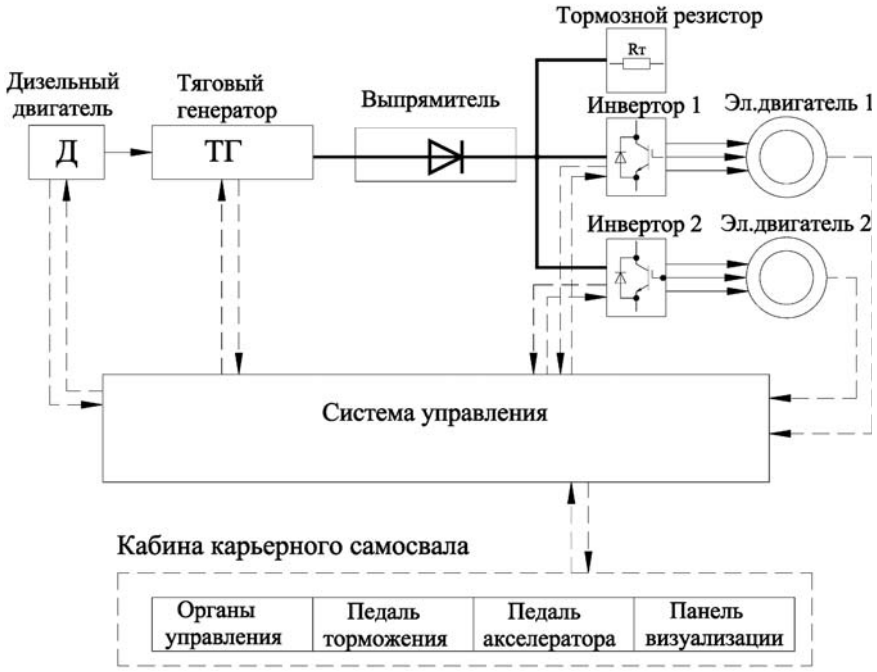
Еще одним достоинством электропривода переменно-переменного тока является отсутствие щеточно-коллекторного узла в тяговых электродвигателях, что существенно снижает эксплуатационные затраты на их обслуживание.

Электрические машины обычно рассчитывают на повышенную максимальную угловую скорость, которая на переменном токе в основном ограничивается механической прочностью ротора и подшипниковых узлов. Использование асинхронных двигателей дает возможность снизить удельные объем и массу тяговых электродвигателей и обеспечить более высокую частоту вращения их ротора, что позволило поднять максимальную скорость самосвалов БелАЗ до 65 км/ч.

К обязательным функциям систем управления, применяемых в электромеханических трансмиссиях, относится обеспечение противоюзовых и противобуксовочных свойств, что оптимизирует управление самосвалом, особенно в неблагоприятных погодных условиях.

Современные системы диагностирования в составе электропривода предупреждают возникновение опасных ситуаций и в случае отказа однозначно идентифицируют приведенную к нему неисправность. Это значительно сокращает затраты рабочего времени и труда на поиск и устранение неисправностей и повышает коэффициент использования самосвала.

Особое внимание при разработке электрических трансмиссий карьерных самосвалов уделяется переходным процессам при их работе. В частности, благодаря работам по уменьшению амплитуды колебаний тока в силовой цепи существенно снизились пульсации крутящего момента на валу электродвигателя и повысилась ходимость (ресурс) редуктора мотор-колеса.



Структурная схема тягового электропривода карьерных самосвалов БелАЗ

Значительным изменениям на некоторых моделях самосвалов с электрическими трансмиссиями переменно-переменного тока подверглась и система вентиляции электрических машин и силового полупроводникового преобразователя. Вместо вентилятора, расположенного на валу тягового генератора и работающего с частотами вращения, равными частотам вращения коленчатого вала дизеля, применена вентиляционная установка с приводом от электромотора, который получает питание от вспомогательного преобразователя. В результате оптимизировались затраты энергии на охлаждение компонентов тягового электропривода и, что особенно важно, обеспечило более высокую подачу воздуха в режиме электродинамического торможения, не требуя высоких частот вращения коленчатого вала дизеля. В итоге снизился расход топлива, потребляемого дизелем, на обеспечение энергией собственных нужд самосвала.

Кроме применения асинхронных электроприводов, специалисты БелАЗа прорабатывают вопрос использования электрических машин с постоянными магнитами, которые позволяют получить более высокие моменты на валу электродвигателя и увеличить суммарный КПД электромеханической трансмиссии.

Еще одним типом электрических машин, привлекающим к себе внимание, стали индукторные электродвигатели, у которых нет обмоток на вращающихся частях, что способствует значительному повышению надежности, снижению массы и себестоимости электромотора.

В настоящее время практически все модификации самосвалов с электромеханической трансмиссией имеют исполнения с асинхронным электроприводом. По результатам, полученным из эксплуатации, можно с уверенностью сказать, что системные подходы в проектировании, включающие комплексные решения по энергетической установке, тяговому электроприводу и системе диагностирования, позволили создать линейку самосвалов БелАЗ с электрическими трансмиссиями переменно-переменного тока, обеспечивающими надежную их работу и высокую производительность.

УДК 629.1.072.5

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ПРИЦЕПОМ

Д-р техн. наук **А.Н. ЕВГРАФОВ, С.Б. ШВЕДОВ**
МГИУ (495. 675-62-42)

Рассматриваются значения коэффициентов сопротивления и подъемной силы легкового автопоезда и их зависимость от формы прицепа.

Ключевые слова: *легковой автопоезд, коэффициент сопротивления, коэффициент подъемной силы, устойчивость, безопасность движения.*

Evgrafov A.N., Shvedov S.B.

AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF CARS WITH TRAILER

Value of coefficient of resistance and lift power of articulated car and its dependents from form of trailer are considered.

Keywords: *articulated car, coefficient of resistance, coefficient of lift power, stability, safety of traffic.*

То, что аэродинамические характеристики легкового автомобиля, оснащенного прицепом, отличаются от аналогичных характеристик его бесприцепного варианта, сомнений не вызывает. Однако количественных значений таких характеристик до сих пор нет. Чтобы заполнить этот пробел в теории и практике, специалисты МГИУ провели экспериментальные исследования, используя для этого аэродинамическую трубу А-6 НИИ механики МГУ имени М.В. Ломоносова. При этом в качестве исследования была взята модель легкового автопоезда в составе автомобиля ГАЗ-2410 и прицепа с высоким кузовом, выполненная в масштабе 1:5 (рис. 1). Загроможденность рабочей части трубы моделью, имевшей площадь миделя $F_м = 0{,}18$ м^2, составляла 2,5 %. Продувки осуществлялись в зоне автомодельности при скорости потока 35 м/с (126 км/ч), что соответствовало числу $Re = 2 \cdot 10^6$.

Полученные в результате продувок зависимости C_x аэродинамического сопротивления от угла β натекания воздушного потока приведены на рис. 2. Из него видно, что наибольшее значение C_x (0,63) при $\beta = 0$ имеет модель, которую характеризует кривая *1*. А это, как ни странно, модель с прицепом. То есть создатели использованного при исследовании прицепа полностью пренебрегли его аэродинамикой. И предложили потребителю, по сути, негодный товар. Хотя положение было легко исправить. Например, наклонить переднюю стенку прицепа назад на угол 50° и одновременно закруглить его верхнюю фронтальную кромку радиусом $R_в = 0{,}04$ м. Снизив тем самым, как показала продувка, C_x на 32 %.

Определенный эффект дают и другие варианты доработки серийного прицепа.

Так, установка на нем лобового обтекателя снижает C_x автопоезда на 30 %. Практически такое же

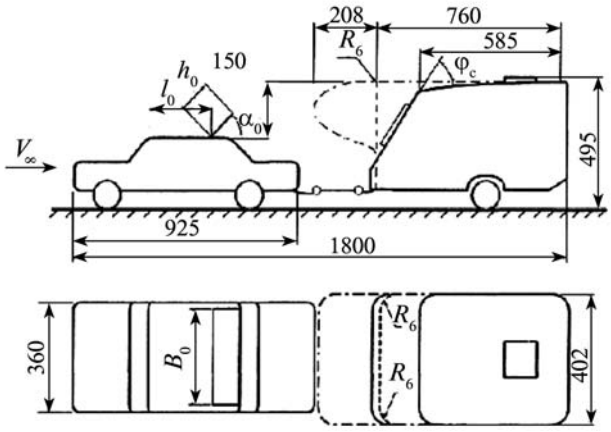


Рис. 1. Модель легкового автопоезда в составе автомобиля ГАЗ-2410 и высокого прицепа прямоугольной формы

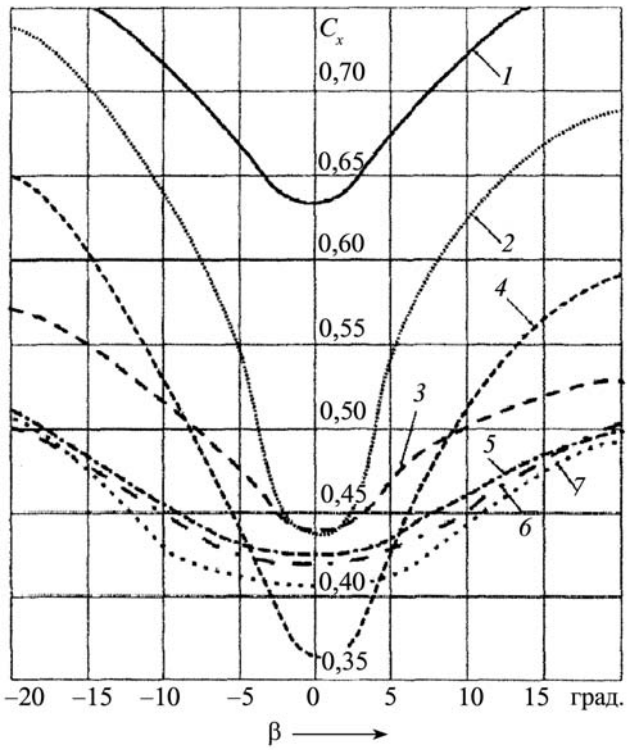


Рис. 2. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления легкового автопоезда от конфигурации его прицепа и угла натекания воздушного потока:

1 – автопоезд с прямоугольным прицепом; *2* – автопоезд с прямоугольным прицепом и обтекателем, наклоненным "по потоку" под углом 50° и имеющим длину 25 см; *3* – автопоезд с прямоугольным прицепом и обтекателем длиной 25 см на его передней стенке, наклоненным под углом 50° "по потоку"; *4* – то же, что и у варианта *3*, но обтекатель установлен на автомобиле-тягаче; *5* – передняя стенка прицепа наклонена "по потоку"; *6* – то же, что и у варианта *5*, плюс обтекатель длиной 25 см, установленный на автомобиле-тягаче под углом 50° "по потоку"; *7* – то же, что у варианта *1*, но при скруглении фронтальных кромок прицепа радиусом 40 мм

уменьшение C_x дает и щитовой обтекатель с параметрами h_0 = 0,08 м, l_0 = 0,25 м и α_0 = 50°, размещенный на автомобиле-тягаче. Но самый большой выигрыш в величине C_x (41 %) достигается при одновременной установке лобового обтекателя на прямоугольном прицепе и щитового обтекателя на крыше автомобиля-тягача.

Все сказанное, повторяем, относится к осевому симметричному обтеканию автопоезда. При кососимметричном же натекании воздушного потока эффективность названных и некоторых других мер по улучшению обтекаемости легкового автопоезда не так однозначна. Например, при β = 9° наименьшее значение C_x(0,43) имеет модель автопоезда, фронтальные кромки которого закруглены радиусом $R_{в,б}$ = 0,04 м, а близкие к этому значения (C_x = 0,46 и

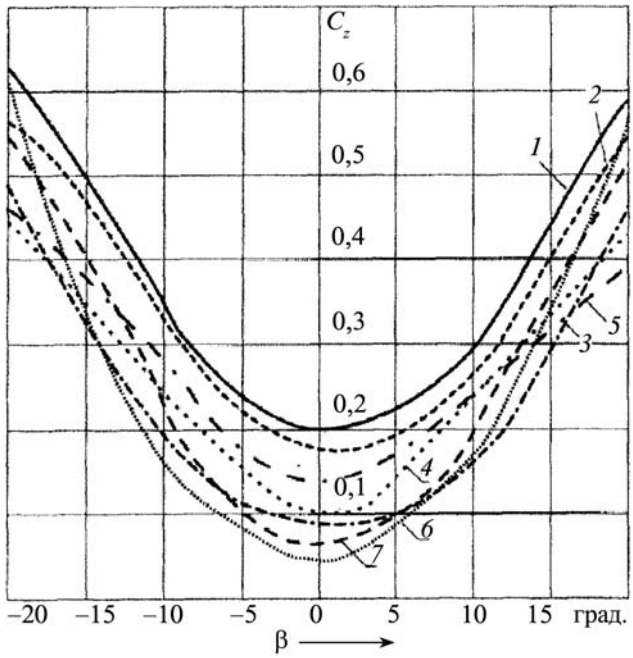


Рис. 3. Зависимость коэффициента подъемной силы легкового автопоезда от конфигурации его прицепа и угла натекания воздушного потока: позиции те же, что и на рис. 2

C_x = 0,44) – с наклоненной передней стенкой прицепа и обтекателем на автомобиле-тягаче.

Результатом снижения аэродинамического сопротивления, каким бы способом оно не обеспечивалось, становится уменьшение действующей на автопоезд подъемной силы (рис. 3), а следовательно, улучшение характеристик его курсовой устойчивости и безопасности движения.

Так, из рис. 3 видно, что придание передней стенке прямоугольного прицепа наклона "по потоку" и установка на нее лобового обтекателя снижает значение коэффициента C_z на 47 и 26 % соответственно. Если же в дополнение к лобовому обтекателю на прицеп установить щитовой обтекатель на автомобиле-тягаче, то выигрыш в C_z превышает 70 %.

Таким образом, результаты исследования говорят о том, что, во-первых, обтекаемость легкового автопоезда с серийным прицепом можно серьезно улучшить, т.е. снизить его аэродинамическое сопротивление, а значит, повысить топливную его экономичность и дорожную безопасность. Во-вторых, изготовители прицепов для легковых автомобилей должны больше внимания уделять конструкторским и доводочным работам, направленным на решение проблем аэродинамики таких транспортных средств. Это существенно улучшает эксплуатационные и потребительские свойства легковых автопоездов, а значит, и их конкурентоспособность.

УДК 621.85

НОВАЯ РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА ДЛЯ ТРАНСМИССИЙ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **П.В. ЯКОВЛЕВ**
Южно-Уральский ГУ (351. 267-94-51)

Рассматривается раздаточная коробка, позволяющая разрешить противоречие между эффективностью высокого быстродействия для проходимости автомобиля и возникающими при этом высокими динамическими нагрузками в узлах его трансмиссии.

Ключевые слова: *автомобиль, раздаточная коробка, переключение передач.*

Yakovlev P.V.

NEW TRANSFER CASE FOR TRANSMISSION OF OLLDRIVE CARS

All-wheel drive vehicles are essential when the transport problems in underdeveloped road network and in the performance of specific tasks. The development of new designs transfer cases and the basis for their operation will allow to resolve the contradiction between the efficiency for high-performance off-road and the resulting high dynamic loads.

Keywords: *car, transfer case, gear shift.*

Полноприводные автомобили при движении по грунтовым дорогам с низкими сцепными свойствами и малой несущей способностью обладают рядом несомненных преимуществ перед автомобилями неполноприводными: они в таких условиях могут передвигаться с высокими средними скоростями и буксировать прицеп достаточно большой грузоподъемности. Но у них есть один существенный недостаток: чтобы такой автомобиль мог передвигаться по бездорожью, в состав его трансмиссии приходится вводить раздаточную коробку, подключение которой может осуществляться только на остановках. Таким образом, основное достоинство многоступенчатых трансмиссий (чем меньше время, затрачиваемое на переключение передач, тем выше проходимость автомобиля), по существу, сводится на нет.

Автор предлагаемой вниманию статьи попытался исправить сложившееся положение, для чего совместно с коллегами по Южно-Уральскому ГУ разработал (пат. № 2011117432, РФ) раздаточную коробку с таким механизмом переключения передач, который дает возможность переключать ее передачи без предварительной синхронизации скоростей вращения включаемых шестерен, причем за очень короткое время и в процессе движения автомобиля.

Предлагаемая коробка (рис. 1) состоит из корпуса *1*; входного вала *2* с жестко закрепленными на нем шестернями *3* и *4* повышающей и понижающей передач; находящихся в постоянном зацеплении с ними промежуточных шестерен *5* и *6*, установленных на осях *10* и *11* соответственно; водила *9* с выступом, которое может поворачиваться вокруг оси входного вала, фиксируя угол поворота осей промежуточных шестерен; коронной шестерни *12* межосевого дифференциала *13*, которая может входить в зацепление с промежуточной шестерней *5* или *6*; двухпозиционной зубчатой муфты *7* блокировки межосевого дифференциала; валов *8* и *14* приводов переднего и заднего ведущих мостов соответственно.

Для переключения и фиксации передач в раздаточной коробке предусмотрен рычажный механизм, который включает (рис. 2) рычаг *13*, который может поворачиваться вокруг оси *11*, опору *10* этой оси; толкатель *8* с канавками *9*, фиксатор *12* передач с пазами понижающей (А) и повышающей (Б) передач, шарнир *18* поперечного поворота длинного плеча рычага.

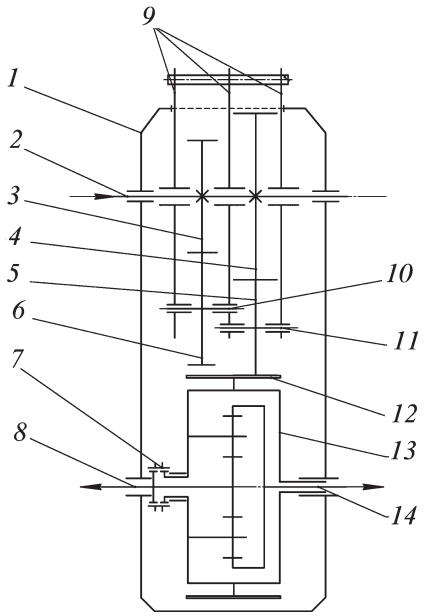


Рис. 1. Схема новой раздаточной коробки:

1 – корпус; *2* – входной вал; *3* – шестерня повышающей передачи; *4* – шестерня понижающей передачи; *5*, *6* – промежуточные шестерни; *7* – муфта блокировки межосевого дифференциала; *8*, *14* – привод ведущего моста; *9* – водило; *10*, *11* – оси промежуточных шестерен; *12* – коронная шестерня межосевого дифференциала; *13* – межосевой дифференциал

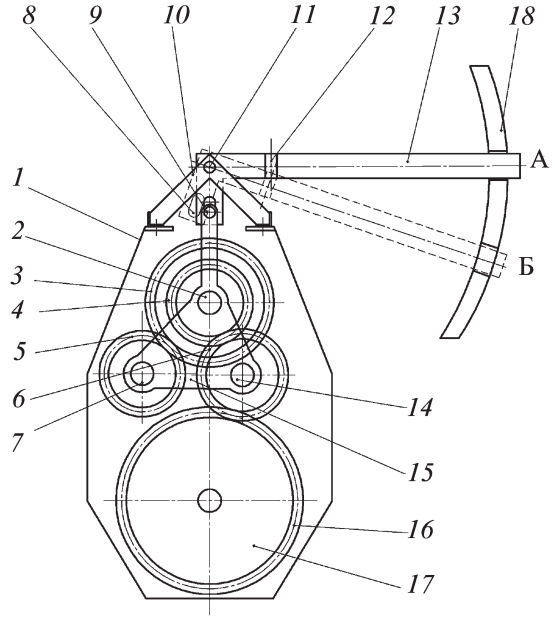


Рис. 2. Схема переключения передачи и их фиксации в новой раздаточной коробке:

1 – корпус; *2* – входной вал; *3* – шестерня повышенной передачи; *4* – шестерня понижающей передачи; *5*, *6* – промежуточные шестерни; *7*, *14* – оси промежуточных шестерен; *8* – толкатель; *9* – канавка толкателя; *10* – опора оси; *11* – ось рычага; *12* – фиксатор передач; *13* – рычаг; *15* – водило; *16* – коронная шестерня межосевого дифференциала; *17* – межосевой дифференциал; *18* – шарнир поперечного поворота

Работает раздаточная коробка с механизмом переключения передач следующим образом.

При фиксированном положении рычага *13* в пазу А фиксатора *12* и блокированном водиле *15* крутящий момент от входного вала *2* через жестко установленную на нем шестерню *4* понижающей передачи, промежуточную шестерню *6*, ось которой *14* удерживается водилом, передается на коронную шестерню *16* дифференциала *17* и дальше на валы приводов переднего и заднего ведущих мостов. Переключение передачи осуществляется за счет поворота длинной части рычага *13* вокруг шарнира *18* поперечного поворота, вывода этого рычага из паза А фиксатора и его перемещения в направлении паза Б и фиксации в нем. При этом рычаг *13*, вращаясь вокруг установленной в опорах *10* оси *11*, через закрепленный в выступе водила толкатель при его движении по канавке поворачивает водило с осями *7* и *14* промежуточных шестерен вокруг входного вала *2* и тем самым размыкает зубчатую пару *6* и *16* и при дальнейшем повороте водила включает зубчатую пару *5* и *16*. Момент расположения включаемой зубчатой пары на расчетном межосевом расстоянии кинематически согласован с моментом фиксации рычага *13* переключения передач в фиксаторе. Блокировка межосевого дифференциала осуществляется осевым перемещением двухпозиционной зубчатой муфтой.

Время переключения передач в новой раздаточной коробке является функцией крутящего момента $M_{дв}$ двигателя, внешнего управляющего момента $M_в$ на водиле и момента $M_с$ сил сопротивления движению автомобиля. И здесь возможны три варианта соотношения названных моментов и обусловленных ими сил.

1. Переключение обеспечивает взаимодействие только внутренних сил, возникающих между сопряженными шестернями, нагруженными крутящим моментом $M_{дв}$ двигателя и крутящим моментом $M_с$ сил сопротивления движению. Различные соотношения между данными моментами способствуют переключению передач в направлении повышающей либо понижающей передачи.

2. Переключение осуществляют внешние силы, приложенные непосредственно к блоку паразитных шестерен. В этом случае происходит принудительный ввод или вывод из зацепления шестерен и переключение передач в нужном направлении.

3. Имеет место смешанный тип переключения с использованием как внутренних, так и внешних сил. На рис. 3 показана схема скоростей при включенной повышающей передаче в новой раздаточной коробке. Рассмотрим переключение на понижающую передачу.

В механизме с двумя степенями свободы положение любых двух звеньев определяют положение третьего звена. Поэтому положение паразитной шестерни, принадлежащей водилу, а следовательно, и положение самого водила при его расстопорении определяется положением первичного и выходного валов. Для переключения на понижающую передачу необходимо, чтобы скорость v_{12} уменьшалась быстрее скорости v_{23}. При этом скорость оси паразитной шестерни v_Σ, принадлежащей водилу, будет направлена по часовой стрелке относительно оси поворота водила.

Считаем, что крутящий момент $M_{дв}$ в тормозном режиме и момент инерции $J_{дв}$ двигателя приведены к промежуточному валу, момент от сил сопротивления $M_с$ и момент инерции автомобиля $J_а$ – к выходному валу раздаточной коробки и что момент $M_{дв}$ двигателя и момент $M_с$ сопротивления постоянны.

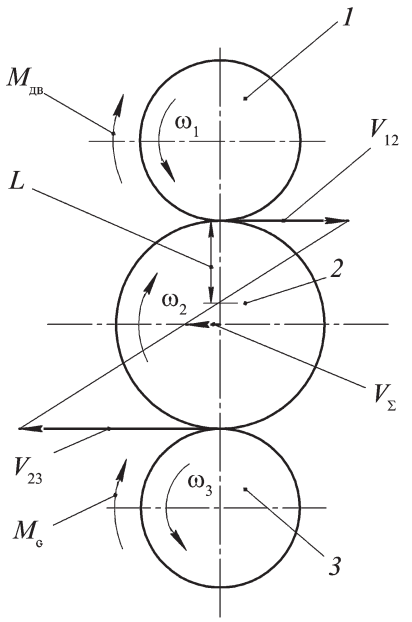


Рис. 3. Схема скоростей при включении повышающей передачи в новой коробке передач:

1 – шестерня, принадлежащая входному валу; *2* – паразитная (промежуточная) шестерня; *3* – шестерня промежуточного вала радиусом r_1, r_2 или r_3 и числом зубьев z_1, z_2 или z_3

При переключении передачи в предлагаемой схеме раздаточной коробки за счет внешних сил внутренние силовые факторы не всегда будут способствовать успешному переключению. Чтобы оно было успешным, крутящий момент $M_{пш}$ на блоке промежуточных шестерен (водиле) должен, согласно уравнению кинематики планетарного механизма [1], удовлетворять условию:

$$M_{пш} > M_{вх}(1 + b)\,,$$

где $M_{вх}$ – крутящий момент на входном валу раздаточной коробки; b – передаточное отношение шестерен входного и выходного валов (в нашем случае в зависимости от передачи $b = Z_3 / Z_{15}$ или $b = Z_4 / Z_{15}$). Расчетные значения $M_{пш}$ для автомобиля "Урал" с двигателем КамАЗ-740 при работе последнего на режиме реализации максимального крутящего момента (638 Н·м) могут изменяться от 600 Н·м (первая передача в коробке передач и повышающая передача в раздаточной коробке) до 7700 Н·м (первая передача в коробке передач и понижающая передача в раздаточной коробке). На остановленном автомобиле либо при разомкнутом сцеплении усилие для переключения передачи обусловлено только инерционностью масс деталей и силами трения.

Таким образом ясно, что переключать передачи в раздаточной коробке только внешними сигналами при противодействии значительных внутренних сил, которые обусловлены большими значениями передаваемых крутящих моментов, нецелесообразно. Учитывая условия движения автомобиля (момент $M_с$ от сил сопротивления движению), величину крутящего момента $M_{дв}$

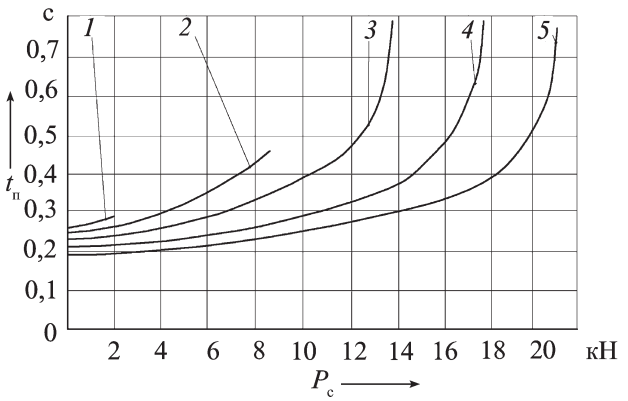


Рис. 4. Зависимость времени переключения передач в новой раздаточной коробке от силы сопротивления движению автомобиля "Урал" и вращения коленчатого вала:

1 – $\dot{\varphi}_{дв}$ = 42 рад/с; *2* – $\dot{\varphi}_{дв}$ = 65 рад/с; *3* – $\dot{\varphi}_{дв}$ = 107 рад/с; *4* – $\dot{\varphi}_{дв}$ = 160 рад/с; *5* – $\dot{\varphi}_{дв}$ = 210 рад/с

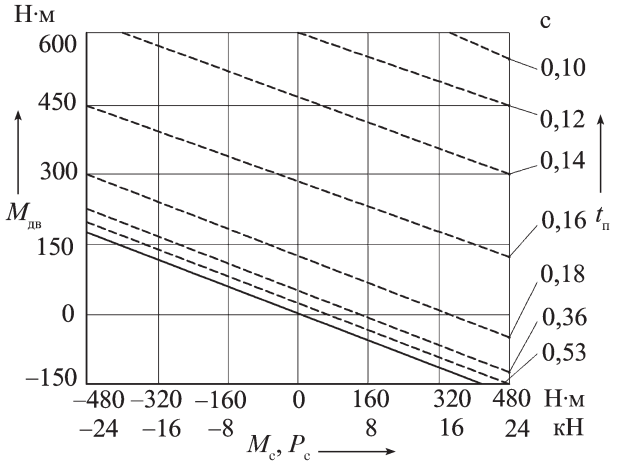


Рис. 5. Зависимость времени переключения передач в новой раздаточной коробке от момента, развиваемого двигателем автомобиля "Урал", момента сопротивления движению (силы сопротивления движению)

двигателя необходимо выбирать так, чтобы сложение сил способствовало переключению передачи в нужном направлении.

Так, для перехода на понижающую передачу при $M_с > 0$ необходимы перевод двигателя в тормозной режим ($M_{дв} < 0$) и выполнение условия $M_{дв} / J_{дв} > M_с / J_а$, т.е. угловое ускорение двигателя должно быть больше углового ускорения маховой массы автомобиля при приведении их к одному валу. Торможение двигателем будет наиболее эффективным, если двигатель перевести на режим принудительного холостого хода, когда педаль подачи топлива полностью отпущена. При этом тормозная мощность, развиваемая двигателем, складывается из мощности механических и насосных потерь, а также мощности, затрачиваемой на привод вспомогательных агрегатов двигателя.

Зависимость тормозного момента $M_{дв}$ двигателя КамАЗ-740 от угловой скорости коленчатого вала $\dot{\varphi}_{дв}$ в интервале от 42 до 210 рад/с, аппроксимированная линейной зависимостью, аналитически выглядит следующим образом: $M_{дв} = 20 + 0{,}094\,(\dot{\varphi}_{дв} - 42)$. Отсюда следует, что при угловой скорости $\dot{\varphi}_{дв}$ коленчатого вала ниже 42 рад/с тормозной момент двигателя падает до нуля, и дальнейшее торможение возможно только при отключении зажигания, что неприемлемо. Вследствие особенностей изменения характеристики тормозного момента двигателя начавшийся процесс переключения передач может быть не завершен: водило, повернувшись на некоторый угол в сторону включения понижающей передачи, может начать двигаться в сторону первоначально включенной повышающей передачи. При этом условии $M_{дв} / J_{дв} > M_с / J_а$ не выполняется.

На рис. 4 представлены полученные с помощью математической модели теоретические зависимости времени $t_п$ перехода на понижающую передачу от силы $P_с$ сопротивления движению автомобилей при различных $\dot{\varphi}_{дв}$, которые при включенной первой передаче в коробке передач соответствовали скорости движения автомобиля,1,23; 1,87; 2,93 и 3,34 м/с (4,4; 6,7; 10,5 и 12,0 км/ч).

Зависимости времени переключения от комбинации $M_{дв}$ и $M_с$ при переключении на повышающую передачу в раздаточной коробке показаны на рис. 5. При переключении передачи на повышающую при $M_{дв} > 0$ и $M_с > 0$, что соответствует наиболее распространенному случаю движения, не требуется выполнения каких-либо условий. Здесь $M_с$ способствует переключению и сокращению времени процесса переключения передач.

Распространенным условием при переключении передач являются также неравенства $M_{дв} > 0$ и $M_с < 0$, т.е. при движении под уклон, когда внешние силы разгоняют автомобиль. При этом необходимым условием переключения является выполнение неравенства $M_{дв} / J_{дв} > M_с / J_а$, т.е. двигатель разгоняется быстрее автомобиля.

При $M_{дв} < 0$ и $M_с < 0$ переключение на повышающую передачу невозможно, так как водило стремится повернуться в противоположную сторону от нужной передачи.

В правой нижней области рис. 4 не выполняется условие $M_{дв} / J_{дв} < M_с / J_а$, при котором двигатель должен тормозиться медленнее автомобиля, т.е. переключение становится невозможным. А возможно оно только при комбинациях $M_{дв}$ и $M_с$, расположенных выше граничной линии, соответствующей равновесному состоянию паразитной шестерни. Назовем ее линией равновесия паразитной шестерни.

При приближении к линии равновесия время переключения за счет только внутренних силовых факторов стремится к бесконечности. Для осуществления переключения на линии равновесия целесообразно использовать переключение передач в раздаточной коробке за счет внешней силы, величина и направленность которой будет определять динамику переключения.

Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т. Учеб. для вузов /под общ. ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 640 с.

УДК 629.3

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

О.А. ШАПОВАЛОВА, д-р техн. наук **В.П. ТАРАСИК, Ю.С. РОМАНОВИЧ,** канд. техн. наук **А.В. ЛЕШОК**
БелАЗ (375 177.53-27-71),
Белорусско-Российский университет,
Молодечненский завод порошковой металлургии

Выполнен теоретический анализ работы фрикциона гидромеханической передачи карьерного самосвала при трогании его с места. Разработаны динамическая и математическая модели трансмиссии. Приведены результаты моделирования механической и тепловой динамики фрикциона.

Ключевые слова: *фрикцион, гидромеханическая передача, динамическая и тепловая нагруженности.*

Shapovalova O.A., Tarasik V.P., Romanovich Y.S., Leshok A.V.

RESEARCH OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION FRICTIONS CLUTCH MECHANICAL AND THERMAL STRESS LOADING

Theoretical analysis of dump truck hydromechanical transmission friction clutch work at the dump truck getaway is performed. Dynamic and mathematical models of the transmission are developed. Results of the friction clutch mechanical and thermal dynamics simulation are given.

Keywords: *friction clutch, hydromechanical transmission, dynamical and thermal stress loadings.*

Карьерные самосвалы БелАЗ грузоподъемностью 30...60 т оснащены, как известно, ГМП, передачи которой переключаются с помощью многодисковых фрикционов с гидромеханическим управлением. Известно и то, что наиболее слабым местом этих ГМП являются именно фрикционы, поскольку их режимы работы отличаются высокой напряженностью, особенно при буксовании и переключении передач, когда в трансмиссии действуют очень большие динамические нагрузки, а на поверхностях трения фрикционных элементов возникают тепловые потоки высокой интенсивности. Результат – быстрый износ, коробление, отслаивание фрикционных накладок, разрыв дисков. То есть выход фрикционов из строя.

Такова общая картина. Однако для того, чтобы разработать способы повышения эксплуатационной надежности этих агрегатов, нужно знать не только качественные, но и количественные значения их рабочих параметров. И прежде всего – параметров переходных процессов в трансмиссии. Например, происходящих при трогании самосвала с места, когда нагруженность фрикционов наибольшая.

Именно такую задачу и попытались решить авторы статьи, взяв в качестве объекта исследования карьерный самосвал БелАЗ-7555В.

Кинематическая схема трансмиссии самосвала приведена на рис. 1, а ее динамическая модель – на рис. 2. Причем последняя строилась путем дискретизации динамической системы трансмиссии методом сосредоточенных масс и включала инерционные J, упругие c, диссипативные μ, трансформаторные U и фрикционные Φ элементы, а также гидродинамический трансформатор. У самосвала БелАЗ-7555В, учитывая конкретные конструктивные особенности его трансмиссии, в динамической модели оказались семь инерционных элементов, в качестве их параметров были взяты приведенные моменты инерции (приведение осуществлялось на основе закона сохранения кинетической энергии системы). Это момент J_1 инерции двигателя и насосного колеса гидротрансформатора; момент J_2 инерции турбинного колеса и турбинного вала; момент J_3 инерции входной части коробки передач (вращающихся деталей до рассматриваемого фрикциона); момент J_4 инерции выходной части коробки передач (вращающихся деталей после рассматриваемого фрикциона); момент J_5 инерции главной передачи и дифференциала; момент J_6 инерции колесной передачи и ведущих колес и момент J_7 инерции поступательно движущейся массы самосвала и его ведомых колес.

За параметр упругого элемента принят коэффициент c жесткости. В рассматриваемой динамической модели их три: c_1 – коэффициент жесткости валов ГМП; c_2 – коэффициент жесткости выходного вала ГМП и карданной передачи между ГМП и главной передачей и c_3 – коэффициент жесткости колесной передачи и шин ведущих колес.

Параметр диссипативного элемента – коэффициент μ_j сопротивления (демпфирования). Его значение определяется на основе априорной информации об от-

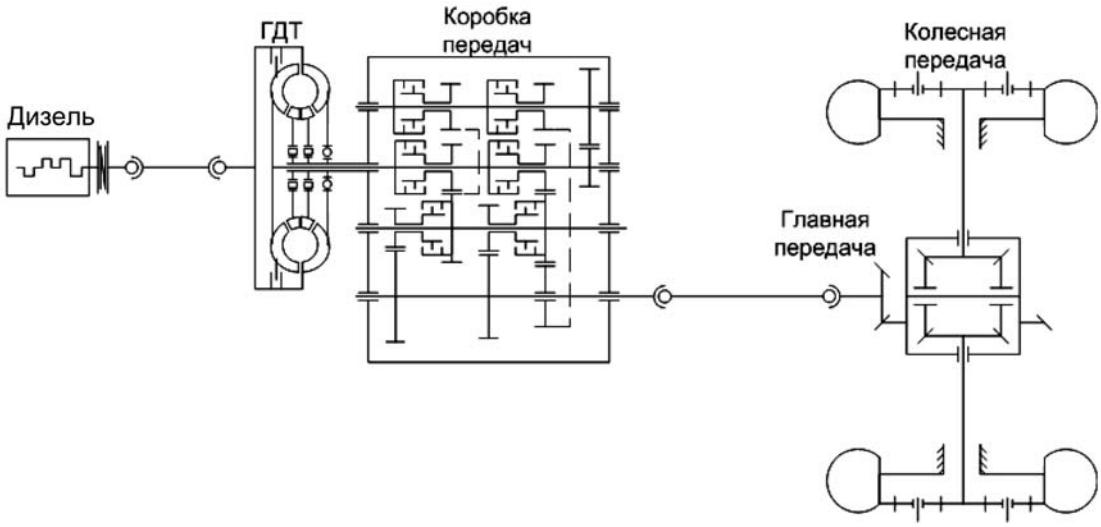


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии самосвала БелАЗ-7555В

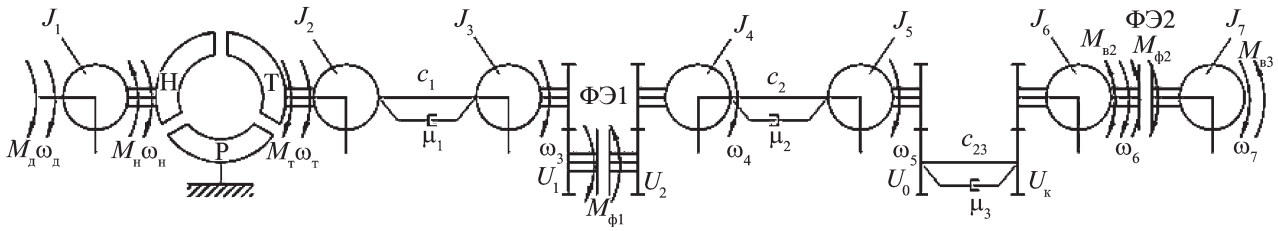


Рис. 2. Динамическая модель трансмиссии самосвала БелАЗ-7555В

носительных коэффициентах затухания колебаний. Поскольку диссипативные элементы в механической системе всегда сопутствуют упругим элементам, то обозначения индексов и наименования параметров μ_j аналогичны индексам и наименованиям коэффициентов жесткости. То есть в модели их тоже три: μ_1 – коэффициент сопротивления трансмиссии, μ_2 – коэффициент сопротивления карданного вала и μ_3 – коэффициент сопротивления колесной передачи и шин ведущих колес.

Параметрами трансформаторных элементов U служат передаточные числа (u) и КПД (η). Таких элементов в модели четыре: U_1 – учитывающий преобразующие свойства коробки передач до рассматриваемого фрикциона и характеризуемый передаточным числом u_1 и КПД η_1, U_2 – учитывающий преобразующие свойства коробки передач после рассматриваемого фрикциона и характеризуемый передаточным числом u_2 и КПД η_2, U_0 – учитывающий преобразующие свойства главной передачи и характеризуемый передаточным числом u_0 и КПД η_0 и U_k – учитывающий преобразующие свойства колесной передачи и характеризуемый передаточным числом u_k и КПД η_k.

Фрикционных элементов в модели два – $ФЭ_1$ и $ФЭ_2$. Первый из них позволяет учесть работу фрикциона, а второй – сцепление ведущих колес с дорогой.

На динамическую систему трансмиссии воздействуют внешние нагрузки: крутящий момент $M_д$ двигателя, момент $M_{в2}$, соответствующий моменту M_{j2} сопротивления качению ведущих колес, и момент $M_{в3}$, соответствующий приведенному моменту сопротивления подъему (M_h), моментам сопротивления воздуха (M_w) и сопротивления (M_{j1}) качению передних (ведомых) колес.

При построении математической модели трансмиссии самосвала был использован структурно-матричный метод. В результате была получена система из 10 дифференциальных уравнений, описывающая движение ее сосредоточенных масс (формулы № 1 в таблице).

Моменты ($M_{дi}$) диссипативных элементов, насосного колеса ($M_н$) и турбины гидротрансформаторов ($M_т$) дают формулы № 2, а значения функций L_1 и L_2 в каждый текущий момент времени определяются по формулам № 3 и 4, в которых цифра "1" означает, что фрикционный элемент замкнут, а "0" – находится в разомкнутом состоянии.

Для оценки температуры нагрева (температурного поля) фрикционных элементов модель дополнена уравнениями тепловой динамики, полученными путем конечно-разностной аппроксимации уравнения Фурье. При этом были приняты следующие допущения: фрикционный диск представляет собой плоскую пластину с равномерно распределенными тепловыми источниками

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_д - M_н}{J_1}$; $\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{M_т u_1 \eta_1 - (M_{у1} + M_{д1})}{J_2}$; $M_{у1} + M_{д1} - \frac{M_{ф1}\ \mathrm{sign}\,(\omega_3 - \omega_4)(1 - L_1)}{u_1\ \eta_1} - \frac{\frac{(M_{у2} + M_{д2})}{u_1\ \eta_1\ u_2\ \eta_2} L_1}{J_2 + J_3 L_1}$; $M_{ф1}\ \mathrm{sign}\,(\omega_3 - \omega_4)(1 - L_1) u_2\ \eta_2 +$ $+ \frac{d\omega_4}{dt} = \frac{(M_{у1} + M_{д1}) u_1\ \eta_1\ L_1 - (M_{у2} + M_{д2})}{J_3 + J_2 L_1}$; $\frac{d\omega_5}{dt} = \frac{M_{у2} + M_{д2} - (M_{у3} + M_{д3})}{u_0\ \eta_0}$; $(M_{у3} + M_{д3}) u_k\ \eta_k - M_{в2} -$ $- \frac{d\omega_6}{dt} = \frac{-M_{ф2}\ \mathrm{sign}(\omega_6 - \omega_7)(1 - L_2) - M_{в3} L_2}{J_6 + J_7 L_2}$; $((M_{у3} + M_{д3})\ u_k\ \eta_k - M_{в2}) L_2 +$ $+ \frac{d\omega_7}{dt} = \frac{+M_{ф2}\ \mathrm{sign}\,(\omega_6 - \omega_7)(1 - L_2) - M_{в3}}{J_6 L_2 + J_7}$; $\frac{dM_{у1}}{dt} = c_1(\omega_2 - \omega_3)$; $\frac{dM_{у2}}{dt} = c_2(\omega_4 - \omega_5)$; $\frac{dM_{у3}}{dt} = c_3\left(\frac{\omega_5}{u_0} - \omega_4 u_k\right)$	ω_i – угловые скорости соответствующих инерционных элементов, входящих в динамическую модель трансмиссии; $M_{уi}$ – момент упругих элементов динамической модели; $M_{дi}$ – моменты диссипативных элементов; $M_{ф1}$ – момент трения фрикциона; $M_{ф2}$ – момент сцепления ведущих колес с дорогой; $K_{тн}$ – коэффициент трансформации гидротрансформатора; $M_н$ – момент насосного колеса гидротрансформатора; $M_т$ – момент турбинного колеса гидротрансформатора; L_1 – дискретная функция состояний фрикционного элемента $ФЭ_1$ (фрикциона переключения передач); L_2 – дискретная функция состояний фрикционного элемента $ФЭ_2$ (фрикционного элемента, характеризующего буксование ведущих колес самосвала); u_i, η_i – передаточные числа и КПД трансформаторных элементов динамической модели

№ формулы	Формула	Примечания
2	$M_{д1} = \mu_1(\omega_2 - \omega_3)$; $M_{д2} = \mu_2(\omega_4 - \omega_5)$; $M_{д3} = \mu_3\left(\frac{\omega_5}{u_0} - \omega_4 u_k\right)$; $M_н = \rho\ \omega_1^2 \lambda_н D_а^5$; $M_т = M_н\ K_{тн}$	$K_{тн}$ – коэффициент трансформации гидротрансформатора; $D_а$ – активный его диаметр; $\lambda_н$ – коэффициент насоса; ρ – плотность рабочей жидкости
3	$L_1 = \begin{cases} 1, \text{ при } \left\lvert \frac{\omega_3}{u_1} - \omega_3 u_2 \right\rvert \le \Delta\omega \wedge M_{ф1} \ge (M_{у1} + M_{д1})\ u_1; \\ 0, \text{ при } \left\lvert \frac{\omega_3}{u_1} - \omega_3 u_2 \right\rvert > \Delta\omega \wedge M_{ф1} < (M_{у1} + M_{д1})\ u_1 \end{cases}$	$\Delta\omega$ – допустимая относительная скорость скольжения соответствующего фрикционного элемента, при которой его можно рассматривать как замкнутый
4	$L_2 = \begin{cases} 1, \text{ при } \lvert\omega_6 - \omega_7\rvert \le \Delta\omega \wedge M_{ф2} + M_{в2} \ge (M_{у3} + M_{д3})\ u_k \\ 0, \text{ при } \lvert\omega_6 - \omega_7\rvert > \Delta\omega \wedge M_{ф2} + M_{в2} < (M_{у3} + M_{д3})\ u_k \end{cases}$	–
5	$\frac{dT_i}{dt} = \frac{(T_{i-1} - T_i)\mu_{тi}}{c_{тi}} - \frac{(T_i - T_{i+1})\mu_{тi+1}}{c_{тi+1}}$	$i = 1, n-1$; T – температура в i-м узле дискретизации; $c_{тi}, \mu_{тi}$ – соответственно теплоемкость и коэффициент теплового сопротивления i-го дискретного элемента
6	$c_{тi} = C\rho_м V_i$	C, $\rho_м$ – соответственно удельная теплоемкость и плотность материала; V_i – объем i-го дискретного элемента
7	$\mu_{тi} = \lambda V_i / l_i^2$	λ – коэффициент теплопроводности; l_i – длина i-го дискретного элемента
8	$T_0 = \frac{T_1 + \Phi(t)}{\mu_{т1}}$; $T_6 = T_5$	–
9	$\Phi(t) = \frac{M_{ф1}(t)\lvert\omega_{отн\,ф}(t)\rvert k_\lambda}{z}$	$\omega_{отн\,ф}(t)$ – относительная угловая скорость дисков фрикциона в процессе буксования; $z = 18$ – число пар трения; k_λ – коэффициент, определяющий часть теплового потока, поглощаемого диском фрикциона
10	$k_{\lambda\,ст} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_н C_н \rho_н}{\lambda_{ст} C_{ст} \rho_{ст}}}\right)^{-1}$	–
11	$k_{\lambda\,мк} = \left(1 + \sqrt{\frac{\lambda_{ст} C_{ст} \rho_{ст}}{\lambda_н C_н \rho_н}}\right)^{-1}$	–
12	$P_{уд} = \frac{M_{ф1}\ \lvert\omega_{отн\,ф}\rvert}{A_ф\ z}$	$A_ф$ – площадь поверхности пары трения
13	$W_{уд} = \int_0^{t_б} P_{уд}\ dt$	$t_б$ – время буксования фрикциона
14	$M_{f1} = \frac{f m_а g r_{k0}}{L}\left(l_2 - \frac{h+a}{g} h_g\right)$; $M_{f2} = \frac{f m_а g r_{k0}}{L}\left(l_1 + \frac{h+a}{g} h_g\right)$	f – коэффициент сопротивления качению; $m_а$ – масса автомобиля; a – его ускорение; g – ускорение свободного падения; r_{k0} – радиус качения колеса; L – база автомобиля; l_1, l_2 – расстояние от центра масс автомобиля до переднего и заднего мостов соответственно; h_g – расстояние от центра масс до опорной поверхности дороги; h – уклон дороги
15	$M_w = k_\omega\ A_л\ v_а^2\ r_{k0}$	k_ω – коэффициент сопротивления воздуха; $A_л$ – лобовая площадь самосвала (мидель); $v_а$ – его скорость
16	$M_h = m_а g h r_{k0}$	–
17	$M_{ф2} = \frac{\varphi_k m_а g r_{k0}}{L}\left(l_1 + \frac{h+a}{g} h_g\right)$	–
18	$K_{дj} = \frac{M_{уj\,max}}{M_{д.ном}\ u_j}$	$M_{уj\,max}$ – максимальное значение момента на j-м упругом элементе модели за время переходного процесса; $M_{д.ном}$ – номинальный момент дизеля (у дизеля самосвала БелАЗ-75558 он равен 2542 Н·м); u_j – передаточное число от турбины ГТ до j-го упругого элемента модели

на поверхностях трения; процесс теплопередачи идет только в направлении, перпендикулярном поверхностям трения; теплофизические коэффициенты материалов пары трения не зависят от температуры; отводом теплоты в окружающую среду в процессе нагрева можно пренебречь. То есть процесс теплопередачи во фрикционном диске рассматривался как одномерный, в котором температура изменяется лишь по толщине диска.

Динамическая модель тепловой системы с сосредоточенными параметрами, полученная путем дискрети-

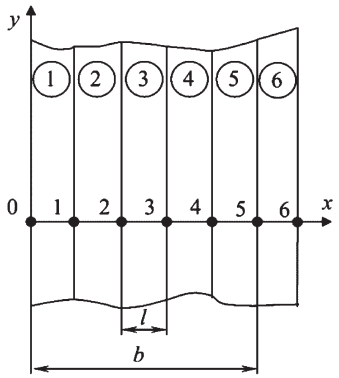


Рис. 3. Динамическая модель тепловой системы фрикциона

зации сплошной среды, представлена на рис. 3. При ее построении считалось, что диск нагревается с двух сторон источниками одинаковой интенсивности. Поэтому в модели учитывались не весь диск, а только его половина, и не два источника теплоты, а лишь один.

Фрикционный элемент $ФЭ_1$ рассматриваемой ГМП конструктивно состоит из стальных и металлокерамических дисков. Поэтому при расчете принято, что тепловой поток генерируется при соприкосновении этих дисков. Значит, динамическую и математическую модели можно использовать как для стального, так и для металлокерамического дисков. Естественно, с учетом распределения теплового потока между ними.

Дискретные элементы модели (слои диска) обладают инерционными (теплоемкость) и диссипативными (тепловое сопротивление) свойствами. Узлы дискретизации, в которых необходимо определить изменение температуры, расположены на поверхности этих слоев. При этом принято, что узлы № 1–5 относятся к внутренним, а узлы № 0 и 6 – к граничным, для которых задаются условия теплообмена с окружающей средой. Причем в рассматриваемой модели принято, что градиент температуры в узле № 6 равен нулю, а на узел № 0 действует тепловой поток $Ф(t)$, генерируемый при буксовании фрикциона. Что же касается внутренних узлов дискретизации, то для них дифференциальные уравнения теплопередачи имеют вид формулы № 5, а входящие в данную формулу параметры $c_{тi}$ и $\mu_{тi}$ подсчитываются соответственно по формулам № 6 и 7.

Температуры T_0 и T_6 граничных узлов дают формулы № 8, величину теплового потока $Ф(t)$, поглощаемого рассматриваемым диском, – формула № 9; значение k_λ для металлического диска – формула № 10, а для металлокерамического диска – формула № 11. Удельная мощность $P_{уд}$ трения определяется по формуле № 12, удельная работа $W_{уд}$ буксования фрикционного диска – по формуле № 13.

На динамическую систему со стороны внешней среды, как упоминалось выше, действуют моменты сопротивления качению колес (M_k), сопротивления воздуха (M_w) и сопротивления M_h подъему. К этим воздействиям можно также отнести момент сцепления шин с дорогой, который учитывается фрикционными элементами ограничения. Формулы для их расчета хорошо известны. Так, для моментов сопротивления качению передних ведомых (M_{j1}) и задних ведущих (M_{j2}) колес предназначены формулы № 14; приведенного момента M_w сопротивления воздуха – формула № 15, приведенного момента M_h сопротивления подъему – формула № 16, а момента M_{j2} сцепления ведущих колес с дорогой – формула № 17.

При моделировании скоростной характеристики дизеля с всережимным регулятором угловой скорости были приняты следующие допущения: длительность переходного процесса в двигателе значительно меньше длительности переходного процесса в трансмиссии автомобиля; между положением педали акселератора и скоростным режимом, на который настроен регулятор двигателя, существует линейная зависимость. С их учетом данная характеристика моделировалась как статическая, в которой существует однозначная связь между крутящим моментом $M_д$, степенью $\gamma_а$ нажатия на педаль акселератора и угловой скоростью ω коленчатого вала.

Моделирование осуществлялось в программном комплексе MATLAB/SimDriveline. При анализе качества переходных процессов использовались две группы показателей – динамической нагруженности трансмиссии и тепловой нагруженности фрикционных дисков. Качество переходного процесса с точки зрения динамической нагруженности элементов трансмиссии оценивалось по значению коэффициентов $K_{дj}$ динамичности момента (формула № 18). Этот показатель характеризует динамическую нагруженность механизмов трансмиссии и косвенно оценивает их долговечность.

Для оценки тепловой нагруженности фрикционного диска использовались следующие показатели: $P_{уд\,max}$ – максимальная удельная мощность трения фрикционного диска за время буксования, $W_{уд}$ – удельная работа буксования фрикционного диска за одно включение и $T_{ст1}$, $T_{мк1}$ – максимальные значения приращений температуры поверхностных слоев стальных дисков и дисков с металлокерамической накладкой. Первый из них определяет мгновенные температурные "вспышки" в процессе буксования, которые при большой мощности буксования могут привести к короблению, заеданию или схватыванию дисков. Второй – характеризует суммарный износ и нагрев дисков в процессе включения фрикциона и фактически определяет энергию, воспринимаемую фрикционом при их включении. Эта энергия (работа буксования) возрастает с увеличением времени буксования фрикциона, скоростей скольжения и давлений на поверхностях трения.

Предельная мощность буксования связана с работой буксования: с увеличением $W_{уд}$ $P_{уд\,max}$ уменьшается и наоборот. Допускаемое же значение максимальной удельной мощности буксования находится в пределах $0{,}7 \cdot 10^6 ... 1{,}75 \cdot 10^6$ Вт/м^2 [1].

Температура дисков зависит от удельной работы и мощности буксования, конструкции диска, формы смазочных канавок. Допускаемые температуры нагрева в основном лимитируются свойствами компонентов, входящих в состав материала фрикционных дисков. И, как правило, лежат в пределах 470...570 К (200...300 °С). Для пары трения "сталь–металлокерамика" кроме допускаемой температуры необходимо учитывать и температуру испарения масляной пленки, которая составляет 400...420 К (130...150 °С). Для предотвращения коробления дисков приращение средней объемной температуры за одно их включение не должно превышать 30...40 К.

Значения показателей $K_д$ и $W_{уд}$ не нормированы, однако желательно их минимизировать, поскольку первый определяет нагруженность деталей трансмиссии, а второй – износ фрикционных дисков. Минимизация этих показателей обеспечивается выбором параметров алгоритма управления фрикционами.

По результатам исследования были построены графики переходных процессов в трансмиссии, на которых

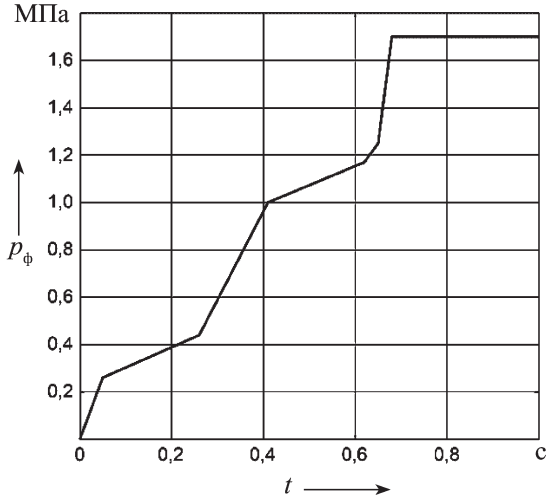


Рис. 4. Характеристика давления рабочей жидкости в гидроцилиндре включаемого фрикциона

отображено изменение каждого из основных параметров за время включения фрикционов. Их анализ показал, что наибольшие динамические нагрузки в трансмиссии и тепловая напряженность фрикционных дисков действительно имеют место при трогании груженого самосвала с места. Поэтому дальнейшему анализу подвергались лишь графики, соответствующие только данному режиму. И именно для них осуществлялась имитация карьерных условий. При этом было принято, что коэффициент f сопротивления качению равен 0,03; уклон h опорной поверхности – 0,08; трогание – на первой передаче; исходных значений положений педали акселератора – три ($\gamma_а$ = 30, 40 и 50 %); соответствующие им значения частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу $n_{хх}$ = 1116, 1298 и 1463 мин$^{-1}$.

Характеристика $p_ф = f(t)$ изменения давления рабочей жидкости в гидроцилиндре включаемого фрикциона (рис. 4) получена путем аппроксимации экспериментальной кривой давления, измеренного в гидроцилиндре фрикциона. При этом величина $p_ф$ представлена с вычетом давления, затрачиваемого на сжатие возвратных пружин поршня.

На рис. 5, *а* показаны графики изменения момента $M_{д1}$ на валу турбины гидротрансформатора, а на рис. 5, *б* – момента $M_{д2}$ на карданном валу между ГМП и главной передачей. Как видим, при $\gamma_а$ = 50 % значения $M_{у1}$ и $M_{у2}$ возрастают по сравнению с вариантом при $\gamma_а$ = 30 % в 1,4...1,5 раза.

Существенно увеличиваются удельная мощность $P_{уд}$ трения (рис. 6, *а*) и удельная работа $W_{уд}$ (рис. 6, *б*): первая возрастает в 1,5 раза, а вторая – в 2,1 раза. Из рис. 6, *в*, кроме того, видно, что при трогании самосвала с места турбина гидротрансформатора практически выходит на стоповый режим, т.е. $n_т \to 0$, и затем, после замыкания фрикциона, постепенно разгоняется. На этом же рисунке штриховыми линиями изображены графики относительных скоростей $n_ф$ скольжения фрикционных дисков.

На рис. 7, *а* приведены кривые изменения температуры $T_{ст}$ стальных дисков в различных слоях, а на рис. 7, *б* – температуры $T_{мк}$ дисков с фрикционными накладками. При их определении в каждом стальном

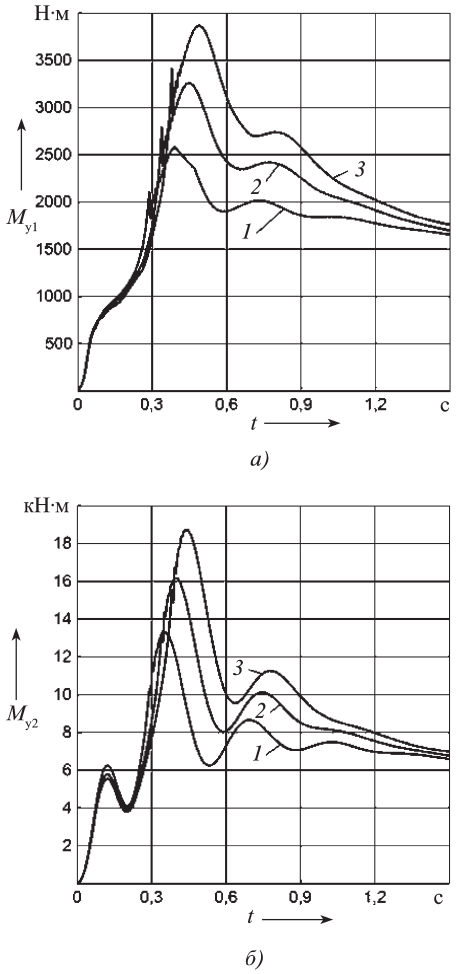


Рис. 5. Характеристики моментов на валу турбины (а) и на карданном валу (б) в зависимости от положения педали акселератора:
1 – $\gamma_а$ = 30 %; 2 – $\gamma_а$ = 40 %; 3 – $\gamma_а$ = 50 %

диске выделялось девять слоев, а в металлокерамическом – 15, и два слоя считались граничными – поверхностный и срединный. Но на рисунках отражена температура лишь в четырех слоях: поверхностном, срединном и двух промежуточных. В стальном диске разность температур в поверхностном и срединном слоях составляет около 278 К (5 °С), а в металлокерамическом – 286 К (13 °С). Следовательно, градиент температуры у последнего существенно выше, чем у стального.

Максимальная же поверхностная температура обоих дисков примерно одинакова: при $\gamma_а$ = 30 % она составляет около 285 К (15 °С), а при $\gamma_а$ = 50 % – 303 К (33 °С), т.е. в 2,2 раза больше.

Графики, приведенные на рис. 8, отображают интенсивность начальной стадии разгона самосвала при исходном положении педали акселератора. В дальнейшем после замыкания фрикциона по истечении ~1,5 с водитель нажимает на педаль акселератора, увеличивая $\gamma_а$ вплоть до 100 %, обеспечивая тем самым интенсивный разгон до переключения на вторую передачу.

Сравнивая максимальные значения $P_{уд}$ и $T_{ст}$ с допускаемыми значениями, можно отметить, что фрикционные муфты ГМП самосвала БелАЗ-7555В его надежную работу в тяжелых дорожных условиях, характерных для

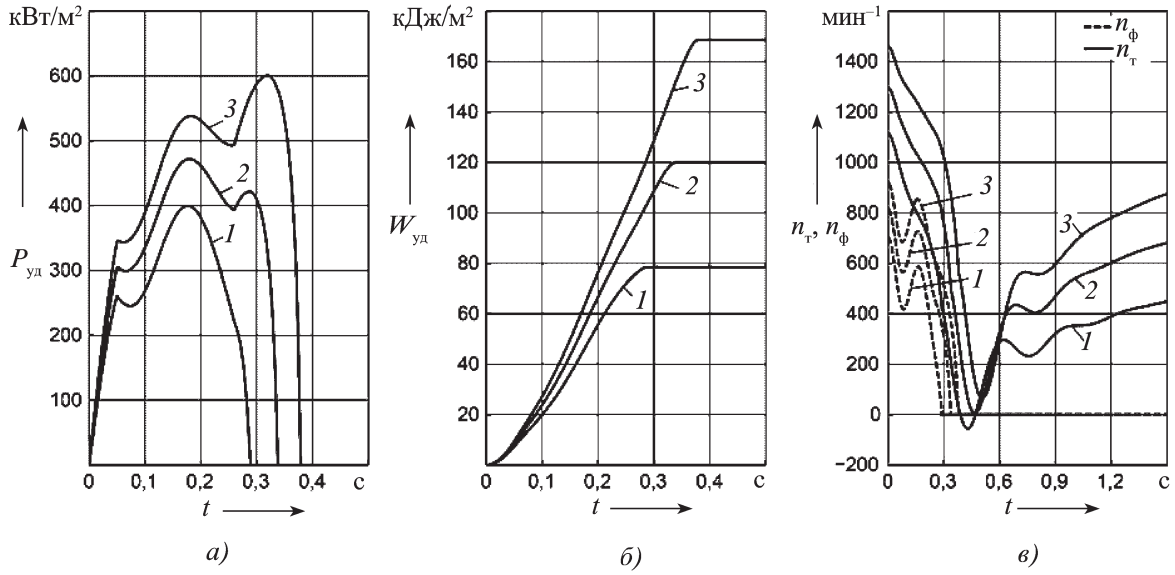


Рис. 6. Характеристики удельной мощности (а), удельной работы буксования (б) и частоты вращения турбины и скорость скольжения фрикционных дисков муфты (в):
1 – γ_a = 30 %; 2 – γ_a = 40 %; 3 – γ_a = 50 %

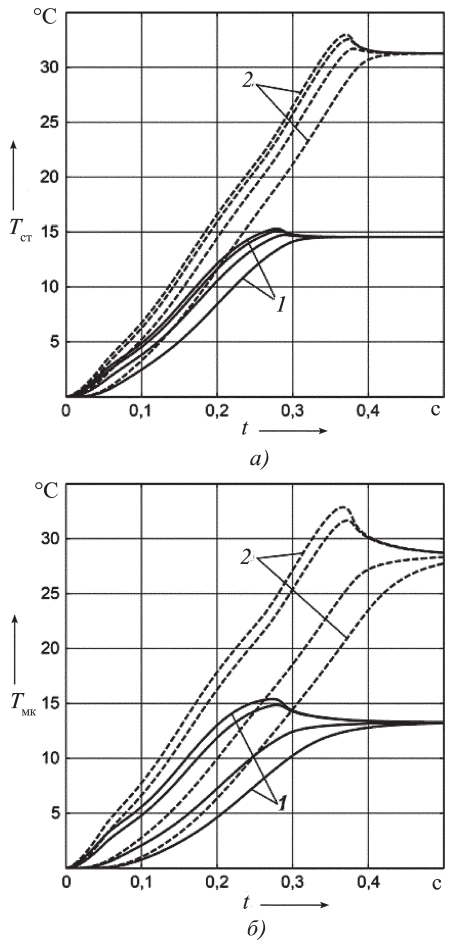


Рис. 7. Характеристики температуры нагрева стальных (а) и металлокерамических (б) фрикционных дисков муфты:
1 – γ_a = 30 %; 2 – γ_a = 50 %

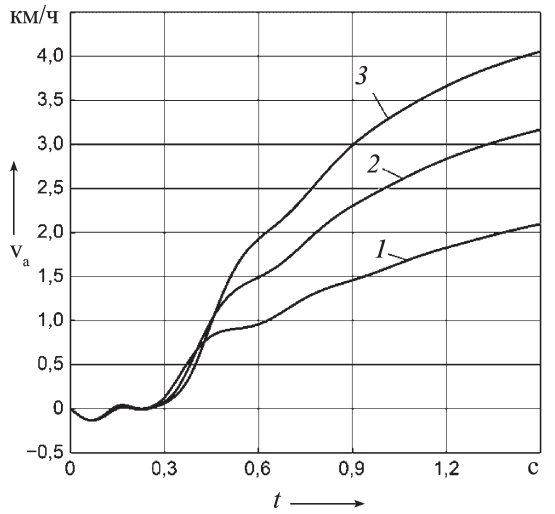


Рис. 8. Характеристика начальной стадии разгона самосвала:
1 – γ_a = 80 %; 2 – γ_a = 40 %; 3 – γ_a = 50 %

глубоких карьеров, обеспечивают. Динамичность процессов нагружения механизмов трансмиссии также сравнительно невысокая: значения коэффициента $K_{д1}$ динамичности момента на турбине при принятых значениях γ_a равны соответственно 1,015; 1,282; 1,521, а коэффициент $K_{д2}$ динамичности момента на карданном валу – 1,284; 1,560; 1,809. Время буксования фрикциона первой передачи при трогании с места на уклоне h = 0,08 находится в пределах 0,3...0,4 с.

Литература

1. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник / Под ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

УДК 629.4.072.5

ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ СИСТЕМА ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ГАРАНТИЙНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АТС

Кандидаты техн. наук **К.И. РАЗГОВОРОВ** и
Ю.В. БАЖЕНОВ
МГИУ (495. 620-38-94)

Обоснована целесообразность применения централизованных схем управления дополнительным гарантийным обслуживанием АТС.

Ключевые слова: *расширенная гарантия, автотранспортные средства, дилерские станции технического обслуживания автомобилей.*

Razgovorov K.I., Bazenov Yu.V.

CENTRALIZATED SYSTEM OF ADDITIONAL WARRANTY SERVICE TO VEHICLES

Expediency of centralized management schemes additional warranty service vehicles is based.

Keywords: *extended warranty, vehicles, dealership auto service stations.*

Гарантийное обслуживание АТС есть средство обеспечения их качества на стадии начальной эксплуатации, а также стимул привлечения автовладельцев на дилерские СТОА в этот период. Оно представляет собой технические воздействия по устранению отказов и неисправностей, являющихся следствием приработки деталей, а также возникших из-за проявления "скрытых" дефектов [1]. При этом владелец АТС оплачивает только плановые ТО. И этот метод непрерывно развивается. Достаточно сказать, что сроки гарантии многих заводов-изготовителей на их АТС в последнее время возросли до трех лет. Правда, производители вводят ограничения по пробегу на отдельные элементы АТС (подвеска, рулевое управление, внутренняя отделка и т.д.). Однако в целом автовладельцам услугами гарантийного обслуживания довольно удобно пользоваться, планируя и контролируя свои расходы. Кроме того, автовладелец может продлить сроки гарантии, приобретая полюс "расширенная гарантия", годовая стоимость которого примерно соответствует стоимости страхового полиса по программе "АвтоКАСКО".

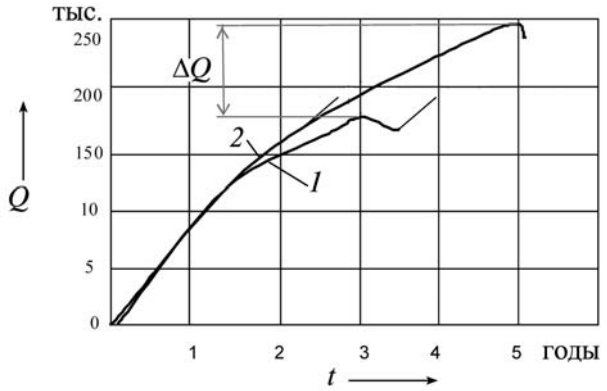


Рис. 1. Зависимость числа ТО на дилерских СТОА от гарантийного периода на АТС:

1 – число ТО в период заводской гарантии; *2* – их число в период расширенной гарантии *Q*

Но "расширенная гарантия" дело сравнительно новое и пока малоизвестное. Тем не менее выгодное, поэтому автор решил познакомить с ним читателей "АП".

"Расширенная гарантия" предназначена для дополнительного привлечения владельцев АТС на авторизованные дилерские СТОА за счет увеличения сроков гарантии на реализованный парк автомобилей. И, следовательно, числа *Q* заездов на СТОА (рис. 1). Это с одной стороны. С другой же, такая гарантия очень интересна и автовладельцам. Потому что СТОА реализует эту услугу в обязательном порядке, т.е. проводит инспекционный осмотр АТС, а все выявленные неисправности устраняет. Причем характер и состав технических воздействий устанавливается в соответствии с требованиями "Руководства по гарантийному обслуживанию завода-изготовителя АТС". А так как полис "расширенная гарантия" распространяется на АТС, эксплуатируемые четыре и пять лет, то автовладелец избавляется от забот об исправности своей техники на эти же четыре–пять лет, а дилерские СТОА существенно повышают рентабельность производства. При этом важно, что производственные конструктивные дефекты, появляющиеся в период дополнительной гарантии, устраняются так же, как и в период основной гарантии, т.е. безвозмездно.

Далее. Себестоимость АТС складывается, как известно, из затрат на его производство, хранение, транспортирование к месту сбыта и эксплуатацию в гарантийный период. Сюда относятся приобретение материалов и комплектующих при производстве; транспортные и накладные расходы; оплата труда работников; налоги; расходы на гарантийное обслуживание; издержки, связанные с НИР при проектировании новых моделей и развитием технологии производства. Причем если раньше производители на затраты по гарантийному обслуживанию при реализации АТС фактически не обращали внимания, то теперь такие затраты стали их интересовать: автозаводы учитывают их как при производстве, так и при эксплуатации АТС.

Подсчитывают их по формуле

$$G = C_{гар} / S_{год}, \qquad (1)$$

где G – доля годовых гарантийных затрат на одно АТС в себестоимости АТС; $C_{гар}$ – годовые затраты на одно гарантийное обслуживание АТС; $S_{год}$ – годовая себестоимость производства данной модели АТС.

В показатель $G_{гар}$, очевидно, входят расходы $C_{раб}$ на выполнение технических воздействий (ремонтных и контрольно-диагностических работ), а также затраты $C_{зап}$ на замененные элементы конструкции (запасные части) и затраты $C_{мат}$ на расходные материалы. Их, естественно, стараются минимизировать, т.е. выполнить условие:

$$\Sigma C_{год} = \\ = (C_{раб} + C_{зап} + C_{мат}) \to \min .$$

Эту задачу можно решить, минимизируя каждую из составляющих ($C_{раб}$, $C_{зап}$, $C_{мат}$) формулы. Но при расчетах обычно минимизируют среднюю стоимость $C_{сс}$ одного гарантийного ремонта, которая рассчитывается по формуле:

$$C_{сс} = \sum_{i=1}^{N_{гр}} C_{гр} / N_{гр} , \qquad (2)$$

где $\sum_{i=1}^{N} C_{гр}$ – общая стоимость гарантийных ремонтов за рассматриваемый период; $N_{гр}$ – число гарантийных ремонтов за этот же период.

Организационная сторона обязательств по расширению гарантийных сроков за последние десятилетия тоже изменялась. Раньше обязательства брали на себя дилерские СТОА, увеличивая продажную цену АТС на среднюю стоимость гарантийных расходов за каждый год его эксплуатации. При этом расширенный срок гарантии рассматривался как приоритетные обстоятельства для приобретения АТС. Однако СТОА брала на себя и все финансовые риски по возмещению гарантийных ремонтов, что в случае сбоев в работе завода-изготовителя делало эти риски разорительными. Поэтому сегодня расширение сроков гарантийных обязательств носит более централизованный характер и осуществляется через головную фирму производителя – дистрибьютора. То есть основными фигурантами, обеспечивающими развитие и расширение сроков дополнительного гарантийного обслуживания, становятся фирмы–изготовители АТС. В России это "Форд", "Фольксваген", "Тойота" и "Рено". Причем их гарантийные обязательства на АТС могут реализоваться на всех их дилерских СТОА, функционирующих на внутреннем рынке страны, что дает свободу перемещения и гарантийного обслуживания автовладельцам.

Однако расширенное гарантийное обслуживание АТС в России – только в начале становления. За рубежом же оно давно стало нормой. Например, большой опыт построения таких систем имеет Великобритания: одна из ее фирм, "Мондиаль Ассистанс", внедрила проект "расширенная гарантия" по 11 маркам АТС. В их числе автомобили "Мерседес", "Фольксваген", "Тойота" и "Хонда". Благодаря этому реализуется главный смысл проекта "расширенная гарантия", который заключается, как сказано выше, в распространении дополнительных полисов через действующую дилерскую сеть дистрибьютора. Осуществляемая при этом структура управления продажами полисов выглядит так, как показано на рис. 2.

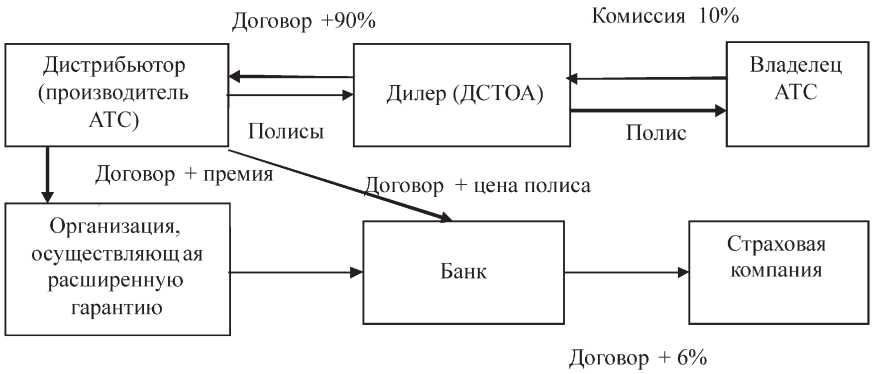


Рис. 2. Структура управления продажами при реализации проекта "расширенная гарантия"

После того как дилер продал АТС, его владелец приобретает полис продленной гарантии. Причем он может сделать это в любое удобное для него время, но обязательно в период, пока действует основная гарантия производителя.

Оформление сделки сводится к следующему: клиент подписывает соответствующий договор и получает буклет с печатью и подписью дилерской СТОА. В свою очередь, каждая такая СТОА за реализацию гарантийных полисов получает компенсационное вознаграждение и регистрирует данные в гарантийной системе производителя. Остальные денежные средства отправляются на расчетный счет производителя. Последний и управляет процессом расширенного гарантийного обслуживания. Но в процессе может участвовать и подрядная организация. В таком случае денежные средства направляются ей, и она управляет процессом гарантийного обслуживания. И, как всякий посредник, представляет производителю отчет о проделанной работе.

Деньги автовладельцев, уплаченные за гарантийные полисы, образуют бюджет гарантийных обязательств и расходуются после окончания основного срока гарантии на АТС, предусмотренного заводом-изготовителем. Для уменьшения финансовых рисков и убытков по гарантийному обслуживанию в схему управления иногда включают страховую фирму, которая и страхует бюджетные суммы. При этом важно подчеркнуть, что между организациями, входящими в показанную на рис. 2 цепочку взаимодействия по проекту "расширенная гарантия", существуют независимые договорные отношения на выполнение услуг.

Механизм возмещения расходов по обслуживанию автовладельцев, приобретавших полюса "расширенная гарантия", иллюстрирует рис. 3. Работает он таким образом.

Владелец в случае появления в АТС неисправностей в период действия дополнительной гарантии обращается в дилерскую СТОА. Ее специалисты диагностируют эту неисправность. Если она "покрывается" гарантией, то СТОА отправляет запрос дистрибьютору. Последний рассматривает рекламацию или передает ее на рассмотрение специалистам подрядной ор-

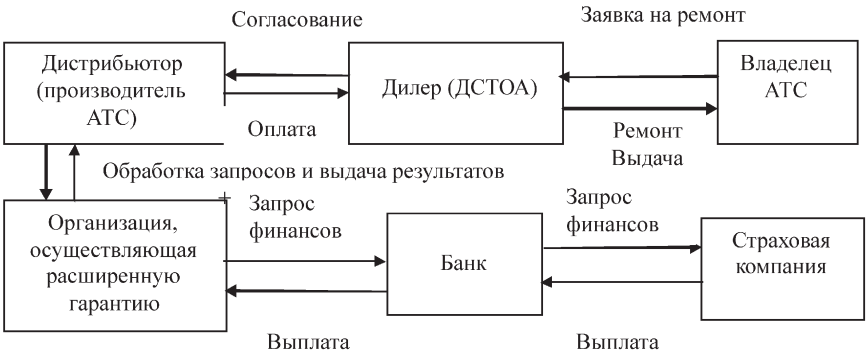


Рис. 3. Структура управления возмещения расхода по проекту "расширенная гарантия"

ганизации. При этом проверяется ее обоснованность и дилерской СТОА сообщаются результаты (утверждены, требуют исправлений и уточнений, отклонены). После получения одобрения СТОА выполняет необходимый ремонт по гарантии и выдает исправные АТС владельцу, а также выставляет дистрибьютору счет по произведенным трудозатратам, затратам на запасные части и материалы. Если же число обращений по гарантии очень велико и появляется дефицит гарантийного бюджета, в дело вступает страховая фирма: она осуществляет необходимые выплаты.

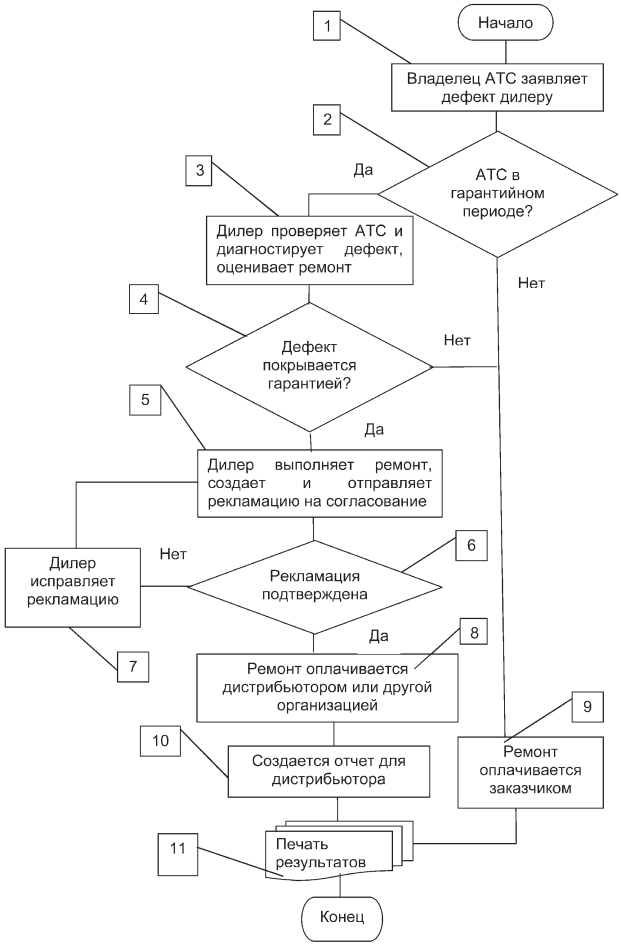


Рис. 4. Алгоритм работы с рекламациями в гарантийный период

Реализуется схема управления проектом "расширенная гарантия" по алгоритму, показанному на рис. 4 и работающему следующим образом.

1. В блок *1* вводятся первичные данные о клиенте, его АТС и заявленном им дефекте последнего.

2. Блок *2* проверяет, находится ли конкретное АТС на гарантии, уточняется: дата его постановки на гарантию; история его ремонтов, проводимых в рамках гарантийного обслуживания.

3. В блоке *3* технические специалисты СТОА выполняют инспекционный осмотр АТС согласно заявленным неисправностям, причем поиск последних всегда начинается с проверки описанной владельцем проблемы. Затем по специальной программе неисправный объект локализуется и уточняется объем и стоимость предстоящих работ.

4. В блоке *4* проверяется, покрывается ли ремонт гарантией, и на основе этого ответственный специалист СТОА принимает управляющее решение о гарантийном или коммерческом ремонте.

5. Блок *5* – технического воздействия (ремонт, замена неисправного элемента) АТС. Здесь же составляется рекламационный акт для возмещения затрат автопроизводителем или другой уполномоченной организацией, который в реальном масштабе времени отправляется через Интернет-портал дистрибьютору.

6. Блок *6* выполняет условие, при котором рекламация подтверждается дистрибьютором или отправляется на доработку инженеру по гарантии СТОА.

7. В блоке *7* исправляются ошибки, допущенные в рекламации. Для уменьшения их числа, а также сокращения срока их устранения используется соответствующая инструкция.

8. Блок *8* рассчитывает компенсацию стоимости услуг по гарантийному ремонту по нормам тарифного плана и договорным обязательствам СТОА и дистрибьютора.

9. В блоке *9* определяется стоимость услуг по восстановлению работоспособности АТС в случае, если ремонт не покрывается гарантийным обслуживанием.

10. Блоки *10* и *11* формируют отчет по гарантийным рекламациям и выводят на печать полученные результаты.

Автор уже внедрил проект "расширенная гарантия" на российских предприятиях фирмы "Тойота". Это позволило увеличить срок гарантии на выпускаемые ею автомобили до пяти лет, повысить загрузку дилерских СТОА, закрепить имидж и надежность марки "Тойота" среди конкурентов, планировать затраты автовладельцев на эксплуатацию АТС.

Литература

1. Сарбаев В.И., Разговоров К.И., Ерошин А.Ю. Методы определения гарантийного срока службы автотранспортных средств. Итоги и перспективы интегрированной системы образования в высшей школе России: образование – наука – инновационная деятельность: Тр. II Междунар. науч.-практ. конф. М.: МГИУ, 2011. С. 769–774.

УДК 624.04:517.2

ОЦЕНКА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ДЛИННОМЕРНОГО ЛЕГКОДЕФОРМИРУЕМОГО ГРУЗА ПРИ ЕГО ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ПО ДОРОГЕ СО СЛУЧАЙНЫМИ НЕРОВНОСТЯМИ

Д-р техн. наук **А.С. ГУСЕВ**, кандидаты техн. наук **В.И. ЩЕРБАКОВ** и **С.А. СТАРОДУБЦЕВА**
МГТУ имени Н.Э. Баумана,
Университет машиностроения (МАМИ)
(495. 223-05-23, доб. 14-57)

Рассматривается вибронагруженность длинномерного легкодеформируемого груза при его транспортировании по дороге со случайными неровностями, дается оценка его технической возможности и целесообразности.

Ключевые слова: *транспортная система, случайные колебания, прогибы и напряжения в балке, надежность.*

Gusev A.S., Sherbakov V.I., Starodubtseva S.A.

EVALUATION OF LONG VIBRATORY LOADING EASILY DEFORMED SHIPPING FOR TRANSPORTATION ON THE ROAD WITH RANDOM ROUGH

Vibratory loading lengthy easily deformable cargo in transit on the way with random irregularities is considered. An assessment its technical feasibility and advisability are given.

Keywords: *transport system, accidental fluctuations, deflections and stresses in the beam, reliability.*

Задача транспортирования крупногабаритных легкодеформируемых объектов по дорогам со случайными неровностями возникает, когда такие объекты целесообразно собирать в заводских условиях и затем перевозить в собранном виде на место эксплуатации. Причем практика свидетельствует: при такой перевозке эти конструкции зачастую теряют работоспособность. Поэтому приходится заранее просчитывать вероятность разрушения или повреждения (появление трещин усталости) конструкции с тем, чтобы предотвратить ее выход из строя еще до начала работы.

В качестве основной расчетной схемы, применяемой в этих случаях, рассмотрим транспортную систему, в состав которой входят (рис. 1) длинномерный легкодеформируемый объект *1*, опирающийся на две (*2* и *3*) колесные тележки. При этом будем считать, что объект с постоянной скоростью v_T перемещается на расстояние *x*, совершая вертикальные линейные и угловые колебания в его продольной плоскости симметрии. Иначе говоря, примем, что динамическая модель объекта – плоская.

Колебания в продольной плоскости моделей такого вида возникают от микронеровностей $y(x)$ дороги. Но для простоты расчетов примем, что профиль левой и правой колеи дороги один и тот же, а текущие значения микронеровностей под первой и второй тележками АТС – разные: соответственно $y_1(x)$ и $y_2(x)$.

Для оценки риска транспортирования, а также его технической возможности и целесообразности необходимо решить шесть задач: сформировать матрицу спектральных плотностей внешних кинематических воздействий на транспортируемый объект по заданным характеристикам профиля дороги с учетом скорости движения и сглаживающих свойств шин колесных тележек; рассчитать вынужденные случайные колебания объекта от действия кинематических воздействий со стороны опорных площадок тележек; определить передаточные функции и амплитудно-частотные характеристики динамической системы; найти математические зависимости, необходимые для расчета статистических характеристик выходных процессов, – дисперсии и среднеквадратических значений перемещений (прогибов), ускорений и напряжений объекта; рассчитать накопленное объектом усталостное повреждение при его транспортировании; оценить риск этого транспортирования. Рассмотрим, как их предлагается решать.

Функция микропрофиля $y(x)$ дороги по каждой колее задается, как известно, спектральной плотностью $S_y(\vartheta)$, где ϑ – частота по пути *x*. Для ее описания может быть использована зависимость, представленная формулой № 1 (см. таблицу). При этом предположим, что колесные тележки сглаживают микропрофиль дороги и сохраняют с ним непрерывный контакт. Спектральная же плотность $S_y(\vartheta)$ сглаженного на длине *b* тележки профиля дороги $\hat{y}(x)$ дает формула № 2 [3]. Поэтому при дальнейших рассуждениях профиль дороги считается сглаженным и знак " $\wedge$ " сглаживания не указывается. Кинематические же воздействия от первой и второй тележек АТС на перевозимый объект являются функциями времени *t*, поэтому обозначим их через $f_n(t)$ и $f_k(t)$ соответственно. Определяются они по $y_1(x)$ и $y_2(x)$ с учетом того, что $x = v_T t$, а спектральные плотности $S_{f_n}(\omega)$ и $S_{f_k}(\omega)$ этих воздействий – по $S_y(v)$ путем замены частоты ϑ на ее эквивалент ω / v_T и использования компонент формулы № 3.

Отличительные особенности рассматриваемого груза, как сказано выше, – его большая длина и повышенная деформируемость. Для исследования динамики таких объектов лучше всего, что тоже хорошо известно, подходит балочная расчетная схема. Более того, опыт расчета подобных объектов свидетельствует: наибольший вклад в вибронагруженность длинных

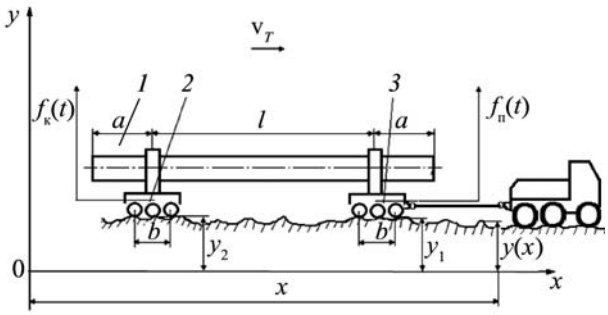


Рис. 1. Общий вид транспортной системы:
1 – объект транспортирования; *2*, *3* – колесные тележки; *a*, *l* – размеры объекта; *b* – длина тележки; *x0y* – система координат; v_T – скорость движения; $y(x)$ – функция неровностей дороги; y_1, y_2 – высоты неровностей под тележками; $f_n(t)$, $f_k(t)$ – функции кинематических воздействий на объект

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S_y(\vartheta) = \dfrac{\pi^{-1}\alpha\beta^2 S_y^2}{(\vartheta^2-\beta^2)^2 + 4\alpha^2\vartheta^2}, \quad \vartheta \in (-\infty, +\infty)$	$\alpha = 0{,}1...0{,}2$ м$^{-1}$; $\beta = 0{,}025...0{,}140$ м$^{-1}$; $S_y = 0{,}10...0{,}20$ м
2	$S_{\dot y}(\vartheta) = \dfrac{S_y(\vartheta)}{b^2\vartheta^2 + 1}$	–
3	$S_{f_n}(\omega) = S_{f_k}(\omega) = \dfrac{1}{v_T} S_y\left(\dfrac{\omega}{v_T}\right);$ $S_{f_n f_k}(\omega) = S^*_{f_k f_n}(\omega) = \dfrac{1}{v_T} e^{i\omega l/v_T} S_y\left(\dfrac{\omega}{v_T}\right)$	$\omega = \vartheta v_T$ – циклическая частота воздействий во времени t; $*$ – знак перехода к комплексно-сопряженным функциям; $S_{f_n f_k}(\omega)$ – взаимная спектральная плотность процессов $f_n(t)$ и $f_k(t)$; v_T – скорость движения
4	$q = -m\,\delta_{11}(\ddot f + \ddot q)$	$\delta_{11} = l^3/(48EJ)$; $\ddot f = (f_n + \ddot f_k)/2$; EJ – жесткость поперечного сечения на изгиб; точки сверху параметров означают производные по времени
5	$\ddot q + (1 + i\eta)\,\omega_0^2 q = -\ddot f(t)$	$\eta = \delta/\pi$ – тангенс потерь; δ – декремент колебаний; $\omega_0 = (m\,\delta_{11})^{-1/2}$ – циклическая частота свободных колебаний системы без потерь
6	$H(i\omega) = \dfrac{1}{(1 + i\eta)\,\omega_0^2 - \omega^2}$	–
7	$S_{\ddot f}(\omega) = \dfrac{1}{4}(S_{\ddot f_n}(\omega) + S_{\ddot f_k}(\omega) + S_{\ddot f_n \ddot f_k}(\omega) + S_{\ddot f_k \ddot f_n}(\omega) =$ $= \dfrac{1}{2}(S_{\ddot f_n}(\omega) + \mathrm{Re}\,S_{\ddot f_n \ddot f_k}(\omega)) = \dfrac{\omega^4}{2v_T} S_y\left(\dfrac{\omega}{v_T}\right)\left(1 + \cos\dfrac{\omega l}{v_T}\right)$	Re – оператор взятия действительной части комплексной величины
8	$S_q(\omega) = \lvert H(i\omega)\rvert^2 S_{\ddot f}(\omega) = \dfrac{S_{\ddot f}(\omega)}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \eta^2\omega_0^4}$	–
9	$S_\sigma = \left(\dfrac{l}{4W\,\delta_{11}}\right)^2 S_q(\omega)$	W – момент сопротивления изгибу
10	$R = P\{q(\tau) \ge q_*,\ \sigma(\tau) \ge \sigma_*,\ \tau \in (0, t)\} =$ $= t\,n_0\left(\exp\left(-\dfrac{q_*^2}{2S_q^2}\right) + \exp\left(-\dfrac{\sigma_*^2}{2S_\sigma^2}\right)\right)$	n_0 – эффективная (средняя) частота колебаний; S_q^2, S_σ^2 – дисперсии перемещений и напряжений соответственно
11	$S_q^2 = \int\limits_{-\infty}^{+\infty} S_q(\omega)\,d\omega; \quad S_\sigma^2 = \int\limits_{-\infty}^{+\infty} S_\sigma(\omega)\,d\omega$	–
12	$N = \begin{cases} N_0\left(\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^m, & \sigma \ge \sigma_{-1}; \\ \infty, & \sigma < \sigma_{-1} \end{cases}$	N_0, σ_{-1}, m – параметры кривой усталости материала транспортируемого объекта
13	$\phi(t) = \dfrac{2^{m/2} S_\sigma^m\,\Gamma\left(\left(\dfrac{m}{2} + 1\right), \dfrac{\sigma_{-1}^2}{2s_\sigma^2}\right)}{N_0\,\sigma_{-1}^m}\,\dfrac{t}{\bar t_0}$	$\Gamma(\ldots, \ldots)$ – неполная гамма-функция; $\bar t_0$ – средний период случайного процесса нагружения $\sigma(t)$ "по нулям"
14	$\begin{cases} q_1 = -\delta_{11}m_1(\ddot f_1 + \ddot q_1) - \delta_{12}m_2(\ddot f_2 + \ddot q_2) - \delta_{13}m_3(\ddot f_3 + \ddot q_3); \\ q_2 = -\delta_{21}m_1(\ddot f_1 + \ddot q_1) - \delta_{22}m_2(\ddot f_2 + \ddot q_2) - \delta_{23}m_3(\ddot f_3 + \ddot q_3); \\ q_3 = -\delta_{31}m_1(\ddot f_1 + \ddot q_1) - \delta_{32}m_2(\ddot f_2 + \ddot q_2) - \delta_{33}m_3(\ddot f_3 + \ddot q_3) \end{cases}$	$\delta_{11}, \delta_{12}, \ldots, \delta_{33}$ – податливости
15	$f_1 = \dfrac{l+a}{l} f_n \dfrac{a}{l} f_k; \quad f_2 = \dfrac{1}{2}(f_n + f_k); \quad f_3 = -\dfrac{a}{l} f_n + \dfrac{a+l}{l} f_k$	–
16	$\mathrm{M}\ddot{\vec q} + C\vec q = \vec F$	M, C, $\vec F$ – матрицы масс, жесткостей и вектор внешних нагрузок (формулы № 17)
17	$\mathrm{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}; \quad \Delta = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{bmatrix};$ $C = \Delta^{-1}; \quad \vec F = -\mathrm{M}\ddot{\vec f}; \quad \vec q = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix}; \quad \ddot{\vec q} = \begin{bmatrix} \ddot q_1 \\ \ddot q_2 \\ \ddot q_3 \end{bmatrix}; \quad \ddot{\vec f} = \begin{bmatrix} \ddot f_1 \\ \ddot f_2 \\ \ddot f_3 \end{bmatrix}$	–

Окончание табл.

№ формулы	Формула	Примечания
18	$\vec{q} = \vec{\nu}\ \cos\omega t$	$\vec{\nu} = [\nu_1,\ \nu_2,\ \nu_3]^T$ – вектор форм собственных колебаний; ω – частота свободных колебаний
19	$[C - \omega^2]\ \vec{\nu} = 0$	–
20	$\det\,[C - \omega^2 \mathrm{M}] = 0$	–
21	$V = [\vec{V}_1\quad \vec{V}_2\quad \vec{V}_3] = \begin{bmatrix} \nu_{11} & \nu_{12} & \nu_{13} \\ \nu_{21} & \nu_{22} & \nu_{23} \\ \nu_{31} & \nu_{32} & \nu_{33} \end{bmatrix}$	–
22	$\vec{u} = [u_1\quad u_2\quad u_3]^T$	–
23	$\vec{q} = V\,\vec{u}$	
24	$\Psi\,\ddot{\vec{u}} + (1 + i\eta)\vec{\Omega}\,\vec{u} = \vec{P}$	$\Psi = V^T\,\mathrm{M}\,V; \Omega = V^T C\,V = \mathrm{diag}(\psi_k\ \omega_k^2); \vec{P} = V^T\,\vec{F}$; η – тангенс потерь
25	$\ddot{u}_k + (1 + i\eta)\ \omega_k^2\,u_k = p_k,\ (k = 1,\ 2,\ 3)$	–
26	$H_k(i\omega) = \dfrac{1}{(1 + i\eta)\ \omega_k^2 - \omega^2},\ (k = 1,\ 2,\ 3)$	–
27	$S_{\vec{F}}(\omega) = = \omega^4 \begin{bmatrix} m_1^2 S_{f1}(\omega) & m_1 m_2 S_{f_1 f_2}(\omega) & m_1 m_3 S_{f_1 f_3}(\omega) \\ m_2 m_1 S_{f_2 f_1}(\omega) & m_2^2 S_{f_2}(\omega) & m_2 m_3 S_{f_2 f_3}(\omega) \\ m_3 m_1 S_{f_3 f_1}(\omega) & m_3 m_2 S_{f_3 f_2}(\omega) & m_3^2 S_{f_3}(\omega) \end{bmatrix}$	–
28	$S_{\vec{P}}(\omega) = [S_{p_i p_\gamma}(\omega)] = V^T S_{\vec{F}}(\omega)\,V$	–
29	$S_{u_i \mu_\gamma}(\omega) = H_i^*(i\omega)\,H_\gamma(i\omega)\,S_{p_i p_\gamma}(\omega)$	–
30	$S_{\vec{F}_{\text{ин}}}(\omega) = = \omega^4 \begin{bmatrix} m_1^2 S_{q1}(\omega) & m_1 m_2 S_{q_q q_2}(\omega) & m_1 m_3 S_{q_1 q_3}(\omega) \\ m_2 m_1\ S_{q_2 q_1}(\omega) & m_2^2 S_{q_2}(\omega) & m_2 m_3 S_{q_2 q_3}(\omega) \\ m_3 m_1 S_{q_3 q_1}(\omega) & m_3 m_2 S_{q_3 q_2}(\omega) & m_3^2 S_{q_3}(\omega) \end{bmatrix}$	–
31	$\sigma_i(t) = \sum_{\gamma=1}^{3} c_{i\gamma}\,F_{\text{ин},\gamma}(t)$	$c_{i\gamma}$ – коэффициенты влияния
32	$S_{\sigma_i}(\omega) = \sum_{\alpha=1}^{3}\ \sum_{\beta=1}^{3} c_{i\alpha}\,c_{i\beta}\,S_{F_{\text{ин},\alpha}\,F_{\text{ин},\beta}}(\omega)$	–

балок вносят колебания с частотами, близкими к их низшим собственным частотам. Следовательно, при расчетах можно принять дискретную модель инерционных свойств груза. Например, в случае, когда при рассмотрении динамики системы длиной a консолей можно пренебречь, расчетная схема становится системой с одной степенью свободы (рис. 2). Если же этой длиной a пренебречь нельзя, то за расчетную схему следует принять систему с тремя (рис. 3) и более степенями свободы (на этом рисунке $m_2 = \mu\,l/2$, $m_1 = m_3 = \mu\,a/2$ – приведенные массы; μ – масса единицы длины объекта, которая принимается постоянной).

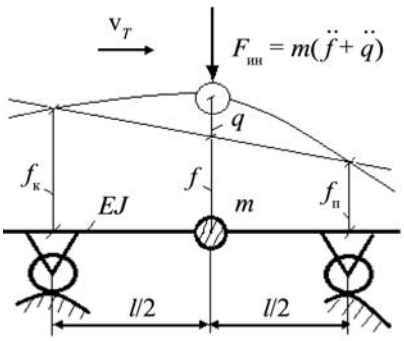


Рис. 2. Расчетная схема груза с одной степенью свободы:

m – приведенная масса; f, q – составляющие смещения массы от кинематического воздействия неровностей дороги и прогиба балки соответственно; $F_{\text{ин}}$ – сила инерции; EJ – жесткость балки на изгиб

Начнем с рассмотрения расчетной модели груза с одной степенью свободы (см. рис. 2).

Обозначив через q упругое перемещение (прогиб) балки в месте сосредоточения массы m, запишем уравнение движения массы в виде канонического уравнения метода сил [4] (формула № 4). Это уравнение, приведенное к стандартной форме и с учетом демпфирования, примет вид формулы № 5, из которой можно получить передаточную функцию $H(i\omega)$ от ускорения $\ddot{f}$ к перемещению q (формула № 6). Спектральную же плотность случайного процесса $\ddot{f}(t)$ дает формула № 7. Тогда спектральную плотность перемещений $q(t)$ можно найти через передаточную функцию $H(i\omega)$ и

спектральную плотность $S_{\dot{f}}(\omega)$ (формула № 8). Аналогично определяется и спектральная плотность $S_{\sigma}(\omega)$ максимальных нормальных напряжений $\sigma(t)$ изгиба в этом (среднем) поперечном сечении балки (формула № 9).

Полученная вероятностная информация о перемещениях и напряжениях используется для оценки риска R транспортирования конструкции и определения величины накопленного при этом усталостного повреждения $\phi(t)$. Здесь под риском R понимается вероятность P превышения перемещениями q опасного уровня или напряжениями σ – опасного значения за время t [1]. Эта вероятность определяется по выражению, записанному в виде формулы № 10, в которой используются значения дисперсий перемещений (s_q^2) и напряжений (s_σ^2) – соответственно формулы № 11.

Для вычисления величины накопленного усталостного повреждения $\phi(t)$ полагаем, что уравнение кривой усталости задается в виде зависимости, представленной формулой № 12. Тогда для расчета $\phi(t)$ может быть использована формула № 13 [2]. Наконец, по результатам расчета риска R и накопленного усталостного повреждения $\phi(t)$ дается заключение о возможности безопасного транспортирования объекта.

Теперь перейдем к рассмотрению расчетной модели объекта с тремя степенями свободы (см. рис. 3).

Обозначив через q_1, q_2, q_3 упругие перемещения (прогибы) балки в местах сосредоточения масс m_1, m_2 и m_3, запишем уравнения движения масс в виде системы трех канонических уравнений метода сил [4] (формула № 14). Входящие в эти уравнения кинематические смещения f_1, f_2, f_3 в местах сосредоточения масс находятся по формуле № 15. Соответственно, в векторно-матричной форме уравнения движения масс имеют вид, представленный формулой № 16, а структуру входящих в них матриц и векторов дает формула № 17. Решение однородного уравнения, соответствующего формуле № 16, представим в виде формулы № 18.

Подставив это решение в формулу № 16 и приравняв правую ее часть нулю, получим уравнение свободных колебаний динамической системы (формула № 19), которое имеет нетривиальные (ненулевые) решения, если его определитель равен нулю, что и записано в виде формулы № 20. Отсюда находим спектр собственных частот ω_1, ω_2, ω_3 и матрицу собственных форм колебаний (формула № 21) (примерный вид собственных форм колебаний динамической системы приведен на рис. 4).

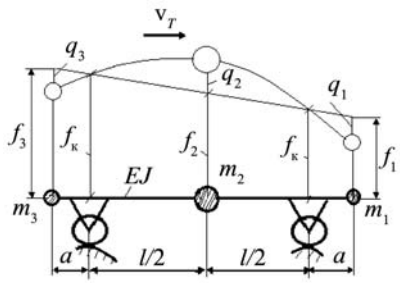


Рис. 3. Расчетная схема груза с тремя степенями свободы:

m_1, m_2, m_3 – приведенные массы; f_1, f_2, f_3 – смещения масс от кинематических воздействий неровностей дороги; q_1, q_2, q_3 – смещения масс от прогибов балки

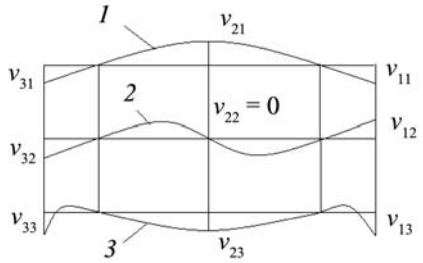


Рис. 4. Собственные формы колебаний расчетной схемы с тремя степенями свободы:

1, *2*, *3* – первая, вторая и третья формы; ν_{11}, ... , ν_{33} – коэффициенты форм

С помощью соотношения, обозначенного формулой № 23 , введем в рассмотрение вектор $\vec{u}$ главных координат (формула № 22). Подставив эту формулу в формулу № 16, получим уравнение движения динамической системы в главных координатах, которое после умножения слева на матрицу V^T и учета демпфирования примет вид формулы № 24. В результате получается система независимых дифференциальных уравнений относительно главных координат u_k (формула № 25), которая определяет передаточные функции $H_k(i\,\omega)$ (формула № 26), а вектор внешних воздействий $\vec{F} = -[m_1\ddot{f}_1 \quad m_2\ddot{f}_2 \quad m_3\ddot{f}_3]^T$ описывается матрицей $S_{\vec{F}}(\omega)$ спектральных плотностей (формула № 27).

Из формул № 25–28 следует формула № 29 для расчета элементов матрицы $\vec{u}(t)$ спектральных плотностей процесса. Вектор же $\vec{F}_{ин} = [F_{ин,1} = -m_1\ddot{q}_1, F_{ин,2} = -m_2\ddot{q}_2,\ F_{ин,3} = -m_3\ddot{q}_3]^T$ сил инерции, определяющий изгибающие моменты и напряжения в балке, описывается матрицей $S_{\vec{F}_{ин}}(\omega)$ спектральных плотностей (формула № 30), напряжения $\sigma_i(t)$ в i-м сечении балки – формулой № 31, а их спектральные плотности S_{σ_i} – формулой № 32.

В качестве примера расчета была взята труба длиной $l = 30$ м, внешним диаметром $d = 200$ мм и толщиной стенки $\delta = 2$ мм, перевозимая на двух опорных тележках длиной $b = 1$ м каждая. Частота ω_0 по первой форме колебаний принималась равной 2 с$^{-1}$, параметры кривой усталости такие: $m = 4$, $N_0 = 2{\cdot}10^6$ циклов, $\sigma_{-1} = 40$ МПа. Скорость движения АТС, перевозящего трубу, считалась равной 50 км/ч, время, затраченное на преодоление пути x, – 5 ч. Параметры спектральной плотности дороги: $s_y = 0{,}1$ м; $\alpha = 0{,}15$ м$^{-1}$, $\beta = 0{,}1$ м$^{-1}$. Предельно допустимое перемещение в середине трубы $q_* = 0{,}2$ м, а предельно допустимое напряжение для ее материала – $[\sigma_*] = 200$ МПа. Результаты расчета: риск R транспортирования 0,016; накопленное усталостное повреждение ϕ – 0,12.

Вывод: трубу транспортировать по дороге с принятыми в расчете параметрами не только можно, но и нужно.

Литература

1. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. – 336 с.
2. Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
3. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 224 с.
4. Щербаков В.И., Чабунин И.С., Стародубцева С.А. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций. Изд. 2-е, испр. и доп. М.: МГТУ "МАМИ", 2010. – 288 с.

УДК 629.113

СТРУКТУРНЫЙ И ФРАКТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗЫ МАКРОПРОФИЛЕЙ ДОРОГ

Д-р техн. наук **Р.А. МУСАРСКИЙ**
Нижегородский ГТУ имени Р.Е. Алексеева
(831.436-03-08)

На основе структурного и фрактального анализов определяются характеристики макропрофилей автомобильных дорог.

Ключевые слова: *автомобиль, дорога, структурная функция, фрактальная размерность.*

Musarsky R.A.

STRUCTURAL AND FRACTAL ANALYSIS OF ROAD MACROPROFILES

The defining characteristics of macroprofiles of roads on the basis of structural and fractal analysis.

Keywords: *car, road, structure function, the fractal dimension.*

Исследователи, как известно, дорожные профили условно разделяют на микро- и макропрофиль [1]. При этом считается, что микропрофиль – та часть профиля, которая влияет на возбуждение в автомобиле колебаний и вибраций, в первую очередь, в подвеске, а макропрофиль – часть, которая влияет на тяговую динамику автомобиля и расход топлива. Чтобы определить границу раздела между ними, нужно, очевидно, найти нижнюю частотную границу полосы пропускания подвески автомобиля. Причем – по частотному максимуму, который для большинства АТС располагается примерно в области 1 Гц. Если принять во внимание нынешние максимальные скорости движения автомобилей по дорогам различного профиля, то, оставляя вопрос рассмотрения раздела профилей дискуссионным, можно принять, что длины волн, соответствующие понятию "макропрофиль" лежат, в зависимости от этих скоростей, в диапазоне 20...100 м. Тогда на рис. 1, где приведены области спектральной плотности неровностей дорог с различными покрытиями, можно выделить область, относящуюся к макропрофилю. Это прямоугольник, ограниченный сплошными жирными линиями.

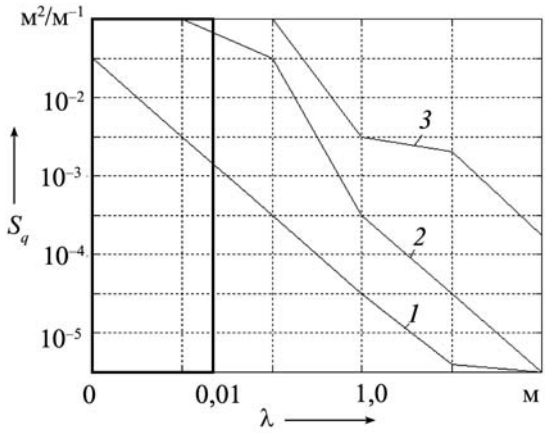


Рис. 1. Спектральные плотности профилей участков дорог с покрытиями:

1 – цементно-бетонный; *2* – асфальтовый; *3* – грунтовый, мощеный

Располагая такими исходными данными, попытаемся выполнить структурный анализ макропрофиля дороги.

Для изучения микропрофиля дорог, которые обычно считаются стационарными случайными функциями, обычно применяются спектральный и корреляционный анализы [2]. Однако в нашем случае такой подход использовать нельзя: макропрофиль любой дороги, как следует из сказанного выше, представляет собой набор нестационарных случайных функций. Значит, здесь необходим специальный математический аппарат. И варианты такого аппарата есть. Это аппарат на основе структурной функции [3] и на основе фрактальной размерности [4]. Однако для того, чтобы ими воспользоваться для изучения динамики автомобиля, движущегося по дороге не обязательно стационарного профиля, нужно предварительно решить как минимум три задачи: получить математическое описание функции профиля дороги; то же самое сделать в отношении колебаний автомобиля; для исследования привлечь специальный математический аппарат – структурный анализ нестационарных случайных функций – функций, название которых А.Н. Колмогоров сформулировал следующим образом: "структурной функцией случайной функции $X(t)$ называется функция, определяемая равенством $S(T) = M[X(t) - X(t-T)]^2$, где M – знак математического ожидания, T – запаздывание аргумента, t – время".

В структурном анализе изучаются вероятностные характеристики приращений случайной функции, т.е. разности значений функции при двух значениях ее аргумента. При этом очевидно, что малые изменения функции будут мало сказываться на ее значениях, а постоянная составляющая случайной функции вообще выпадает из ее приращения. Но из этого следует, что в результате подавления компонент с большими периодами может оказаться, что приращение нестационарной функции стационарно. В этом случае она становится случайной функцией со стационарными первыми приращениями (пример – дорога с почти постоянным продольным уклоном). Это означает, что для нестационарной функции со стационарными первыми приращениями среднее значение может быть лишь линейной функцией.

Точно так же для случайной функции со стационарными вторыми приращениями (пример дорога на длинном бугре или длинной яме в виде параболы) среднее значение будет многочленом второй степени.

Таким образом, напрашивается вывод: структурная функция $S(T)$ может быть использована для изучения как стационарных, так и нестационарных случайных функций. С корреляционной функцией $K(T)$ она связана следующим соотношением:

$$S(T) = M[X^2(t)] - 2M[X(t)\ X(t-T)] =$$
$$= M[X^2(t-T)] = 2K(0) - 2K(T).$$

Структурную функцию можно использовать для проверки стационарности случайной функции. Дело в том, что для нестационарной случайной функции с первыми стационарными приращениями структур-

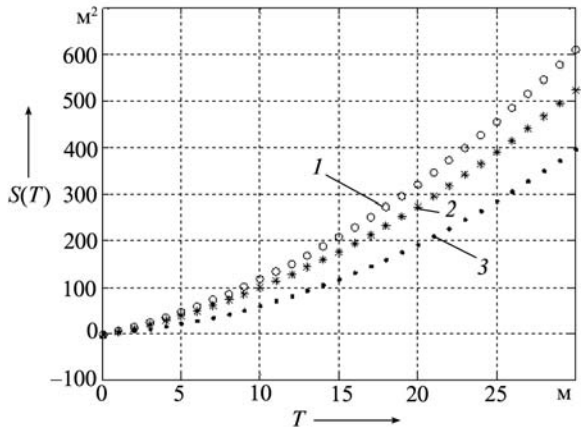


Рис. 2. Структурная функция трех (1, 2, 3) различных участков булыжной дороги испытательного полигона "Березовая пойма"

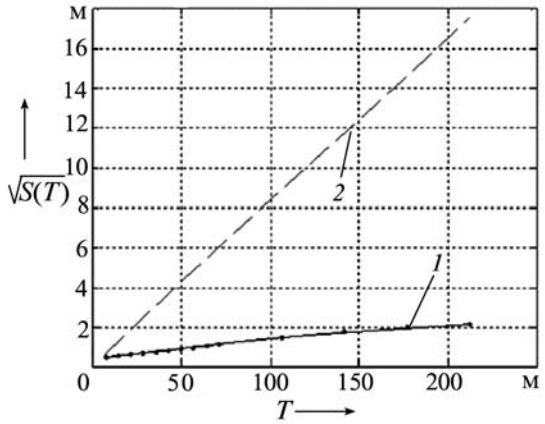


Рис. 3. Зависимость значения квадратного корня из структурной функции от запаздывания аргумента и дорожного уклона:
1 – тангенс угла уклона 1 %; *2* – тангенс угла уклона в %

ная функция стремится к некоторой параболе, по виду которой можно судить о степени нестационарности случайной функции. Это подтверждает рис. 2, где приведены структурные функции трех различных участков булыжной дороги полигона ГАЗа в "Березовой пойме": на всех этих участках структурная функция представляет собой устойчивую характеристику нестационарного макропрофиля дороги, которую можно использовать для его анализа. Она имеет вид параболы $S(T) = kT^2$, квадратный корень ($\sqrt{k}$) из коэффициента которой равен среднему тангенсу угла наклона профиля дороги к горизонтали (уклон дороги).

Однако для анализа макропрофиля дороги, по мнению автора статьи, более удобно использовать не саму структурную функцию, а квадратный корень из нее. Что и иллюстрирует рис. 3: на нем приведены квадратные корни из структурных функций практически горизонтального прямолинейного участка (кривая *1*) того же испытательного полигона "Березовая пойма" (тангенс угла продольного уклона дороги равен 1 %) и участка дороги со значительным уклоном (г. Н. Новгород, Похвалинский съезд от ул. Ярославской до моста через Оку), которому соответствует прямая (тангенс угла продольного уклона дороги равен 8 %).

Структурный анализ колебаний автомобиля при его движении по дороге нестационарного профиля позволяет также разделять его колебательные процессы на стационарные и нестационарные. При этом в случае движения на подъем постоянного уклона стационарными процессами будут изменение угла продольного наклона рамы, относительные перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс и их скорости, а нестационарными – абсолютные перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс.

Однако, несмотря на нестационарность самих этих процессов, их линейные комбинации могут быть стационарными. Например, стационарными будут деформации упругих элементов подвески.

Примеры структурных функций некоторых колебательных процессов автомобиля приведены на рис. 4. Они, как видим, могут существенно отличаться друг от друга.

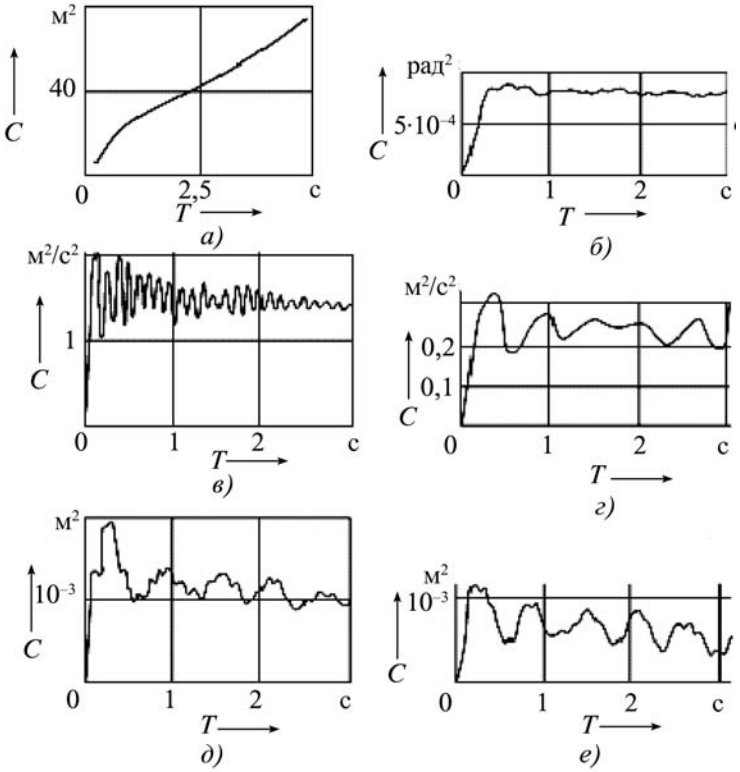


Рис. 4. Графики структурных функций ряда колебательных процессов автомобиля ГАЗ-24 в случаях вертикальных перемещений подрессоренной массы как функции времени (а), функции угла продольного наклона подрессоренной массы (б), функции вертикальных перемещений передней оси (в), функции скорости вертикальных перемещений центра масс подрессоренной массы (г), функции деформации упругого элемента передней подвески (д) и функции деформации упругого элемента задней подвески (е)

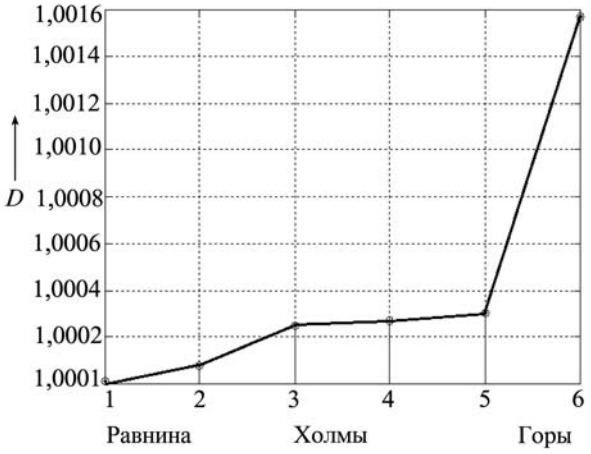


Рис. 5. Фрактальная размерность дорог разных типов при шаге измерений, равном 100 м

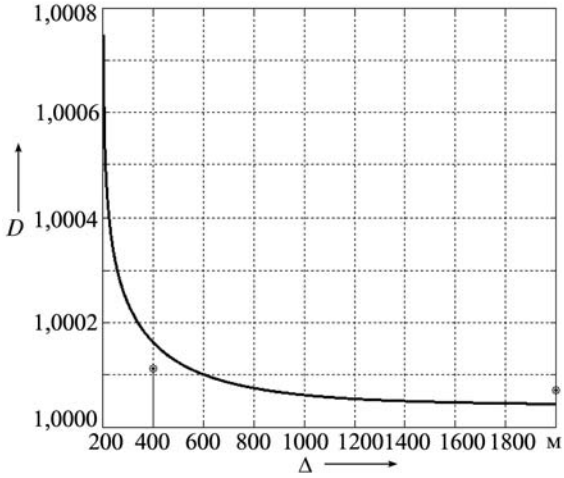


Рис. 6. Влияние шага измерения на фрактальную размерность

Таким образом, структурная функция действительно позволяет анализировать макропрофили дорог как нестационарных функций и определять средний тангенс угла наклона профиля дороги к горизонтали (средний продольный уклон участка дороги) как функцию длины измеряемых участков.

В качестве второй характеристики макропрофиля дороги можно использовать, как сказано выше, фрактальную размерность D. Определяется она по упрощенным формулам:

$$L = C^D \quad \text{или} \quad D = \lim_{\Delta \to 0} (\log L / \log C) =$$

$$= \lim_{\Delta \to 0} (\log C^D / \log C),$$

где L – длина огибающей всех неровностей измеряемого участка дороги; C – кратчайшее расстояние от начальной до конечной точки измерения дороги; Δ – шаг измерения.

Чтобы понять технологию определения фрактальной размерности, приведем результаты анализа измерений конкретных дорог с шагом 100 м в порядке возрастания их фрактальной размерности. Таких дорог возьмем пять.

Первая – запланированная дорога в Н. Новгороде, между ул. Сусловой – Рокадная дорога и телецентром. По результатам геодезических измерений установлено: D заданного участка составляет 1,000012, а второго – 1,000073.

Вторая дорога Хоспенталь–Глетч длиной 28 км в Альпах. Ее $D = 1{,}00025$. (Здесь и в дальнейшем расчет выполнен по данным спутника).

Третья дорога Хоспенталь–Глетч–Хандгерр длиной 45 км в тех же Альпах. Ее $D = 1{,}00027$.

Четвертая – участок дороги д. Тарасиха – г. Семенов (Нижегородская обл.) протяженностью 20 км, который проходит по равнинной, холмистой местности. Его $D = 1{,}0003$.

Пятая – дорога Хоспенталь–Боден протяженностью 53 км в Альпах. Ее D равна 1,00157.

Как видим, фрактальная размерность зависит от рельефа местности, на которой построена дорога. Иллюстрирует эту зависимость рис. 5, из которого видно, что фрактальная размерность позволяет оценивать холмистость дороги, т.е. отношение длины огибающей неровностей дороги к кратчайшему расстоянию между точками начала и конца измеряемого ее участка.

Расчеты были проведены применительно к одной и той же дороге, но с разными измерениями – участку протяженностью 50 км дороги между Уфой и Челябинском, отличающемуся сильной холмистостью, при шаге измерения 200 м; тому же участку дороги при шаге измерения 400 м и тому же участку при шаге измерения 2000 м. Их фрактальные размерности тоже получились разными: в первом случае $D = 1{,}00054$; во втором – $D = 1{,}00011$, в третьем – $D = 1{,}000048$. То есть оказалось, что фронтальная размерность зависит не только от рельефа местности, но и от шага измерения. Причем довольно сильно (рис. 6).

Из всего сказанного следует, что, во-первых, характеристики макропрофилей дорог хотя и представляют собой нестационарные функции, но их можно анализировать на основе и структурного, и фрактального анализов; во-вторых, квадратный корень из структурной функции позволяет оценить средний продольный уклон участка дороги при изменении длины этого участка; в-третьих, фрактальная размерность позволяет классифицировать макропрофиль дороги по степени холмистости.

Литература

1. Пархиловский И.Г. Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространенных типов дорог // Автомобильная промышленность. 1968. № 8. С. 18–22.
2. Dodds C.J., Robson J.D. The Description of Road Surface Roughness // Journal of Sound and Vibration. 1973. № 31 (2). P. 175–183.
3. Колмогоров А.Н. Локальная структура турбулентности в несжимаемой жидкости при очень больших числах Рейнольдса // ДАН СССР. 1941. № 30. Вып. 4. – 229 с.
4. Mandelbrot B.B. The Fractal Geometry Of Nature. Macmillan. 1983. – 460 p.

УДК 629.3.018.2

СТАБИЛИЗАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОКРЫТИЯ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ШИН НА ЛЬДУ

Канд. техн. наук **П.Н. МАЛЮГИН, В.А. КОВРИГИН**
СибАДИ (3812. 65-13-45)

Рассматриваются условия, позволяющие точно определять характеристики зимних шин методом стендовых их испытаний.

Ключевые слова: *зимняя шина, стендовые испытания, ледяная поверхность, температура.*

Malugin P.N., Kovrigin V.A.

STABILIZATION OF THE COATING TEMPERATURE AT BENCH TESTS ON ICE

Considers conditions to have accurate define the characteristics of winter tires at their bench tests.

Keywords: *winter tire, bench tests, ice surface, temperature.*

Известно, что выходные характеристики зимних шин с приемлемой точностью можно измерить лишь при стендовых их испытаниях на покрытии изо льда. Однако при их качении выделяется значительное количество энергии. В итоге лед нагревается, и толщина водяной пленки на его поверхности увеличивается, что искажает получаемые результаты. Выполненные в СибАДИ экспериментальные исследования характеристик зимних шин на барабанном стенде показали: при малой толщине льда на барабанах его нагрев уменьшается, что снижает эти искажения. Поэтому было принято решение разработать методику численного определения передачи теплоты, выделяющейся в контакте шины со льдом, барабану стенда и окружающему воздуху и на этой основе подобрать ту толщину ледяного покрытия, которая в наименьшей мере искажает реальные характеристики шин.

В ходе исследований, связанных с реализацией поставленной задачи, рассматривали режим движения колеса с переменным углом увода, который используется при измерении характеристики бокового увода шины, т.е. режим, при котором покрытию от шины передается наибольшее количество теплоты – больше, чем при измерении характеристики продольного проскальзывания.

Этот режим разделяли на два этапа: подвод колеса к покрытому льдом барабану и создание нормальной нагрузки шины; поворот колеса на угол увода.

На первом из них учитывалось количество $Q_{эл f}$ теплоты, передаваемое к единице площади покрытия за интервал времени τ и выделяемое в пятне контакта вследствие потерь на качение шины (формула № 1 в таблице). На втором этапе учитывалось количество $Q_{эл\,\delta}$ теплоты за интервал времени τ, выделяющееся из-за движения колеса с углом увода δ и передаваемое единице площади покрытия (формула № 2).

Таким образом, суммарное количество $Q_{эл}$ теплоты, передаваемое единице площади покрытия на втором этапе, очевидно, дает формула № 3. При выделении этой теплоты образуется тепловой поток q_f, часть которого (q_1) передается льду, а вторая часть (q_2) – шине. При этом известно [1], что q_1 и q_2 зависят от теплопроводности покрытия и шины. Если их контакт представить как контакт двух полубесконечных тел, то можно записать формулу № 4 [2]. Значения входящих в нее коэффициентов равны: λ_1 = 2,25 Вт/(м·°С), λ_2 = 0,163 Вт/(м·°С); $\alpha_1 = 1{,}087 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\alpha_2 = 0{,}0984 \cdot 10^{6}$ м^2/с. Если эти цифры подставить в формулу № 4, то получается, что тепловой поток, направленный в лед, примерно в 4 раза больше потока, направленного в шину. То есть лед нагревается сильнее, чем материал шины. Однако известно, что 95 % энергии, затрачиваемой на качение колеса, выделяется в шине, и лишь 5 % – в пятне ее контакта. Причем последняя в нашем случае образует на покрытии тонкую пленку воды, которая уносит с собой значительную часть принятой пятном контакта теплоты, поскольку теплоемкость воды достаточно большая. Часть этой пленки прилипает к шине, вторая часть удаляется с нее, третья – испаряется, четвертая – замерзает на покрытии. Определить расчетным путем разделение пленки воды на эти потоки не представляется возможным. В связи с чем будем считать, что вся теплота отводится охлаждающим воздухом и

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_{эл f} = \dfrac{f\,P_z\,v_б\,k_f}{l_б\,b_б\,\tau\,n}$	f – коэффициент сопротивления качению шины; P_z – нормальная нагрузка на колесо; $v_б$ – окружная скорость барабана; $k_f = Q_п / Q_к$ – коэффициент, учитывающий отношение количества теплоты $Q_п$, передаваемой покрытию, к количеству теплоты $Q_к$, выделившемуся в контакте; $l_б$ – длина окружности барабана; $b_б$ – ширина покрытия, равная площадке контакта; n – частота вращения барабана
2	$Q_{эл\,\delta} = \dfrac{P_y \sin\delta\, v_б\, k_\delta}{l_б\,b_б\,\tau\,n}$	P_y – боковая сила; δ – угол увода; $k_\delta = Q_п / Q_к$ – коэффициент, учитывающий отношение количества теплоты $Q_п$, передаваемой покрытию, к количеству теплоты $Q_к$, выделившемуся в контакте
3	$Q_{эл} = Q_{эл f} + Q_{эл\,\delta} = \dfrac{v_б(f\,P_z\,k_f + P_y \sin\delta\, k_\delta)}{l_б\,b_б\,\tau\,n}$	–
4	$\dfrac{q_1}{q_2} = \dfrac{\lambda_1}{\lambda_2}\sqrt{\dfrac{\alpha_2}{\alpha_1}}$	α_1, α_2 – коэффициенты температуропроводности льда и шины; λ_1, λ_2 – коэффициенты их теплопроводности
5	$\dfrac{\partial t}{\partial \tau} = \dfrac{\lambda}{c_p}\left(\dfrac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \dfrac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right)$	t – температура в точке покрытия; x, y, z – координаты этой точки; τ – время; λ – коэффициент теплопроводности покрытия; c_p – теплоемкость покрытия при постоянном давлении
6	$T\,\dfrac{\partial t_д}{\partial \tau} + t_д(\tau) = t(\tau)$	T – постоянная времени; $t_д$ – температура, регистрируемая датчиком; $t(\tau)$ – расчетная функция температуры t покрытия от времени τ

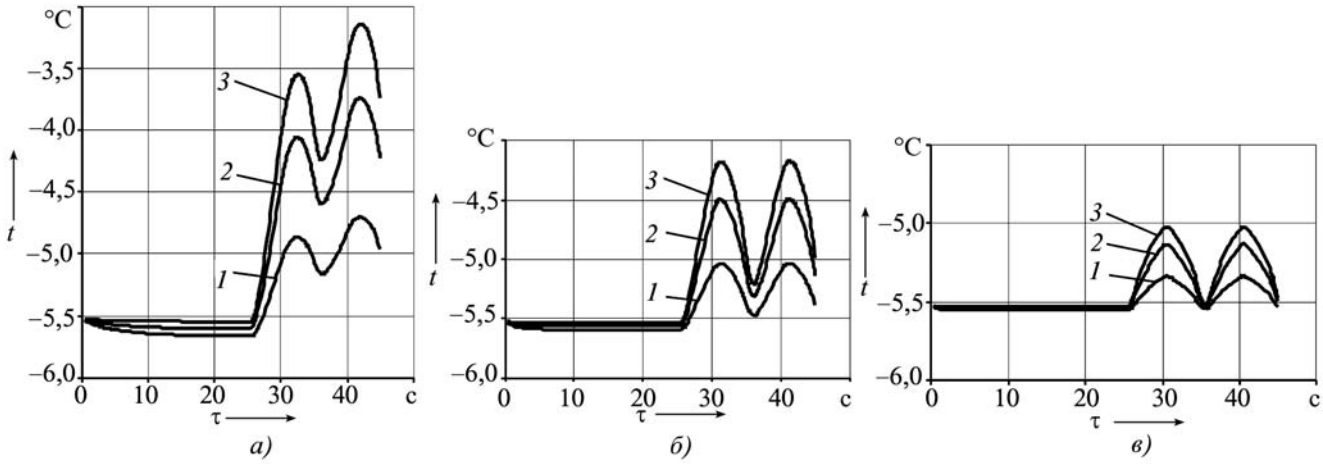


Рис. 1. Результаты расчета температуры наружного слоя льда толщиной 4 (а), 2 (б) и 1 мм (в):
1 – P_z = 2,15 кН; 2 – P_z = 4,65 кН; 3 – P_z = 6,86 кН

передается барабану. Это означает, что в реальных условиях количество теплоты, передаваемое льду, будет заведомо меньше. Но расчет лучше всего выполнять именно при таком допущении, т.е. для критического случая.

Приведенные выше формулы позволяют рассчитать количество теплоты, подводимой к пятну контакта шины с покрытием, а для расчета теплоты, отводимой барабану и воздуху, можно применять известные [4] уравнения теплопроводности Фурье–Кирхгофа (формула № 5).

При исследовании процесса расчеты количества подвода и отвода теплоты выполняли на компьютере с использованием метода конечных элементов. В его ходе рассчитывали температуру покрытия перед его входом в контакт с шиной (в качестве объекта испытаний была взята шина 185/70R14). Для этого задавались, как это рекомендуется в работе [5], следующие длительности этапов испытаний: первый – 25; второй – поворот влево на 12° в течение 5 с, затем поворот вправо на 12° с переходом через 0 –10 с, далее поворот влево до 0° – 5 с и отвод колеса от барабана; толщина покрытия варьировалась от 1 до 4 мм. Начальную температуру покрытия принимали равной 267,5 К (–5,5 °С), окружную скорость барабана – 50 км/ч. Нормальную нагрузку P_z задавали равной 2,15; 4,65 и 6,86 кН.

Результаты расчетов приведены на рис. 1. Они показали следующее.

При большой (рис. 1, *а*) толщине покрытия подводимая к нему теплота в нем и накапливается. Причина – низкая теплопроводность льда. В результате температура покрытия, например, при P_z = 6,86 кН, сначала возрастает на 1,9 °С (кривая *3*), затем немного снижается при уменьшении угла увода, далее снова увеличивается на 2,3 °С от начальной. При толщине покрытия 2 мм (рис. 1, *б*) накопления теплоты в покрытии уже не наблюдается. Однако при движении с большими углами увода ее повышение составляет 1,4 °С. При толщине же покрытия 1 мм (рис. 1, *в*) накопления теплоты не происходит, температура повышается лишь на 0,5 °С.

Вывод очевиден: наиболее точные результаты можно получить при испытаниях шин на покрытии толщиной 1 мм и менее.

К изложенному необходимо добавить следующее. Расчетные кривые, приведенные на рис. 1, по форме и амплитуде заметно отличались от экспериментальных кривых. Причина такого расхождения состояла в том, что используемый в экспериментах скользящий датчик регистрирует температуру с запаздыванием: на неподвижном барабане его постоянная времени составляет 0,3 с, а при вращающемся – 3...8 с, что обусловлено неплотным его прилеганием к покрытию. Для учета этого запаздывания можно воспользоваться известным [6] дифференциальным уравнением апериодического звена (формула № 6).

При таком подходе расчетные и экспериментальные кривые практически совпадают (рис. 2) по форме, а отклонения экспериментальной зависимости от расчетной по амплитуде

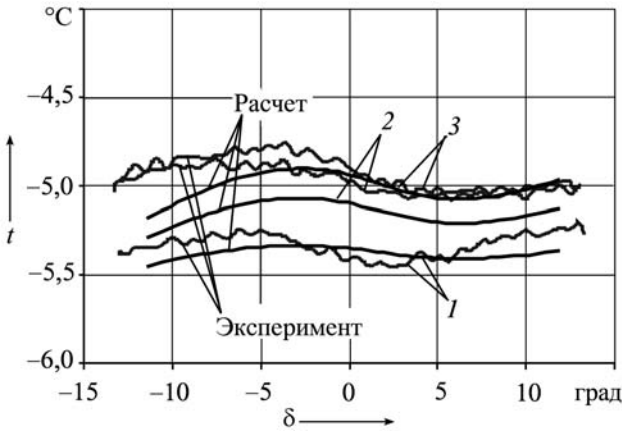


Рис. 2. Экспериментальные и расчетные зависимости температуры наружного слоя льда от угла увода с учетом постоянной времени датчика 5 с:
1 – P_z = 2,15 кН; 2 – P_z = 4,65 кН; 3 – P_z = 6,86 кН

самыми большими были у кривых *1*, но они не превышают 3 % относительно температуры 267,5 К (–5 °С). Расхождения других кривых обусловлены уменьшением толщины льда при испытаниях, что не учитывалось в расчетах.

Таким образом, при толщине покрытия изо льда менее 2 мм можно обеспечить стабильную его температуру, а значит замерить выходные характеристики шины с высокой точностью.

Литература

1. Шершнев А.А., Попов М.Т., Михайлов Э.Б. Температура поверхности автомобильной шины в зоне проскальзывания ее относительно дорожного покрытия // Производство шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий. 1973. № 4.
2. Carslaw H.S., Jaeger J.C. Conduction of heat in solids. 2-nd Ed. O.U.P. 1959. – 510 p.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по спец. "Автомобили и автомобильное хозяйство". М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. – 344 с.
5. Определение сцепных свойств шин на барабанном стенде на покрытии изо льда: отчет по НИР: тема № 1–03 / СибАДИ; рук. П.Н. Малюгин; среди исп.: В.А. Ковригин. № 01200307542. Инв. № 0320030202620. Омск: СибАДИ, 2003. – 129 с.
6. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование: теория и элементы систем: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.

УДК 621.184.64

ВЫБОР РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ДЛЯ КОМПАКТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ

В.В. РОЖДЕСТВЕНСКИЙ
Университет машиностроения (МАМИ)
(405. 223-05-23, доб. 10-48)

Предложен метод сравнения теплообменных поверхностей по удельному энергетическому коэффициенту в функции плотности тока теплоносителя.

Ключевые слова: *теплообменник, теплообменная поверхность, энергетический коэффициент, теплоноситель.*

Rogdestvenskiy V.V.

CHOICE OF WORKING SURFACE COMPACTED HEAT EXCHANGING FACILITY

Method comparison of heat exchanging surface by specific energy coefficient in function of current densit of is pretexted.

Keywords: *heat exchanging, heat exchanging surface, energy coefficient, heat-transfer.*

При проектировании теплообменника необходимо решить главную задачу – выбрать его теплообменные поверхности, тепловые и гидродинамические характеристики которых, как и технология их изготовления, известны. Потому что от обоснованности ее решения зависят тепловые, гидравлические, объемно-массовые характеристики, компоновочные возможности, стоимость и другие важные качества теплообменника.

Однако анализ существующих методов сравнения теплообменных поверхностей, например, предложенных в работах [1, 2], показывает, что они имеют ряд недостатков и не дают однозначного ответа на рассматриваемый вопрос. И даже наиболее совершенный из этих методов – метод Л.Г. Гельфенбейна [3] – не лишен их.

Так, его автор рекомендует сравнивать поверхности по объемному коэффициенту $\alpha\Omega$ теплообмена в функции мощности N, затраченной на проталкивание теплоносителя, т.е. по формуле № 1 (табл. 1). В свою очередь, входящий в эту формулу показатель Ω компактности определяется по формуле № 2. Тогда в результате расчетов при рассмотрении реальных условий конкретного теплообменного устройства даже с одним и тем же уровнем параметров сред могут сильно изменяться в количественном отношении, а при различных плотностях тока G_F – иметь и иной качественный смысл.

Сравнение теплообменных поверхностей и теплообменников существующими методами затруднительно еще и по той причине, что они не учитывают условий компоновки устройства. Последнее же, как известно, важно при проектировании перспективных высококомпактных теплообменников.

Для преодоления перечисленных выше затруднений автор статьи предлагает метод сравнения по удельному энергетическому коэффициенту E_Ω в функции плотности тока G_F, т.е. по формуле № 3. При этом входящий в нее параметр G_F подсчитывается по формуле № 4, а параметр N – по формуле № 5.

Если числитель и знаменатель формулы № 3 умножить на единицу времени, то физический смысл удельного энергетического коэффициента E_Ω предстанет как количество ($\alpha\Omega$) теплоты, снимаемого с единицы объема этой поверхности при изменении на 1 К температурного напора между стенкой и теплоносителем и отнесенного к энергии, затраченной на перемещение теплоносителя на 1 м^2 поверхности.

Далее. Поскольку E_Ω рассматривается в функции плотности тока G_F, то такое сравнение учитывает как тепловые и гидродинамические качества поверхности, так и ее компактность с учетом компоновочных особенностей проектируемого теплообменного устройства. В связи с тем, что E_Ω характеризует соотношение энергий, то в реальных условиях конкретного теплообменного устройства качественная сторона выбора теплообменных поверхностей, выполненного по E_Ω на основании экспериментальных данных теп-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$\alpha\Omega = f(N)$	α – коэффициент теплообмена; Ω – показатель компактности, м^2/м^3
2	$\Omega = \frac{S_т}{V_т}$	$S_т$ – площадь поверхности теплообменника; $V_т$ – объем, который она занимает
3	$E_\Omega = f(G_F) = \frac{\alpha\,\Omega}{N}$	G_F – плотность тока (массовая скорость)
4	$G_F = \rho W = \frac{G}{F_ж}$	ρ – плотность теплоносителя; W – скорость его потока; G – его массовый расход; $F_ж$ – площадь живого сечения тракта теплообменника
5	$N = \Delta p\ W \frac{F_ж}{S_т}$	Δp – гидравлическое сопротивление тракта теплообменника
6	$\varepsilon = \frac{\Delta p}{p}$	p – давление на входе в теплообменник
7	$\frac{\Delta p}{p} = \varphi(\rho W)$	–

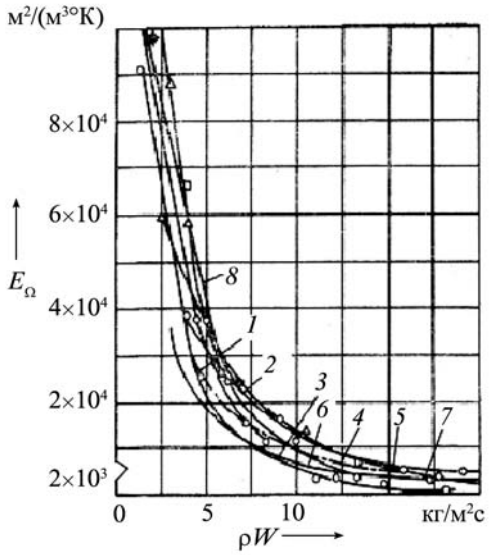


Рис. 1. Зависимость удельного энергетического коэффициента от плотности тока теплоносителя и номера теплообменной поверхности

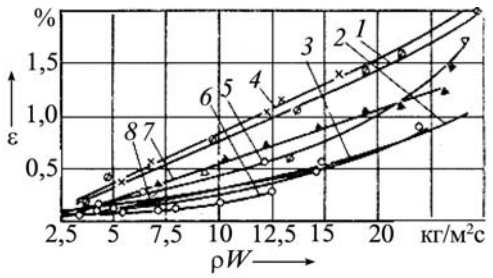


Рис. 2. Зависимость потерь давления от плотности тока теплоносителя и номера теплообменной поверхности

лового и гидродинамического моделирований, очевидно, сохраняется, а количественная будет ближе к реальным условиям работы конструкции, чем, скажем, при выборе по методу [3].

Предлагаемый метод сравнения предусматривает, что оптимальное значение плотности тока ($G_{F\ \text{опт}}$) предварительно найдено из лимитирующих требований, предъявляемых к тому или иному проектируемому типу теплообменного устройства. Так, оно может быть определено из условий компоновки устройства и известного диапазона ε допустимых значений относительных гидравлических потерь давления (формула № 6) либо по формуле № 7 из условия наложения ограничений по мощности на проталкивание теплоносителя (при известном диапазоне ρW), например, для систем кондиционирования воздуха и т.п.

Таким образом, предлагаемый автором метод сравнения позволяет конструктору при заданном G_F и известных диапазоне ε или N учитывать компоновочные особенности и техническое назначение конструкции путем варьирования размерами теплообменника (при стремлении получить $(\rho W)_{\text{опт}}$).

Особенности применения этого метода рассмотрим на примере компактного пластинчатого теплообменника.

Допустим, что тепловые и гидравлические характеристики компактных теплообменных поверхностей, на основании которых построены зависимости коэффициента E_Ω (рис. 1) и потерь ε давления (рис. 2) от плотности тока ρW, нам известны и что теплообменник набран из восьми паяных пластинчатых поверхностей, отличающихся формой тонкостенных гофрированных набивок и размерами каналов (рис. 3). Например, пластинчатые поверхности образуют следующие формы каналов (табл. 2): 1, 2, 3 – синусоидальную, 4, 5, 6 – трапецеидальную и 7, 8 – треугольную, а величины их эквивалентных диаметров $d_э$ и компактности Ω лежат в пределах $d_э$ = 0,925...2,20 мм, Ω = 4340...1820 м²/м³. (Отметим, что реальная конфигурация каналов, их геометрические параметры и $d_э$ определялись с учетом технологических факторов изготовления на основании исследований, выполненных в МАМИ.)

Из зависимости $E_\Omega = f(\rho W)$ видно, что наилучшие поверхности располагаются в диапазоне ρW = 6...16 кг/(м²·с) и это поверхности № 2 и 7, а наихудшие – № 3 и 6, которые находятся в области ρW = 8...14 кг/(м²·с). Остальные (№ 1, 4, 5, 8) занимают промежуточное положение в рассматриваемом диапазоне ρW, характерном для большинства перспективных компактных теплообменных аппаратов. Для аппаратов, компоновка которых требует меньшей относительной площади F_0 фронта (F_0 = 0,12 м²/кг/с), соответствующей более высокой плотности тока (G_F = 15...20 кг/(м²·с), наиболее эф-

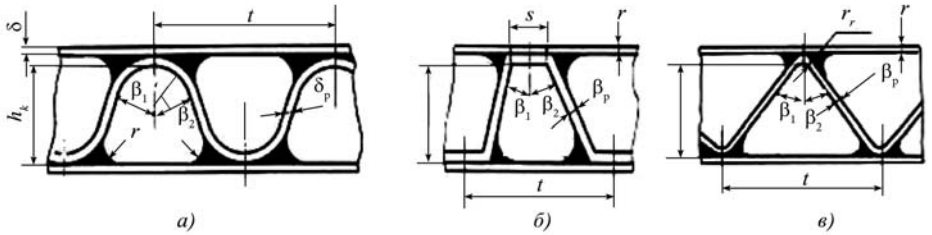


Рис. 3. Конфигурация каналов разных теплообменников поверхностей при использовании синусоидальных (а), трапециевидных (б) и треугольных (в) гофрированных набивок

Таблица 2

Номер поверхности (рис. 1 и 2)	Тип оребренной набивки	Эквивалентный диаметр $d_э$, мм	Канал		Гофр		Число калибров l / $d_э$	Компактность Ω, м²/м³
			высота $h_к$, мм	шаг t, мм	радиус r_r, мм	плоская площадка s_e, мм		
1	Синусоидальная	1,040	0,967	2,510	0,575	–	96,2	3840
2		1,450	1,59	3,170	0,642	–	69,0	2760
3		1,700	1,77	4,000	0,860	–	59,0	2360
4	Трапецеидальная	0,925	0,89	1,900	–	0,400	108,0	4340
5		1,140	1,19	2,230	–	0,534	87,6	3510
6		2,200	2,64	3,850	–	0,587	45,5	1820
7	Треугольная	1,070	1,36	1,902	0,180	–	98,5	3740
8		1,820	2,37	3,020	0,412	–	55,0	2200

фективными являются поверхности № 2, 7, 1 и 5, а в области G_F = 20...25 кг/(м²·с) – поверхности № 2, 4 и 1.

Анализ кривых по удельному энергетическому коэффициенту (см. рис. 1) указывает на то, что каждому значению ρW соответствует своя наилучшая поверхность, причем в диапазоне ρW = 10...15 кг/(м²·с) поверхности распределяются почти соответственно значениям компактности.

Так, поверхности № 7 и 1 имеют соответственно компактности 3740 и 3840 м²/м³, а поверхности № 3 и 6 – 2360 и 1820 м²/м³, а потому у последних и значения E_Ω наименьшие, а у первых – наибольшие (см. рис. 1).

Если задан диапазон допустимых потерь ε давления (например, для теплообменного устройства системы кондиционирования воздуха) и диапазон ρW, то наиболее эффективная поверхность выбирается следующим образом.

Для сравниваемых поверхностей строят зависимости $\varepsilon = \varphi(\rho W)$ и затем для каждой из них определяют ρW для фиксированной величины ε (см. рис. 2). Далее находят соответствующие значения E_Ω, по которым сравниваются варианты с учетом компоновочных особенностей. Например, если известны диапазоны ε и ρW (скажем, ε = 0,8...1,0 % и из предварительной компоновки – ρW = 10...14 кг/(м²·с)), то из рис. 1 получаем такое распределение поверхностей по их значениям E_Ω: для ε = 0,8 % – поверхность № 1 [(E_Ω = 11 710 м²/(м³·К); ρW = 9,25 кг/(м²·с)], поверхность № 7 [E_Ω = 10 000 м²/(м³·К); ρW = 13,1 кг/(м²·с)] и далее № 4, 5, 8, 6, 3; для ε = 1 % – поверхности № 1, 4, 7, 5, 2, 8, 6, 3.

В обоих случаях (во всем указанном диапазоне ε) наибольшим значением удельного энергетического коэффициента обладает поверхность № 1. Однако она, имея, по сравнению с поверхностью № 7, превышение E_Ω на 14,6 %, уступает ей в ρW на 29,4 % и не удовлетворяет компоновочным требованиям при заданном G_F [диапазон ρW = 10...14 кг/(м²·с)]. На основании этого, если компоновочные требования являются лимитирующими, то для рассматриваемого случая наилучшей поверхностью следует считать поверхность № 7 (режим ε = 0,8 %).

Опыт показывает, что при создании компактных теплообменников транспортных ГТД компоновочные требования являются лимитирующими, а плотность тока лежит в диапазоне G_F = 10...15 кг/(м²·с). Для этого диапазона, как упоминалось выше (см. рис. 2), эффективность поверхностей распределяется почти соответственно значениям их компактностей и, следовательно, компактность в этом случае играет определяющую роль.

Таким образом, предлагаемый метод выбора эффективных теплообменных поверхностей может применяться при создании компактных теплообменных устройств различного технического назначения. Например, холодильников для наддувочного воздуха автотракторных двигателей, радиаторов, систем кондиционирования воздуха, термоохладителей полупроводниковых батарей, тепловентиляторов, маслоохладителей транспортных систем и т.д. Он может быть полезен также на стадии проектирования компактных теплообменников для транспортных силовых [2, 3], энергетических и холодильных установок, к которым, как известно, предъявляются жесткие объемно-габаритные требования и где компоновка узлов изделия имеет одно из решающих значений.

Литература

1. Гельфенбейн Л.Г. Регенераторы газотурбинных установок. ГНИМЛ. М.: МАШГИЗ, 1963, – 179 с.
2. Коссов М.А. Автомобильные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 1964. – 363 с.
3. Transaction of the ASME // Journal of Engineering for Power. 1970. № 1. P. 46–56.

УДК [66.045.33+662.957.8]:629.331

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ АТС

Д-р техн. наук **В.В. ШУЛЬГИН**
Санкт-Петербургский ГУСЭ (812. 362-44-13)

Рассматриваются некоторые проблемы выбора материалов для автомобильных тепловых аккумуляторов фазового перехода.

Ключевые слова: *проблемы выбора, тепловой аккумулятор фазового перехода, теплоаккумулирующий материал, автомобиль.*

Shulgin V.V.

MATERIALS FOR AUTOMOTIVE HEAT ACCUMULATORS

Some choice problems of thermal storage materials for latent heat storage systems of automobiles are considered.

Keywords: *choice problems, latent heat storage system, thermal storage materials, automobile*

У обычных АТС при низких температурах окружающей среды всегда затрудняется пуск холодного двигателя, а также возникает необходимость кратковременного (аварийного) регулируемого нагрева воздуха в обитаемом помещении АТС (кабине, салоне), когда ДВС не работает. Более того, при работе дизеля на малых нагрузках и холостом ходу резко снижается эффективность работы каталитического нейтрализатора его отработавших газов, что увеличивает их токсичность по таким нормируемым веществам, как монооксид углерода и несгоревшие углеводороды. Это особенно неприемлемо для городского цикла движения, когда доля работы на режиме холостого хода дизеля очень велика.

Очевидно, что для решения перечисленных проблем есть только один путь – оборудование АТС автономным источником теплоты. Типичный пример такого источника, используемого для разогрева ДВС перед пуском, – подогреватели фирмы "Вебасто". Но для разогрева ДВС и температурной стабилизации матрицы каталитического нейтрализатора в городском цикле движения можно применять и накопители теплоты – бортовые тепловые аккумуляторы фазового перехода "плавление–кристаллизация" (ТАФП). Они представляют собой теплообменный аппарат, накапливающий теплоту отработавших газов или (и) охлаждающей жидкости работающего ДВС, сохраняют ее в течение заданного промежутка времени и отдают, при необходимости, потребителю – тому же ДВС, каталитическому нейтрализатору и т.д.

Основной конструктивный элемент ТАФП – его рабочее вещество. Поэтому при проектировании автомобильного ТАФП оптимальный его выбор – основная проблема. И достаточно сложная, поскольку материал должен удовлетворять многим требованиям [1, 2, 4]: иметь удобную с точки зрения условий эксплуатации температуру плавления; высокие значения удельной теплоты фазовых превращений, а также коэффициентов теплопроводности и удельной теплоемкости в твердой и жидкой фазах; надежную обратимость при многократных фазовых превращениях; тепловую (температурную) стабильность; незначительное изменение объема при плавлении; слабую химическую активность по отношению к конструкционным материалам теплообменника; низкую стоимость; приемлемый уровень безопасности в процессе эксплуатации и др.

Так, понятно, что для осуществления принципа действия ТАФП температура плавления его рабочего вещества должна быть выше температуры отработавших газов, охлаждающей жидкости и реактора нейтрализатора. Поскольку автомобильные ДВС в городских условиях длительное время работают на неустановившихся режимах, в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала, крутящего момента и мощности, то температуры отработавших газов и реактора нейтрализатора также могут изменяться в широких пределах. Например, на автомобилях КамАЗ северной модификации при температуре окружающего воздуха 236 К (–37 °С) температура отработавших газов перед глушителем при движении АТС составляет 470...740 К (197...467 °С), а на холостом ходу ДВС – 327...385 К (54...112 °С). Температура реактора нейтрализатора на различных скоростных и нагрузочных режимах автомобильных ДВС достигает 550...1100 К (277...827 °С).

И определить расчетные значения этих температур в процессе разработки ТАФП непросто. Поэтому проектантам приходится использовать, так сказать, нетрадиционные методы. Например, автор статьи считает, что в качестве расчетных температур теплоносителей нужно применять, во-первых, так называемые основные исходные параметры утилизации, которые представляют собой средние взвешенные значения температур утилизируемых теплоносителей, являющиеся центрами распределения этих случайных величин. И, во-вторых, делать это применительно к стандартным ездовым или испытательным циклам. Такой методологический подход, по его мнению, является наиболее рациональным, так как данные циклы представляют собой обобщение большого числа вариаций, отражающих реальные режимы движения АТС, в связи с чем в этом случае, например, расчетная температура $T_г^{расч}$ отработавших газов может быть подсчитана по формуле

$$T_г^{расч} = \frac{1}{\tau_ц} \int_0^{\tau_ц} T_г(\tau)\, d\tau ,$$

где $\tau_ц$ – продолжительность ездового или испытательного цикла; $T_г(\tau)$ – функция температуры отработавших газов от времени при работе ДВС АТС по программе такого цикла.

Теперь о выборе теплоаккумулирующих материалов непосредственно.

Опыт показывает, что при создании систем с бортовыми ТАФП наиболее перспективными материалами следует считать кристаллогидраты солей и оснований, органические вещества, соли и основания. Однако нужно иметь в виду, что их теплофизические и физико-химические свойства довольно неоднозначны и порой противоречивы.

Так, кристаллогидраты солей и оснований можно применять только при рабочих температурах до 393 К (120 °С). Их энергетическая плотность не превышает 250...500 МДж/м^3. То есть они пригодны исключительно для аккумулирования энергии охлаждающей жидкости. Кроме того, некоторые из них имеют близкую к линейной зависимость энтропии плавления от числа молекул воды, в связи с чем соединения с высоким содержанием гидратной воды и низкой температурой плавления характеризуются высокой энтальпией плавления. Например, такие материалы, как декагидрат сульфата натрия (глауберова соль), додекагидрат гидрофосфата натрия и октагидрат гидроксида бария с температурами плавления соответственно 305; 305,4 и 351 К (32,0; 32,4 и 78 °С) имеют одно неоспоримое достоинство: они хорошо изучены, признаны эффективными и применяются в различных областях техники [2].

Однако они, как и многие другие рабочие вещества для ТАФП, могут оказывать негативное влияние на работоспособность проектируемого ТАФП. Например, у них возможно инконгруэнтное плавление, т.е. плавление с разложением, при котором твердая фаза превращается в расплав и твердую фазу другого состава. Со всеми вытекающими отсюда последствиями: появлением нескольких твердых фаз низших гидратов и рекристаллизационной воды, снижающих удельную теплоту плавления и вызывающих рас-

слоение кристаллогидратов из-за различной плотности жидкости и твердой фазы и т.п.

С инкогруэнтностью плавления кристаллогидратов связана их ограниченная термоцикличность. И это видно из разнообразия цифр, приводимых различными авторами. Скажем, по данным работы [2], для глауберовой соли значение термоцикличности составляет 2000 циклов, а в работе [3] сообщается, что эффективность аккумулирования теплоты снижается и не воспроизводится уже после 5–10 циклов.

Склонность жидких кристаллогидратов к значительным переохлаждениям в процессе кристаллизации тоже является значительным препятствием для их применения. Однако его можно уменьшить введением в материал инициаторов кристаллизации – специальных веществ, способствующих зародышеобразованию. Например, в случае эвтектической смеси декагидрата сульфата натрия с его хлоридом в количестве от 2 до 8 % добавление в смесь 0,95 % пылевидной буры позволяет получить величину переохлаждения рабочего вещества менее 1 К.

Но переохлаждение, дестабилизирующее работу ТАФП, в определенных случаях может быть и полезным. Если, к примеру, в качестве рабочего материала применить вещество, которое при хранении теплоты способно значительно переохладиться, оставаясь длительное время в жидкой фазе, а затем, в ходе управляемого процесса кристаллизации, происходящего по внешнему воздействию, высвобождать ранее накопленную теплоту, то такой аккумулятор будет обладать улучшенными эксплуатационными характеристиками: значительно увеличенным временем эффективного хранения накопленной теплоты, низкими требованиями к уровню тепловой изоляции ТАФП.

Примером кристаллогидратов, способных накапливать теплоту в условиях значительного переохлаждения, может служить тригидрат ацетата натрия с равновесной температурой фазового перехода, равной 331 К (58 °С), который удается переохладить до 263 К (–10 °С). Не случайно практическую реализацию такого бортового ТАФП многие [3 и др.] специалисты считают настоящим технологическим прорывом в области разработки ТАФП для АТС.

Повышенная коррозионная активность кристаллогидратов требует оптимального выбора конструкционных материалов для ТАФП. Так, кристаллогидраты солей лучше всего совместимы с нержавеющими сталями, но для некоторых (например, октагидрата гидроксида бария, додекагидрата фосфата натрия и тетрагидрата нитрата кальция) применима и сталь 3 – дешевый и доступный конструкционный материал [2–4, 6].

Если говорить об органических веществах, то они наиболее перспективны для ТАФП, накапливающих теплоту от охлаждающей жидкости и отработавших газов ДВС: большинство из них плавится в интервале относительно невысоких температур – от комнатных до 673 К (400 °С), а максимальная энергетическая плотность аккумулирования ими энергии составляет ~300 МДж/м^3.

К этим веществам относятся соединения алифатического и ароматического рядов, и прежде всего – парафины, которые представляют собой смесь предельных углеводородов (алканов). Температура их плавления составляет 313...329 К (40...56 °С). Кроме того, они, в отличие от многих других углеводородов ароматического ряда, практически нетоксичны, дешевы, имеют высокие стабильность и инертность к большинству химических реагентов. У них, по существу, только два недостатка: их низкая теплопроводность и пожаропасность.

Кроме парафинов, для аккумулирования энергии интерес представляют такие органические соединения, как нафталин, пальмитиновая и миристиновая кислоты и ацетамид, температуры плавления которых соответственно равны 353, 336, 331 и 355 К (80, 63, 58 и 82 °С).

В качестве вещества, пригодного для аккумулирования теплоты отработавших газов ДВС, может применяться полиэтилен высокого давления $(C_2H_4)_n$, являющийся термопластичным полимером этилена с длинными молекулами ...–CH_2–CH_2–... и ковалентными связями между атомами углерода. Температура его плавления 398...408 К (125...135 °С). Он – дешев, химически- и морозостоек, не чувствителен к ударным нагрузкам.

Характеризуя органические вещества в целом, как класс, следует отметить, что их использование практически полностью снимает проблему коррозионного разрушения теплообменников ТАФП и позволяет запасать энергию достаточно высокой плотности. Однако у них есть и существенные недостатки: снижение температуры $T_{пл}$ плавления при функционировании ТАФП из-за разрушения длинных цепочек молекул полимеров, а также низкие значения коэффициентов $\lambda_м$ теплопроводности, объясняемые механизмом переноса теплоты в них фононами квазичастицами, представляющими собой квант колебательного движения атомов кристалла.

Соли и основания – одни из самых многочисленных и наиболее изученных рабочих веществ для ТАФП. Их применяют для накопления теплоты как от отработавших газов, так и от реакторов каталитических нейтрализаторов. Причем в чистом виде и в виде бинарных и тройных систем солей и оснований эвтектического или дистектического составов, температура плавления которых может оказаться более подходящей. И, кроме того, высокие плотности аккумулируемой энергии могут быть достигнуты даже при низких температурах плавления. Наконец, стоимость такого комбинированного вещества всегда ниже стоимости чистых солей и оснований, поскольку они представляют собой композицию из дорогостоящих и дешевых веществ [4].

Соли, их бинарные и тройные системы применяются в широком (от 360 до 1200 К, или от 87 до 927 °С) диапазоне рабочих температур, а энергетические плотности аккумулированной ими энергии составляют от 300 до 2400 МДж/м^3. Для оснований и их бинарных систем диапазон рабочих температур находится в пределах от 440 до 77 К (от 167 до 497 °С), а верхняя граница их энергетической плотности оценивается ~1500 МДж/м^3.

Таким образом, соли и основания обладают наибольшей, по сравнению с кристаллогидратами и органическими соединениями, энергетической плотностью аккумулирования энергии. Поэтому они довольно широко используются в ТАФП различного назначения. Например, в промышленных энергоустановках – карбонаты лития, калия и натрия, их двойные и тройные системы. В частности, такая тройная система с массовым соотношением составляющих 32:35:33 % имеет температуру плавления, равную 670 К (397 °С), тогда как в случае чистого карбоната калия она составляет 1071 К (798 °С).

В мировой энергетической практике используются и нитраты, которые, как известно, представляют собой легкоплавкие и устойчивые на воздухе соединения. Например, если для нитрата лития температура плавления равна 525 К (252 °С), то для эвтектической системы, состоящей по массе из 33 % этого нитрата и 67 % нитрата калия, она снижается до 406 К (133 °С). Однако применять нитраты следует осторожно: они взрывоопасны.

Перспективными веществами для ТАФП являются также хлориды натрия, калия и кальция с температурами плавления соответственно 1073, 1043 и 1055 К (800, 770 и

Вещество		$T_{пл}$, К (°С)	$r_м$, кДж/кг	$\rho_м^{тв}$, кг/м^3	$\rho_м^{ж}$, кг/м^3	$c_м^{тв}$, Дж/(кг·К)	$c_м^{ж}$, кДж/(кг·К)	$\lambda_м^{тв}$, Вт/(м·К)	$\lambda_м^{ж}$, Вт/(М·К)
Тип и назначение	Химическая формула								
Кристаллогидраты[1]	$Ni(No_3)_2 \cdot 6H_2O$	329,7 (56,7)	155	2050	1980	1,800	2,140	0,55	0,45
	$CH_3COOHNa \cdot 3H_2O$	331,2 (58,2)	260	1450	–	–	–	–	–
	$NaOH \cdot H_2O$	338 (65,0)	255	–	1720	–	–	–	–
	$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$	339 (66,0)	173	1620[4]		–	–	0,65	0,53
	$Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$	351 (78,0)	308	2180	2000	1,220	1,050	0,71	0,62
Органические вещества[1]	Парафины C_nH_{2n+2}	313...329 (40,0...56,0)	156	780	760	2,350	2,680	0,27[4]	
	Миристиновая кислота $CH_3(CH_2)_{12}COOH$	331 (58,0)	200	–	–	–	–	–	–
	Пальмитиновая кислота $CH_3(CH_2)_{14}COOH$	336 (63,0)	214	855	845	1,800	2,730	0,17[4]	
	Стеариновая кислота $CH_3(CH_2)_{16}COOH$	342 (69,0)	200	–	–	–	–	–	–
	Нафталин $C_{10}H_8$	353 (80,0)	150	1025	975	1,242	–	–	–
	Ацетамид CH_3CONH_2	354...355 (81,0...82,0)	276	1157	–	–	–	–	–
Системы солей и оснований[2]	$33LiNO_3/67KNO_3$ (массовые доли)	406 (133,0)	170	–	–	–	–	–	–
	$55,4LiNO_3/4,5NaNO_3/40,1KCl$ (массовые доли)	433 (160,0)	266	–	–	–	–	–	–
	$58,1LiNO_3/41,9KCl$ (массовые доли)	439 (166,0)	272	–	–	–	–	–	–
	50NaOH/50KOH (мольные доли)	442...444 (169,0...171,0)	202...213	–	–	–	–	–	–
Органические вещества[2]	Полиэтилен высокого давления $(C_2H_4)_n$	398...408 (125,0...135,0)	240...260	925	800	2,5[4]		0,25	–
Соли, основания и их системы[3]	$48NaCl/52MgCl_2$ (массовые доли)	723 (450,0)	431	2225	1610	0,92	1,0	–	–
	LiOH	744 (471,0)	1080	1425	1385	3,3	3,9	1,3	–
	$56Na_2CO_3/44Li_2CO_3$ (массовые доли)	769 (496,0)	368	2330	–	1,85	–	2,11	–
	$33NaCl/67CaCl_2$ (массовые доли)	773 (500,0)	282	2160	1900	0,84	1,0	–	–
	$35Li_2CO_3/65K_2CO_3$ (массовые доли)	778 (505,0)	345	2265	1960	1,34	1,76	–	–
	$22Li_2CO_3/16Na_2CO_3/62K_2CO_3$ (массовые доли)	853 (580,0)	288	2340	–	1,80	2,09	–	1,95
	60LiF/40NaF (мольные доли)	925 (652,0)	816	–	–	–	–	–	–
	$67LiF/33MgF_2$ (мольные доли)	1019 (746,0)	947	–	–	–	–	–	–

Примечания: [1] – для аккумулирования теплоты охлаждающей жидкости;

[2] – для аккумулирования теплоты отработавших газов;

[3] – для аккумулирования теплоты реактора нейтрализатора отработавших газов;

[4] – значение параметра приведено в источнике без указания на то, в какой фазе находится данное соединение – в твердой или жидкой.

782 °С) и тройные их системы. Например, при массовом соотношении хлоридов натрия, калия и магния 24,5:20,5:55,0 % температура плавления системы находится в диапазоне 658...666 К (385...393 °С).

В последние 20...25 лет одним из наиболее перспективных аккумулирующих теплоту веществ рассматривается фторид лития с температурой плавления 1122 К (849 °С).

Среди оснований интерес для теплового аккумулирования энергии представляют гидроксиды (щелочи) лития, натрия и калия с температурами плавления, равными соответственно 744; 572...596 и 678 К (471; 299...323 и 405 °С) и различные бинарные системы, состоящие из оснований. Например, эвтектика из 23 % гидроксида лития и 77 % гидроксида натрия имеет температуру плавления 528 К (255 °С). При этом следует отметить, что гидроксид лития признан одним из лучших из 400 рассмотренных теплоаккумулирующих веществ [2, 5].

Однако при выборе солей и оснований в качестве рабочих веществ для ТАФП необходимо учитывать их негативные теплофизические и физико-химические свойства, к которым относятся повышенная коррозионная активность, свойственная также и кристаллогидратам, существенное изменение объема при плавлении и относительно низкая теплопроводность. При этом надо принимать во внимание то, что проблема совместимости коррозионно-активных веществ с конструкционными материалами теплообменников ТАФП – одна из наиболее недостаточно изученных: в литературных источниках систематизированных сведений по ней, как правило, нет, приводятся лишь отдельные экспериментальные данные, причем многие из них получены при проведении относительно небольшого числа термоциклов. Но отдельные факты все-таки известны. Например, при использовании гидроксида лития лучшим конструкционным материалом является никель, а расплавленные соли лития обладают хорошей совместимостью со слаболегированными сталями.

Физическая природа фазового перехода первого рода "плавление–кристаллизация", проходящего с тепловым эффектом (поглощение или выделение теплоты), предполагает скачкообразное изменение плотности (удельного объема) вещества. Так, объем фторида лития при его плавлении возрастает на 29,4 %, и этим пренебрегать нельзя, т.е. нужны особые конструктивные решения. Скажем, размещение фторида в капсулах или изолированных контейнерах, имеющих свободный объем, куда может перетекать расплавленный фторид.

В процессе плавления теплоаккумулирующего материала, особенно при достаточно высоких температурах, могут образовываться полости с его насыщенными парами, образовавшимися вследствие диффузии, а значит – создаваться высокое неконтролируемое давление, способное разрушить теплообменник. Поэтому разработка мер, учитывающих значительное изменение объема при плавлении солей и оснований и их переходе в жидкое состояние, и считается одной из существенных и трудноразрешимых инженерных проблем.

Невысокие теплообменные свойства солей и оснований, характеризуемые величиной их коэффициента $\lambda_м$ теплопроводности, существенно осложняют организацию эффективной теплопередачи между рабочими веществами и средой. Например, в ТАФП процесс отдачи теплоты (теплосъем) осуществляется через нарастающий слой материала в твердой фазе. В этом случае коэффициент K теплопередачи, изменяющийся во времени в связи с увеличением слоя твердого материала, нужно определять по формуле:

$$K = [\alpha_м^{-1} + \delta_м / \lambda_м + \delta_{ст} / \lambda_{ст} + \alpha_ж^{-1}]^{-1},$$

где $\alpha_м$, $\alpha_ж$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно от жидкого материала нарастающему слою этого материала в твердом его состоянии и от стенки контейнера (капсулы, трубки) жидкому теплоносителю; $\delta_м$, $\delta_{ст}$ – толщина соответственно слоя твердого материала и стенки контейнера; $\lambda_м$, $\lambda_{ст}$ – коэффициенты теплопроводности соответственно слоя твердого материала и стенки контейнера.

Из этой формулы следует, что при увеличении слоя твердого рабочего материала в процессе фазового превращения и небольшом его коэффициенте теплопроводности термическое сопротивление $\delta_{ст} / \lambda_{ст}$ твердого материала возрастает, что снижает значения K. А он ведь и так зависит от теплофизических свойств материала. Например, если для кристаллогидратов $\lambda_м$ = 0,5...1,1 Вт/(м·К), то для солей и оснований его значение немного выше (для карбонатов $\lambda_м$ = 2,04...2,11 Вт/(м·К), для фторидов $\lambda_м$ = = 4,5...8,6 Вт/(м·К), а для гидроксида лития $\lambda_м$ = = 2,46 Вт/(м·К). В то же время для органических веществ коэффициенты $\lambda_м$ на порядок меньше, чем для солей и оснований. Так, для парафинов $\lambda_м$ = 0,27 Вт/(м·К), а для полиэтилена высокого давления – $\lambda_м$ = 0,25 Вт/(м·К). Поэтому при проектировании ТАФП необходимо либо создавать развитые поверхности теплообмена, либо применять различные механические побудители для интенсификации теплопередачи. В частности, использовать композиционные материалы, в которых пористая матричная структура заполняется (пропитывается) фазопереходным рабочим веществом.

Но общая проблема при выборе всех рассмотренных выше материалов для проектируемых ТАФП – неоднозначность их теплфизических характеристик, приводимых в различных научно-технических публикациях: разброс значений одних и тех же характеристик для одного и того же материала может быть весьма значительным. Например, для нитрата лития удельная теплота плавления и плотность в твердой фазе по одному из источников [4] составляет 530 кДж/кг и 2130 кг/м^3, по источнику [2] – 379 кДж/кг и 2400 кг/м^3, а по источнику [6] – соответственно 383 кДж/кг и 2300 кг/м^3. Из-за такого разброса только величины удельной теплоты $r_м$ плавления относительная ошибка $\delta m_м$ в определении массы материала может, как это легко подсчитать, составлять:

$$\delta m_м = \frac{m_{м1} - m_{м2}}{m_{м2}} \cdot 100\,\% =$$
$$= \frac{Q / r_{м1} - Q / r_{м2}}{Q / r_{м2}} \cdot 100\,\% = \frac{r_{м2} - r_{м1}}{r_{м1}} \cdot 100\,\% =$$
$$= \frac{530 - 379}{379} \cdot 100\,\% = 39{,}8\,\%.$$

Здесь Q – аккумулированная за счет фазового перехода (без учета теплоты, аккумулируемой за счет повышения внутренней энергии материала) теплота.

Такая ошибка в расчетах недопустима. Поэтому при ее наличии характеристики материала следует проверять экспериментальным путем.

Таким образом, в настоящее время предложено множество теплоаккумулирующих материалов, способных работать в автомобильных бортовых ТАФП различного назначения, и работать в широком, от 330 К, или 57 °С, (нижняя граница при накоплении теплоты от охлаждающей жидкости ДВС), до 1000 К, или 827 °С, (верхняя граница при накоплении теплоты от реактора каталитического нейтрализатора) диапазоне.

Для удобства пользования рассмотренной выше и некоторой дополнительной информацией автор свел ее в таблицу.

В ней приняты следующие условные обозначения теплофизических величин: $T_{пл}$ – температура плавления рабочего вещества; $r_м$ – удельная теплота его плавления; $\rho_м^{тв}$, $\rho_м^{ж}$ – его плотности соответственно в твердой и жидкой фазах; $c_м^{тв}$, $c_м^{ж}$ – его удельные массовые теплоемкости соответственно в твердой и жидкой фазах; $\lambda_м^{тв}$, $\lambda_м^{ж}$ – его коэффициенты теплопроводности соответственно в твердой и жидкой фазах.

В заключение можно сказать следующее.

Выбор оптимального теплоаккумулирующего материала всегда представляет собой определенный компромисс между свойствами веществ, обеспечивающими работоспособность конструкции бортового автомобильного ТАФП и способствующими его эффективному функционированию, и нежелательными его свойствами, которые усложняют и удорожают ТАФП. Кроме того, в любом случае не обойтись без экспериментальных исследований не только с целью изучения теплофизических и физико-химических характеристик новых перспективных соединений, пригодных для аккумулирования теплоты в бортовых ТАФП, но и для уточнения этих характеристик хорошо известных материалов.

Литература

1. Алексеев В.А. Охлаждение радиоэлектронной аппаратуры с использованием плавящихся веществ. М.: Энергия, 1975. – 88 с.
2. Дихтиевский О.В., Юревич И.Ф., Мартыненко О.Г. Тепловые аккумуляторы: препринт № 27. Минск: Ин-т и массообмена им. А.В. Лыкова, 1989. – 55 с.
3. Булычев В.В., Челновок В.С., Сластилина С.В. Накопители тепла с фазовым переходом на основе Al–Si-сплавов // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 1996. № 7. С. 34–37.
4. Бекман Г., Гилли П. Тепловое аккумулирование энергии: пер. с англ. М.: Мир, 1987. – 272 с.
5. Kenisarin M.M. Higt-temperature phase change materials for energy storade. Renew Susatain Energy Rev (2009), doi: 10.1016/ j.rser. 2009.11.011.
6. Левенберг В.Д., Ткач М.Р., Гольстрем В.А. Аккумулирование тепла. Киев: Тэхника, 1991. – 112 с.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шушкин М.А. – Формы индустриального партнерства автопроизводителей. Зарубежный и отечественный опыт 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Васильев А.В., Березюков Д.С. – Математическая модель работы электромагнитных форсунок бензиновых двигателей и устройства для их диагностирования 5

Егоров А.Н., Бигель Н.В. – Самосвалы с электромеханической трансмиссией переменно-переменного тока 9

Евграфов А.Н., Шведов С.Б. – Аэродинамические характеристики легкового автомобиля с прицепом 10

Яковлев П.В. – Новая раздаточная коробка для трансмиссий полноприводных автомобилей 12

Шаповалова О.А., Тарасик В.П., Романович Ю.С., Лешок А.В. – Исследование механической и тепловой нагруженности фрикционов гидромеханической передачи 15

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Разговоров К.И., Баженов Ю.В. – Централизованная система дополнительного гарантийного обслуживания АТС 21

Гусев А.С., Щербаков В.И., Стародубцева С.А. – Оценка вибронагруженности длинномерного легкодеформируемого груза при его транспортировании по дороге со случайными неровностями . . . 24

Мусарский Р.А. – Структурный и фрактальный анализы макропрофилей дорог 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Малюгин П.Н., Ковригин В.А. – Стабилизация температуры покрытия при стендовых испытаниях шин на льду 31

Рождественский В.В. – Выбор рабочей поверхности для компактных теплообменных устройств 33

Шульгин В.В. – Материалы для тепловых аккумуляторов АТС . . 36

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин – д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов –** д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий –** д-р техн. наук, **В.И. Гладков –** канд. техн. наук, **М.А. Григорьев –** д-р техн. наук, **А.С. Ковригин –** зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов –** канд. техн. наук, **Ю.А. Купеев –** д-р техн. наук, **Г.И. Мамити –** д-р техн. наук, **В.А. Марков –** д-р техн. наук, **А.В. Николаенко –** канд. экон. наук, **Э.Н. Никульников –** канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО ЗИЛ), **В.А. Сеин –** начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин –** д-р экон. наук, **А.И. Титков –** канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** – ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

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 *Жиркина С.А.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 05.12.2013. Подписано в печать 21.01.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

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.