УДК 387

С ЮБИЛЕЕМ, РОДНОЙ УНИВЕРСИТЕТ!

генерал-лейтенант Н.И. Лудченко,
заслуженный строитель Российской Федерации
начальник Военного инженерно-технического университета

В июне 2009 г. исполнилось 70 лет Военному инженерно-техническому университету (ФГОУ ВПО ВИТУ) — ведущему высшему учебному заведению страны в области подготовки специалистов для строительства и инженерно-технического обеспечения функционирования объектов военной инфраструктуры сухопутных войск и берегового базирования ВМФ.

За годы своей славной истории в университете сформировались авторитетные научные школы по различным направлениям технических и инженерно-строительных наук, которые продолжают развиваться и в настоящее время.



К 1939 г. в Красной Армии были произведены крупные изменения: как в организации и вооружении, так и в области боевой подготовки. Значительно усилилась техническая и боевая мощь Военно-морского флота. Так, например, общий тоннаж боевых кораблей ВМФ с начала 1939 до 1941 г. возрос: по надводному флоту — примерно на 100 тыс. т, а по подводному — на 50 тыс. т. Только за 1940 г. флот получил 100 различных боевых кораблей, и к концу этого года в постройке находилось еще 269 кораблей всех классов. Создавалась морская авиация.

Для обеспечения базирования растущего Военно-морского флота необходимо было особенно широко развернуть базовое и оборонительное строительство. Это, в свою очередь, потребовало увеличения числа военных инженеров, специально подготовленных для руководства строительством военно-морских баз и береговых фортификационных сооружений. Кадры инженеров берегового строительства в это время готовились на морском факультете старейшего военно-учебного заведения нашей страны — Военно-инженерной академии им. В.В. Куйбышева. Но этих кадров было недостаточно. Военно-морскому флоту необходимо было иметь свое самостоятельное высшее военное инженерное учебное заведение.

10 июня 1939 г. Постановлением Комитета Обороны при СНК СССР было принято решение об организации Высшего военно-морского инженерно-строительного училища РК ВМФ (ВВМИСУ). Эта дата считается днем рождения университета.

Местом дислокации вуза стал Ленинград. С этим городом (за исключением двух лет и десяти месяцев, когда училище эвакуировали из блокадного города в Ярославль) связана вся история нашего университета.

ВВМИСУ было образовано на базе лучших учебных заведений: Ленинградского института инженеров промышленного строительства (ЛИИПС) и морского факультета Военно-инженерной академии имени В.В. Куйбышева, находившейся в Москве.

Преподаватели ЛИИПС в большинстве своем продолжили работу во вновь созданном военном училище ВМФ. Многие студенты института тоже изъявили желание продолжить обучение и стать военными инженерами.

7 апреля 1941 г. состоялся первый выпуск военных инженеров — бывших студентов ЛИИПС, зачисленных при организации училища на 5-й курс. Они были распределены на Черноморский, Северный и Балтийский флоты. Лучшие выпускники остались преподавать в училище.

С началом Великой Отечественной войны подготовка военных инженеров по-прежнему оставалась главной задачей училища. В то же время (одновременно) личный состав приложил немало усилий в обеспечение обороны Ленинграда. Лето и осень 1941 г. преподаватели и курсан-



Командование ФГОУ ВПО ВИТУ 2009 г.

ты провели на работах по созданию оборонительных сооружений, несли патрульную службу, занимались инженерным обеспечением обороны города, маскировали здания и сооружения, готовили город к уличным боям. Большая группа профессорско-преподавательского состава с первых дней войны принимала активное участие в экспертной и проектной работе для нужд фронта. Группу экспертов по инженерной обороне Ленинграда возглавлял академик Б.Г. Галеркин. В ее состав входили профессора Б.Д. Васильев, Н.А. Кандыба, Н.И. Унгерман, доценты С.С. Голушкевич, П.И. Клубин. Работы С.С. Голушкевича по вопросам ледовых переправ стали научно-теоретической основой создания Дороги жизни на Ладоге, связавшей блокадный Ленинград с Большой Землей. Профессор Н.Н. Лукницкий консультировал строительные организации и заводы, выпускающие сборные железобетонные огневые точки. В механической мастерской лаборатории кафедры сопротивления материалов училища было организовано производство деталей для стрелкового оружия. Работа велась круглосуточно двумя бригадами под руководством инженера В.В. Рагозина и техника Н.Т. Гусенкова. Так училище отдавало свой долг Ленинграду и ленинградцам.

За образцовое выполнение заданий командования на фронтах в борьбе с немецкими захватчиками и проявленные при этом доблесть и мужество многие командиры, преподаватели и курсанты, участвовавшие в строительстве оборонительных рубежей на подступах к городу, были удостоены высоких правительственных наград. Указом Президиума Верховного Совета СССР от 22 февраля 1944 г. ВИТУ ВМФ награждено орденом Красного Знамени. Курсантам училища было доверено участвовать в Параде Победы.

После возвращения училища из Ярославля в Ленинград возобновилась учеба. И одновременно с этим курсанты участвовали в возрождении города, пострадавшего в дни вражеской блокады. Силами курсантов и преподавателей было восстановлено много зданий в центре города — на Литейном проспекте, улицах Восстания, Радищева, Моховой, на набережной Кутузова, несколько домов в Петроградском и Кировском районах. Одновременно с этим восстанавливалась учебно-материальная база училища. Учебно-инженерный полигон и летний лагерь начали строить на берегу Финского залива на Карельском перешейке.





Курсанты ВИТУ на стажировке и производственной практике

Но не только восстанавливалось прежнее великолепие города. Активно велось и новое строительство. Наиболее сложные проекты — высотные здания, сооружения на зыбких почвах — проходили экспертизу на кафедрах и в лабораториях училища. Заместитель начальника училища по учебной и научной работе Н.А. Кандыба



Присяга солдат ГОУП нового набора 10.01.2009 г.

и заведующий кафедрой оснований и фундаментов Б.Д. Васильев привлекались для проектирования первой очереди ленинградского метро.

В сентябре 1960 г. ВИТКУ ВМФ стало готовить кадры в интересах строительства и инженерного обеспечения всех видов Вооруженных Сил. Эта реорганизация училища была связана не только с бурным развитием капитального строительства, но и с обеспечением стратегического перевооружения страны. Требовалось создание ракетно-ядерного щита страны. А этот щит, как известно, не только стратегические ракеты, но и места их базирования. Нужно было строить полигоны для испытания нового вооружения, стартовые площадки, а впоследствии и космодромы. Путь в космос, как известно, начинается с объектов космодрома, которые возводятся строителями.



Занятия на кафедре электротехники проводит проф. Э. Н. Фоминич

С задачей подготовки квалифицированных кадров, как показало время, профессорско-преподавательский состав нашего вуза успешно справился. Подтверждение тому служат возведенные выпускниками училища объекты: испытательные полигоны, верфи, доки, причалы, аэродромы, военные городки, многие другие специальные объекты.

В 1997 г. на базе нашего учебного заведения и Пушкинского высшего военного инженерно-строительного училища был образован Военный инженерно-технический университет (ВИТУ). Тольяттинское высшее военное командно-инженерное строительное училище стало его филиалом.

Сегодня ВИТУ — Федеральное государственное военное-образовательное учреждение высшего профессионального образования Министерства обороны Российской Федерации — первый в системе военного образования Военный инженерно-технический университет.



Академические курсы переподготовки и повышения квалификации офицеров

На ВИТУ возложены ответственные задачи, связанные с реализацией профессиональных образовательных программ высшего и послевузовского образования по военным инженерно-техническим специальностям, подготовкой, переподготовкой и повышением квалификации научных и научно-педагогических кадров, а также подготовкой специалистов для федеральных органов власти, выполнением научных исследований, осуществлением функций научного и научно-методического центра Министерства обороны РФ в области своей деятельности.

За прошедшие годы университет выпустил более 29 тыс. инженеров, которые составляли и составляют инженерно-технический и организационный костяк военных строек и действующих объектов военной инфраструктуры, квартирно-эксплуатационных служб, научных и проектных организаций. Среди наших выпускников 115

Заслуженных строителей Российской Федерации, более 100 генералов и адмиралов.

В 1999 г. в университете открыт факультет подготовки гражданских инженеров. Факультет осуществляет подготовку гражданских специалистов на коммерческой основе по трем специальностям: промышленное и гражданское строительство, городское строительство и хозяйство и управление персоналом в строительстве.



Выпуск студентов факультета гражданских инженеров

Учебно-материальная база университета включает в себя 236 зданий различного назначения общей площадью 270 тыс. кв. м.

Для обеспечения учебного процесса в университете используются учебно-лекционные аудитории, специализированные лаборатории, библиотеки, спортивные залы общей площадью более 40 тыс. кв. м.

В пос. Приветнинское Ленинградской области располагается экспериментальная научно-исследовательская база, предназначенная для обучения курсантов в зимний и летний периоды, проведения практических занятий, курса общевоенной и специальной подготовки, комплекса экспериментальных работ по плану научных исследований.

Подготовка научно-педагогических кадров в университете осуществляется в докторантуре, адъюнктуре и путем соискательства. В вузе трудятся 41 доктор наук, 237 кандидатов наук и 32 профессора. Средний возраст кандидатов наук из числа военнослужащих составляет 35 лет. За последние три года преподавателями вуза защищено 3 докторских и более 20 кандидатских диссертаций. Анализ отзывов на выпускников последних лет свидетельствует о том, что уровень военно-профессиональной подготовки молодых офицеров удовлетворяет самым взыскательным требованиям.

В настоящее время в университете создано и плодотворно развиваются 18 научных школ по всем основным строительным и инженерно-техническим специальностям, из них наиболее известны следующие.

➢ Научная школа, основанная академиком Б.Г. Галеркиным в области строительной механики, не знает себе равных.

➢ Научная школа в области механики грунтов и безопасности гидротехнических сооружений известна не только в России, но и за рубежом.

➢ Уникальна научная школа, теории и практики аэродромного строительства в сложных природных условиях, обеспечения живучести аэродромов.

➢ Традиционно сильны позиции научной школы по инженерному обеспечению базирования ВМФ.

➢ Успешно развиваются научные школы по проблемам оборонного строительства (принци-





Сдача нормативов по физической и огневой подготовке

пы проектирования, проблемы теории и практики подземных сооружений), включая развитие научных направлений.

➢ Научной школой кафедры двигателей и энергетических установок (ДЭУ) разработаны основные научные положения, определяющие современное состояние объектов автономной военной энергетики (в том числе и малой энергетики).

➢ Создана и активно развивается научная школа в области принципов построения систем электроснабжения, теории и практики их надежности и живучести, защиты объектов от электромагнитных воздействий, теории и практики электромагнитной совместимости технических средств и биологических объектов.



Ветераны ВИТУ у мемориала адмирала флота СССР Н.Г. Кузнецова

Особенно следует отметить развитие в университете научных школ, не имеющих аналогов в области совершенствования технических систем объектов военной инфраструктуры. Их активное формирование тесно связано с принципиальным изменением состава и качества технических систем современных объектов и сооружений, резко возросшей их ролью в обеспечении боеготовности, боеспособности, надежности и живучести объектов.

На базе университета функционируют общественные научные организации:

➢ Отделение градостроительной и архитектурной безопасности объектов расквартирования МО РФ;

➢ Военное отделение Международной академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности;

➢ Академический центр теплоэнергоэффективных технологий Российской академии архитектуры и строительных наук;

➢ Региональный академический проблемный совет по малой энергетике.

Одновременно с учебным процессом по основным техническим дисциплинам в университете ведется целенаправленная работа по воспитанию у будущих офицеров высоких морально-психологических, нравственных, эстетических и физических качеств. Разработан и внедрен Кодекс чести курсанта ВИТУ.

Обучение в Санкт-Петербурге открывает богатые возможности для приобщения к его культурному наследию, эстетического воспитания курсантов. Эти возможности максимально используют в своей работе командиры и преподаватели, регулярно организовывая культпоходы в музеи, театры, концертные залы и спортивные комплексы Санкт-Петербурга и его пригородов.

В канун 60-летия Победы советского народа в Великой Отечественной войне 1941–1945 гг. на территории университета открыт мемориальный комплекс Воинской Славы и бронзовый бюст основателя нашего университета героя Советского Союза, адмирала флота Советского Союза Кузнецова Николая Герасимовича. Курсанты и офицеры свято учтут память о старшем поколении выпускников университета, офицеров, преподавателей и курсантов, отдавшим свою жизнь в годы войны.

В августе 2006 г. на территории экспериментальной и научно-исследовательской учебной базы в пос. Приветнинское открыт памятник строителям форта «Ино», которому в текущем году исполнилось 100 лет. Этот памятник создан инициативной группой курсантов под руководством подполковника В.Ю. Данильченко.

Раскрытию творческого потенциала курсантов и офицеров университета, сплочению воинского коллектива и укреплению авторитета ВИТУ способствуют команда КВН «Ясный перец» (вице-чемпион Лиги КВН силовых министерств Российской Федерации), постоянно действующий шлюпочный клуб «Галс» и туристический клуб «Абрис».

Прекрасное состояние и потенциальные возможности учебно-материальной базы ВИТУ, наличие квалифицированного научно-педагогического персонала в сочетании с постоянной, напряженной и ответственной рабой командования, всего профессорско-преподавательского состава, всех работников отделов и служб позволяют университету развиваться как научной организации и качественно и успешно решать задачи по подготовке высококвалифицированных офицерских, инженерных и научных кадров, соответствующих современным требованиям военной теории и практики.

УДК 621.43

ВОЕННЫЕ ЭНЕРГЕТИКИ НА БЛАГО РОДИНЫ

В.Г. Кривов, д.т.н., проф., А.Н. Терехин, к.т.н., доц., зав. кафедрой ДЭУ
Военный инженерно-технический университет

Автономная военная энергетика является основой для обеспечения жизнедеятельности и функционирования разнообразных объектов военной инфраструктуры и военной техники сухопутных войск и ВМФ. От качества технического уровня и надежности энергетических установок (двигателей и турбин) в конечном итоге зависит способность объектов военной инфраструктуры выполнять поставленные задачи. Кафедра ДЭУ ВИТУ, располагающая уникальной научно-исследовательской базой, развитой научной школой и квалифицированным научно-техническим и педагогическим персоналом несмотря на проблемы российского двигателестроения успешно выполняет научно-технические работы по развитию двигателей и альтернативных источников энергии для объектов военной техники и военной инфраструктуры.

Развитие военной энергетики в России началось с создания объектов береговой обороны военно-морского флота, в состав которых вошли крупнокалиберные бронебашенные артиллерийские батареи. Для энергоснабжения этих объектов, размещенных на фортах в Финском заливе, использовались автономные дизельные электростанции (ДЭС). Первые ДЭС были созданы на основе двухтактных тихоходных дизелей RK-30 с генераторами постоянного тока и обеспечивали электроснабжение фортов «Красная горка», «Серая лошадь» и «Ино», входивших в состав Кронштадтского морского оборонительного района (КМОР), образованного в 1907–1913 гг. для защиты столицы России Санкт-Петербурга от военно-морских сил Германии.

В 1930-е гг. уже в СССР было развернуто широкомасштабное строительство укрепленных береговых объектов ВМФ и военно-морских баз на всех флотах: Северном, Балтийском, Черноморском, Тихоокеанском. Для строительства и обслуживания этих объектов возникла острая необходимость в квалифицированных специалистах.

Для подготовки так необходимых стране военных специалистов-строителей 10 июня 1939 г. Комитет обороны при СНК СССР принял постановление № 148, согласно которому необходимо организовать в составе ВМФ Высшее военно-морское инженерно-строительное училище (ВВМИСУ) РК ВМФ. Сложнейшие задачи по организации нового училища были успешно выполнены благодаря самоотверженному труду командования и всего вновь скомплектованного профессорско-преподавательского состава.

Сначала в училище функционировали только строительные факультеты, но 10 июня 1941 г. приказом НК ВМФ ВВМИСУ было реорганизовано в Высшее инженерно-техническое училище ВМФ (ВИТУ ВМФ), в составе которого был образован новый электромеханический факультет для подготовки военных инженеров-электромехаников широкого профиля по эксплуатации энергетического оборудования и систем береговых объектов флота.

Создание и становление электромеханического факультета с его специальными кафедрами происходило уже в годы Великой Отечественной войны. Начальный же период этого процесса совпал с героической обороной Ленинграда, в которой принимал активное участие практически весь личный состав училища. Ленинградцы прошли через страшные испытания и вышли победителями из смертельной схватки с врагом, голодом, холодом. Они пережили 900 невероятно тяжелых дней, которые носят название «Блокада».

В составе электромеханического факультета было создано три кафедры: специальной электротехники; ДВС и теплотехники; технологии металлов и деталей машин.

Главными для кафедры «ДВС и теплотехника» были учебные дисциплины, предусматривающие изучение технической термодинамики, двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и котлов (их теории, конструкции, эксплуатации и ремонта), т. е. основного оборудования ДЭС береговых батарей и военно-морских баз (ВМБ).

Начальником факультета был назначен старший преподаватель берегового факультета ВВМИУ им. Ф.Э. Дзержинского военинженер 2 ранга Петр Тимофеевич Белоусов, выпускник Воен-



д.т.н., проф. В.Г. Кривов



д.т.н., проф. В.А. Путятинский



д.т.н., проф. А.Н. Агафонов

Выдающиеся представители научной школы кафедры ДЭУ ВИТУ

ной электротехнической академии (1937 г.), возглавлявший ранее береговую энергетическую службу формирующегося Северного флота.

Созданная в начале Великой Отечественной войны, кафедра успешно развивалась и сегодня стала одной из профилирующих кафедр университета ВИТУ МО РФ с мощной учебно-лабораторной и исследовательской базой, развитой научной школой по совершенствованию автономного энергоснабжения военных и общепромышленных объектов и получила известность не только в России, но и за ее пределами.

В создание и развитие научной школы кафедры и ее плодотворную деятельность большой вклад внесли ее руководители профессора Валентин Гаврилович Кривов (Лауреат Премии Совета министров СССР, Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, Заслуженный работник высшей школы РФ, Почетный академик РААСН, Почетный энергетик РФ, Почетный профессор ВИТУ, доктор технических наук); Виктор Александрович Путятинский (Заслуженный работник высшей школы РФ, академик Петровской академии наук и искусств, Почетный энергетик РФ, Почетный профессор ВИТУ, доктор технических наук, профессор); Александр Николаевич Агафонов (Почетный энергетик РФ, доктор технических наук, профессор).

В настоящее время на кафедре трудятся три доктора технических наук, в их числе два почетных профессора ВИТУ, восемь кандидатов технических наук, из которых пять доцентов, шесть молодых преподавателей и ряд адъюнктов.

Учебно-лабораторная, научно-исследовательская и материально-техническая база кафедры включает две действующие лаборатории.

Лаборатория ДВС, состоящая из трех отделений, расположена в Санкт-Петербурге. Лаборатория стационарных и передвижных дизельных электростанций разместилась в пос. Приветненское Ленинградской области. Эта лаборатория состоит из пяти отделений:

- учебная резервная дизельная электростанция;
- «Ангар» с передвижными ДЭС, компрессорными станциями, моторными стендами и макетами;
- экспериментальный «Энергоблок» с установкой утилизации тепла;
- установка «Вентиль» с ДЭУ на базе двигателя 12ЧН18/20 с высокотемпературным охлаждением;
- лабораторный блок борьбы за живучесть (ЛБЖ);
- монтажный блок.

Общая площадь всех помещений — более 3000 м^2. В них размещены действующие стационарные ДЭУ общей мощностью более 2500 кВт, десятки передвижных дизельных и компрессорных установок, научно-экспериментальных стендов, макетов и лабораторных установок.

За время работы кафедры было подготовено более 4000 военных инженеров-электромехаников, теплоэнергетиков и электриков по эксплуатации и монтажу энергетического оборудования, систем и вспомогательного оборудования современных автоматизированных автономных энергоисточников военных объектов преимущественно с дизельными, котельными, компрессорными и холодильными автоматизированными установками, при этом приблизительно четверть специалистов выпускались по основному профилю кафедры (ДВС).

Среди выпускников факультета 25 докторов наук, профессоров и более 200 кандидатов технических наук, доцентов; ряд генералов, адмиралов; лауреатов Государственной премии и



Учебно-резервная и научно-исследовательская дизельная электростанция (УР ДЭС) общей мощностью 1630 кВт



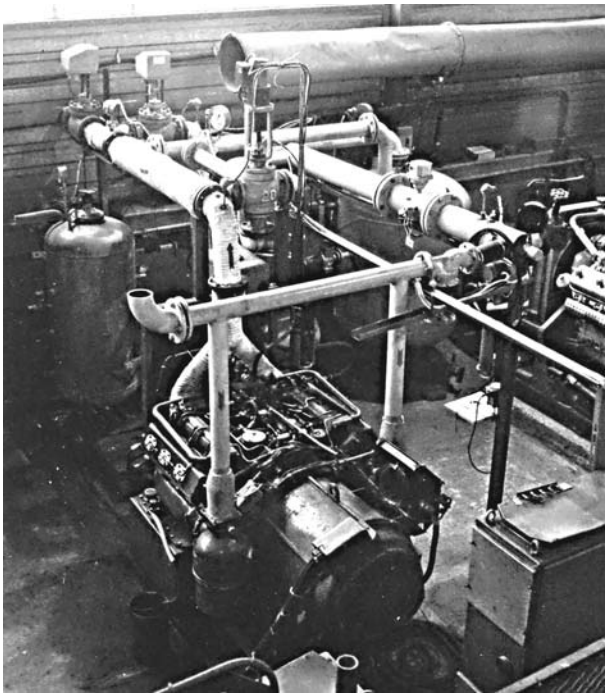
Экспериментальный «Энергоблок» для электро-тепло-снабжения войск, оборудованный дизель-генераторами ДГА-315 и котлоагрегатами МЗК-7АЖ

премии Совмина СССР; руководители вузов, главных управлений, управлений, воинских частей; начальники факультетов и кафедр, отделов и других крупных структур.

В созданной на кафедре ДЭУ научной школе подготовлено и защищено 15 докторских и более 60 кандидатских диссертаций. Восемь соискателей стали начальниками кафедр ВИТУ и ВИКА им. В.В. Куйбышева. Помимо этого на базе кафедры ДЭУ были выполнены исследования, по результатам которых подготовили и защитили диссертации сотрудники других кафедр университета.

Учеными и специалистами кафедры были выполнены десятки многопрофильных научно-исследовательских работ самого различного уровня: от поисковых индивидуальных и кафедральных до крупных комплексных НИИОКР по созданию ряда новых оригинальных автоматизированных дизельных энергоустановок специального цикла (ДЭУ СЦ).

Основными стратегическими направлениям развития кафедры стали работы по совершенствованию и развитию автономных источников энергоснабжения объектов Министерства обороны и общепромышленного применения. Эти



Автоматизированная ДЭУ мощностью 100 кВт, работающая без связи с атмосферой

работы предусматривали необходимость решения следующих научно-технических проблем:

➢ комплексная оценка стойкости и противоядерная защита ДЭУ и дизельных электростанций объектов МО РФ;

➢ автоматизация и совершенствование показателей основного тепломеханического оборудования и систем полностью автоматизированных стационарных и мобильных ДЭУ и ДЭС объектов МО РФ;

➢ создание полностью автоматизированных принципиально новых ДЭУ, работающих без связи с атмосферой;

➢ совершенствование маскировочных и экологических характеристик ДЭУ и ДЭС;

➢ создание ряда высокоэффективных малых (до 10–12 МВт) комбинированных дизельных и газотурбинных теплоэлектроцентралей (КМТЭЦ);

➢ разработка и внедрение информационных технологий для исследования, проектирования, монтажа и эксплуатации автономных источников энергоснабжения.

На основе выполненных исследований были получены научные результаты, новизна которых подтверждена более чем 200 авторскими свидетельствами и патентами на изобретения.

Кафедра принимала участие в работе многих технических, приемосдаточных, межведомственных комиссий: по приемке оборудования специального назначения (ДГ 7Д100, 16 Д100М, ДГ 5Д70, ДК2-3, ДК10-2, АСДА-100 и др., систем ВВД, ДЭУ и ДЭС с ВИСО и ВТИСО), по обследованию оборудования и энергосистем круп-





Практические занятия курсантов в лабораториях кафедры ДЭУ

ных объектов с разработкой рекомендаций по их модернизации, по обследованию состояния производства на дизелестроительных заводах, производящих продукцию для объектов МО РФ, в дизелестроительной отрасли с разработкой предложений по совершенствованию производства и ряду других вопросов, имеющих стратегическое значение для повышения обороноспособности страны.

Многолетняя работа в ученых советах по присуждению ученых степеней и званий в ВИТУ и в ряде других вузов и НИИ (ВИКА им. А.Ф. Можайского, ВВМИУ, ЦНИДИ, ЛКИ и др.), участие в Межведомственном и координационном советах по ДВС, в научно-исследовательских организациях и проектных институтах КС МО, предприятий ВПК укрепляла творческие связи и способствовала росту авторитета кафедры в области развития и эксплуатации ДЭУ.

Научное сопровождение крупных ОКР и проектов по совершенствованию автономных ДЭС и их систем позволили развивать и постоянно совершенствовать экспериментальную базу кафедры, располагающей на сегодняшний день уникальными действующими экспериментальными стендами.

Весьма значительной оказалась практическая помощь кафедры структурам капитального строительства МО РФ в организации энергоснабжения войсковых частей в Афганистане и в Монголии, а также в подготовке для этих объектов эксплуатационного персонала. Важной и эффективной для развития международного сотрудничества была научно-техническая помощь кафедры в организации энергоснабжения защищенных объектов стран, входивших в Варшавский договор, и ряда других стран, для которых также велась подготовка квалифицированных кадров.

Пройденный путь развития и перечисленные успехи позволяют сделать общий вывод: кафедра ДЭУ ВИТУ сформировалась как авторитетный крупный сплоченный научно-педагогический коллектив с высоким уровнем развития научной школы и внесла большой вклад в подготовку военных инженерных, научно-педагогических и технических кадров для Министерства обороны, оборонной промышленности и двигателестроения, а также в развитие и совершенствование автономного энергоснабжения военных объектов, силовых структур, государственных пунктов управления, народного хозяйства страны и ряда зарубежных государств.

Необходимо особо акцентировать внимание на сегодняшнем неблагополучном состоянии отечественного двигателестроения, которое в перестроечные 1990-е гг. практически перестало развиваться и в настоящее время понесло серьезные потери из-за недальновидной промышленной политики правительства РФ: прекратил свое существование Центральный научно-исследовательский дизельный институт (ЦНИДИ), обанкротились и прекратили работу многие крупные заводы, в том числе и выпускавшие автономные энергоисточники с поршневыми ДВС военного назначения. На сегодняшний день сложилась ситуация, при которой отечественные энергоустановки проигрывают в конкурентной борьбе зарубежным образцам этого вида техники. Однако военная энергетика по целому ряду причин не может базироваться на зарубежном двигателестроении и производстве, поэтому сложившееся положение вещей неизбежно приведет к ее деградации, а следовательно, нанесет непоправимый урон обороноспособности страны.

Для изменения этой ситуации необходимо выделить двигателестроение в отдельную отрасль промышленности, создать государственную корпорацию по двигателестроению, разработать государственную целевую программу и план по коренному обновлению и развитию отечественного двигателестроения в самое ближайшее время. При этом следует предусмотреть не только обновле-



Занятия по истории кафедры ДЭУ

ние материально-технической и технологической базы, обеспечить развитую кооперацию многочисленных поставщиков всех комплектующих систем и агрегатов, но и практически заново создать многоуровневую (от рабочего до ученого) систему подготовки квалифицированных кадров, обратив особое внимание на конструкторско-технологическую и научно-техническую специализации.

Локомотивом развития отрасли, как уже было в прошедшие годы, должна и может стать военная энергетика, которая напрямую обеспечивает энергоснабжение всего ряда важнейших объектов не только Минобороны и других силовых структур, но и объектов государственного управления и жизнеобеспечения (сохранения) высшего руководства страны.

Для успешного решения научно-технических проблем развития двигателестроения и оказания помощи сохранившимся дизелестроительным заводам целесообразно и своевременно создать в ВИТУ на уже имеющейся развитой учебной и научно-исследовательской базе научный и технологический центр по созданию и развитию автономных источников энергоснабжения (в том числе с ДВС), составляющих основу военной энергетики. Тем более что многие высококвалифицированные специалисты прекративших существование прикладных научных институтов по инициативе командования университета и руководства кафедры ДЭУ уже работают в ВИТУ.

В период экономического кризиса и повсеместного разрушения в стране прикладной вузовской науки, принимая во внимание программные заявления Президента России Д.А. Медведева о необходимости перехода на инновационный путь развития отечественной промышленности, крайне важно остановить разрушительные реформы военного образования и военной технической науки и дать новый импульс их развитию на базе сохраненных ценой огромных усилий, полностью оснащенных готовых к созидательной деятельности научных коллективов.

Россия — самая богатая в мире страна своими естественными ресурсами. Это, в первую очередь, углеводороды (нефть, газ), пресная вода (Байкал, Ладожский, Онежский бассейны), разнообразные руды и минералы, лес и многое другое. Все это необходимо не только беречь и сохранять, но и защищать. Именно эти природные ресурсы часто становятся причиной многих противоречий между государствами и их блоками, предметом политической и силовой борьбы за их обладание и уже сейчас идет жесткая психологически-нравственная борьба со многими вооруженными провокациями, террористическим актами не только в пограничных районах, но и внутри страны (особенно на Кавказе).

Для успешного противостояния многочисленным стратегическим противникам, в том числе в военной сфере, необходимо срочно принять все меры для укрепления обороноспособности страны, одной из важнейших составляющих которой является автономная военная энергетика.

Литература

1. *Кривов В.Г.* На рубежах военной энергетики. — СПб., 1999. — 32 с.

2. *Кривов В.Г.* Военная и малая энергетика на рубеже веков и пути ее развития. — СПб., 2009. — 372 с.

3. *Агафонов А.Н.* Разработка дизелей в условиях функционирования по специальным циклам. — СПб. : Изд-во Политехнического университета, 2005. — 296 с.

4. Энергетический факультет. Исторический очерк (60 лет). СПб. : Изд-во Политехнического университета, 2001. — 287 с.

5. Итоги и решения Всероссийской научно-технической конференции «Развитие дизелестроения в России» // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 3–7.

УДК 621.431

ЧИСЛЕННАЯ ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУР ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Б.А. Шароглазов, д.т.н., проф.
Южно-Уральский государственный университет;
И.И. Закомолдин, к.т.н., доц.
Челябинское высшее военное автомобильное командно-инженерное училище

На основе статистического анализа результатов исследований теплового состояния двигателей предложены зависимости, позволяющие выполнить оценку температур деталей цилиндропоршневой группы на стадии эскизного проектирования двигателей (в частности, двигателей воздушного охлаждения). Предложенные зависимости на начальной стадии проектирования могут быть использованы для расчета систем охлаждения (например, для расчета поверхности оребрения цилиндров, головок цилиндров, охладителей, поршней и системы охлаждения в целом).

Установлено, что 85–90 % машин выходят из строя в результате изнашивания деталей. Известно [1], что из общих затрат, связанных с техническим обслуживанием при эксплуатации судовых двигателей, около 43 % приходится на детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Процесс изнашивания деталей ЦПГ и затраты на обслуживание автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в том числе и двигателей с воздушным охлаждением (ДВО), в полной мере сопоставимы с приведенными цифрами. По данным опубликованных отечественных и зарубежных исследований, стабильное поддержание теплового состояния ДВС позволяет снизить расход топлива на 3 %, предотвратить падение мощности (в условиях эксплуатации из-за отклонений теплового состояния ее уменьшение может достигать 2 %), снизить износ деталей ЦПГ на 10–40 %, повысить долговечность и безотказность работы двигателей.

В связи с этим проблема обеспечения стабильного, нормального теплового состояния ДВС [2] в процессе их эксплуатации является актуальной и остается в центре внимания отечественных и зарубежных ученых [3–7]. Нормальное тепловое состояние ДВС косвенно характеризуется уровнем температур характерных точек деталей ЦПГ, который способствует эффективному протеканию рабочего процесса с одновременным обеспечением безотказности и долговечности двигателя. Под оптимальной температурой деталей ЦПГ понимается температура, близкая к верхнему предельно допустимому значению.

В настоящее время получены определенные результаты в решении этой проблемы, в том числе в вопросах управления температурой деталей ДВС [4], что требует оптимальной организации процессов рабочего цикла и соответствующих характеристик систем, воздействующих на тепловое состояние двигателей. Исследования в данной области направлены в основном на совершенствование процессов рабочего цикла, обеспечение оптимальных температур цилиндров и головок цилиндров. Но, как правило, эти исследования проводятся в отрыве от рассмотрения работы систем, обеспечивающих тепловое состояние ДВО.

Применительно к ДВО необходимость комплексного подхода к решению проблемы, в том числе и за счет совершенствования характеристик систем, обеспечивающих тепловое состояние двигателя, обусловлено рядом обстоятельств. В частности:

— существованием вероятности перегрева деталей ЦПГ при работе двигателя в условиях предельных рабочих температур окружающего воздуха [8, 9] (согласно ГОСТ 15150–69 рабочая температура определяется регионом эксплуатации ДВС и находится в пределах от −60 до +40 °С), вследствие недостаточно обоснованного выбора исходных параметров для расчета системы охлаждения;

— сравнительно небольшим объемом экспериментальных данных, что не позволяет выполнить достоверную оценку температур деталей ЦПГ (в частности, малым количеством экспериментальных данных по ДВО, имеющим охладители наддувочного воздуха);

— несовершенством традиционных методов расчета аэродинамической характеристики воздушного трака ДВО [10];

— неотработанностью методов регулирования температурного состояния двигателей в момент пуска, прогрева и работы ДВО при пониженных

и отрицательных температурах окружающей среды.

Следует отметить еще и то обстоятельство, что традиционные методы проектирования систем, связанных с обеспечением оптимального теплового стояния ДВО, не в полной мере учитывают возросшую степень сложности систем охлаждения и возможности системного подхода к определению геометрических и гидравлических параметров в системах, подсистемах и элементах тракта. Расчет и проектирование систем охлаждения предполагает оценку температур деталей ЦПГ, что является исходной базой для проектирования поверхностей оребрения цилиндров, головок, охладителей, поршней и т. д.

Таким образом, одной из важнейших задач является корректный выбор исходных данных, в том числе возможность достоверной оценки температур деталей ЦПГ (в частности, по уровню температур в характерных точках) на стадии проектирования ДВО.

Известна зависимость [3], по которой определяется параметр теплонапряженности деталей $q_п$ в процессе проектирования ДВС, для определения температуры, например, днища поршня $t_{п.д}$, изменяющуюся пропорционально $q_п$

$$t_{п.д} = t_{охл} + 103 \cdot a \cdot q_п, \qquad (1)$$

где $t_{охл}$ — температура охлаждающей жидкости (охлаждающего воздуха в межреберных каналах цилиндров и головок цилиндров), °С; a — эмпирический коэффициент, зависящий от конструкции поршня, места определения температуры.

При расчетах температуры днища поршня принимается $t_{охл}$ = 85–95 °С для двигателей жидкостного охлаждения (ДЖО) и $t_{охл}$ = = 60–100 °С — средняя температура воздуха в межреберных каналах цилиндров ДВО.

Для центра днища неохлаждаемых поршней, выполненных из сплава с высокой теплопроводностью, и охлаждаемых поршней a = 0,25–0,35. Сравнительно широкий диапазон температур охлаждающего воздуха в межреберных каналах ДВО и малое количество экспериментальных данных являются причиной достаточно широкого диапазона численных значений температур поршней ДВО, определяемых по формуле (1), по сравнению с соответствующими расчетами для ДВС жидкостного охлаждения. Относительная погрешность несоответствия температур, полученных экспериментальным и расчетным путем, находится в пределах от −18 до +26 %. В работе [4] для определения температуры в характерных точках деталей ЦПГ при произвольном сочетании факторов предложена зависимость

$$П_j = f(G_{т.ц}, p_к, T_к, \theta_{о.вп}, p_i), \qquad (2)$$

где $G_{т.ц}$ — цикловая подача топлива; $p_к$, $T_к$ — давление и температура наддувочного воздуха; $q_{о.вп}$ — угол опережения подачи топлива; p_i — среднее индикаторное давление.

Авторы [4] рекомендуют использовать в приведенном уравнении для определения температур характерных точек деталей ЦПГ различных размерностей двигателей. Но, поскольку числовые значения коэффициентов приведенного уравнения получены для семейства дизелей ЯМЗ, серии S/D = 130/140, дается рекомендация о целесообразности проведения факторного эксперимента для их проверки.

Анализ результатов многофакторного эксперимента при произвольном сочетании управляющих факторов [2–4] показал, что основное влияние на температуру деталей ЦПГ оказывают: среднее эффективное давление цикла, частота вращения коленчатого вала, давление и степень охлаждения наддувочного воздуха, угол опережения подачи топлива, цикловая подача топлива, размерность двигателя. В связи с тем что угол опережения подачи топлива, как правило, оптимизируют по параметрам экономичности и динамике нагружения деталей кривошипно-шатунного механизма, его влияние на температуру деталей ЦПГ при факторном эксперименте можно опустить.

Результаты исследования семейства двигателей ЯМЗ-238 [4] показали, что при увеличении давления наддува на 9,8 кПа температура поршня над верхним поршневым кольцом возрастает на 4,7 °С, а центра днища — на 6,5 °С. Повышение температуры наддувочного воздуха на 10 °С вызывает увеличение температуры поршня над верхним компрессионным кольцом на 1,3 °С, а в центре днища — на 2,7 °С. Поскольку основной задачей наддува является повышение среднего эффективного давления цикла, можно полагать, что статистически влияние параметров состояния наддувочного воздуха на температуру деталей отображается величиной среднего эффективного давления. Кроме того, параметры системы охлаждения принято рассчитывать при работе на номинальной мощности. В этом случае возможен лишь незначительный перегрев двигателя при работе по внешней скоростной характеристике. Вероятность возникновения перегрева исключается, если диапазон изменения температуры окружающего воздуха по ГОСТ 15150–69, принять не как рабочий, а как предельный. (Под предельным значением температуры окружающего воздуха понимается температура, превышающая рабочую для соответствующего региона на 5–10 °С.)

Оценку температур деталей ЦПГ на стадии проектирования ДВС авторами предлагается

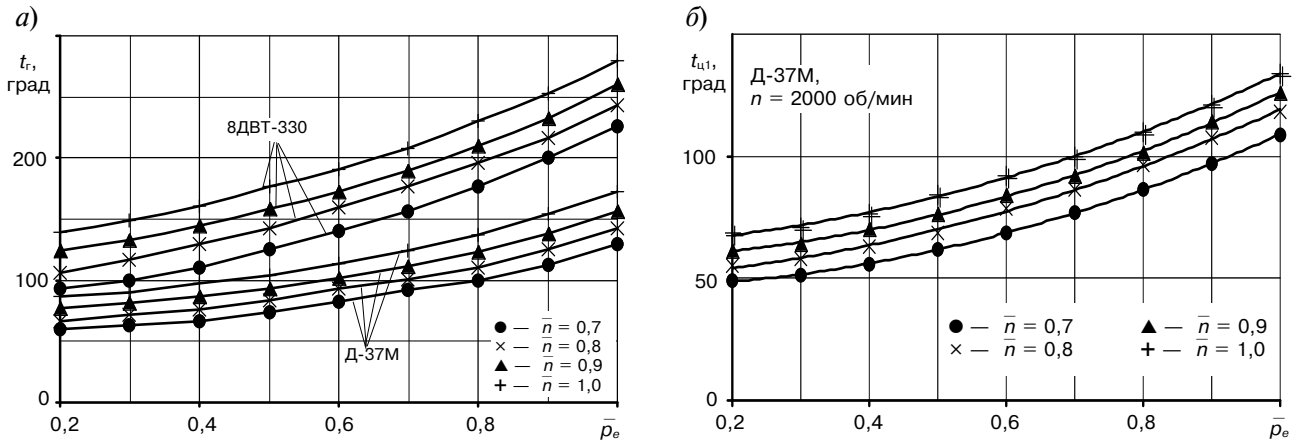


Рис. 1. Изменение температуры межклапанной перемычки головки цилиндра (*а*) и втулки цилиндра в зоне верхнего компрессионного кольца (*б*) в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала $\bar{n}$

Таблица 1

Основные параметры автотракторных ДВС

Марка двигателя	Эффективная мощность P_e, кВт	Частота вращения коленчатого вала $n_н$, об/мин	Среднее эффективное давление p_e, МПА	Число (i, ш.) и положение цилиндров, наличие наддува Н	Диаметр цилиндра/ ход поршня D/S, мм/мм	Литраж двигателя $i \cdot V_h$, л	Литровая мощность двигателя $P_e/i \cdot V_h$, кВт/л
ДВС с воздушным охлаждением							
Д-16	11,8	1600	0,85	2Р	105/120	2,078	5,68
ДВ-13	10,3	1600	0,53	2Р	90/115	1,463	7,04
Д-37М	29,4	1600	0,53	4Р	105/120	7,2	7,07
8ДВ-220	162	1500	0,57	8V	150/160	22,6	7,17
Д-37Е	35,33	1600	0,64	4Р	105/120	7,2	8,5
Д-37Е	36,8	1800	0,59	4Р	105/120	7,2	8,85
Татра 924	57,8	1500	0,65	4Р	120/130	5,86	10,02
Д-37М	44,2	1800	0,71	4Р	105/120	7,2	10,64
8ДВТ-330	243,0	1700	0,88	8VН	150/160	22,6	10,75
1ЧН15/16	32,03	1700	0,8	1	150/160	2,825	11,34
8ДВТ-400	194,4	1800	0,88	8V	150/160	22,6	13,03
ГАЗ-542.10	92,0	2800	0,64	6РН,ОНВ	105/120	6,23	14,76
8ЧВ12/12,5	169,0	2650	0,69	8V	120/125	11,31	14,96
8ЧВН15/16	365,3	1800	1,077	8VН	150/160	22,6	16,16
ГАЗ-542.10	129	2650	0,97	6РН,ОНВ	105/120	6,23	20,70
ДВС с жидкостным охлаждением							
Д12А (МАЗ)	276	1650	0,53	12V	150/180	38,17	7,23
Д-50	41,0	1800	0,598	4Р	110/125	4,752	8,63
Д-160	117,6	1250	0,89	4РН	145/205	13,53	8,7
ЯМЗ-238А	158,2	2100	0,609	8V	130/140	14,87	10,64
Д-50	51,5	1800	0,723	4РН	110/125	4,752	10,84
А-41	84,5	1750	0,78	4Р	130/140	7,443	11,37
Д-240	55,1	2200	0,63	4Р	110/125	4,752	11,6
СМД-14	55,15	1700	0,615	4Р	110/125	4,752	11,61
ЯМЗ-238	177	2100	0,75	8V	130/140	14,87	11,9
Д-240Т	66,18	2000	0,834	4РН	110/125	4,752	13,93
СМД-60	110,3	2000	0,726	6V	110/120	6,842	16,12
ЗИЛ-130	110,4	3200	0,69	8V	100/95	5,969	18,5
М-20	40,5	3600	0,636	4Р	82/100	2,112	19,17
МеМЗ-965В	16,9	4000	0,68	4V	66,0/54,5	0,746	22,66

Таблица 2

Значения температур деталей ЦПГ в характерных точках

Наименование детали	Температура, °С			
	Наименование элемента детали	Обозначение	Численное значение	
			ДЖО	ДВО
Поршень	Кромка горловины камеры сгорания	$t_{к.кс}$	318–358	312–364
	Днище (по центру поршня)	$t_{п.д}$	215–368	200–296
	Зона верхнего (первого) компрессионного кольца (канавка)	$t_{п.к}$	195–300	175–250
	Верхний торец канавки первого компрессионного кольца	$t_{п1}$	110–200*	245–257
	Нижний торец канавки первого компрессионного кольца	$t_{п2}$	—	220
	Верхний торец канавки маслосъемного кольца	$t_{пб}$	125–180	130–185
Цилиндр	Верхний пояс (зона газового стыка, зона прилегания головки к цилиндру)	$t_{ц\ max}$	200–230	215–265
	Зона верхнего компрессионного (поршневого) кольца при положении поршня в ВМТ (первый пояс)	$t_{ц1}$	115–190	150–225
	Зона верхнего компрессионного (поршневого) кольца при положении поршня в НМТ (третий пояс)	$t_{ц3}$	119–151	130–179
	Средняя часть цилиндра между первым и третьим поясами (второй пояс)	$t_{ц2}$	125–134	140–150
	Разность температур по окружности цилиндра в первом поясе	$\Delta t_{ц.о}$	41–43	18–76
	Разность температур стенки по высоте цилиндра от первого пояса до третьего (со стороны выхода охлаждающего воздуха из дефлектора)	$\Delta t_{ц\ h}$	31–56	30–71
Головка цилиндра	Межклапанная перемычка	$\Delta t_г$	252–358	131–300

* Преимущественно для судовых дизелей.

осуществлять в зависимости от величины относительного значения среднего эффективного давления цикла ($\overline{p}_e = p_e/p_{e\,н}$, где p_e — среднее эффективное давление при номинальной мощности). Возможность такого допущения подтверждается опубликованными экспериментальными данными. Например, температура головки цилиндра ДВО (для двигателей с автоматическим регулированием температурного состояния) при прочих равных условиях является самой высокой при номинальной частоте вращения ($\overline{n} = 1$) коленчатого вала (рис. 1). Предлагаемый подход к решению данной задачи не противоречит общим положениям, рассмотренным в работах [2–5, 11, 12]. Данные, содержащиеся в табл. 1 и 2, показывают, что уровни температур одноименных деталей ДВО и ДЖО могут существенно отличаться. Это обстоятельство должно быть учтено. Классификация ДВС [13, 14] по величинам литровой мощности и размерности (табл. 1, 2), позволяет выделить несколько групп ДВО по уровню температур деталей ЦПГ.

По критериям литровой мощности ДВО объеденины в четыре группы. К первой относятся двигатели, имеющие литровую мощность от 5,0 до 8,5 кВт/л, ко второй — от 8,5 до 10,5, к третьей — от 10,5 до 16 и к четвертой — от 16 и выше кВт/л. Температура характерных точек деталей ЦПГ в каждой группе ДВО подчиняется общей по форме зависимости:

$$t = a + b\,\overline{p}_e + c\,\overline{p}_e^{\,2}, \qquad (3)$$

где a, b, c, d — эмпирические коэффициенты; $\overline{p}_e = p_{ei}/p_{e\,н}$ — относительная величина среднего эффективного давления; i — индекс долевого режима работы двигателя.

Результаты статистической обработки массива экспериментальных данных, в том числе заимствованных из публикаций [8, 9, 10, 15, 16], иллюстрируются графиками (рис. 2). На них представлены зависимости температур центра днища поршня $t_{п.д}$ (рис. 2, *а*), поршня над верхним (первым) компрессионным кольцом $t_{п1}$ (рис. 2, *б*), втулки цилиндра в зоне верхнего компрессионного кольца при положении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) (рис. 2, *в*) и межклапанной перемычки головки цилиндра $t_г$ (рис. 2, *г*).

Численные значения коэффициентов уравнения (3) для описания температур в характерных точках деталей камеры сгорания приведены в табл. 3

Таким образом, на основе статистического анализа результатов экспериментальных исследова-

Таблица 3

Эмпирические коэффициенты по уравнению (3) для статистической оценки температур деталей ЦПГ

№ группы ДВО	Литровая мощность ДВО, кВт/л	Обозначение	Коэффициенты			Относительная погрешность оценки температуры $\delta = (t/t_т)^* \cdot 100$, %
			a	*b*	*c*	
1	5,0–8,5	$t_{п.д}$	122,454	5,552	114,482	−9,5 ... +9,5
		$t_{п1}$	135,045	105,293	−1,438	+1,2 ... −13,8
		$t_{ц1}$	66,035	5,642	70,138	−8,2 ... +7,0
		$t_г$	87,279	−17,403	113,821	−11,0 ... +9,0
2	8,5–10,5	$t_{п.д}$	131,381	24,427	73,287	−9,4 ... +9,4
		$t_{п1}$	158,856	88,718	23,140	−5,7 ... +6,3
		$t_{ц1}$	129,501	−72,423	124,975	−8,0 ... +7,0
		$t_г$	90,304	154,803	19,284	−10,7 ... +8,8
3	10,5–16	$t_{п.д}$	133,728	89,345	13,888	−3,9 ... +3,0
		$t_{п1}$	150,569	63,558	24,864	−9,8 ... +4,2
		$t_{ц1}$	110,081	0,283	113,152	−6,0 ... +5,2
		$t_г$	135,324	34,182	101,586	−7,9 ... +6,8
4	>16	$t_{ц1}$	83,015	3,332	7,937	−0,47 ... +0,3

* t — по результатам эксперимента; $t_т$ — по расчету.

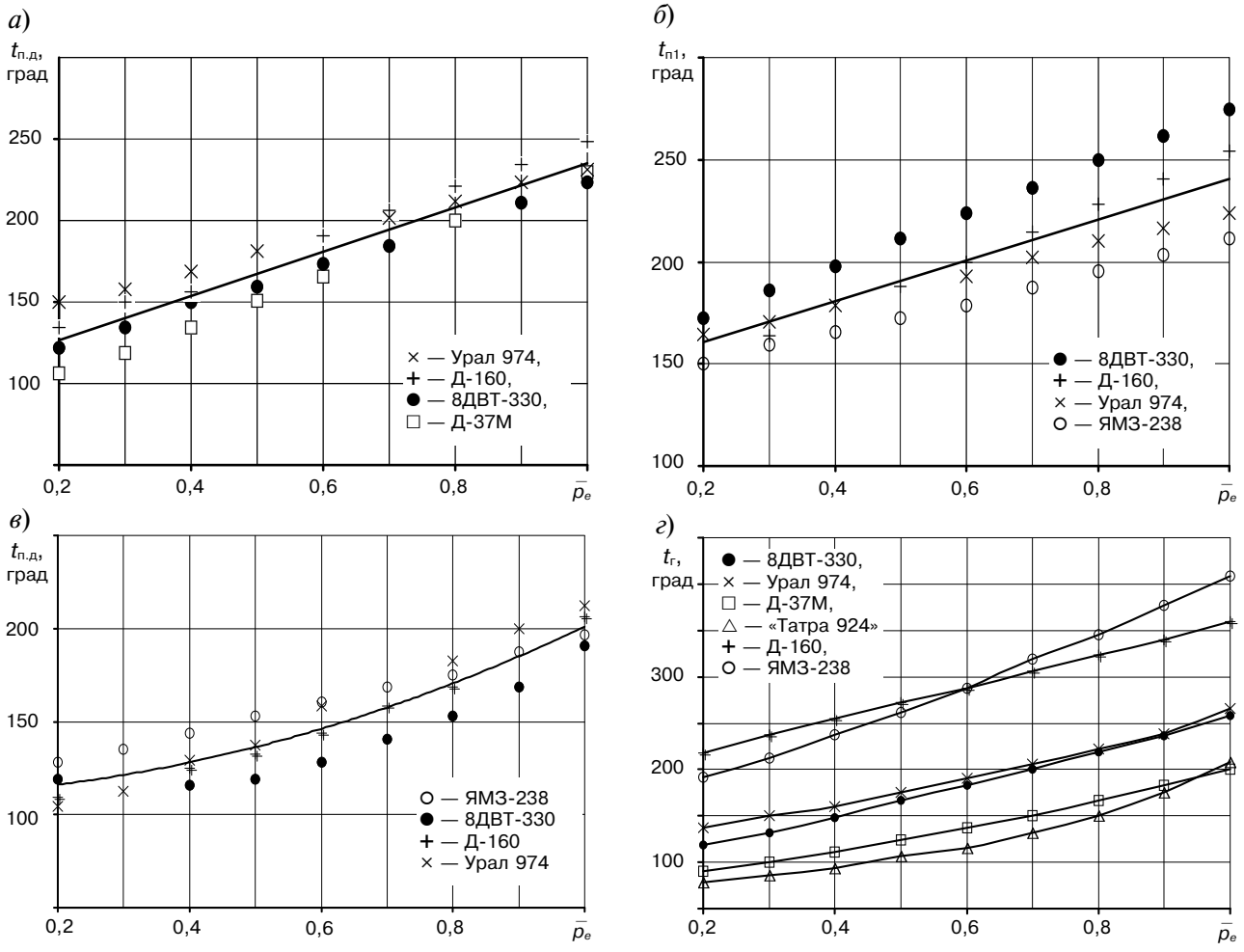


Рис. 2. Влияние среднего эффективного давления (относительного значения) на температуру деталей камеры сгорания:

а — днище поршня; *б* — боковая поверхность поршня над верхнем компрессионным кольцом; *в* — втулка цилиндра в зоне верхнего компрессионного кольца при положении поршня в ВМТ; *г* — межклапанная перемычка головки цилиндра

ний, связанных с оценкой теплового состояния ДВО, рекомендуются зависимости, позволяющие дать численную оценку температур характерных точек деталей ЦПГ на стадии проектирования двигателей. Предлагаемые зависимости могут быть использованы при проектировании двигателей воздушного охлаждения (например, при расчете поверхностей оребрения цилиндров, головок цилиндров, поршней) и системы охлаждения в целом.

Литература

1. *Семенов В.С.* Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. — М. : Транспорт, — 1977. — 182 с.

2. *Белов П.М., Бурячко В.Р., Константинов Н.К., Коровин В.А.* Двигатели армейских машин: в 2 ч. Конструкция и расчет. — М. : Воениздат, 1972. — Ч. 2. — 568 с.

3. *Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И.* Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. — Л. : Машиностроение, 1979. — 222 с.

4. *Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И.* Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей; под ред. Г.Д. Чернышева. — М. : Машиностроение, 1986. — 216 с.

5. *Поспелов Д.Р.* Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. — 2-е изд. перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1971. — 536 с.

6. *Будим В.А.* Исследование тепловых потоков системы охлаждения дизеля с воздушным охлаждением // Двигателестроение. — 1981. — № 2. — С. 19–21.

7. Исследование воздушной трассы и теплового состояния деталей двигателей воздушного охлаждения мощного промышленного трактора [Текст]: отчет о НИР (заключ.) / Челябинский филиал НАТИ; рук. Вольных В.И.; исполн. Захаров И.А., Закомолдин И.И. [и др.]. — Челябинск : — ЧФ НАТИ, 1978. — 45 с. — Арх. № 1374.

8. О результатах технической экспертизы двигателя 8ДВТ-330 № 42 трактора Т-330 № 16, отработавшего 2808 моточасов на эксплуатационных испытаниях в г. Нуреке Таджикской ССР [Текст]: отчет о НИР (заключ.): / ЧТЗ имени В.И. Ленина; рук. Брусенцев А.И.; исполн. Халявин Г.С. [и др.]. — Челябинск, 1978. — 12 с.

9. Специальные испытания тракторов Т-330 № 15, 16 в условиях высоких температур и запыленности воздуха: отчет о НИР (заключ.) / Челябинский филиал НАТИ и ПО «ЧТЗ имени В.И. Ленина»; рук. Вольных В.И.; исполн.: Аникин Г.В.[и др.]. — Челябинск, 1978. — 58 с.

10. Об испытании воздухо-воздушных охладителей рабочего воздуха на двигателе 8ДВТ-330 [Текст]: отчет о НИР (заключ.): рук. Н.М. Ашмарин; исполн. Н.С. Мороцкий, Г.И. Золин [и др.]. — Челябинск: ЦЗЛИД ОП ЧТЗ, 1982. — 15 с. — Арх. № 3260.

11 *Поспелов Д.Р., Эфрос В.В., Будунов М.Б.* Влияние диаметра цилиндра на уровень форсирования двигателя с воздушным охлаждением // Двигателестроение. — 1986. — № 5. — С. 3–6.

12 *Иващенко Н.А.* Исследование тепловой напряженности форсированных дизелей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н.А. Иващенко. — М. : МВТУ, 1974. — 16 с.

13. *Шароглазов Б.А., Фарафонтов М.Ф., Клементьев В.В.* Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»; под ред засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. — Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2006. — 382 с.

14. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов, Ю.А. Степанов, В.И. Трусов; под ред. М.С. Ховаха. — М. : Машиностроение, 1977. — 591 с.

15. *Арав Б.Л.* Методы и средства совершенствования и стабилизации характеристик моторно-трансмиссионных установок. — Челябинск : ЧВВАКИУ, 2006. — 288 с.: ил. — Библиогр.: С. 270–285. — ISBN5-903122-07-8.

16. *Лазарев Е.А.* Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: учебное пособие. — ЧГТУ, 1995. — 360 с.

НОВОСТИ ОАО ЗМЗ

ОАО ЗМЗ УСПЕШНО ПРОШЛО ПЕРВУЮ СТУПЕНЬ СЕРТИФИКАЦИИ СИСТЕМЫ МЕНЕДЖМЕНТА ОРГАНИЗАЦИИ НА СООТВЕТСТВИЕ ТРЕБОВАНИЯМ МЕЖДУНАРОДНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО СТАНДАРТА ISO/TS 16 949

24 и 25 сентября 2009 г. ведущий аудитор германского Общества технического надзора TUV-MS Харри Мюллер проводил экспертную оценку готовности ОАО ЗМЗ (входит в компанию ОАО «Соллерс») к сертификации.

Первая ступень, или, как ее называют эксперты, предварительный аудит, показала достаточно высокую степень готовности системы менеджмента организации ОАО ЗМЗ для прохождения сертификационного аудита, который с учетом полученных результатов назначен на 16 ноября 2009 г.

На протяжении 7 рабочих дней уже 2 аудитора TUV-MS будут проводить детальную проверку всех действующих на ЗМЗ в рамках СМО процессов, поскольку стандарт ISO/TS 16 949 направлен на удовлетворение всех запросов потребителя и базируется именно на процессном подходе по каждому направлению деятельности — от качества и организации поставок до системы расчетов и обслуживания.

УДК 621.431.72

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ИДЕНТИФИКАЦИИ

А.Ю. Коньков, к.т.н., доц.
Дальневосточный государственный университет путей сообщения;
В.А. Лашко, д.т.н., проф.
Тихоокеанский государственный университет

Рассмотрены принципы количественного оценивания параметров технического состояния дизеля с использованием теории идентификации и индикаторной диаграммы. Представлены результаты практической реализации метода, выполненные для тепловозного двигателя 16ЧН26/26.





Теория идентификации является мощным инструментом теории управления, успешно применяемым во многих областях практической деятельности человека, в том числе и при диагностировании технических систем. К сожалению, при решении задач оценивания технического состояния дизеля этот инструмент еще на нашел должного применения. Развитие за последние годы методологии диагностирования ДВС по индикаторной диаграмме (ИД) характеризуется, по мнению авторов, следующими аспектами. Прежде всего, заметно выросло предложение со стороны разработчиков диагностического оборудования. На российском рынке свое оборудование предлагают не менее десятка игроков только с бывшего постсоветского пространства. Разработчики прикладывают значительные усилия для упрощения процедуры получения ИД в условиях эксплуатации, что позволило повысить надежность аппаратурного оснащения измерительных комплексов. Конечно, это не может не приветствоваться потребителями диагностического оборудования. Сегодня можно констатировать, что первая задача системы технической диагностики — получение диагностической информации, как правило, решена всеми разработчиками. Совсем иная ситуация сложилась с решением второй более важной задачи — интерпретацией результатов измерений и постановкой точного диагноза. Уровень автоматизации этих процедур и качество их практической реализации в существующих комплексах оставляют желать лучшего. А ведь без решения этих задач называть комплексы диагностическими можно лишь с оговоркой. По сути, они являются измерительными.

Не останавливаясь на анализе всех возможных подходов к решению обозначенной проблемы [1] рассмотрим принципиальные моменты теории идентификации и практической реализации процедуры оценивания технического состояния дизеля по данным экспериментальной индикаторной диаграммы.

В зависимости от количества априорной информации об объекте идентификации различают идентификацию в узком и широком смысле [2]. Задача идентификации в широком смысле формулируется как поиск оптимальной в некотором смысле модели объекта по результатам наблюдений над входными и выходными переменными (сигналами) системы. Иначе эту идентификацию часто называют структурной. При отсутствии или недостаточной информации об объекте приходится предварительно решать большое число задач, методы решения которых к настоящему времени только начали разрабатываться. Задача идентификации в узком смысле состоит в оценивании параметров и состояния системы по результатам наблюдения за входными и выходными параметрами и предполагает значительно больший объем априорной информации, включая наличие структурных и функциональных математических моделей объекта. Такую идентификацию называют еще параметрической (рис. 1). Если оцениваются параметры, характеризующие техническое состояние объекта, например, показатели износа, регулировочные параметры и т. д., то становится понятным, что задачи идентификации и диагностики оказываются очень близкими. Основное преимущество применения метода диагностирования, основанного на теории идентификации, состоит в возможности получе-

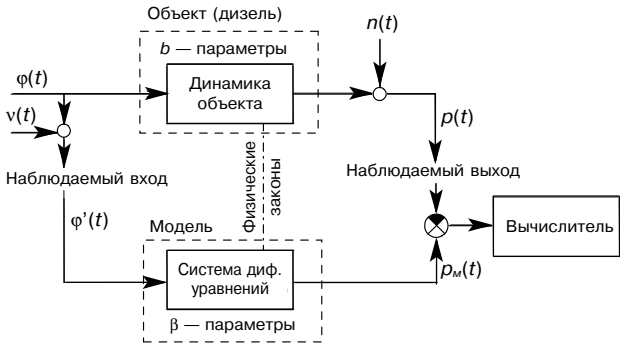


Рис. 1. Схема параметрической идентификации

ния количественных оценок величин, не доступных для непосредственного измерения.

Первым и обязательным условием практической реализации метода идентификации является наблюдаемость входов и выходов объекта. Применительно к поставленной задаче наблюдаемым выходом является быстроизменяющийся во времени сигнал давления в диагностируемом цилиндре двигателя $p(t)$. Построение ИД наряду с измерением давления предполагает и определение угла поворота коленчатого вала $\varphi(t)$. И хотя одновременно с непосредственными измерениями этого сигнала сегодня все чаще используют косвенные методы синхронизации давления и угла [3], по сути это ничего не меняет. Давление в цилиндре поршневого двигателя определяется, в первую очередь, положением поршня, которое можно ассоциировать с внешним воздействием, а меняющийся во времени сигнал $\varphi(t)$ считать наблюдаемым входом. Разграничив отдельно наблюдение за входом и выходом объекта, проще установить влияние внешних воздействий на результаты наблюдения. На схеме эти воздействия также показаны функциями времени $v(t)$ и $n(t)$. Трудно представить, что характеристики $v(t)$ и $n(t)$ могли бы быть достоверно определены, однако в ряде случаев их доминирующая составляющая оказывается известной. Например, при наблюдении за ходом поршня по результатам измерения положения коленчатого вала необходимо учесть специфические для данного конкретного метода погрешности, выполнить коррекцию действительного положения ВМТ [4] и т. п. Во многих диагностических комплексах подобная коррекция в той или иной мере присутствует.

Важнейшим звеном параметрической идентификации является математическая модель объекта. Ее задача заключается в генерации функции $p_м(t)$ по результатам наблюдений за входом $\varphi'(t)$. Связь между этими функциями устанавливается в первую очередь физическими законами и опытными данными об объекте. Функцию $p_м(t)$ можно рассматривать как аналог выхода $p(t)$, которая, в идеальном случае, должна была бы в точности повторять ее. Конечно, это не возможно без учета, как минимум, режимных параметров, таких как цикловая подача топлива, давление надувочного воздуха и др. Действительная ИД будет менять свой вид и в зависимости от технического состояния (степени износа деталей ЦПГ, регулировок угла опережения подачи топлива, фаз газораспределения, качества распыливания топлива и т. п.). На рисунке все эти параметры обобщенно представлены вектором b. Математическая модель должна учитывать влияние этих величин. Замечательным, на взгляд авторов, является то, что разработка подобных математических моделей «с нуля» не потребуется. Скорее всего, можно ограничиться выбором и незначительным уточнением одной из существующих моделей с учетом задачи диагностики. Так, в нашем случае расчет базировался на классическом уравнении объемного баланса, дополненном слагаемым, учитывающим потери рабочего тела через гидравлические неплотности в цилиндре. При этом расчет тепловыделения в цилиндре производился по известному методу Н.Ф. Разлейцева [5]. Подробная методика математического моделирования индикаторной диаграммы представлена в работе [1].

Сформулируем теперь основную задачу рассматриваемого метода: найти количественные значения параметров вектора β, при которых выход модели $p_м(t)$ и объекта $p(t)$ будут наиболее близки. Введенное здесь обозначение β вместо ранее используемого b подчеркивает то обстоятельство, что мы вправе говорить лишь о некотором приближении найденных значений параметров β, действительно имеющим место b. Иными словами, вектор β — не вектор параметров, а вектор их оценок.

Принцип поиска оценок и конкретный алгоритм идентификации определяется классом технической системы. Наиболее простой оказывается идентификация линейных систем [2]. Линейность (или нелинейность) системы в данном случае определяется связью между искомыми параметрами и показателем, характеризующим близость выходов модели $p_м(t)$ и объекта $p(t)$. Не отвлекаясь на доказательство, отметим, что для решаемой задачи эта связь оказывается чрезвычайно сложной и нелинейной. Поэтому потребовался соответствующий подход к решению задачи оценивания, суть которого заключается в подборе значений вектора β, качественно удовлетворяющему цели идентификации. Иными словами, процедура оценивания сводится к поиску оптимальных значений вектора β, удовлетворяющих минимуму некоторого функциона-

ла E. Нетрудно увидеть, что задача идентификации в такой постановке сродни задаче оптимизации, которую можно сформулировать в форме $E\{p, p_м; \beta\} \to \min$.

Пути решения подобных задач нелинейной оптимизации хорошо изучены, разработан эффективный математический аппарат, который успешно применяется конструкторами на этапах создания и доводки ДВС. Особенностью его применения в рассматриваемой задаче является лишь смена критерия (функционала) качества оптимизации. Если в традиционных для двигателестроения задачах оптимизации, в зависимости от целей, его роль выполняет удельный расход топлива (или другой показатель работы двигателя), то в нашем случае качественным решением является приближение опытной и расчетной индикаторных диаграмм. Поэтому и функционал должен характеризовать близость функций $p_м(t)$ и $p(t)$. Обычно качество аппроксимации экспериментальных данных $p(t)$ некоторой функцией принято оценивать среднеквадратичным значением ошибки. В этом случае функционал E следует вычислять как:

$$E\{p, p_м; \beta\} = \int_{t-T}^{t} \{p(t) - p_м(t; \beta)\}^2 \, dt,$$

где T — рассматриваемый интервал времени.

По мнению авторов, такой подход не всегда является наилучшим. Его применение оправдано при решении задач, когда полное совпадение результатов расчетов и эксперимента в ключевых точках не достижимо в принципе, например, при аппроксимации прямой линией некоторого набора случайных данных, не являющихся, скорее всего, линейной функцией. В нашем же случае экспериментальная функция $p(t)$ достаточно детерминирована и на некоторых участках рабочего процесса может быть весьма точно повторена моделью. Поэтому, как показал наш опыт, лучшие результаты достигаются при расчете E по уравнению:

$$E\{p, p_м; \beta\} = \max_{t \in T} |p(t) - p_м(t; \beta)|, \qquad (1)$$

т. е. когда близость выходов объекта и модели оценивается максимальным отклонением давлений в некоторый момент времени анализируемого интервала T.

Выбор вектора β во многом определяется уровнем применяемой математической модели и должен осуществляться с учетом задач диагностики. Объектом наших исследований являлся тепловозный дизель 5А-Д49 (16ЧН26/26). По результатам тестирования разработанной математической модели в вектор варьируемых параметров были включены следующие показатели:

— средний условный зазор неплотностей в ЦПГ δ;
— угол закрытия впускных клапанов $\varphi_{з.\,вп}$;
— объем камеры сгорания V_c;
— угол опережения подачи топлива;
— цикловая подача топлива;
— давление надувочного воздуха p_s;
— погрешность определения ВМТ.

Таким образом, общее число параметров составило семь. Применение стандартных алгоритмов оптимизации в этом случае сопряжено с известными трудностями. Помимо увеличения времени счета, весьма вероятно нахождение локальных экстремумов, не удовлетворяющих действительной картине. Для сокращения машинного времени и повышения точности решения многопараметровой задачи оптимизации анализ индикаторной диаграммы выполнялся в несколько этапов (рис. 2), на каждом из которых ограничивались набор компонентов вектора оценок и участок времени (угла ПКВ), в пределах которого рассчитывался функционал (1).

Индикаторные диаграммы определялись с использованием аппаратурной части комплекса «Магистраль». Следует отметить две особенности комплекса, оказавшие влияние на рассматриваемый ниже алгоритм идентификации. Во-первых, шестнадцать физических каналов измерения и соответствующее программное обеспечение комплекса позволяют выполнять одновременное измерение сигнала давления во всех цилиндрах двигателя. Во-вторых, положение ВМТ на диаграммах определяется по положению максимума давления в цилиндре при отключении подачи топлива. Последняя особенность, как показано в работе [4] , требует коррекции действительного положения ВМТ на диаграмме. Индицирование осуществлялось на двух режимах работы дизеля, соответствующих 11-й и 15-й позициям контроллера машиниста по тепловозной (генераторной) характеристике.

На первом этапе рассматривался начальный участок процесса сжатия, на характер протекания которого, наряду с движением поршня, значительное влияние оказывает давление наддувочного воздуха p_s. Принимая допущение о том, что давление воздуха перед всеми цилиндрами двигателя одинаково, выход модели поочередно сравнивался с 16-ю полученными при индицировании опытными диаграммами (выходами объекта), для каждой из которых по уравнению (1) определялось свое значение функционала, после чего для принятия решения о направлении и величине варьирования p_s для следующей итерации или прекращении поиска (при достижении заданной точности сходимости) вычислялось среднеарифметическое значение функцио-

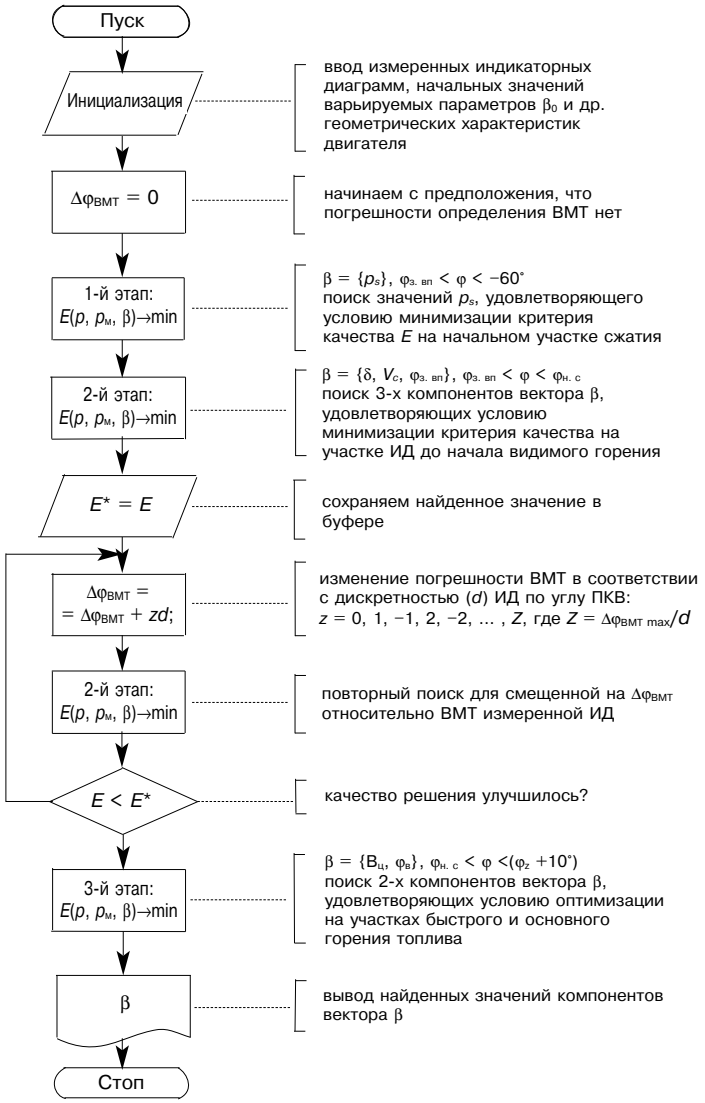


Рис. 2. Блок-схема оптимизации

нала. Варьирование на этом этапе всего одним параметром допускает применения самых простейших методов последовательного перебора. Анализируемый участок ИД при поиске p_s можно ограничить для 4-тактного двигателя примерно 60 град угла ПКВ от момента закрытия впускного клапана. Отметим, что на этом этапе мы преднамеренно игнорируем то обстоятельство, что фазы газораспределения в отдельных цилиндрах, в том числе и углы закрытия впускных клапанов, могут отличаться друг от друга. Это отличие оценивается на следующем этапе.

Если при измерении ИД измерялась и величина p_s, то необходимость в первом этапе отпадает.

Границы второго участка ИД определяются предполагаемым углом закрытия впускного клапана и найденным по опытной диаграмме моментом начала видимого горения. Этот участок имеет наибольшую размерность оптимизации — три одновременно варьируемых параметра: угол закрытия впускного клапана; средний зазор гидравлических неплотностей в цилиндре, объем камеры сгорания. Для этого же участка определяется еще и величина ошибки положения ВМТ, но эта процедура выполняется отдельно. Для программной реализации этого этапа были опробованы несколько градиентных методов оптимизации, лучшие результаты были получены для метода покоординатного спуска.

Расчет начинается с предположения, что ВМТ определен корректно ($\Delta\varphi_{\text{ВМТ}} = 0$), затем повторяется при смещении ИД вправо или влево относительно положения, полученного с помощью измерительного комплекса с шагом, кратным 0,5 градуса. Корректным положением ВМТ считается тот вариант, который обеспечивает минимальное значение функционала.

При решении многопараметровых задач оптимизации остро стоит проблема единственности решения. Практическая реализация метода показала, что для рассматриваемого этапа минимальное значение функционала может быть достигнуто как за счет варьирования зазором δ, так и за счет варьирования величиной V_c. Единственное решение было найдено при одновременном анализе двух (или более) ИД, полученных для одного цилиндра на различных скоростных режимах работы двигателя. Действительно, величина снижения давления в цилиндре из-за утечек рабочего тела зависит от длительности процесса, а изменение давления в связи с ходом поршня — нет. Поэтому одновременный поиск значений δ и V_c для выходов объекта, отличающихся продолжительностью участка сжатия, позволяет добиться единственности решения на этом этапе оптимизации.

На заключительном этапе оптимизации определяются цикловая подача топлива и угол опережения впрыскивания. Фазовыми границами этого участка являются предполагаемый угол начала впрыскивания, с одной стороны, и угол φ_2, соответствующий 15 град угла ПКВ после достижения максимального давления в цилиндре, т. е. $\varphi_2 = \varphi_z + 15°$, где φ_z — угол, соответствующий максимуму давления.

Таким образом, разбиение процедуры оценивания на три этапа позволило понизить уровень оптимизации с семи до трех одновременно варьируемых параметров. На втором и третьем этапах оптимизации применялся метод покоорди-

Пример оценивания параметров дизеля 16ЧН26/26

Параметр	Режим			
	I		II	
	Значение	Оценка	Значение	Оценка
Давление наддува, МПа	0,185	0,181	0,24	0,246
Угол запаздывания закрытитя впускного клапана, град после ВМТ	30	30	30	29
Объем камеры сжатия, см^3	1213	1212	1213	1214
Зазор в сопряжении гильза–втулка, мкм	–*	14,6	–*	14,6
Цикловая подача топлива, г/цикл	0,54**	0,6	0,94**	0,92
Угол опережения подачи топлива, град до ВМТ	15,2***	15	15,7***	15,5

* Фактические значения не определялись.
** Среднее значение по всем цилиндрам дизеля.
*** Определены по результатам виброметрии.

натного спуска. Следует признать, что несовершенство математического описания процесса горения в цилиндре двигателя заметно сказывается на величине достигаемых при оптимизации функционалах качества. Так, если для первого и второго этапов максимальное расхождение выходов объекта и модели обычно лежит в пределах $E = 0{,}05–0{,}2$ МПа, то для третьего этапа типичными являются значения функционала качества $E = 0{,}2–0{,}4$ МПа. Вместе с тем экспериментальная проверка метода, выполненная для двигателей двух типов (4Ч9/12,5 и 16ЧН26/26) позволяет утверждать, что процедура оценивания параметров дизеля в большинстве случаев выполняется с достаточной для эксплуатации точностью.

В качестве иллюстрации возможностей метода в таблице представлены результаты идентификации параметров одного из цилиндров тепловозного дизеля, выполненные по данным индицирования на двух режимах: $P_e = 740$ кВт, $n = 700$ об/мин (режим I) и $P_e = 2100$ кВт, $n = 1000$ об/мин (режим II).

Подводя итог, отметим ряд бесспорных преимуществ предлагаемого метода по сравнению с традиционными безразборными методами диагностики. К ним относятся:

— получение количественных показателей износов, разрегулировок и т. п. без их явного измерения в эксплуатации;

— минимальный объем опытных данных об объекте диагностирования для реализации метода;

— минимальные сроки программной реализации метода, в том числе и для вновь вводимых в эксплуатацию типов дизелей.

Литература

1. *Коньков А.Ю., Лашко В.А.* Средства и метод диагностирования дизелей по индикаторной диаграмме рабочего процесса. — Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2007. — 147 с.

2. *Эйкхофф П.* Основы идентификации систем управления. Оценивание параметров и состояния; пер. с англ. В.А. Лотоцкий, А.С. Мандель; под ред. Н.С. Райбмана. – М. : Мир, 1975. – 680 с.

3. *Лашко В.А., Коньков А.Ю.* Получение индикаторной диаграммы при асинхронном измерении сигнала давления // Двигателестроение. — 2007. — № 4. — С. 33–37.

4. *Лашко В.А., Коньков А.Ю.* Расчетный метод коррекции действительного положения ВМТ при индицировании ДВС // Двигателестроение. — 2007. — № 3. — С. 34–38.

5. *Разлейцев Н.Ф.* Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. — Харьков : Высшая школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. — 169 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2009 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	32 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	28 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	30 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	28 000 руб.
	Черно-белая	24 000 руб.

УДК 504.3.054

ПОЛОЖИТЕЛЬНЫЕ ФАКТОРЫ ВВОДА В ДЕЙСТВИЕ СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГЛАМЕНТА «О ТРЕБОВАНИЯХ К ВЫБРОСАМ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ...»

М.В. Волкодаева, к.г.н.,
Северо-Западный государственный заочный технический университет
В.Ф. Хватов, д.т.н.,
УГИБДД ГУВД по Санкт-Петербургу и Ленинградской области
Д.В. Федцов, асп., Э.Н. Исмаилов, асп.
Северо-Западный государственный заочный технический университет

Приведены данные о количестве автотранспорта и выбросах вредных (загрязняющих) веществ в РФ. Показано, что в 2006 г. суммарные выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух на территории РФ составили 36,2 млн т, в том числе: от стационарных источников промышленных предприятий — 20,7 млн т (57,5 %), от автотранспорта — 15,3 млн т (42,5 %), от железнодорожного транспорта (тепловозов на магистралях) — 0,2 млн т (0,6 %). Несмотря на рост автомобильного парка и объемы грузоперевозок в 2006 г., впервые за последние 15 лет имело место абсолютное снижение массы выбросов загрязняющих веществ на 1,7 % по сравнению с предыдущим годом. Авторы связывают этот факт с постепенным обновлением и улучшением «экологической» структуры парка, в связи с вводом в действие специального технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техники, выпускаемой в обращение на территории РФ, вредных загрязняющих веществ».

Легковой автомобиль стал одним из необходимых атрибутов повседневной жизни людей не только в зарубежных странах, но и в нашей стране. В 1990-е гг. в мире насчитывалось свыше 600 млн автомобилей, по прогнозам к 2010 г. их число может достигнуть 1 млрд. При росте населения за последние годы в 2 раза в Германии, Швейцарии, США и Франции парк автомобилей возрос в 4 раза. Доля городских передвижений на общественном транспорте для большинства городов составляет 15–20 %. В западноевропейских странах в 1990-гг. на 1000 жителей приходилось в среднем 322 легковых автомобиля, в том числе США — 540, Венгрии — 168. В настоящее время в США — 800 автомашин на тысячу жителей, во Франции и Германии — 600, Великобритании — 550, Нидерландах — более 500, Белоруссии — 200.

Всего в Российской Федерации по состоянию на 01.01.2006 г. зарегистрировано около 30,8 млн ед. автомобилей [1]. Наибольшее количество автомобилей (около 8,9 млн ед.) зарегистрировано в Центральном федеральном округе (ФО), наименьшее количество (около 1,6 млн ед.) — в Дальневосточном ФО (рис. 1).

Средний уровень автомобилизации в нашей стране на конец 2007 г. достиг 250 автомобилей на 1000 жителей, по легковым автомобилям — 207 ед. на 1000 жителей. При этом минимальная обеспеченность населения автомобилями (около 165 ед./тыс. чел.) зарегистрирована в Южном ФО, максимальная обеспеченность (около 230 ед./тыс. чел.) — в Дальневосточном ФО. В крупных и крупнейших городах России он значительно выше: в Москве на 1000 жителей приходится более 350 автомобилей, в том числе легковых — почти 300.

Мировым парком автомобилей ежегодно выбрасывается в атмосферу свыше 300 млн т загрязняющих веществ, в том числе: оксида углерода — 260 млн т; летучих органических соединений — 40 млн т; оксидов азота — 20 млн т.

Отчет Европейского Экологического Агентства за 2006 г. показывает, что именно дорожный транспорт является единственным и главным источником выбросов оксидов азота, оксида уг-

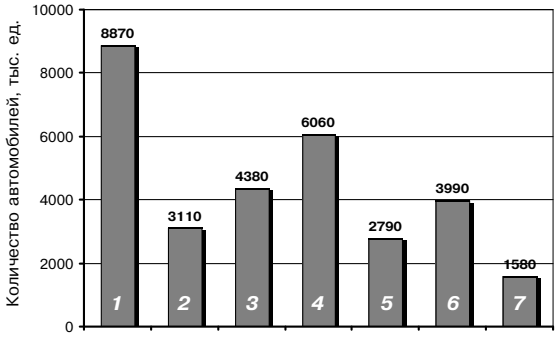


Рис. 1. Суммарное количество автомобилей в федеральных округах Российской Федерации по состоянию на 01.01.2006 г.:
1 — Центральный; *2* — Северо-Западный; *3* — Южный; *4* — Приволжский; *5* — Уральский; *6* — Сибирский; *7* — Дальневосточный

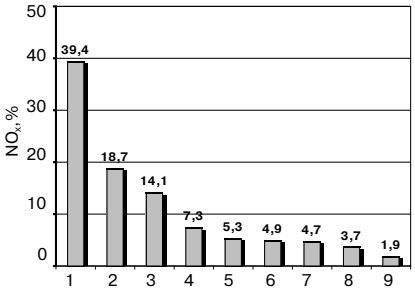


Рис. 2. Распределение выбросов оксидов азота по секторам экономики в 27 странах ЕС:

1 — дорожный транспорт; *2* — энергетика общего пользования и производства тепла; *3* — обрабатывающая промышленность и строительство; *4* — сельское и лесное хозяйство, рыболовство; *5* — другие ключевые категории; *6* — неключевые категории; *7* — жилой сектор; *8* — национальное судоходство; *9* — комерческий, институциональный

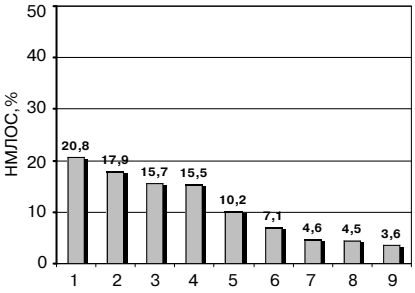


Рис. 3. Распределение выбросов НМЛОС по секторам экономики в 27 странах ЕС:

1 — другие ключевые категории; *2* — дорожный транспорт; *3* — прочие, включая продукты, содержащие ТМ и СОЗ; *4* — нанесение красок; *5* — жилой сектор; *6* — нефть и природный газ; *7* — химические продукты, производство и обработка химических продуктов; *8* — неключевые категории; *9* — прочее производство

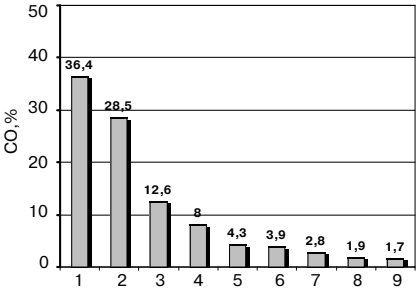


Рис. 4. Распределение выбросов оксида углерода по секторам экономики в 27 странах ЕС:

1 — дорожный транспорт; *2* — жилой сектор; *3* — обрабатывающая промышленность и строительство; *4* — производство металлов; *5* — неключевые категории; *6* — сельское и лесное хозяйство, рыболовство; *7* — другие ключевые категории; *8* — сжигание отходов; *9* — национальное судоходство

лерода и нестойких летучих органических соединений, а также вторым по значимости источником выбросов мелкодисперсных частиц [2]. В общем валовом выбросе вредных веществ в атмосферу в странах ЕС на долю автотранспорта приходится до 40 % выбросов оксида углерода, до 40 % выбросов оксидов азота (во Франции и ФРГ до 60–70 %) и до 19 % выбросов неметановых летучих органических соединений (рис. 2–4).

В 2006 г. суммарные выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух на территории Российской Федерации составили 36,2 млн т, в том числе: от стационарных источников промышленных предприятий — 20,7 млн т (57,5 %), от автотранспорта — 15,3 млн т (42,5 %), от железнодорожного транспорта (тепловозов на магистралях) — 0,2 млн т (0,6 %) [3]. При этом доля автотранспорта в выбросах от всех передвижных источников является преобладающей. Так, по данным Государственного доклада «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2006 году» [3, 4] вклад автотранспорта в суммарные выбросы от всех передвижных источников составил 94,5 %. Это значение остается практически неизменным в течение последних десяти лет (табл. 1). Динамика изменения валовых выбросов от автотранспортных средств за последние 6 лет отражена на рис. 5 [4].

По оценкам экспертов и данным официальной статистики, несмотря на рост автомобильного парка и объемы грузоперевозок в 2006 г., впервые за последние 15 лет имело место снижение валовых выбросов загрязняющих веществ на 1,7 % по сравнению с предыдущим годом. Это стало следствием постепенного обновления автомобильного парка и улучшения экологических показателей автомобилей.

Таблица 1

Вклад различных видов транспортных средств РФ в суммарные выбросы загрязняющих веществ* от передвижных источников, %

Вид транспорта	CO	ЛОС	NO_x	C	SO_2	Всего
Автомобильный	97,4	94,1	82,0	69,0	77,5	94,1
Речной	0,1	0,7	1,9	5,6	4,6	0,6
Морской	0,1	0,6	1,4	3,6	10,3	0,6
Воздушный	0,6	1,0	3,1	—	4,6	1,1
Железнодорожный	0,4	1,6	6,9	11,9	—	1,6
Промышленный, железнодорожный	0,1	0,3	1,5	2,2	—	0,3
Дорожные машины	1,4	1,8	3,2	7,8	3,0	1,7
Итого						100

* CO — оксид углерода; ЛОС — летучие органические соединения, NO_x — оксиды азота; C — твердые частицы в пересчете на углерод (сажа); SO_2 — диоксид серы

К основным положительным факторам, определившим снижение суммарных выбросов загрязняющих веществ от автомобильного транспорта в 2006 г. по сравнению с предыдущими годами, следует отнести следующие.

1. Ввод в действие в апреле 2006 г. специального технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных загрязняющих веществ» [5]. Регламентом установлены требования к выбросам вредных веществ от новых и подержанных автомобилей, впервые регистрируемых в России, на уровне не ниже европейских норм Евро-2. Таким образом, после ввода в действие регламента обновление автомобильного парка России, которое в 2006 г. составило 6,8 %, происходило за счет автомобилей 2–4-го экологических классов.

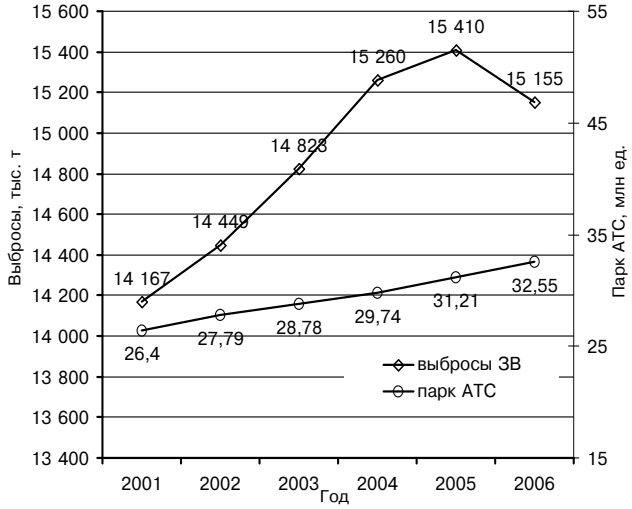


Рис. 5. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу автомобильным транспортом РФ

2. Увеличение в автопарке доли легковых автомобилей со сроком эксплуатации менее 5 лет до 23,3 % (рост на 1,6 % по сравнению с 2005 г.).

3. Увеличение в автопарке доли иномарок отечественной и зарубежной сборки, имеющих, как правило, улучшенные экологические характеристики. По сравнению с 2005 г. доля иномарок в парке легковых автомобилей в целом по России выросла почти на 2,8 % и составила 28,2 %, в то время как в крупных городах эти показатели значительно выше. Например, в Москве доля легковых иномарок в 2006 г. при росте на 5,7 % составила 45,6 %, в Санкт-Петербурге — увеличилась на 3,9 % и достигла 46,5 %. Доля грузовых иномарок в России выросла на 1,7 % и составила 15,5 %. В транспортном потоке крупных городов доля иномарок достигает 60—80 %.

4. Увеличение в 2006 г. импорта новых иномарок в связи с запрещением ввоза подержанных легковых автомобилей импортного производства, не удовлетворяющих нормам Евро-2. В общем объеме импорта доля новых автомобилей возросла до 74 %, а доля подержанных автомобилей сократилась до 26 %. В 2005 г. доля подержанных автомобилей составляла 30 %, а в 2004 г. — 43,6 %).

5. Рост автомобильного парка, использующего в качестве моторного топлива природный газ. По данным Национальной газомоторной ассоциации (НГА), потребление природного газа на автомобильном транспорте в 2006 г. увеличилось до 286 млн $м^3$ (рост по сравнению с 1999 г. в 4,5 раза), численность парка газобаллонных автомобилей приблизилась к 70 тыс. ед. (2005 г. — около 50 тыс. ед.).

Вступление в силу новых требований к выбросам вредных веществ от автомобильной техники заставило отечественных автопроизводителей улучшить показатели выбросов вредных веществ российских марок автомобилей. На ОАО «АвтоВАЗ» и ОАО «Иж-Авто» прекращен выпуск автомобилей классической компоновки с карбюраторными двигателями. Вся «классика» выпускается в новой комплектации, с инжекторными двигателями, удовлетворяющими нормам Евро-2. Некоторые модели АвтоВАЗа соответствуют более высоким требованиям. Например, «Лада Самара» (семейство «Лада 110») соответствуют нормам Евро-2, Евро-3 и даже Евро-4 (экспортные комплектации); автомобили «Нива» (после модернизации) соответствуют требованиям Евро-3 и Евро-4. Модель «Калина» с самого начала выпуска соответствовала нормам Евро-2 и Евро-3, а в настоящее время седаны этого семейства сертифицированы на соответствие нормам Евро-4. Горьковский автомобильный завод еще раньше перешел на производство автомобилей, удовлетворяющих новым экологическим стандартам. Последними к требованиям норм Евро-2 были адаптированы средние грузовики. Сейчас на заводе идет подготовка к серийному выпуску всех машин, соответствующих нормам Евро-3.

Введение требований Евро-2 применительно к автомобилям, поступающим на внутренний российский рынок, привело к необходимости введения эффективного государственного контроля за выбросами автомобилей, находящихся в эксплуатации. Сегодня основным инструментом государственного экологического контроля транспортных средств в Российской Федерации является периодический государственный технический осмотр. Увеличение с двух до трех лет периодичности между первым (при регистрации) и вторым техническими осмотрами легковых автомобилей (кроме коммерческих), введенное постановлением Правительства Российской Федерации от 31 декабря 2005 г. № 862, а также практическое отсутствие выборочных проверок технического состояния автомобилей на дорогах могут негативно сказаться на экологическом состоянии парка, особенно при нарушении установленных объемов и технологий проверок.

В 2007 г. интенсивный рост численности автомобильного парка продолжался и составил по всем типам автотранспортных средств 7,8 %. Наиболее быстрыми темпами увеличивался парк легковых автомобилей — на 9,7 %, численность автобусов увеличилась на 7,1 %, грузовых автомобилей — на 4,85 %.

В табл. 2 приведены данные Государственного доклада о суммарных выбросах загрязняющих веществ от автотранспортных средств в 2007 г. [1]. Как видим, рост выбросов от автотранспорта в 2007 г. по отношению к 2006 г. вполне согласуется с темпами роста автопарка. Приве-

Таблица 2

Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу автотранспортными средствами в 2007 г.

Показатель	CO	ЛОС	NO_x	C	SO_2	Всего
Масса выбросов, тыс. т	10 871	1796	3302	53,91	190	16 214
% к 2006 г.	105,2	106,3	106,8	100,6	106,5	105,7

денные в таблице данные показывают, что на каждого жителя Российской Федерации в 2007 г. приходилось более 110 т загрязняющих веществ, выброшенных в атмосферный воздух автотранспортными средствами. Следует отметить, что кроме нормируемых загрязняющих веществ (именно они указаны в табл. 2), выбросы автотранспорта содержат ряд не нормируемых загрязнителей, массовый выброс которых хотя и незначителен, но влияние их на человека достаточно велико. Это — без(α)пирен, свинец, мелкодисперсные твердые частицы и другие вредные вещества, учет и контроль которых в нашей стране отсутствует.

В Российской Федерации, в отличие от многих развитых стран, до сих пор не разработаны и не приняты государственные программы расширения использования на автомобильном транспорте альтернативных топлив: компримированного и сжиженного газа, биогаза, биодизеля, водорода и т. п. Отсутствует законодательное и налоговое стимулирование перевода транспорта на перспективные виды топлива. В этих условиях наиболее последовательные действия по расширению использования природного газа, имеющего ряд экологических преимуществ по сравнению с нефтяными видами топлива (практическое отсутствие частиц в отработавших газах, снижение выбросов оксидов азота, CO_2, агрессивных углеводородов) предпринимает ОАО «Газпром».

В настоящее время заправку транспорта природным газом в России осуществляют 215 автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС), сеть которых постоянно расширяется. В Москве специальными программами предусмотрен перевод на компримированный природный газ (КПГ) по 300 автобусов в двух автобусных парках. Продолжается и расширяется эксперимент по использованию в качестве моторного топлива диметилового эфира (ДМЭ) на автомобилях КаМАЗ (ГУП «Мосавтохолод»). Ранее для работы на ДМЭ были переоборудованы 30 малотоннажных грузовиков ЗИЛ.

Российские нефтяные компании продолжают работу по повышению качества нефтепродуктов. В структуре выпуска автомобильных бензинов наметились положительные сдвиги: на нефтеперерабатывающих заводах доля бензинов А-92 и выше увеличилась с 60,4 % в 2005 г. до 69,5 % в 2006 г., доля дизельного топлива с содержанием

Таблица 3

Список городов с выбросами от автотранспорта более 100 тыс. т/год

Город	Всего	CO	NO_x	ЛОС
Москва	1233,0	811,5	252,8	151,8
Санкт-Петербург	500,9	333,4	100,3	60,7
Екатеринбург	201,2	127,5	25,3	30,6
Волгоград	186,5	123,5	39,5	20,4
Уфа	146,7	96,8	30,0	17,7
Нижний Новгород	144,2	99,8	27,1	15,4
Омск	142,15	107,2	18,9	15,1
Самара	136,2	28,7	89,9	15,4
Ростов-на-Дону	119,8	80,3	24,2	13,5
Челябинск	119,7	79,7	24,8	13,4
Краснодар	113,1	79,0	20,3	12,6
Воронеж	102,4	73,7	16,8	11,1
Красноярск	102,0	67,6	21,0	11,9

серы 0,035–0,001 % (Евро-3 и Евро-4) возросла с 11,8 до 16,6 %.

Нефтяная компания ЛУКОЙЛ начала поставки на рынок бензина, соответствующего требованиям Евро-3: с марта 2006 г. этот бензин продается на автозаправочных станциях компании в Москве и Московской области. Компания планирует расширить эти поставки и в другие регионы России. С 2005 г. компания поставляет на рынок дизельное топливо, которое соответствует требованиям Евро-4.

Несмотря на предпринимаемые усилия по совершенствованию экологических показателей автомобилей и улучшению качества топлив, вклад автотранспорта в суммарные выбросы на европейской территории России имеет устойчивую тенденцию к увеличению, так же как и на азиатской, где темпы роста выбросов изменяются менее значительно.

Так, доля автотранспорта в суммарных выбросах на европейской территории России в 2007 г. составила более 60 % (против 39 % в 1990 г.), в то время как на азиатской территории России — 27 % (против 35 % в 1990 г.) [3].

Преобладание выбросов автотранспорта является особенностью крупных городов. По данным статистики, в 13 крупнейших городах РФ вредные выбросы в атмосферу от автотранспорта превышают 100 тыс. т. (табл. 3), при этом в двух крупнейших городах Москве и Санкт-Петербурге количество выбросов приблизительно равно количеству выбросов оставшихся одиннадцати [3].

Приведенные в настоящей работе данные официальной статистики показывают, что не-

смотря на высокие темпы увеличения парка автомобилей валовый выброс вредных веществ в атмосферный воздух имеет тенденцию к сокращению, что полностью определяется улучшением экологических показателей современных автомобильных двигателей. Поэтому реализация этапов Концепции развития автомобильной промышленности России [6], предусматривающей переход выпускаемой автомобильной продукции на современный уровень экологических требований (Евро-2, Евро-3, а затем и Евро-4) является актуальной и своевременной задачей.

Литература

1. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2007 году». — М., 2008. — 84 с.

2. http://www.eea.europa.eu/highlights/air-pollution-remains-a-threat-to-health-in-eu-27

3. Ежегодник выбросов вредных (загрязняющих) веществ в атмосферный воздух городов и регионов Российской Федерации за 2006 год; под ред. Миляева В.Б., Волкодаевой М.В. — СПб. : НИИ Атмосфера, 2008. — 319 с.

4. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2006 году». — М., 2007. — 76 с.

5. Постановление Правительства России от 12.10.2005 г. № 609 «Об утверждении специального технического регламента "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации"». — 18 с.

6. Распоряжение Правительства РФ № 978-р от 16.07.2002 г. «О Концепции развития автомобильной промышленности России». — 12 с.

НОВОСТИ ALFA LAVAL

Alfa Laval Group приобрела компанию LHE в Южной Корее

Alfa Laval Group, мировой лидер в области теплообменного, сепарационного и потокопроводящего оборудования, в сентябре 2009 г. приобрела 90 % акций компании LHE Co., Ltd в Южной Корее — производителя компактных пластинчатых теплообменников. Годовой оборот компании LHE Co., Ltd в 2008 г. составил 750 млн шведских крон, а количество сотрудников — 170 человек.

Компания LHE (Leader Heat Exchanger) работает на рынке компактных и сварных теплообменников, применяемых в теплоснабжении, вентиляции и кондиционировании, в нефтегазовом секторе, атомной энергетике, технологических процессах и в морском оборудовании.

Alfa Laval Group благодаря приобретению компании LHE обеспечивает себе эффективный рост, добавив независимый канал на рынке теплообменного оборудования в Азии. LHE продолжит производство продукции под собственным брендом и с дистрибуцией через свою сеть.

Alfa Laval Group — крупнейший в мире поставщик оборудования и технологий для различных отраслей промышленности и производственных процессов, основанных на технологиях теплообмена, сепарации, дозирования и перекачивания жидкостей и газов.

Оборудование Alfa Laval применяется на силовых и энергетических установках, на борту судов, в машиностроительной и добывающей промышленности, на водоочистных предприятиях, а также в климатических и холодильных установках.

Компания Alfa Laval тесно работает с заказчиками почти в 100 странах. Годовой оборот компании в 2008 г. составил 28 млрд шведских крон. Количество сотрудников — более 12 000 человек.

Compabloc 120 экономит энергию

Компания **Alfa Laval** недавно пополнила серию сварных компактных теплообменных аппаратов. Compabloc 120, самая крупная модель серии, поможет владельцам предприятий сократить потребление энергии, снизить выброс CO_2, продлить срок службы оборудования и повысить его производительность в процессах теплопередачи. Всего один Compabloc 120 способен заменить несколько кожухотрубных теплообменников, обеспечивая такую же или более высокую производительность при меньших инвестиционных затратах.

Сочетание таких характеристик, как высокая турбулентность и наличие противотока, позволяет добиться максимальной рекуперации тепла, что, в свою очередь, обеспечивает потребителям Compabloc 120 существенную экономию энергии. Заказчики имеют возможность повторно использовать дорогостоящую тепловую энергию для широкого спектра применений вместо того, чтобы дополнительно ее производить или закупать, повышая тем самым чистую прибыль своего предприятия.

Высокая турбулентность в каналах теплообменников серии Compabloc также позволяет снизить вероятность возникновения загрязнений, тем самым уменьшая затраты на обслуживание аппартов и увеличивая срок службы оборудования. Применение в аппаратах Compabloc 120 съемных панелей обеспечивает легкость доступа к каналам между пластинами теплообменника, промываемым путем водоструйной очистки, делают процесс его чистки значительно более быстрым и легким по сравнению с другими теплообменными аппаратами.

УДК 621.89.012.7

ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ВЯЗКОСТИ МОТОРНЫХ МАСЕЛ НА СУММАРНУЮ МОЩНОСТЬ ТРЕНИЯ В ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

А.Ю. Шабанов, к.т.н., доц.; А.Б. Зайцев, к.т.н., доц.; И.С. Кудинов, асп.
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Проведен анализ влияния вязкости моторного масла на суммарную мощность трения трибоузлов быстроходного бензинового двигателя при использовании в нем современных синтетических масел. Показано, что в зависимости от вязкости применяемого масла величина крутящего момента в зоне основного эксплуатационного диапазона изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя различается на 3–4 %. Такое изменение эффективного крутящего момента может быть вызвано соответствующим изменением мощности механических потерь, которая зависит от вязкости моторного масла.

Дальнейшее снижение высокотемпературной вязкости дает обратный эффект — наблюдается снижение мощности двигателя, причем наиболее заметное — в зоне высоких частот вращения коленчатого вала.

Таким образом, для подбора оптимального сорта моторного масла для конкретного двигателя следует учитывать не только его классификацию по SAE и API, но и реальную вязкостно-температурную характеристику, определенную при реальных рабочих температурах масла в узлах трения, в первую очередь — сопряжениях поршневое кольцо–гильза цилиндра двигателя.

В современных двигателях на основных расчетных режимах работы все сопряжения трения должны работать в условиях гидродинамического режима смазки. В условиях граничного, полусухого, а иногда и сухого трения узел работает в основном на режимах пуска двигателя, прогрева на малых оборотах коленчатого вала, при критических нагрузках; на этапах приработки трибологических узлов или этапах критического износа. Толщина несущего масляного слоя зависит от скорости вращения коленчатого вала, геометрических параметров сопряжения и динамических характеристик двигателя, а также от параметров и от типа масла.

С повышением вязкости масла несущая способность масляного слоя увеличивается, как это следует из основных положений гидродинамической теории смазки. При повышенных значениях вязкости надежней обеспечивается жидкостной режим трения и уменьшается износ рабочих поверхностей деталей двигателя. Однако при этом увеличивается мощность трения в узле пропорционально росту вязкости масла. Кроме того, растет пропуск масла на рабочую поверхность гильзы цилиндра, что неизбежно ведет к росту его расхода на угар.

Очевидно, что для каждого типа узлов трения различных двигателей должна существовать оптимальная вязкость смазочного масла, обеспечивающая, с одной стороны, безизносный характер его работы, а с другой стороны, минимизацию потерь трения и расхода масла на угар. Поиск оптимального решения задачи усложняет то обстоятельство, что значения оптимальных вязкостей будут зависеть как от режима работы двигателя, так и от реального состояния узла трения, то есть от первоначальных установочных зазоров или от степени износа.

Авторами был проведен анализ влияния вязкости моторного масла на суммарную мощность трения трибоузлов быстроходного бензинового двигателя при использовании в нем современных синтетических масел, наиболее широко представленных в настоящее время на рынке.

Исследования проводились на моторном стенде, состоящем из электротормозного устройства и автомобильного двигателя в штатной комплектации. На пульт управления выведены контрольно измерительные приборы, позволяющие контролировать режимы работы двигателя и его основные рабочие параметры — крутящий момент, частоту вращения коленчатого вала, расход топлива, температуру и давление масла в системе смазывания, параметры токсичности отработавших газов.

Программа испытаний двигателя при его работе на различных сортах масел базовых характеристик состояла из нескольких этапов. Первый — подготовительный этап. На нем предусматривалось выполнение специальной процедуры смены масла с многократными промывками испытуемым маслом, необходимыми для максимально полного удаления остатков старого масла. На втором этапе проводились измерения основных параметров работы двигателя

на свежем масле через один моточас его работы в двигателе. На третьем этапе проводился анализ временного изменения свойств масла в процессе длительной работы. Для этого двигатель нарабатывал на фиксированном режиме работы заданное время, после чего проводилось повторное измерение параметров двигателя по программе второго этапа испытаний. После каждого этапа испытаний отбиралась пробы масла для исследования его физико-химических свойств.

Кроме того, на каждом этапе испытаний определялись механические потери двигателя методом прокрутки двигателя электротрмозным устройством стенда. Двигатель прогревался до рабочих температур масла и охлаждающей жидкости, после чего при выключенном зажигании и отключенной подаче топлива осуществлялась его прокрутка со ступенчатым повышением и понижением частоты вращения коленчатого вала. При повышении частоты вращения дроссель был полностью закрыт, при понижении — полностью открыт. Измерение момента механических потерь выполнялось по показаниям весового устройства стенда.

Также производились измерения вязкости и плотности образцов масел, отобранных на различных стадиях испытаний. Необходимо отметить, что измерение вязкости было проведено по модифицированной методике. Действующий ГОСТ 33–2000 предписывает контролировать значение вязкости масла только при двух значениях температуры — 40 и 100 °С, что не в полной мере соответствует действительным значениям температуры моторного масла, работающего в трибосопряжениях при более высоких температурах. Модифицированная методика заключается в использовании жидкости с высокой температурой кипения (порядка 200 °С) в качестве нагревающей среды для измерения вязкости в диапазоне температур от 40 до 195 °С с помощью вискозиметра Пинкевича.

Результаты измерений (табл. 1) показывают что вязкость масла, определенная при стандартных температурах 40 и 100 °С, значительно отличается от реальной вязкости моторного масла при рабочей температуре в трибосопряжении. Это ставит под сомнение возможность подбора оптимального сорта масла для конкретной марки двигателя только по критериям вязкости, предписанными классификацией SAE.

Анализ результатов измерения мощности механических потерь реального двигателя, работающего на маслах с различными значениями высокотемпературной вязкости полностью подтверждает это предположение. На рис. 1 приведены результаты измерения крутящего момента двигателя ВАЗ-2108 при его работе на

Таблица 1

Значения кинематической вязкости, полученные в результате эксперимента

Температура масла, °С	Значение кинематической вязкости, сСт							
	Shell Helix Ultra Extra 5W-30	Shell Helix Ultra 5W-40	Motul 8100 Eco-clean C2 5W-30	Xenum GPX 5W-40	Marly Black Gold 5W-30	Xenum VX 5W-30	Liqui Moly 5W-40	Лукойл Синтетик 5W-40
40	64,60	83,80	54,80	78,90	93,00	68,50	84,90	93,20
75	28,39	25,66	20,19	24,60	25,66	24,92	29,02	26,39
100	11,60	14,50	9,99	13,60	13,90	12,10	14,10	15,20
120	8,29	9,19	6,94	8,80	8,63	8,29	9,42	9,64
150	5,13	6,03	4,46	5,86	5,36	5,08	5,70	5,75
195	4,00	2,88	2,76	3,27	3,27	3,10	3,44	3,55

трех видах моторных масел — Shell Helix Ultra 5W-40, Shell Helix Ultra Extra 5W-30, Marly Black Gold 5W-30.

Масло Shell Helix 5W40 имеет вязкость в зоне температур 190–200 °С, характерных для условий работы поршневых колец, равную 2,8 сСт, Shell Helix 5W30 — 4,0 сСт, Marly 5W30 — 3,3 сСт. Эти различия в значениях высокотемпературной вязкости масла проявляются в изменении крутящего момента двигателя. При работе на масле Shell Helix 5W40, имеющем меньшую высокотемпературную вязкость, величина крутящего момента в диапазоне основных эксплуатационных частот вращения коленчатого вала двигателя, оказалась выше на 3–4 %, чем при использовании других масел, имеющих бо́льшую

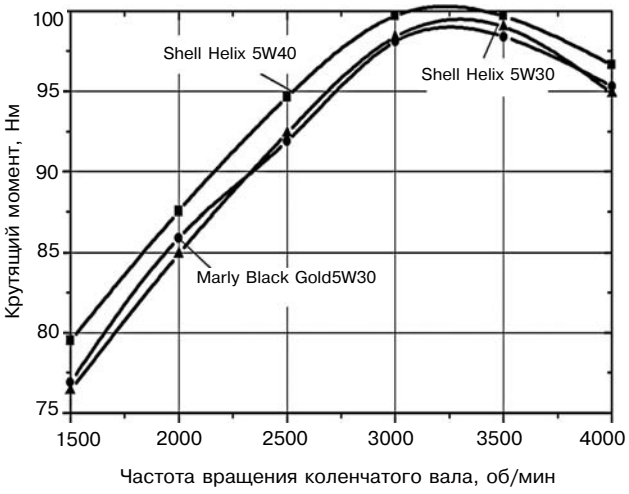


Рис. 1. Изменение крутящего момента двигателя ВАЗ-2108 при его работе на различных моторных маслах (внешняя скоростная характеристика)

вязкость. Поскольку все регулировки двигателя, топливо и условия испытаний были идентичными, изменение эффективного крутящего момента может быть вызвано только соответствующим изменением мощности механических потерь, которая зависит от вязкости моторного масла. В то же время наиболее эффективное масло Shell Helix 5W40, если судить по его классификации SAE, наоборот, должно обеспечивать существенно бо́льшую вязкость и дать бо́льшие потери гидродинамического трения.

Дальнейшее снижение высокотемпературной вязкости дает обратный эффект — наблюдается снижение мощности двигателя, причем наиболее заметное в зоне высоких частот вращения коленчатого вала. Это подтверждают результаты экспериментов, проведенные с использованием моторного масла Motul 8100 Eco-clean C2 5W-30, имеющего высокотемпературную вязкость, но более низкую, чем у масла Shell Helix 5W40.

Таким образом, для подбора оптимального сорта моторного масла для конкретного двигателя следует учитывать не только его классификацию по SAE и API, но и реальную вязкостно-температурную характеристику, измеренную при реальных рабочих температурах масла в узлах трения, в первую очередь — сопряжениях поршневое кольцо–гильза цилиндра двигателя.

Кроме того, в качестве отдельной задачи возникает необходимость синтеза оптимальной вязкостно-температурной характеристики моторного масла, удовлетворяющей требованиям обеспечения минимизации механических потерь и расхода маса на угар при сохранении безизносного режима работы в сопряжениях трения. Эта задача может быть решена только с использованием методов математического моделирования работы сопряжений трения ДВС с учетом реальной взкостно-температурной характеристики моторного масла.

ИТОГИ КОНФЕРЕНЦИИ «РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ»

ГОСУДАРСТВЕННАЯ ДУМА
ФЕДЕРАЛЬНОГО СОБРАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПЯТОГО СОЗЫВА

КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И НАУКОЕМКИМ ТЕХНОЛОГИЯМ

Георгиевский пер., д. 2, Москва, 103265 Тел. 692 60 98 Факс 692 66 30 E-mail: chereshnev@duma.gov.ru

21 августа 2009 г. № ИХ 3.30- 30/293

Заместителю Председателя Правительства
Российской Федерации

С.Б. Иванову

Копия: главному редактору журнала «Двигателестроение»

Новикову Л.А.

а/я 65, Набережная Робеспьера, д.10, корп. А-А, офис 14,
г. Санкт-Петербург, 191123

Уважаемый Сергей Борисович!

В Комитет Государственной Думы по науке и наукоемким технологиям обратился главный редактор журнала «Двигателестроение» Л.А. Новиков по вопросу неблагополучного состояния отрасли двигателестроения.

Прошу Вас рассмотреть указанное обращение и о результатах проинформировать Л.А. Новикова и Комитет.

Приложение: на 1 л. + журнал в первый адрес.

С уважением,

Председатель Комитета В.А. Черешнев

В.Л. Гончаренко
692 92 94

УДК 621.436-44.662.76

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПУСКОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА

Н.Н. Патрахальцев, д.т.н., проф.; Российский университет дружбы народов
И.А. Соболев, к.т.н.; ООО «Айтиси Авто Русь»
С.А. Казаков, магистр; Российский университет дружбы народов

Представлены результаты исследования возможностей улучшения пусковых и динамических качеств «холодного» дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха. Для повышения эффективности режимов пуска и снижения выбросов белого дыма предложено впрыскивать в цилиндр легковоспламеняющуюся жидкость в смеси с дизельным топливом, а также увеличивать время прогрева путем отключения части цилиндров. Предложен способ управления режимами пуска и разгона по сигналам углового положения момента начала воспламенения.

В России более 80 % территории находится в зоне холодного климата. Эксплуатация дизелей в таких условиях приводит к снижению показателей эффективности работы установок и машин. Так, при температурах окружающего воздуха от −20 до −30 °С рекомендуется снижать рабочие нагрузки на 25 %, а при температуре от −30 до −40 °С — даже на 50 % [1]. Как отмечается Ассоциацией автомобильных инженеров, большинство автомобилей с дизельными двигателями при температурах ниже −35 °С теряют работоспособность [2]. К сожалению, большинство серийно выпускаемых отечественных автотракторных дизелей не оснащаются специальными средствами для повышения эффективности их работы при низких температурах. В условиях эксплуатации машины часто хранятся на открытых площадках или в закрытых, но не отапливаемых помещениях.

Особые проблемы в эксплуатации возникают при пуске «холодных» дизелей в условиях низких температур окружающего воздуха. Под «холодным» понимается дизель, у которого температуры блока цилиндров, охлаждающей жидкости, подшипников коленчатого вала, масла, топлива, аккумуляторной батареи и т. д. равны температуре окружающей среды. Холодный пуск осуществляется при отсутствии средств предпусковой подготовки (например предварительного разогрева перед пуском) или при отсутствии времени на проведение разогрева (экстренный пуск) и т. д.

Причинами затрудненности холодных пусков при низких температурах являются большой момент сопротивления прокручивания вала, низкое качество распыливания топлива, плохая воспламеняемость горючей смеси, что проявляется в неустойчивости режимов пуска и разгона [3]. Если высокое сопротивление прокручиванию вала может быть снижено применением соответствующих загущенных масел и использованием пусковых устройств повышенной мощности, то остаются проблемы воспламеняемости горючей смеси в первых циклах пуска−разгона, а также сохраняется вероятность неустойчивого пуска.

Неустойчивость пуска−разгона проявляется в том, что даже после успешных воспламенений топлива в цилиндрах и начале пуска−разгона дизель, достигнув некоторой критической частоты вращения $n_{1\,кр}$ (рис. 1), совершает выбег вплоть до остановки. В других случаях остановки не происходит, так как при некоторой пониженной частоте вращения вновь появляются вспышки, происходит разгон до некоторой более высокой критической частоты вращения $n_{2\,кр}$. Процессы выбегов−разгонов без остановки протекают многократно и сопровождаются повышенным выбросом белого дыма. Считается, что пуск является успешным, если после не более чем трех попыток пуска дизель в течение заданного времени вышел на режим прогрева и стабильной работы.

Качество воспламенения топлива в цилиндре дизеля характеризуется периодом задержки воспламенения τ_i. Этот период зависит от температуры, давления в камере сгорания, качества смесеобразования, качества топливоподачи, энергии активации смеси, а также от времени, располагаемого на подготовку к самовоспламенению, а следовательно — от частоты вращения вала дизеля. При анализе процессов самовоспламенения используется понятие (термин) «угол начала сгорания» $\varphi_{нач.\,сг}$, который зависит как от времени задержки воспламенения, так и от скоростного режима дизеля. При чрезмерно быстром разгоне дизеля после пуска этот угол достигает критического значения $\theta_{i\,кр}$ (рис. 2) и вспышки прекращаются, происходит

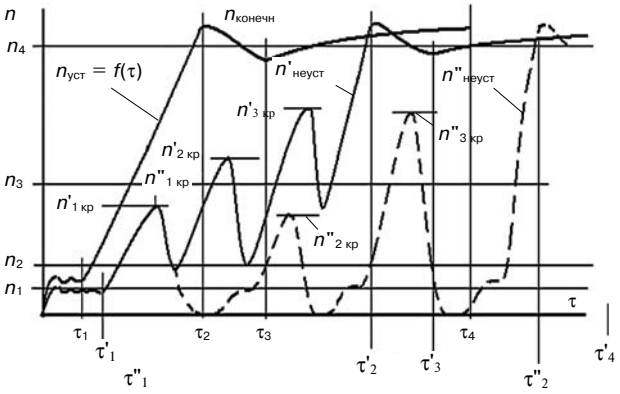


Рис. 1. Схемы протекания устойчивого и неустойчивых пусков:

$n_{уст} = f(\tau)$, $n'_{неуст} = f(\tau)$, $n''_{неуст} = f(\tau)$ — характеристики устойчивого и неустойчивых пусков в функции времени; τ_1, τ'_1, τ''_1 — время прокрутки вала пусковым устройством соответственно при устойчивом (прогретый двигатель) и неустойчивых (холодных) пусках; τ_1–τ_2, τ'_1–τ'_2, τ''_1–τ''_2 — периоды разгонов до начала работы регулятора частоты вращения (рейка находится на упоре максимальной подачи); τ_2–τ_3, τ'_2–τ'_3, τ''_2–и т. д. — периоды разгонов с одновременным уменьшением подачи топлива регулятором до положения холостого хода или иного заданного режима; τ_3–τ_4, τ'_3–τ'_4 — период прогрева дизеля; $n'_{1\,кр}$, $n'_{2\,кр}$, $n'_{3\,кр}$, n''_1, $n''_{2\,кр}$, $n''_{3\,кр}$ — критические частоты вращения при неустойчивых пусках; n_1, n_2 — диапазон пусковых частот; n_3 — частота выключения пускового устройства; n_4 — частота срабатывания регулятора

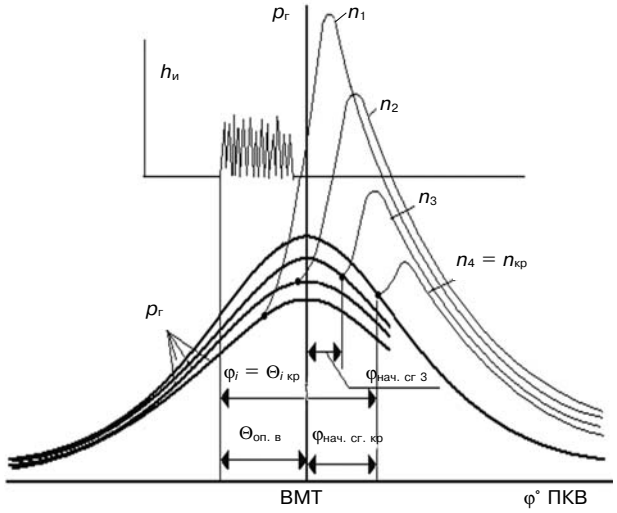


Рис. 2. Индикаторные диаграммы четырех последовательных циклов пуска–разгона «холодного» дизеля:

$n_1 < n_2 < n_3 < n_4$ — последовательное возрастание частоты вращения при пуске–разгоне; $h_и$ — ход иглы форсунки при пуске (дробящий впрыск); $\varphi_i = \theta_{i\,кр}$ — критический угол задержки воспламенения; $n_{кр}$ — критическая частота вращения; $\varphi_{нач.\,сг\,3}$, $\varphi_{нач.\,сг.\,кр}$ — углы начала сгорания при частоте n_3 и критической; $\theta_{оп.\,в}$ — угол опережения впрыска

выбег, проявляется неустойчивый процесс пуска–разгона.

Следовательно, для того чтобы снизить вероятность появления неустойчивого пуска, необходимо снизить интенсивность разгона после первых вспышек.

Уравнение динамического равновесия системы двигатель–потребитель показывает, что увеличить длительность Δt разгона на участке Δn можно увеличением момента инерции установки $I_{д.\,уст}$, увеличением нагрузки M_c и снижением развиваемого двигателем крутящего момента M_e, т. е. $\Delta t = (I_{д.\,уст} \cdot \pi/30 \cdot \Delta n)/(M_e - M_c)$. Увеличение момента инерции или нагрузки при пуске нецелесообразно. Снижение M_e за счет уменьшения цикловой подачи топлива во всех цилиндрах недопустимо, так как это может привести к остановке двигателя. Поэтому для снижения динамики разгона в работе применено изменение крутящего момента дизеля отключением части цилиндров.

На рис. 3 показаны результаты определения периодов задержки воспламенения и соответствующих им углов ПКВ при изменении интенсивности разгона дизеля Д-240 (4Ч11/12,5) за счет отключения части цилиндров. При этом угол опережения впрыска топлива при пуске оставался постоянным $\theta_{оп.\,в} = 10$ град ПКВ до ВМТ. Дизель Д-240 (4Ч11/12,5), работал в мо-

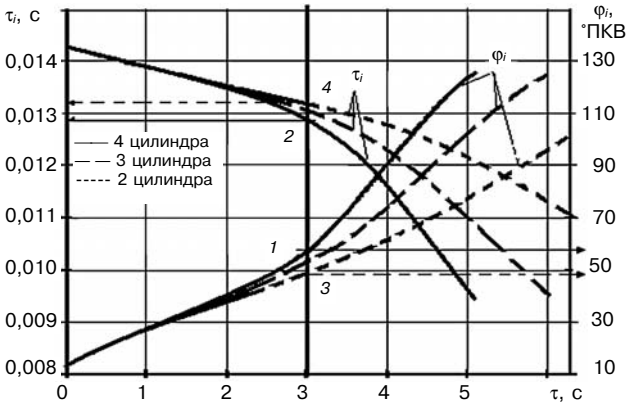


Рис. 3. Изменение периода задержки воспламенения в функции времени τ_i и угла ПКВ φ_i при разгоне после пуска дизеля из холодного состояния

розильной камере НТЦ ММЗ при температуре −25 °С [4].

Отключение двух цилиндров позволяет, например, к третьей секунде разгона после холодного пуска уменьшить угол начала сгорания от 50 до 40 град ПКВ после ВМТ. Критический угол начала сгорания (порядка 45 град ПКВ после ВМТ) достигается при работе на двух цилиндрах после четвертой секунды разгона, а на четырех цилиндрах — после третьей. Таким образом, метод отключения цилиндров позволяет увеличить время работы дизеля до достижения критической для работающих цилиндров частоты вращения. При этом работающие цилиндры дизеля прогреваются в большей степени, чем при

работе всех цилиндров, а следовательно, критическая частота вращения увеличивается.

Повышение качества самовоспламенения топлива во многих случаях достигается добавкой к воздуху легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ) [5]. Однако в работах [4, 6] было показано, что реализация такого метода нередко (обычно при нарушении регламентированных операций и условий проведения пуска) приводит к чрезмерно раннему (до ВМТ) воспламенению пусковой смеси, повышенным нагрузкам на детали дизеля, снижению эффективности пуска, а иногда даже к проворачиванию вала в обратном направлении. Для устранения этого недостатка было предложено впрыскивать ЛВЖ внутрь цилиндра вблизи ВМТ в виде смеси с дизельным топливом с помощью системы топливоподачи с клапанами регулирования начального давления (РНД) [7]. Через клапаны РНД в периоды между циклами топливоподачи осуществляется ввод ЛВЖ в дизельное топливо вблизи форсунки. Полученная таким путем смесь дизельного топлива и ЛВЖ в очередных циклах топливоподачи подается в цилиндр дизеля.

Таким образом, поставленная в работе цель достигается путем улучшения самовоспламенения горючей смеси добавкой ЛВЖ к основному топливу и путем устранения вероятности неустойчивого пуска выбором рационального режима прогрева дизеля в процессе разгона после пуска, т. е управлением процесса разгона до выхода на режим устойчивой работы.

На рис. 4 показано, что с быстрым ростом частоты вращения (работа на всех цилиндрах) от пусковой (порядка 130 об/мин) до некоторой повышенной (450 об/мин) угол начала сгорания смещается за ВМТ и в конечном итоге приближается к критическому, при котором воспламенение пропадает. Показано, что если замедлить разгон выключением трех цилиндров, то благодаря большему времени, располагаемому для прогрева, и уменьшению времени задержки воспламенения, начало сгорания хоть и происходит на линии расширения, но все же смещается ближе к ВМТ, т. е. вероятность достижения критической частоты вращения, а следовательно, и появления неустойчивости пуска устраняются.

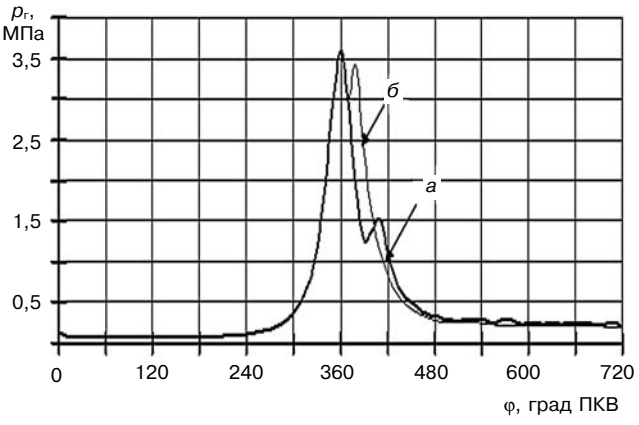


Рис. 4. Индикаторные диаграммы циклов разгонов после холодного пуска до n = 450 об/мин:
а — быстрый разгон на всех цилиндрах, начало сгорания 30 град ПКВ после ВМТ; *б* — разгон замедлен выключением трех цилиндров, начало сгорания 20 град ПКВ после ВМТ

На рис. 5 показано, что с ростом частоты вращения при разгоне после холодного пуска угол начала сгорания смещается все ближе к критическому углу, который составляет в данном случае 40−45 град ПКВ после ВМТ.

Для анализа влияния времени задержки воспламенения диаграммы построены в зависимости от текущего времени (рис. 6). Это дает возмож-

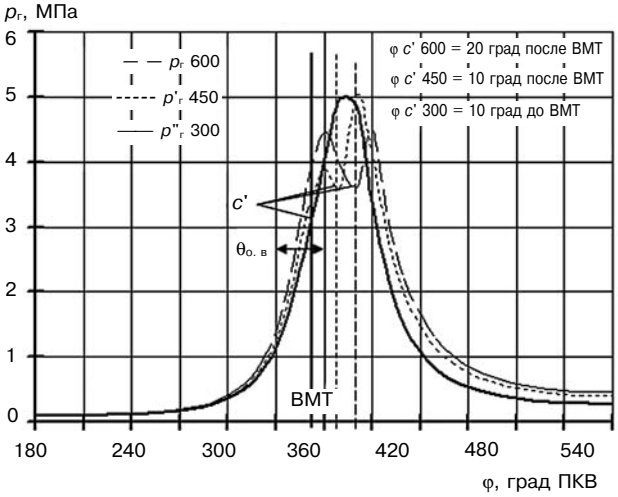


Рис. 5. Индикаторные диаграммы рабочих циклов дизеля при достижении n = 300, 450 и 600 об/мин после холодного (−15 °С) пуска, с вводом ЛВЖ на всасывании (последующий разгон — на дизельном топливе):
c' — момент начала видимого сгорания; $\theta_{оп.в}$ — угол опережения впрыска (30 град ПКВ до ВМТ)

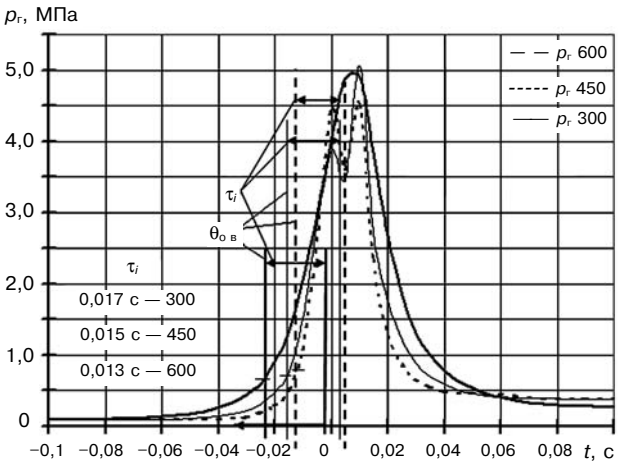


Рис. 6. Индикаторные диаграммы (см. рис. 5) построенные в функции времени

ность наблюдать, что с ростом частоты вращения происходит уменьшение времени задержки воспламенения τ_i, хотя угол начала сгорания (обозначенный как $\varphi_{c'}$) возрастает.

Для анализа возможностей управления интенсивностью разгона отключением цилиндров применена математическая модель, основанная на численном решении уравнения динамического равновесия дизеля. Необходимые для моделирования экспериментальные внешние скоростные характеристики дизеля (ВСХ) были получены испытаниями как на установившихся, так и на неустановившихся режимах (разгонах холодного и горячего дизеля). При разгонах регистрировалась текущая частота вращения вала во времени. Характеристики разгонов обрабатывались по методике, приведенной в работе [8].

Динамические ВСХ дизеля лежат ниже штатной статической ВСХ, полученной при работе на установившихся режимах. Потеря крутящего момента составляет 50 % и более в области минимальных частот вращения. Очевидно, что выключение части цилиндров также снижает крутящий момент, развиваемый дизелем, что и позволяет увеличить время, необходимое для достижения некоторой стабильной частоты вращения прогрева. На рис. 7 показано, что при разгоне дизеля на четырех, трех и двух цилиндрах критические частоты вращения составляют соответственно 520, 670 и 850 об/мин, а при работе на одном цилиндре критическая частота вращения не достигается.

При работе на всех цилиндрах после холодного пуска уже вблизи второй секунды разгона достигается критический угол начала сгорания (для данного дизеля 45 град ПКВ после ВМТ), что сопровождается прекращением вспышек, неус-

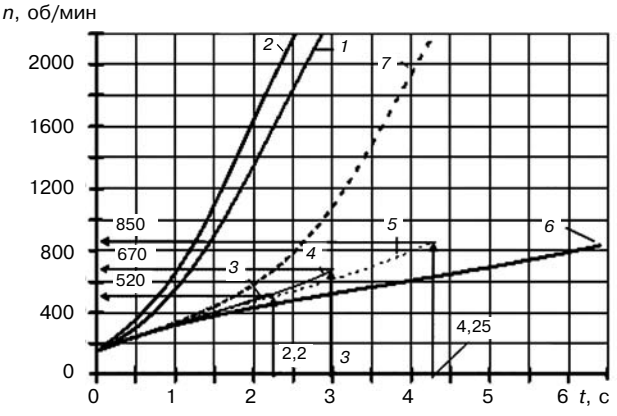


Рис. 7. Характеристики пусков–разгонов в разных вариантах:

1, 2 — «горячий» дизель на дизельном топливе и с ЛВЖ; *3, 4, 5, 6* — «холодный» дизель с ЛВЖ и разгон на четырех, трех, двух и одном цилиндрах; *7* — «холодный» с непрерывной подачей ЛВЖ

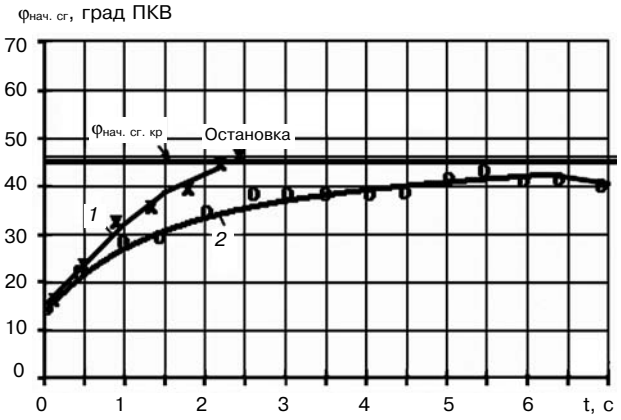


Рис. 8. Изменение угла начала сгорания ($\varphi_{нач.\ сг}$ после ВМТ) при разгонах дизеля 4Ч11/12,5 после холодного пуска на всех цилиндрах *1* и на одном цилиндре *2*

тойчивостью режима пуска, перерасходом топлива и приводит к повышенному выбросу белого дыма.

Данные рис. 8 показывают, что при разгоне на одном цилиндре угол начала сгорания приближается к критическому лишь к седьмой секунде, но критического значения не достигает и в дальнейшем разгоне проявляется тенденция к уменьшению угла начала сгорания, приближению его к ВМТ, а следовательно, исключению вероятности неустойчивого пуска.

Из результатов выполненного исследования следует, что процесс разгона после холодного пуска необходимо контролировать не только по частоте вращения, но и по величине угла начала сгорания.

В таблице показано, что холодный пуск с подачей ЛВЖ через клапан РНД обеспечивает следующие преимущества по сравнению с подачей в воздух ЛВЖ на всасывании:

➢ снижение в два–три раза жесткости сгорания $(dp/d\varphi)_{max}$;

➢ своевременное начало сгорания $\varphi_{нач.\ сг}$ вблизи ВМТ с достижением максимального давления цикла φ_z;

➢ повышение почти в два раза индикаторного и эффективного крутящиго момента ($M_{i\,ср}$, $M_{e\,ср}$);

➢ понижение максимального удельного суммарного давления $P_{уд.\ сум.\ max}$;

➢ существенное снижение максимального отрицательного крутящего момента $M_{i\,кр}$ коленчатого вала.

В выполненной работе экспериментальными и расчетными методами показаны возможности повышения надежности, сокращения продолжительности холодного пуска–разгона, исключения вероятности неустойчивого пуска и снижения выбросов белого дыма в условиях низких температур.

Сравнение параметров циклов в разных условиях реализации пусков и в номинальном режиме

Параметры	Частота вращения (об/мин), режим, тепловое состояние			
	2200, ном., +20 °С	150, пуск, +20 °С, горячий	150, пуск, −15 °С, ЛВЖ + РНД	150, пуск, −15 °С, ЛВЖ, вс.
$(dp/dj)_{max}$, МПа/град ПКВ	0,1	0,15	0,2	0,46
p_z, МПа	5,2	5,0	5,5	5,2
φ_z, град ПКВ после ВМТ	5−10	10	10	−10 (т. е. до ВМТ)
$\varphi_{нач\ сг}$, град ПКВ до ВМТ	15	10	15	20
$p_{уд.\ сум.\ max}$, МПа	2,5	1,5	3,0	5,0
$M_{i\ кр}$, max/min	1201/(−480)	600/(−300)	920/(−260)	750/(−1300)
$M_{i\ ср}$, Нм	268	108	321	177
$M_{e\ ср}$, Нм	228	77	209	115
p_i, МПа	0,71	0,20	0,85	0,47

В результате проведенного исследования разработан способ организации процесса пуска−разгона «холодного» дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха. Этот способ включает подачу легковоспламеняющейся жидкости в цилиндры с помощью штатной системы топливоподачи, оснащенной клапанами регулирования начального давления; контроль допустимой интенсивности разгона по сигналам углового положения начала сгорания; регулирование интенсивности разгона включением−выключением цилиндров.Для контроля и управления процессом пуска−разгона целесообразно создавать автоматическую систему управления.

Литература

1. Свод правил по проектированию и строительству. СП 12-104−2002. Механизация строительства, эксплуатация строительных машин в зимний период. URL: http://stroy.dbases.ru/Data1/11/11358/index.htm

2. *Долгих Б.Н., Щелконогов Е.С., Амелин Д.И.* Обеспечение работоспособности автомобильной техники в условиях низких температур // Автомобили, специальные и технологические машины для Сибири и Крайнего севера; Материалы 59-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ). — Омск, СибАДИ. — 2007. — С. 101−109.

3. *Леонов О.Б., Патрахальцев Н.Н., Фомин А.В.* Проблема неустойчивого пуска дизеля и пути ее решения // Известия вузов. Машиностроение. — 1999. — № 3.— С. 69−75.

4. *Фомин А. В.* Совершенствование режима пуска автотракторных дизелей воздействием на процессы топливоподачи: дис. ... канд. техн. наук. — М., 1990. — 123 с.

5. *Купершмидт В.Л.* Средства облегчения пуска двигателей в холодных условиях // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2001. — № 1. — С. 30−32.

6. *Харитонов В.В.* Повышение эффективности пуска автотракторного дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха: дис. ... канд. техн. наук. — М., 2006. — 186 с.

7. *Патрахальцев Н.Н.* Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. — 1980. — № 10. — С. 33−37.

8. *Патрахальцев Н.Н., Синицын А.К., Соловьев Д. Е.* Испытания и диагностирование дизелей с использованием неустановившихся режимов их работы // Вестник РУДН. Сер. «Тепловые двигатели». − 2003. — № 2. — С. 11−13.

УДК 621.436

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА КАК СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Ложкин В. Н., д.т.н., проф.; Богуцкий С. Ю., адъюнкт
Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России

Приводятся результаты испытания системы предпускового разогрева двигателя ЗМС 4063.10 автомобиля АСМ-41-02-2М2 с использованием теплового аккумулятора фазового перехода (ТАФП) оригинальной конструкции. Испытания показали, что использование ТАФП позволит решить проблемы пуска двигателей пожарных автомобилей, связанные со специфическими условиями их эксплуатации. Основными достоинствами разработанной системы являются ее эффективность, пожаробезопасность, простота в эксплуатации и отсутствие затрат на энергоносители. Выполненные натурные испытания системы предпускового разогрева двигателя ЗМС 4063.10 автомобиля АСМ-41-02-2М2 при помощи ТАФП показали, что она работоспособна и эффективна.

Дежурные пожарные подразделения при сообщении о пожаре обязаны прибыть к месту вызова в кратчайший срок и оперативно организовать все работы в соответствии со сложившейся оперативной обстановкой. Оперативность и мобильность в действиях требует постоянной технической подготовленности двигателей пожарных автомобилей к эксплуатации, включая их тепловую готовность к запуску и приему рабочих нагрузок. Особенности оперативной эксплуатации двигателей пожарных автомобилей состоят в следующем.

При боевом дежурстве пожарный автомобиль снаряжен всем штатным оборудованием и полностью загружен средствами пожаротушения. По боевой тревоге пожарный автомобиль начинает движение без предварительного прогрева двигателя, а при следовании к месту пожара должен двигаться с максимальной скоростью. При этом двигатель и все агрегаты трансмиссии, работающие в режиме прогрева на протяжении времени следования на пожар, испытывают предельные нагрузки, что повышает риск их выхода из строя. Такие условия эксплуатации двигателя отрицательно сказываются на мощностных, топливно-экономических, ресурсных, надежностных и экологических показателях двигателей и сопровождаются повышенным выбросом вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) [1, 2, 3].

Отмеченные особенности эксплуатации подтверждают актуальность научных проработок и внедрения на пожарной и аварийно-спасательной технике с ДВС новых наукоемких технологий, обеспечивающих надежный пуск и быстрый прогрев двигателей.

Одним из возможных решений указанной проблемы является разработка оборудования для аккумулирования тепловой энергии охлаждающей жидкости и отработавших газов. Для обоснования возможности реализации этой технологии рассмотрим условия работы двигателя основного пожарного автомобиля — автоцистерны на основе выполненных авторами статистических исследований (рис. 1).

«Старт» пожарного автомобиля всегда производится из непрогретого состояния двигателя. В холодное время года в условиях пониженных температур затруднен запуск двигателя и требуется бо́льшее время для его прогрева перед началом движения.

Число боевых выездов пожарного автомобиля за сутки в среднем составляет от двух до трех [1, 2]. Время работы на пожаре включает выезд и следование на пожар, боевое развертывание, работу пожарного насоса, свертывание пожарного оборудования и следование в пожарную часть, что в среднем составляет 1,5 ч. Следует отметить, что

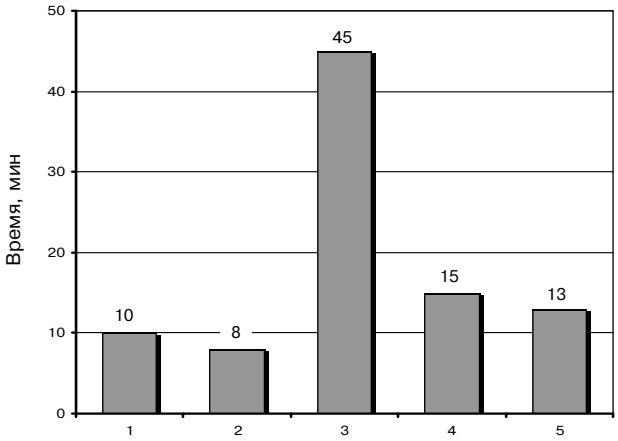


Рис. 1. Распределение среднего времени работы пожарного автомобиля по режимам эксплуатационного цикла:

1 — выезд и следование на пожар; *2* — боевое развертывание; *3* — работа с насосом по тушению пожара; *4* — свертывание пожарного оборудования; *5* — следование в пожарную часть

режимы боевого применения автомобиля в подавляющем большинстве кратковременны — движение к месту пожара занимает в среднем 5–10 мин. Ликвидация очагов пожара в начальных стадиях процесса горения протекает, как правило, в течение 10–30 мин. Особенностью работы двигателя пожарного автомобиля является то, что приблизительно 50–60 % тепловой энергии бесполезно сбрасывается в окружающую среду через систему охлаждения и с ОГ.

В летнее жаркое время года, при больших скоростях и нагрузках, а также при длительной работе двигателя на центробежный пожарный насос без движения (отсутствия полноценного обдува воздухом радиатора) двигатель перегревается, что приводит к потере мощности, перерасходу топлива и повышенному выбросу с ОГ токсичных веществ. Отмеченные проблемы эксплуатации двигателей усугубляются в условиях применения пожарной техники при ликвидации чрезвычайных ситуаций в зимнее время года [2].

Аккумулирование на борту пожарного автомобиля сбрасываемой в окружающую среду тепловой энергии и последующего ее эффективного использования для прогрева и быстрого «старта» двигателя, обогрева салона пожарного расчета и оборудования водно-пенных коммуникаций, в том числе для повышения эффективности работы каталитических нейтрализаторов ОГ [1, 2, 3], может быть обеспечено использованием тепловых аккумуляторов фазового перехода (ТАФП).

Разработанная авторами конструкция тепловых аккумуляторов для пожарного автомобиля представляет собой теплоизолированный аппарат, позволяющий накапливать тепловую энергию путем теплообмена различных теплоносителей (газообразных, жидких) с теплоаккумулирующими материалами (ТАМ), находящимися внутри аппаратов, и сохранять ее длительное время за счет применения теплоизоляции. Наиболее перспективными для пожарного автомобиля, с точки зрения авторов, являются тепловые аккумуляторы, у которых теплоаккумулирующий материал подвергается обратимому фазовому превращению плавление–кристаллизация. Это позволяет использовать скрытую теплоту фазового перехода и запасать в относительно небольших объемах теплоаккумулирующей среды большие количества тепловой энергии [4, 5, 6].

В приводимом исследовании решалась проблема эксплуатации пожарного автомобиля в условиях, когда основные узлы и агрегаты ДВС не вышли на нормальный тепловой режим работы. В качестве объекта исследования был выбран аварийно-спасательный автомобиль АСМ-41-02-2М2 на базе ГАЗ-27057 с бензиновым двигателем ЗМС 4063.10.

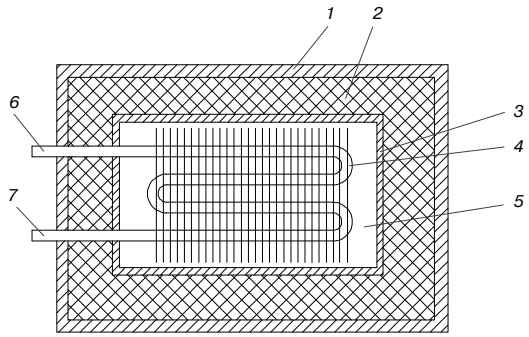


Рис. 2. Схема теплового аккумулятора фазового перехода для пожарного автомобиля

На рис. 2 схематично представлена конструкция изготовленного опытного ТАФП, примененного в качестве накопителя теплоты в системе предпускового разогрева двигателя пожарного автомобиля. Он состоит из наружного корпуса *1*, слоя тепловой изоляции *2* и внутреннего корпуса *3*, внутри которого расположен трубный оребренный теплообменник *4*, погруженный в теплоаккумулирующий малериал *5*. Теплообменник *4* имеет входной *6* и выходной *7* патрубки.

В табл. 1 приведены характеристики теплообменника опытного ТАФП.

В качестве теплоаккумулирующего материала для предпускового обогрева ДВС автомобилей в условиях низких температур были использованы два вещества: $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$ (бария гидроксид октагидрат) и $NaOH \cdot H_2O$ (натрия гидроксид моногидрат). Термодинамические свойства этих теплоаккумулирующих материалов представлены в табл. 2.

Для предпускового обогрева ДВС в качестве теплоаккумулирующих материалов бортовых ТАФП пожарных автомобилей предпочтительнее использовать моногидрат гидроксида натрия $NaOH \cdot H_2O$, так как у него существенно ниже

Таблица 1

Характеристики теплового аккумулятора фазового перехода

Корпус	70×200×375 мм — сталь
Длина трубки теплообменника	1442 мм
Диаметр трубки теплообменника	18 мм/15 мм — 1252 мм 14 мм/11,5 мм — 190 мм
Материал теплообменника	Медь
Расстояние между трубками	50 мм
Количество ребер	71
Толщина ребер	0,4 мм
Площадь одного ребра	6704,9 мм^2
Объем корпуса теплообменника	5,25 л
Количество используемого ТАМ ($Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$), объем/масса	4 л/7,5 кг

Таблица 2

Термодинамические свойства теплоаккумулирующих материалов

Теплоаккумулирующий материал	Температура фазового перехода $T_ф$, К	Удельная теплота фазового перехода r_T, кДж/кг	Удельная массовая теплоемкость $C_ж$, кДж/кг·К	Плотность, кг/м³		Коэффициент теплопроводности, Вт/м·К	
				$\rho_{тв}$	$\rho_ж$	$\lambda_{тв}$	$\lambda_ж$
$NaOH \cdot H_2O$	338	255	—	—	1720	—	—
$Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$	351	280–301	2,24	2180	2060	0,71	0,62

температура фазового перехода по сравнению с октагидратом гидроксида бария $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$. Однако в отечественной химической промышленности не освоено его массовое производство, следовательно возможны сложности с его применением. В связи с этим в качестве теплоаккумулирующего материала для опытного ТАФП был выбран октагидрат гидроксида бария $Ba(OH)_2 \cdot 8H_2O$.

В ходе проведения эксперимента по оценке эффективности применения ТАФП принимались во внимание и выдерживались следующие условия:

— зарядку ТАФП тепловой энергией производить в течение 1,5–2 ч;

— необходимое время хранения тепловой энергии в ТАФП должно быть не менее 8 ч при стоянке автомобиля на открытой площадке;

— для эффективной зарядки ТАФП в реальных условиях эксплуатации было необходимо 2–3 цикла в сутки, что соответствовало среднесуточному числу боевых выездов.

При проведении эксперимента, в течение 2 ч ТАФП накапливал тепловую энергию ДВС пожарного автомобиля, работающего на холостом ходу в гараже.

Затем неработающий автомобиль находился вне гаража в течение 8 ч, при температуре окружающего воздуха примерно 0° С. Вход и выход теплообменника ТАФП с охлаждающей жидкостью были перекрыты кранами для обеспечения сохранности в нем тепловой энергии.

Перед запуском двигателя после 8-часового простоя включался автономный насос, установленный в магистрале системы охлаждения. ТАФП начинал работать в режиме обогрева двигателя.

Термопары, установленные в корпусе ТАФП и магистралях системы охлаждения ДВС, измеряли температуру в режимах накопления теплоты ТАФП и обогрева двигателя.

Термопары были установлены:

— в теплообменнике ТАФП;

— в теплоаккумулирующем материале;

— на входе и выходе теплообменника ТАФП;

— на входе и выходе охлаждающей жидкости в зарубашечное пространство двигателя.

Результаты испытаний по определению эффективности работы ТАФП приведены на рис. 3, 4.

Как следует из графиков рис. 3 полная зарядка ТАФП составила примерно 60 мин. В течение этого времени происходило постепенное возрастание температуры тосола и плавление теплоаккумулирующего материала. Процесс хранения теплоты (рис. 4) продолжался в течение 8 ч при температуре окружающего воздуха от 0 до +2 °С.

В течение первой минуты с момента включения автономного электронасоса (см. рис. 4) средняя скорость увеличения температуры тосола достигает сравнительно высоких значений: на входе в двигатель — до 0,6 °С/с, на выходе из двигателя — 0,25 °С/с. Это свидетельствует о том, что ТАФП имеет большую стартовую тепловую мощность. Последующие 3 мин разрядки ТАФП (от 1 до 4 мин) характеризуются уменьшением

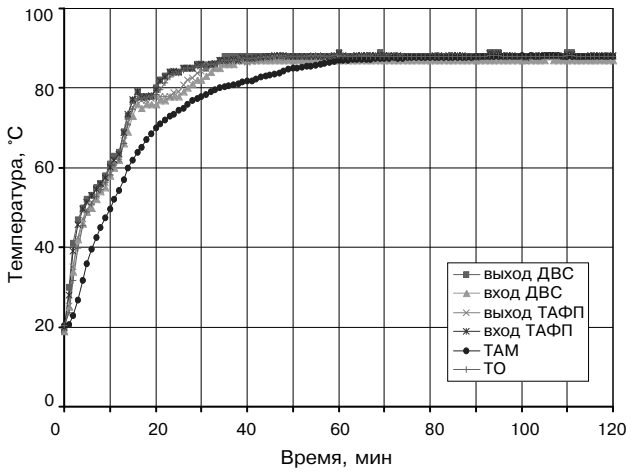


Рис. 3. Зарядка ТАФП

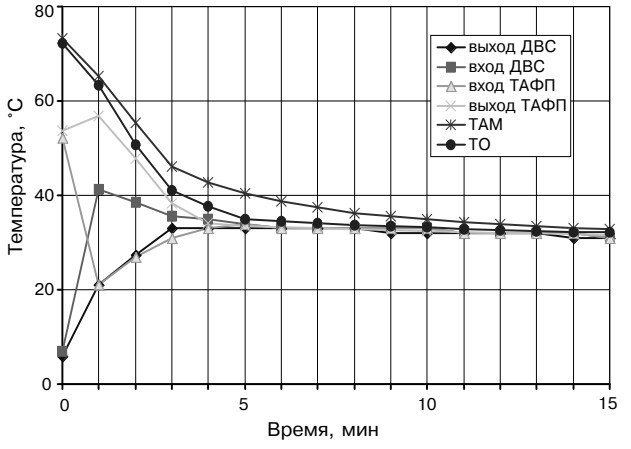


Рис. 4. Разрядка ТАФП

средней скорости изменения температуры тосола от 0,1 до 0 °С/с. В дальнейшем на временном отрезке от 4-й до 15-й мин, температура тосола во всех наблюдаемых точках практически не изменялась. Резкое изменение температуры тосола на входе и выходе ТАФП было вызвано тем, что термопары, контролировавшие температуры в соответствующих точках, были установлены между перекрывными кранами и корпусом ТАФП. В начальный момент времени измерения температуры тосола перекрывные краны были закрыты.

Процесс отдачи теплоты можно условно представить состоящим из трех этапов. Первый из них продолжался около минуты и характеризовался резким увеличением температуры тосола на входе и выходе из двигателя. Продолжительность второго этапа составляла около 3 мин, в течение которого скорость увеличения температуры тосола в рассматриваемых точках изменялась от некоторого достигнутого значения до нуля. В течение третьего этапа, продолжавшегося от 4-й до 15-й мин, температура тосола во всех точках стабилизировалась и практически не изменялась. После разогрева двигателя ЗМС 4063.10, установленного на автомобиле АСМ-41-02-2М2 с применением ТАФП его пуск производился с первой попытки.

Выводы

1. Основными достоинствами разработанной системы ТАФП для двигателя ЗМС 4063.10 автомобиля АСМ-41-02-2М2 являются его эффективность, пожаробезопасность, простота в эксплуатации и отсутствие затрат на энергоносители.

2. Выполненные натурные испытания системы предпускового разогрева двигателя ЗМС 4063.10 автомобиля АСМ-41-02-2М2 при помощи ТАФП показали, что разработанная конструкция работоспособна и эффективна.

3. Несмотря на то что по истечении примерно 4 мин от момента включения автономного электронасоса рост температуры тосола на выходе из двигателя практически прекращается, процесс отдачи теплоты целесообразно продолжать до 6–7 мин (и более) для более равномерного разогрева деталей ДВС, соприкасающихся с теплоносителем.

4. Исследования ТАФП на двигателе ЗМС 4063.10 пожарного автомобиля АСМ-41-02-2М2 показали, что его использование позволяет решить проблемы пуска и улучшить условия эксплуатации двигателей пожарного автомобиля, связанные со специфическими условиями боевого применения.

Литература

1. *Яковенко Ю.Ф., Кузнецов Ю.С.* Техническая диагностика пожарных автомобилей. — М. : Стройиздат, 1989. — 289 с.

2. *Яковенко Ю.Ф.* Современные пожарные автомобили. — М. : Стройиздат, 1988. — 352 с.

3. *Ложкин В.Н.* Теория и практика безразборной диагностики и каталитической нейтрализации отработавших газов дизелей: дис. ... докт. техн. наук. — СПб., 1994. — 444 с.

4. Патент РФ 2204027 С1 МКИ 7F 01 N 3/00. Ложкин В.Н., Шульгин В.В., Гулин С.Д., Золотарев Г.М. Каталитический нейтрализатор // (РФ). — № 2001129630/06; Заявлено 01.11.2001; Опубл. 10.05.2003. Бюл. № 13.

5. *Сорокин А.А.* Система предпусковой тепловой подготовки двигателей строительных и дорожных машин в условиях отрицательных температур окружающей среды при возведении военно-строительных комплексов: дис. ... канд. техн. наук. — СПб., 1994. — 158 с.

6. *Шульгин В.В.* Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств. — СПб., 2005. — 268 с.

НОВОСТИ «ГРУППЫ ГАЗ»

«ГРУППА ГАЗ» ПОСТАВИЛА В БРЯНСКУЮ ОБЛАСТЬ АВТОБУСЫ И ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНУЮ ТЕХНИКУ

В Брянске состоялась торжественная передача автотехники производства предприятий, входящих в «Группу ГАЗ», пассажирским автотранспортным и дорожно-строительным организациям города и области.

Поставка автобусов производится компанией «Русские Автобусы–Группа ГАЗ», которая в августе этого года выиграла аукцион, организованный Департаментом транспорта Брянской области в рамках федеральной программы по обновлению пассажирского транспорта. Пассажирские автотранспортные предприятия получили 59 автобусов на общую сумму более 92 млн руб., в том числе 9 автобусов среднего класса КАВЗ-4235 и КАВЗ-4238, 16 ед. ПАЗ-32054, 30 автобусов ПАЗ-4234, а также 3 автобуса большого класса ЛИАЗ-5256.

Дорожно-строительным организациям города передано 10 ед. спецтехники производства «Группы ГАЗ» — 5 автогрейдеров ГС-14.02 производства «Брянского арсенала» и 5 фронтальных погрузчиков производства завода «Челябинские строительно-дорожные машины». Спецтехника «Группы ГАЗ» широко используется при строительстве, ремонте и содержании дорог. Она обладает большой маневренностью, хорошо адаптирована для работы в стесненных условиях городского строительства, а также незаменима в условиях бездорожья и трудной проходимости.

УДК 621.41

ДВИГАТЕЛИ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

В.П. Бреусов, д. т. н.; М.И. Куколев, д. т. н.; С.Н. Яковлева; А.Ю. Абакшин
ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

История развития поршневых тепловых двигателей незаслуженно мало внимания уделяет двигателям с внешнем подводом теплоты (ДВПТ), работающим по регенеративному замкнутому циклу. Теоретический термодинамический КПД рабочего цикла двигателей этого типа приближается к циклу Карно.

Двигатель Стирлинга, изобретенный в начале XIX в., наиболее полно демонстрирует выдающиеся особенности и свойства, к достижению которых стремится современное двигателестроение: многотопливность, высокий эффективный КПД, экологическая безопасность, низкий уровень шума, способность работать без массообмена с атмосферой, под водой, в космосе и многие другие уникальные свойства.

К сожалению, уровень технологического развития промышленности во время изобретения двигателей этого типа не позволял реализовать все уникальные свойства ДВПТ, однако в настоящее время ситуация изменилась и двигатели Стирлинга получают все более широкое распространение в автомобильной экологически безопасной энергетике.

Перед современным двигателестроением стоят основные задачи: улучшение топливной экономичности и надежности двигателей, снижение их веса, создание простых и технологичных конструкций, снижение выбросов вредных веществ, уровня шума и вибрации.

В двигателях внутреннего сгорания термохимическая энергия топлива превращается в полезную механическую работу. В соответствии с классическими положениями термодинамики, в тепловой машине полное превращение теплоты в полезную механическую работу теоретически невозможно. В реальном двигателе вследствие различного рода потерь доля теплоты, превращаемой в полезную работу, еще ниже, чем в идеальной (теоретической) тепловой машине. Следовательно, одной из основных проблем создания силовых двигателей всегда была и остается проблема достижения максимального эффективного КПД.

Тепловые двигатели делятся на два типа: в одних тепло передается рабочему телу (газу, движущему поршень) в процессе горения топлива внутри цилиндра, в других — передача тепла рабочему телу осуществляется от внешнего источника. Этот тип двигателей получил название «двигатели с внешнем подводом теплоты» (ДВПТ).

Наиболее распространенным ДВПТ была паровая машина, в которой тепло к рабочему телу (водяной пар) подводилось при сжигании топлива, скажем угля, дров и т. п. При этом отработавший водяной пар после превращения его тепловой энергии в механическую работу выбрасывался в атмосферу.

Менее известны в настоящее время ДВПТ работающие по регенеративному циклу, например двигатель, изобретенный в Шотландии Робертом Стирлингом и запатентованный им 27 сентября 1816 г. (английский патент № 4081).

В двигателе Стирлинга рабочее тело циркулирует по замкнутому циклу без газообмена с окружающей средой, а тепло для получения полезной работы подводится к рабочему телу и отводится от него в регенераторе.

Двигатели с внешним подводом теплоты, работающие по регенеративному циклу, обладают целым рядом бесспорных преимуществ по сравнению с традиционными двигателями внутреннего сгорания. К ним относится многотопливность, универсальность по отношению к источнику тепла, высокая экономичность, возможность работы в замкнутых пространствах и минимальное вредное воздействие на окружающую среду. Благодаря этим преимуществам двигатели с внешем подводом тепла могут и должны получить дальнейшеее развитие и занять подобающее место в автономной стационарной и транспортной энергетике.

«Калорический двигатель Эриксона»

«Калорический двигатель», изобретенный в середине XIX в. шведским инженером Джоном Эриксоном, также относится к регенеративным двигателям с внешем подводом тепла, был достаточно распространенной тепловой машиной в США в конце XIX в. Однако вследствие сложности конструкции, требующей для его изготовления высокотехнологичного оборудования, и низкого КПД этот тип двигателя сегодня незаслуженно забыт.

Универсальный тепловой двигатель — паровая машина — не только удовлетворял до некоторых пор нужды развивающейся фабричной системы, но и сам послужил мощным стимулом для роста энерговооруженности всех отраслей

производства, и в первую очередь в машиностроении.

В те времена, когда паровая машина была, по сути, единственным механическим двигателем и одерживала одну победу за другой, появление «калорического двигателя» вызвало техническую сенсацию.

Шведский инженер Джон Эриксон вписал яркие страницы в историю развития промышленности США после того, как он решил отказаться от паровой машины и заменить ее «калорическим двигателем» собственного изобретения, работавшим на горячем воздухе. Энциклопедический словарь Брокгауза и Ефрона сообщает о нем следующее:



Джон Эриксон

«Эриксон, Джон — шведско-американский инженер и изобретатель (1803—1889). 14-ти лет он принимал участие в нивелировании канала де Гэта, в 17 лет он поступил в отряд охотников, который должен был составить топографию севера Швеции. В 1833 г. Э. изобрел первую калорическую машину, которая приводится в движение согретым воздухом. Будучи уже в чине лейтенанта, отправился в Англию, чтобы применить там свое изобретение (1836). Хотя он здесь почти никакого успеха не имел, он все же решил посвятить себя механике и вскоре изобрел паровой насос и конденсатор. В 1839 г. он переселился в Соединенные Штаты и с тех пор жил в Нью-Йорке. Здесь в 1843 г. он построил военное судно "Принцетон", первый паровик с двигателем под водой, который вызвал целый переворот в деле устройства военных паровых судов. Во время возникновения американской гражданской войны Э. приобрел известность постройкой военного судна особого устройства (монитор), которое он позже усовершенствовал, превратив в миноносец. К его позднейшим изобретениям принадлежит так называемая "Соляровая машина" (*Solarmaschine*), которая собирает на особом зеркале солнечные лучи и служит непосредственным источником тепла. Связанные с этим изобретением научные изыскания он издал в двух трудах: "*Solar investigation*" (Нью-Йорк, 1875) и "*Contributions to the Centennial Exhibition*" (Нью-Йорк, 1877)».

В 1833 г. Фарадей в одной из своих публичных лекций выразил сомнение в работоспособности машин Эриксона. Великий физик брался даже теоретически доказать, почему машина Эриксона не может работать. Но сразу после лекции Эриксон пригласил Фарадея в свою мастерскую и продемонстрировал ему действующую модель «калорического двигателя», развивавшую мощность в 5 л. с. Фарадей имел мужество признаться в том, что он не в состоянии объяснить, как работает машина Эриксона. Впрочем, у Фарадея были основания сомневаться в работоспособности «калорической машины», так как Эриксон заявлял тогда и едва ли не до конца своей жизни был убежден в том, что он изобрел вечный двигатель.

Осенью 1852 г. любопытствующая публика с большим интересом взирала на судно, стоявшее на одной из верфей Нью-Йорка, и на его владельца Эриксона, который готовился отправиться на нем через океан в Лондон. Большинство специалистов того времени сошлись на том, что судно с «калорическим двигателем» не сдвинется с места. Но напористого шведа, казалось, нисколько не смущало мнение «знатоков». Эриксон упорно работал над своим двигателем около 20 лет. Ему не впервой было выслушивать мрачные предсказания специалистов в области паровых машин. Результаты испытаний оказались обескураживающими не только для скептиков, но и для самого Эриксона.

Вопреки негативным пророчествам, судно не только сдвинулось с места, оно пересекло Атлантический океан, прибыв в Лондон. Однако четыре гигантских по размерам двигателя (диаметр цилиндров — 4,2 м, рабочий ход — 1,8 м) вместо 1000 л. с. развили мощность всего 300 л. с. В то же время расход угля (около 1 кг на одну л. с.) был существенно ниже, чем у паровых машин, используемых в то время на морских судах (около 1,4 кг на одну л. с.). Помимо прочего, к концу рейса нагревательные днища рабочих цилиндров прогорели насквозь, и в Англии машины пришлось демонтировать и заменить на паровые.

В «калорическом двигателе» Эриксона (рис. 1) рабочий *A* и компрессорный *B* поршни жестко

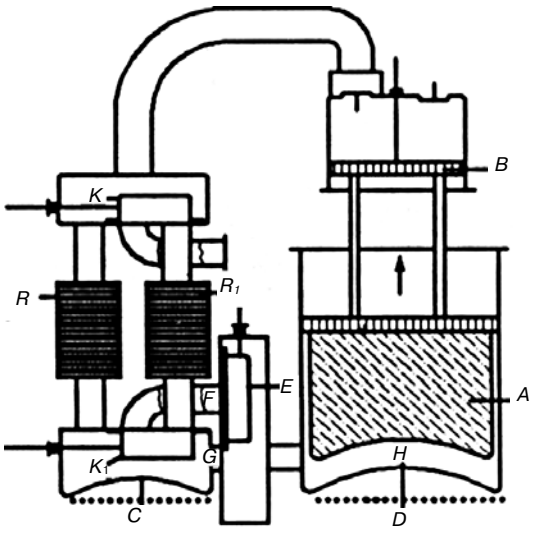


Рис. 1. Тепловой воздушный двигатель Эриксона, 1833 г.

соединены посредством штоков. При движении компрессорного поршня вниз засасывается воздух из атмосферы, а затем, при движении вверх, воздух прокачивается через регенератор *R*. Таким образом, предварительно подогретый воздух проходит вдоль греющей стенки *C* в рабочий цилиндр *H*, где он продолжает нагреваться от стенки *D*. В течение времени, соответствующем примерно 2/3 хода поршня, клапан *E* перекрывает отверстия *F* и *G*; в это время происходит расширение воздуха в горячем цилиндре *H*. В конце хода клапан *E* быстро сдвигается в крайнее положение так, что воздух выходит в атмосферу через отверстие *F* и регенератор R_1. При ходе поршней вниз золотники *K* и K_1, могут менять направление потока примерно через 50 циклов таким образом, что регенератор, отдающий теплоту, начнет ее аккумулировать, и наоборот.



Роберт Стирлинг (1790–1878)

В этом двигателе отработавший горячий воздух перед выбросом в атмосферу проходил через регенератор (плотную металлическую проволочную ткань) и отдавал последнему теплоту. А сжатый холодный воздух пропускался через регенератор и перед тем как попасть в рабочий цилиндр получал эту теплоту обратно.

Поскольку точных измерений тогда никто произвести не мог, создавалось впечатление, что нагревание цилиндра необходимо для пополнения неизбежных потерь теплоты, вызванных лучеиспусканием нагретых частей двигателя, несовершенством работы регенератора, трением и т. п.

Эриксон предполагал, что если строить очень крупные калорические машины, в них удастся снизить вышеназванные потери и получить огромную экономию в топливе.

Однако от мысли строить «калорические машины» большой мощности пришлось отказаться, и Эриксон наладил массовый выпуск небольших двигателей. В те времена еще не было электростанций и двигателей внутреннего сгорания, поэтому неприхотливые и безопасные двигатели Эриксона оказались очень практичными. К 1887 г. в одной только Америке 6000 таких машин отлично работало в типографиях, доках, шахтах и на малых судах. Эти двигатели накачивали воду в водонапорные баки частных домов, приводили в движение лифты, выполняли самую разную работу. Эриксон очень гордился успехом своего любимого изобретения и позже разработал еще одну модификацию — «калорическую машину», действующую от солнечной энергии.

Естественно, у двигателей Эриксона было немало недостатков, в том числе и конструктивных. Так, например, теплота от уходящего воздуха не полностью передавалась в регенераторе. Чрезвычайно высок был расход смазочных материалов, все сочленения в машине создавали весьма громкий шум. Европейские конструкторы и фирмы, от внимания которых не ускользнул успех эриксоновских машин, стали разрабатывать свои собственные конструкции. И уже к 1890 г. на многих промышленных предприятиях Европы и Америки работали двигатели внешнего сгорания. Такие двигатели были установлены и на заводе Нобеля в Санкт-Петербурге. Многие заводы к этому времени выпускали усовершенствованные модели двигателя Эриксона — двигатели Лемана, Ридера и др. Маломощные двигатели в больших количествах изготавливались в то время и в России.

Двигатель «Стирлинга»

В 1790 г. в Шотландии появился на свет Роберт Стирлинг. Даже знаменитая «Британская энциклопедия» о нем умалчивает, хотя некоторые биографические сведения об этом человеке все же дошли до наших дней.

Он был восьмым ребенком в семье, и очень рано проявил большой интерес к технике. Похоже, что этот интерес привил ему его дедушка Майкл Стирлинг, который принимал самое активное участие в изобретении и создании роторной молотилки в 1756 г. Старший брат Роберта Джеймс был великолепным техником и, судя по всему, сыграл главную роль в формировании взглядов младшего брата на изобретательскую деятельность.

Известно также, что жизнь Роберта Стирлинга складывалась вполне благополучно. Родители выбрали для сына карьеру священника — к 25 годам он был уже пастором и получил степень доктора богословия. Прихожане прощали ему небольшие странности, которые заключались в том, что доктор богословия любил уединяться в своей мастерской и изготавливать там различные интересные механизмы.

Богобоязненные коллеги прощали ему все эти причуды, репутация священника оставалась безупречной. Со временем Роберт Стрлинг стал министром по делам Церкви Шотландии.

Однако, судя по всему, религия интересовала его куда меньше, чем техника. Доктор богословия, дожив до 88 лет, так и не удосужился написать ни одного богословского труда.

Стирлинг получил свой первый патент на изобретенный двигатель в 1816 г., за восемь лет

до того, как французский физик и инженер С. Карно опубликовал «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу» — работу, положившую начало учению о тепловых машинах.

Двигатель Стирлинга представляет интерес в нескольких аспектах. Во-первых, в нем осуществляется замкнутый регенеративный цикл. Во-вторых, в качестве источника теплоты можно использовать любое топливо, ориентируясь, скажем, на низкий уровень вредных выбросов. И в-третьих, по крайней мере теоретически, этот двигатель должен обладать большей эффективностью по превращению теплоты в полезную работу.

К 1816 г. Стирлинг сконструировал и построил тепловой двигатель собственного изобретения (рис. 2). Впоследствии ему даже не пришлось биться над усовершенствованием и доработкой своего детища, потому что двигатель сразу хорошо заработал. Это была редкая в технике удача. Правда, спустя несколько лет Роберт Стирлинг вместе с братом Джеймсом все-таки внес в двигатель некоторые изменения. Но они не пошли на пользу, а только сильно усложнили конструкцию. Как показало время, первая модель оказалась самой удачной. Роберт Стирлинг получил три патента на свои изобретения — в 1816, 1827 и 1870 гг.

Длинный вертикальный цилиндр *A* нагревается сверху дымовыми газами от топки *B*; нижняя часть цилиндра охлаждается либо водой, либо конвективным потоком атмосферного воздуха. Внутри цилиндра расположены вытеснитель *C* (меньшего диаметра, чем диаметр цилиндра *A*, который центрируется с помощью небольших роликов) и поршень *D*. При возвратно-поступательном движении вытеснителя воздух, находящийся в цилиндре *A*, попеременно перемещается из холодной плоскости *E* (эта полость находится между нижней частью вытеснителя и верхней частью поршня) через регенератор в горячую полость *F*, расположенную над вытеснителем или наоборот. Регенератор, который здесь не показан, располагается в кольцевом пространстве между вытеснителем и цилиндром (возможно, он состоял из тонкой проволоки, намотанной вокруг вытеснителя *C*). Таким образом, воздух, попеременно находясь то в холодной, то в горячей полостях, изменяет свою температуру и давление, что является причиной совершения им работы над поршнем *D*. В более поздних моделях двигателей Стирлинга в качестве рабочего тела использовались водород или гелий.

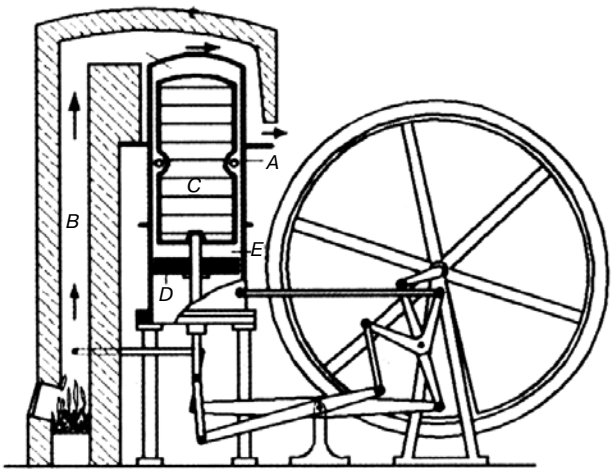


Рис. 2. Первый двигатель Стирлинга (Патент 1816 г.)

Тепловой двигатель Стирлинга появился на 60 лет позже парового двигателя Джеймса Уатта и внешне был на него похож. Этот двигатель относится к двигателям «внешнего сгорания», в которых сгорание топлива, необходимого для работы, происходит не внутри, а вне рабочего цилиндра. При этом двигатель Стирлинга, обладает рядом преимуществ перед паровым двигателем. По сравнению с паровыми машинами он в полтора раза экономичнее, намного долговечнее. Но самое главное и самое неоспоримое его преимущество заключается в том, что, в отличие от паровых машин, он в принципе не может взорваться.

Первые промышленные образцы тепловых двигателей Стирлинга появились во второй половине XIX в., еще при жизни самого изобретателя. Лучшая из машин мощностью в 45 л. с. три года проработала на шахте в г. Данди, Шотландия. В конце XIX в. Британская Империя стала использовать двигатели Стирлинга огромных размеров в своей колонии Индии. С их помощью проводилось орошение плантаций. Эти двигатели выглядели как настоящие монстры: они имели весьма внушительные размеры и, кроме того, были установлены на высоких каменных фундаментах. Несмотря на значительный вес (1,5 т) и габариты (длина цилиндра достигала двух метров), их мощность была сравнительно небольшой и составляла всего около 1,5 кВт. Но впечатляет другое: некоторые из этих двигателей прослужили почти 100 лет и «дожили» до 50-х годов XX в., побив все рекорды долговечности.

Не следует забывать, что первый двигатель Стирлинга работал на атмосферном воздухе и не был герметичным, поэтому обладал сравнительно низкой удельной мощностью. Но вызывает удивление то, что режим работы двигателя максимально соответствует циклу Карно — циклу идеального теплового двигателя.

(Продолжение в следующем номере)

ГИБРИДНЫЙ ПРИВОД И НЕТРАДИЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Одним из путей повышения экологических показателей силовых установок является оптимизация режимов работы первичных двигателей, под которой подразумевается не только обеспечение их работы в области наибольшего КПД, но и возможность их дефорсирования или отключения, когда это допустимо по условиям работы объекта. Сюда же относится максимально возможное, в пределах технической и экономической целесообразности, использование электричества и энергии возобновляемых источников, например, солнечной. В ряде случаев эта задача наиболее эффективно решается путем применения гибридного привода в транспортных средствах, которому и посвящена основная часть настоящего обзора. Кроме того, рассмотрены две установки, использующие энергию нетрадиционных источников — солнца и чистого водорода.

НОВАЯ ГИБРИДНАЯ СУДОВАЯ ТРАНСМИССИЯ

Растущие цены на топливо заставляют производителей искать способы повышения КПД судовых пропульсивных систем. Этот интерес со стороны производителей побудил британскую компанию «NexxtDrive» разработать новую концепцию, которая, по ее утверждению, соединяет в себе лучшие черты традиционных механических систем с преимуществами электродвижения. Кроме того, по мнению «NexxtDrive», использование данного подхода дает проектантам большую свободу в размещении силового оборудования и обеспечивает лучшую управляемость двухвинтового судна во время маневров.

Система позволяет повысить КПД установки при снижении мощности главного двигателя. Это значит, что при прочих равных условиях снижается стоимость установки и улучшаются ее весогабаритные показателеи, а также снижается количество вредных выбросов. Уменьшение мощности и размеров двигателя при сохранении основных показателей является основной целью всех усовершенствований трансмиссии в будущем. В сравнении с гибридными системами электродвижения последовательного типа, в которых, по словам представителей «NexxtDrive», много энергии теряется в процессе ее двойного преобразования из механической формы в электрическую и обратно, новая система, названная «HydroHybrid», позволяет заметно повысить КПД установки.

Это объясняется тем, что большая часть мощности передается от двигателя к гребному винту непосредственно механическим путем, через оригинальный эпициклоидный редуктор. Доля мощности двигателя, передаваемая через электропривод, в традиционном гибридном приводе составляет не более 15 %; электропривод используется для изменения скорости и направления вращения винта, а также для обеспечения, при необходимости, режима «чистого» электродвижения, т. е. без использования двигателя внутреннего сгорания.

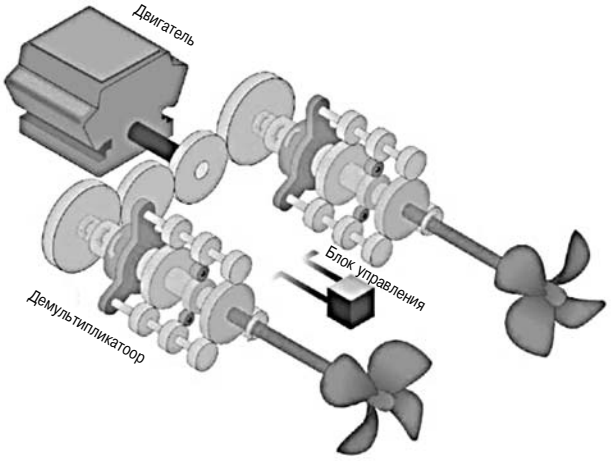
Привод «HydroHybrid» сочетает в себе механический вариатор специальной конструкции и два компактных мотор-генератора, выполняющих одновременно роль дополнительного пропульсивного привода, стартера и источника переменного тока для собственных нужд.

Мощность мотор-генераторов можно подобрать таким образом, чтобы обеспечить питание вспомогательных потребителей, занимающих достаточно большое место в жизнеобеспечении современного судна, а также необходимую дополнительную мощность тяги, зависящую от конкретного применения.

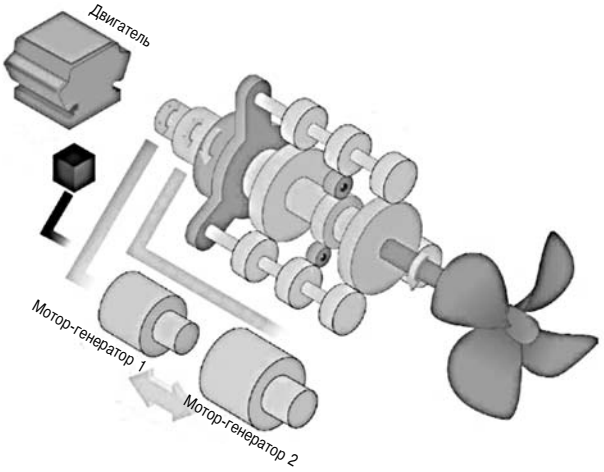
Трансмиссия неограниченно масштабируется, и может быть использована как на больших, так и на малых судах; считается, что областью ее преимущественного применения станут суда длиной от 10 до 18 м.

На малых скоростях, например, при маневрах в акватории порта, при выполнении военными кораблями боевых задач, требующих скрытности, при работе с тралом и при плавании в зонах с особым экологическим режимом возможна работа на одних аккумуляторах без шума и вредных выбросов. На крейсерских скоростях винты будут работать только от дизеля, что обеспечит максимальный КПД. При разгоне и в крейсерском режиме мотор-генераторы работают на подзарядку аккумуляторов. Компьютеризованная система управления автоматически подбирает оптимальное соотношение механической и электрической составляющих пропульсивной мощности таким образом, чтобы обеспечить необходимый крутящий момент на гребном винте при работе двигателя по скоростным характеристикам в зоне наибольшего КПД.

Для судов на воздушной подушке и на подводных крыльях очень важна способность системы регулировать частоту вращения винта независимо



Трансмиссия HydroHybrid, работающая на два винта



Трансмиссия HydroHybrid, работающая на один винт

от частоты вращения двигателя, что позволяет существенно поднять КПД установки. Использовав одновременную работу механического и электрического привода для более быстрого и эффективного, по сравнению с обычными пропульсивными системами, выхода на крыло, агрегат «HydroHybrid» затем переходит на значительно более высокую передачу и на чисто механический привод с тем, чтобы ход на крейсерской скорости соответствовал максимальному КПД. По словам представителей компании, такой алгоритм обеспечит экономию топлива до 35 % и более.

Электронное управление частотой вращения винта дает ряд преимуществ при организации управлении судном.

Трансмиссия, не содержащая разобщительных муфт и механически включаемых передач заднего хода, обеспечивает плавную остановку и реверс винта, что существенно облегчает маневрирование и повышает точность маневра.

Работа трансмиссии «HydroHybrid» от одного двигателя позволяет обеспечить такую маневренность, которая в обычных установках аналогичной архитектуры достигается ценой серьезного усложнения и удорожания.

Возможен также вариант работы каждой трансмиссии «HydroHybrid» на свой винт, что дает возможность менять направление движения судна без помощи руля, устраняя тем самым потери мощности на преодоление сопротивления руля и избегая усложнений, связанных с использованием винторулевых колонок.

По заявлению представителей фирмы, трансмиссия по габаритам не превосходит обычный реверс-редуктор. Диапазон возможного ее применения охватывает самые различные типы судов: от небольших прогулочных катеров до крупных быстроходных военных кораблей и гражданских судов.

В настоящее время идет конструирование всех основных компонентов системы, и фирма ведет переговоры с судоходными компаниями о ее возможном применении.

Фрэнк Меллер, главный инженер фирмы «NexxtDrive» и изобретатель системы считает, что запатентованная технология комбинированного привода обладает значительными преимуществами перед обычными механическими и электрическими системами трансмиссий. Эти преимущества уже вызвали большой интерес со стороны потенциальных потребителей.

По мнению исполнительного директора фирмы, предлагаемая система решает многие проблемы пропульсивных установок.

В ней заложена единственная по-настоящему новая концепция, предложенная впервые за многие годы. Судостроители сталкиваются со множеством проблем экологического характера, связанных как с законодательством, так и с требованиями заказчиков, и технология «HydroHybrid» может внести существенный вклад в решение этих проблем.

Ian Cameron.
Fuel Prices Cause Waves For Marine Power
Diesel Progress International Edition
November—December 2008

СУДОВАЯ СИЛОВАЯ УСТАНОВКА КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА С НИЗКИМ УРОВНЕМ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

Когда фирма «Foss Maritime Co» в 2007 г. объявила о своем намерении построить первый в мире буксир с гибридным приводом для портов Лос-Анджелеса и Лонг-Бич, эта новость моментально облетела судостроительные журналы всего мира. Для двух калифорнийский портов, принимающих на себя большую часть контейнерных перевозок США, появление нового буксира стало заметным вкладом в программу «Чистый воздух в портах бухты Сан-Педро». Не огра-

ничившись моральной поддержкой, Портовое Управление Лос-Анджелеса совместно с Управлением обеспечения качества воздуха Южного побережья вложили в создание судна 850 000 долларов, еще 500 000 долларов выделило управление гавани Лонг-Бич.

Портовый буксир — идеальный объект для применения гибридного привода, поскольку характерной особенностью режима этих судов является относительно малое время работы на полной мощности, которая требуется только при буксировке крупных судов. Большую часть рабочего времени (т. е. во время дежурства и сопровождения судов) буксир использует лишь небольшую часть своей мощности.

Судно длиной 23,7 м создано на базе буксира «Dolphin» фирмы «Foss» по проекту фирмы «Robert Allan» (Ванкувер, Канада). Основной целью данного проекта было сокращение вредных выбросов. Согласно расчетам, выбросы NO_x и твердых частиц должны уменьшиться по сравнению с обычными буксирами класса «Dolphin» на 44 %. Выбросы CO_2 и SO_x также уменьшаются пропорционально снижению расхода топлива.

Этот дизель-электрический гибридный буксир является десятым судном, построенным по этому проекту на верфи в Rainier, Орегон, США. Буксир, получивший имя «Carolyn Dorothy», был спущен на воду в декабре 2008 г. и отправлен в Сиэтл для приемо-сдаточных испытаний; презентация проекта состоялась в январе этого года в Лос-Анджелесе.

Об истории рождения буксира рассказал Рик Мак-Кенна, руководитель проекта фирмы «Foss». Проектанты «Foss Engineering Group» начали работу с изучения гибридных трансмиссий маневровых тепловозов. Как выяснилось, система электродвижения маневрового тепловоза для портового буксира не подходит, в основном, из-за огромного веса необходимых для этого типа привода аккумуляторных батарей. В поисках альтернативы фирма «Foss» обратилась к канадской компании «Aspin Kemp and Associates» (AKA).

Эта компания имеет богатый опыт работ в области судовой электротехники, и, в частности, успешных поставок гибридных и сложных систем управления выработкой и распределением энергии для сверхглубоководных нефтяных платформ, которые удерживаются на месте с помощью подруливающих устройств с динамическим позиционированием.

Инженеры AKA разработали метод организации работы дизеля и мотор-генератора на общем гребном валу подруливающего устройства. Именно изучение опыта AKA побудило разработчиков «Foss» отказаться от ориентации на аккумуляторный привод и обратиться к гибридной системе, состоящей из главных дизелей, вспомогательных дизель-генераторов, мотор-генераторов и аккумуляторных батарей.

AKA со своим филиалом «XeroPoint Energy» предложила проект, основанный на фирменной гибридной технологии «Quanta», которая была адаптирована к профилю нагрузки буксиров «Dolphin», работающих в портах Южной Калифорнии, с учетом рабочих параметров их двигателей.

Система «Xeropoint» позволяет использовать двигатели портового буксира намного более рационально. На обычных буксирах главные двигатели постоянно работали на холостом ходу в ожидании буксировки. Система «Xeropoint» предусматривает возможность работы буксира на вспомогательных дизель-генераторах или одних аккумуляторах, при этом главные двигатели могут быть остановлены. Большую часть времени гребные электродвигатели и вспомогательные потребители буксира питаются только от дизель-генераторов и аккумуляторных батарей.

На судне имеются три независимых источника энергии. Это два главных судовых двигателя, два дизель-генератора и аккумуляторная батарея напряжением 12 В, состоящая из 126 свинцово-кислотных гелевых элементов морского типа, выдерживающих многократные циклы полной зарядки и разрядки. Дизель-генераторы и аккумуляторы приводят во вращение два мотор-генератора «Siemens» мощностью по 746 кВт каждый, связанные с соответствующими гребными валами через разобщительные муфты «Ortlinghaus».

Согласно расчетам AKA, общая мощность трех независимых источников энергии составляет те же самые 3788 кВт, что и у обычного буксира «Dolphin». Это обеспечивает упор при работе на швартовах до 60 т.

В машинном отделении нового буксира с прототипом («Dolphin») размещены внушительных размеров распределительный щит рядом с правым главным двигателем, аккумуляторная батарея, смонтированная на стеллажах у передней переборки, и мощные мотор-генераторы (валогенераторы). Аккумуляторная батарея разделена на две половины, с каждой из которых снимается напряжение 760 В; это напряжение может быть повышено до 1000 В.

Два главных двигателя «Cummins QSK50» имеют мощность по 1342 кВт каждый при частоте вращения 1800 об/мин. За водонепроницаемой переборкой в кормовой части буксира размещаются два гребных агрегата «Rolls-Royce» типа «Aquamaster US 205 ASD». Каждый такой агрегат

включает редуктор с передаточным отношением 6,67:1, обеспечивая тем самым частоту вращения винта 270 об/мин при скорости дизеля 1800 об/мин. В состав каждого агрегата входит валопровод и четырехлопастный винт диаметром 2,4 м.

Каждый из двух вспомогательных дизель-генераторов «Cummins QSM 11» вырабатывает 300 кВт электроэнергии и способен выдерживать кратковременные 10 %-ные перегрузки. Судовая сеть питается напряжением 480 В~ от дизель-генераторов. От этих же генераторов через повышающие трансформаторы (на 690 и 1000 В) и выпрямители могут работать гребные электродвигатели и две палубные лебедки.

Предусмотрены следующие режимы работы силовой установки буксира: дизельный, дизель-электрический и электрический в различных конфигурациях. Всего возможны 32 комбинации, 15 из которых используются в обычных условиях. Кроме обычных, существуют лишь четыре режима, которые могут задаваться непосредственно оператором: режим минимальных выбросов, режим «Eco-Cruise», режим средней нагрузки и режим полной мощности.

Режим минимальных выбросов соответствует периодам ожидания буксировки, когда буксир пришвартован, но не соединен с береговым источником питания, а также при нахождении в море с выключенными главными двигателями. В этом режиме аккумуляторы обеспечивают собственные нужды и питают мотор-генераторы, когда последние используются для ограниченных перемещений и маневров. Вспомогательный дизель-генератор включается только для подзарядки аккумуляторов. Данный режим оптимален для коротких переходов со скоростью до 4 узлов.

Режим «Eco-Cruise» применяется для длительных переходов с малой скоростью или при буксировке барж. В этом случае работают один или оба вспомогательных генератора, которые обеспечивают собственные нужды и электродвижение с помощью мотор-генераторов. Емкость аккумуляторной батареи достаточна для покрытия пиков потребления в переходных процессах. При этом КПД генераторов поддерживается на достаточно высоком уровне благодаря их работе в режиме оптимальной нагрузки. В режиме «Eco-Cruise» возможен также вариант, при котором один из главных двигателей работает на винт и одновременно служит источником энергии для судовой сети и (или) электродвижения от мотор-генератора, работающего в генераторном режиме. Этот режим оптимален для длительных переходов со скоростью от 8 до 10 узлов.

Режим средней нагрузки предназначен для длительных переходов с большой скоростью и разнообразных сценариев буксировки, в которых непрерывная длительная мощность в течение длительного времени не превышает 46 % от номинального значения. Для этого режима типично использование двух главных двигателей, или, когда нужна подзарядка аккумуляторов, — обоих главных двигателей вместе с одним или обоими дизель-генераторами.

Режим полной мощности используется для длительных переходов с большой скоростью и при буксировке с полной мощностью. Типичным для этого режима является использование обоих главных двигателей и обоих дизель-генераторов одновременно. Аккумуляторы также могут быть использованы как источник дополнительной мощности, в том числе на переходных режимах.

Полная мощность определяется как максимальная длительная мощность, развиваемая обоими главными двигателями и обоими дизель-генераторами, работающими со 100 % нагрузкой, при подключении аккумуляторов в режиме 15-минутной разрядки. Согласно статистике, 65 % времени буксиров типа «Dolphin» занимает работа в режиме минимальных выбросов, 13 % — в режиме «Eco-Cruise», 15 % — в режиме средней нагрузки и 7 % — в режиме полной мощности, поэтому гибридный буксир в среднем будет иметь значительно меньшие выбросы, чем традиционный.

Предусмотрены различные уровни готовности, позволяющие заранее настраивать систему управления силовой установкой в соответствии с намерениями оператора. Когда немедленная готовность не требуется, капитан может сократить время, в течение которого двигатели работают на холостом ходу, бесполезно расходуя топливо и загрязняя атмосферу. Предусмотрены следующие уровни готовности: останов, переход, буксировка, подзарядка аккумуляторов и, наконец, зарядка аккумуляторов от береговой сети.

В первом случае двигатели не работают, а бортовые источники питания не нужны. Такая ситуация имеет место, например, при смене экипажа, когда доступен источник берегового питания.

Второй случай соответствует движению судна без внешней нагрузки, а также ожиданию буксировки. Обычно это означает, что судно находится в состоянии готовности, но в данный момент буксировка не требуется. В этом случае оператор обычно задает режим минимальных выбросов или «Eco-Cruise».

В третьем случае судно готово к буксировке. Оба главных двигателя работают постоянно, независимо от нагрузочного режима.

В четвертом случае (подзарядка) аккумуляторы могут развивать мощность до 450 кВт в

течение 15 мин. Этого достаточно, чтобы обеспечить движение буксира со скоростью до 4 узлов в течение примерно 30 мин. Каждый из четырех дизелей может вырабатывать энергию для зарядки аккумуляторов, электродвижения и питания бортовой сети. Однако система ориентирована прежде всего на использование аккумуляторов, особенно во время остановок буксира в море, для обеспечения собственных нужд и ограниченного маневрирования.

Пришвартованный к берегу буксир может получать питание от береговой сети (до 150 А), используемое, в частности, для подзарядки аккумуляторов. Процесс подзарядки контролируется отдельной системой, снижающей зарядный ток по мере роста заряда.

Peter Marsh.
Hybrid Tug Addresses Operating Profile Dilemma Diesel and Gas Turbine Worldwide. March 2009

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИБРИДНЫХ ТРАНСМИССИЙ

У такой машины, как мусоровоз, число остановок и трогания с места может достигать



нескольких тысяч раз в день. Именно в этом режиме становятся наиболее очевидными преимущества использования гибридных трансмиссий — электрической и гидравлической. Экономия топлива в результате применения гибридного привода составляет от 30 до 50 %, соответственно снижаются выбросы вредных веществ и углекислого газа. Регенеративное торможение, являющееся одним из ключевых преимуществ гибридного привода, обеспечивает значительное уменьшение износа покрышек, и тем самым — снижение эксплуатационных расходов.

Остается выяснить, какая передача лучше — электрическая или гидравлическая, и каковы достоинства и недостатки каждой из них. Для ответа на эти вопросы подготовлен проект, включающий проведение сравнительных испытаний, организованный Форумом пользователей гибридных грузовиков CALSTART (рабочая группа по мусоровозам). Цель программы — дать качественную и количественную оценку обеих гибридных технологий на базе тяжелых грузовиков классов 7 и 8 в режиме реального графика работы мусоровоза.

Для установки трансмиссий обоих типов выбраны несколько автокрановых низкопрофильных шасси Tilt LET2 с двигателями Cummins. Предварительно были определены расход топлива и выбросы вредных веществ в стендовых условиях. Те же параметры будут определяться в реальных условиях эксплуатации в коммунальных службах Нью-Йорка, Чикаго и Хьюстона, что даст возможность сравнить техническую и экономическую эффективность установок. Испытания должны продлиться год, чтобы можно было проверить работу во всех погодных условиях. Машины будут ездить по своим обычным маршрутам.

Машины с гибридной гидропередачей оборудуются системой регенеративного гидростатического торможения Bosch Rexroth, устанавливаемой на шасси с мусоросборником производства фирмы «Heil». В гибридной системе Rexroth параллельного типа использован мотонасосный агрегат для утилизации энергии торможения, которая обычно теряется в виде тепла, рассеиваемого в атмосфере.

При торможении мотор-насос работает в насосном режиме, аккумулируя энергию привода и передавая тормозное усилие на ведущие колеса. Масло из насоса заполняет газовый аккумулятор, в котором под действием поступающей жидкости сжимается азот. При разгоне под действием сжатого газа жидкость выжимается из аккумулятора, при этом мотор-насос работает в моторном режиме, частично разгружая главный двигатель и снижая тем самым расход топлива.

В Нью-Йорке система устанавливается на мусоровозе типа GVWR грузоподъемностью свыше 32 т с дизелем Cummins серии ISM мощностью 350 л. с. Речь идет об одном из самых тяжелых мусоровозов в мире, которому мощный двигатель нужен для преодоления подъемов и обеспечения необходимой приемистости. Кроме того, запас мощности необходим, чтобы насос манипулятора мусоросборника мог работать при низкой частоте вращения с достаточно большим крутящим моментом. В данном случае для привода насоса нужна мощность не менее 85 л. с. при 1000 об/мин.

В качестве альтернативного варианта трансмиссии используется электропередача ISE Corp. типа ThunderVolt. Передача устанавливается вместо стандартной автоматической трансмиссии кранового шасси LET2. По своим габаритам она может поместиться между несущими балками практически любого тяжелого грузовика.

Питается гибридная система от батареи никель-металлгидридных аккумуляторов или суперконденсаторов, способных накапливать энергию многочисленных циклов торможения, характерных для работы мусоровоза. Выбор типа аккумулирующего устройства зависит от конструкции кузова и рабочего цикла мусоровоза. В настоящее время аккумуляторы и суперконденсаторы установлены примерно на 120 грузовиках с гибридной трансмиссией Thunder Volt.

На машинах с гибридной трансмиссией установлен дизель Cummins ISL мощностью 325 л. с. В будущем для экономии топлива предполагается переход на двигатель меньшей мощности. Если электроприводом оборудовать насос манипулятора мусоросборника, воздушный компрессор шасси, генератор переменного тока и насос гидроусилителя руля, то автомобиль, в принципе, сможет работать в чисто электрическом режиме, т. е. с выключенным дизелем.

На гибридном мусоровозе будут установлены бортовые системы навигации GPS и дистанционной диагностики (Remote Diagnostic Unit — RDU), что обеспечит возможность дистанционного контроля и диагностики в реальном времени. Блок RDU передает данные о местоположении машины, ее состоянии и обеспечивает операторам доступ через сеть.

Bill Siuru. Hybrid Vs. Hybrid
Diesel Progress International Edition
November-December 2008

ВОДОРОДНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Время широкого использования водородных топливных элементов в транспортных силовых установках наступит, по-видимому, еще не скоро. Пока они слишком дороги, чтобы серьезно конкурировать с бензиновыми и дизельными двигателями.

Однако существуют технологии, позволяющие использовать водород в транспортных двигателях уже сегодня, не дожидаясь появления доступных топливных элементов. Речь идет о двигателе внутреннего сгорания на водороде, для краткости именуемом H2ICE (H_2 Internal Combustion Engine).

Правда, широкое их применение станет возможно лишь после создания развитой сети заправки водородом, что, впрочем, является необходимым условием внедрения также и топливных элементов.

В США и Европе уже эксплуатируются 100 седанов BMW серии 7 класса «люкс» на водороде. На этих машинах установлен V-образный 12-цилиндровый двигатель, способный работать на водороде или бензине, в зависимости от того, какое из этих топлив на данный момент доступно. В США и Канаде проходят опытную эксплуатацию несколько маршрутных автобусов Форда с двигателями H2ICE. На них установлен двигатель Triton V10 с рабочим объемом 6,8 л, конвертированный для работы на водороде. В машинах BMW используется жидкий водород, а в фордовских автобусах — баллоны со сжатым газообразным водородом.

Ближайшей областью применения водорода как топлива станут, судя по всему, промышленные машины, прежде всего автопогрузчики. Погрузчик без вредных выбросов — идеальная машина для работы в заводских цехах, складских помещениях и шахтах.

Отсутствие инфраструктуры дозаправки в данном случае препятствием не является, поскольку погрузчик по роду своей работы не может отъехать слишком далеко от центральной заправочной станции. Имеется целый ряд производств, где хранятся запасы водорода, используемого для разных целей, кроме того водород является побочным продуктом некоторых технологических процессов.

В разные годы было создано немало конструкций вильчатых погрузчиков на топливных элементах. Некоторые из них находятся в эксплуатации, по крайней мере, в виде опытных образцов. В качестве первого опыта конверсии немецкая фирма «Linde Material Handling GmbH» перевела на водород свой трехтонный погрузчик с ДВС серии Linde 39x.

На этом погрузчике установлен двухлитровый четырехцилиндровый двигатель Volkswagen с наддувом и непосредственным впрыском топлива, модифицированный для работы на природном газе. Водород подается в камеру сгорания с помощью специально разработанной системы. Работая на водороде, двигатель способен развивать полную мощность, составляющую 43 кВт при 2600 об/мин. Наддув обеспечивает повышение крутящего момента до максимального значения 160 Нм при частоте вращения примерно 1000 об/мин.

Топливный бак представляет собой тонкостенный алюминиевый контейнер в оболочке из эпоксидного компаунда, армированного углеродным волокном. Он вмещает 26 л водорода при давлении 350 бар, что эквивалентно 2,3 л дизельного топлива. Водородный бак устанавливается на противовесе между стойками погрузчика. На верхнем ограждении расположен промежуточный охладитель воздуха.

При работе на водороде двигатель погрузчика не выбрасывает в атмосферу ничего, кроме водяного пара. Такой способ использования водорода оказывается дешевле, чем топливные элемен-

ты, так как к работе на водороде можно адаптировать обычные двигатели. Поскольку технологии сжигания водорода и природного газа, широко применяемого на автопогрузчиках и других подъемно-транспортных машинах, весьма близки, объем необходимого переобучения персонала минимален.

Компания пока не может назвать срок выпуска на рынок первых коммерческих экземпляров машин на водороде. По оценке «Linde Material Handling», первые грузовики на водороде могут оказаться конкурентоспособными к 2015 г. За это время будут проведены эксплуатационные испытания, и будет выполнена необходимая доводка.

Bill Siuru. Hydrogen Engines Get A Lift
Diesel Progress International Edition November-December 2008 (75)

АВТОБУС НА СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

В нашем предыдущем обзоре уже упоминался новозеландский производитель автобусов «DesignLine», активно внедряющий у себя новые экологически чистые источники энергии. По сообщению журнала «Diesel Progress North American Edition», недавно фирма построила один из первых автобусов с электрической трансмиссией, работающих на солнечной энергии. Машина, получившая имя Tindo, что на языке аборигенов племени Kaurna означает «солнце», стала первым в мире автобусом, у которого аккумуляторы заряжа-



ются исключительно от энергии солнца. В качестве зарядного устройства используется батарея фотогальванических элементов, установленная на крыше нового центрального автовокзала в г. Аделаида. Автобус не имеет двигателя внутреннего сгорания, что делает его практически бесшумным. Солнечная батарея производства фирмы «BP Solar» за год производит почти 70 000 кВт·ч экологически чистой электроэнергии, не связанной с выделением углерода. Автобус оборудован кондиционером и имеет 25 пассажирских мест, а также 2 места для инвалидных колясок. Длина его пробега в городских условиях без подзарядки составляет около 200 км. Аккумуляторная батарея состоит из 11 натрий-никелевых аккумуляторов Zebra швейцарского производства.

DesignLine Solar Bus
Diesel Progress International Edition November-December 2008

ПАМЯТИ Ю.В. АВЕРКИЕВА

26 июня 2009 г. на 70-м году жизни после продолжительной болезни скончался бывший директор по разработке и конструированию двигателей и электроагрегатов, главный конструктор ОАО РУМО, член редакционной коллегии журнала «Двигателестроение»



Юрий Викторович Аверкиев

Ю.В. Аверкиев родился 3 ноября 1939 г. Вся трудовая деятельность Юрия Викторовича была связана с ОАО РУМО, куда он был направлен на работу после окончания Ленинградского политехнического института.

На этом заводе получили развитие его лучшие профессиональные качества и организаторские способности, что позволило Ю.В. Аверкиеву возглавить опытно-конструкторскую и экспериментально-исследовательскую службы.

Ю.В. Аверкиев принимал непосредственное участие в разработке среднеоборотных дизелей нового поколения семейства 6ЧН36/45, под его руководством были разработаны газовые модификации этого семейства двигателей, выполнена работа по созданию на базе двигателя Г89 оригинальной установки по производству синтез-газа. Выдающимися достижениями последних лет возглавляемого Ю.В. Аверкиевым коллектива стали разработка и постановка на производство нового семейства дизелей ЧН22/28 одновременно с освоением производства лицензионных двигателей фирмы MAN B&W.

Юрий Викторович входил в число ведущих специалистов дизелестроения России, его имя хорошо известно и зарубежным дизелестроителям. В течение многих лет он активно сотрудничал с редакцией журнала «Двигателестроение».

Светлую память о Ю. В. Аверкиеве мы навсегда сохраним в наших сердцах.
Коллектив ОАО РУМО, редакция журнала «Двигателестроение»

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ ИЗГОТОВЛЕН ТЫСЯЧНЫЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР 1А-9ДГ ТРЕТЬЕГО ПОКОЛЕНИЯ

7 июля 2009 г. ОАО «Коломенский завод» отправил на Уссурийский локомотиворемонтный завод тысячный по счету дизель-генератор модели 1А-9ДГ (исп. 3).

Шестнадцатицилиндровые четырехтактные среднеоборотные дизели 1А-9ДГ (исп. 3) устанавливаются на тепловозы 2ТЭ10 взамен выработавших ресурс дизелей 10Д100 в рамках комплексной программы модернизации тягового подвижного состава железных дорог России. Серийное производство двигателей 1А-9ДГ третьего поколения для российских железных дорог началось в 1998 г. Эксплуатация тепловозов типа 2ТЭ10 с дизель-генераторами 1А-9ДГ показала эффект снижения эксплуатационного расхода топлива на 15,5 % и расхода масла на угар — в 1,9–2,8 раза в сравнении с тепловозами, оборудованными дизелями 10Д100.

Усовершенствования, внесенные в конструкцию дизель-генератора 1А-9ДГ (исп. 3), позволили существенно снизить затраты на технические обслуживания и ремонты, улучшить экономические показатели, увеличить межремонтные сроки эксплуатации. Экологические показатели дизеля 1А-9ДГ соответствуют современным национальным и международным стандартам. Срок окупаемости затрат на капитальный и восстановительный ремонт, включая ремоторизацию (установка дизель-генератора 1А-9ДГ) составляет не более 5–6 лет.

Первоначально модернизация тепловозов 2ТЭ10 производилась в депо Сольвычегодск Северной железной дороги. В настоящее время установка дизель-генераторов 1А-9ДГ (исп. 3) на тепловозы типа 2ТЭ10 при проведении капитально-восстановительных ремонтов осуществляется на Уссурийском локомотиворемонтном заводе.

Тепловозы типа 2ТЭ10 с дизель-генераторами 1А-9ДГ (исп. 3) эксплуатируются на Северной, Октябрьской, Московской, Горьковской, Приволжской, Северо-Кавказской и Дальневосточной железных дорогах, а также в Белоруссии и Узбекистане.

Помимо дизель-генератора 1А-9ДГ, Коломенский завод разработал целый ряд модификаций дизель-генераторов с дизелями типа Д49 для модернизации тепловозов различных типов, в том числе М62, 2ТЭ116, ЧМЭ3, ТЭМ2 и др., которые эксплуатируются в России и за рубежом (Германия, Узбекистан, Белоруссия, Литва, Монголия и др.). Дизель 1А-9ДГ производится еще в двух вариантах (исп. 2), которые используются для ремоторизации парка тепловозов 2ТЭ116.

Характеристики	1А-9ДГ, исп. 3	10Д100
Полная мощность, кВт (л. с.)	2206 (3000)	2206 (3000)
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	850	850
Масса дизель-генератора, кг	28900	28000
Габаритные размеры дизель-генератора ($L\times B\times H$), мм	6652×2040×2897	6714×2610×3185
Удельный расход топлива на режиме полной мощности, г/кВт·ч	198	226
Часовой расход топлива на холостом ходу, кг/ч	13,5	23
Удельный расход масла на режиме полной мощности, г/кВт·ч	0,9	1,74
Ресурс до первой переборки, тыс. км пробега	400	200
Ресурс до капитального ремонта, тыс. км пробега	1600	800

ТРАНСМАШХОЛДИНГ ПОСТАВИТ 90 ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УЗБЕКИСТАН

Узбекские железные дороги (УЖД) приобретут у ЗАО «Трансмашхолдинг» 90 дизель-генераторов 1А-9ДГ (исп. 3) производства Коломенского завода.

Дизели будут устанавливаться на тепловозы типа 2ТЭ10, которые проходят капитально-восстановительный ремонт на Ташкентском тепловозоремонтном заводе.

По условиям контракта Коломенский завод должен осуществить поставку всей партии дизель-генераторов в январе 2010 г. Однако завод выражает готовность исполнить договор до конца текущего года. Кроме того, ранее Коломенский завод заключил с Узбекскими железными дорогами контракт на поставку в 2009 г. двух тепловозов ТЭП70БС.

Коломенский завод серийно производит шестнадцатицилиндровые, четырехтактные среднеоборотные дизели 1А-9ДГ (исп. 3) более 10 лет. Узбекские железные дороги уже имеют опыт эксплуатации тепловозов различных модификаций после ремоторизации.

Продукция Коломенского завода поставляется в Узбекистан долгие годы, со времен существования Советского Союза. Особенно хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации на УЖД пассажирские тепловозы ТЭП70, которые поставлялись заводом в 1970–1980-х гг. Один из таких тепловозов ТЭП70 № 8 установлен в Ташкентском музее железнодорожной техники. Коломенский завод также осуществлял поставки дизель-генераторов 3-36ДГ и 4-36ДГ для модернизации маневровых тепловозов, запасные части и другую продукцию.

БМЗ ПОЛУЧИЛ СЕРТИФИКАТ СООТВЕТСТВИЯ НА ОПЫТНЫЕ ОБРАЗЦЫ ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА «ВИТЯЗЬ»

Регистр сертификации на федеральном железнодорожном транспорте (РС ФЖТ) выдал сертификат соответствия на магистральные грузовые тепловозы 2ТЭ25А «Витязь», созданные на Брянском машиностроительном заводе (БМЗ).

После получения сертификата на установочную партию локомотивов в Брянске будет развернуто серийное производство «Витязей». В мае 2008 г. между Трансмашхолдингом и ОАО «Российские железные дороги» было заключено предварительное соглашение, предусматривающее передачу железнодорожникам 100 тепловозов 2ТЭ25А. В настоящее время подготовлен проект контракта на поставку этих локомотивов российским железным дорогам в 2009–2011 гг.

Магистральный грузовой тепловоз 2ТЭ25А «Витязь» — первый в истории российского транспортного машиностроения грузовой локомотив этого класса с асинхронными тяговыми двигателями. «Витязь» полностью создан на отечественной технологической базе. Тяговый преобразователь, который является ключевым инновационным элементом «Витязя», разработан в ОАО ВНИКТИ и изготовлен компанией «ЭлектроСИ» (Москва). В конструкции тепловоза применяется дизель Коломенского завода с электронным управлением топливоподачей и тележки новой конструкции.

По основным узлам тепловоз «Витязь» унифицирован с серийным тепловозом 2ТЭ25К «Пересвет», который выпускается на БМЗ с 2007 г. В дальнейшем на основе 2ТЭ25А предполагается создать целое семейство современных российских тепловозов, в том числе еще более мощные локомотивы типа ТЭ35 в односекционном и двухсекционном исполнениях.

В ходе испытаний тепловоз 2ТЭ25А продемонстрировал потенциал вождения поездов повышенной массы, которая значительно превосходит возможности тепловозов эксплуатируемого парка ОАО РЖД. Использование нового мощного локомотива позволит железнодорожникам значительно увеличить пропускную способность неэлектрифицированных участков сети железных дорог, увеличить вес поездов на тепловозном полигоне сети железных дорог, а в конечном итоге — сократить сроки доставки грузов.

ТРАНСМАШХОЛДИНГ УЧАСТВУЕТ В СОЗДАНИИ МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ ДЛЯ ЛИТОВСКИХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

В Вильнюсе (Литва) созданы две модификации маневровых тепловозов, получивших название ТЭМ TMX. Это совместный проект Брянского машиностроительного завода, компании CZ LOKO и Вильнюсского депо по ремонту локомотивов.

Тепловоз ТЭМ TMX-001 предназначается для эксплуатации на железных дорогах России, а ТЭМ TMX-002 для Литовской железной дороги.

Различие между модификациями тепловозов заключается в том, что на локомотиве ТЭМ TMX-002 применен модуль тормозного оборудования системы DAKO, а на тепловозе ТЭМ TMX-001 экспериментальный тормозной модуль российского производства.

ТЭМ TMX сконструирован на базе тепловоза ТЭМ18 Брянского машиностроительного завода с использованием его главной рамы и колесных тележек. Тепловоз имеет модульную конструкцию, что позволяет установить башенную кабину машиниста и низкий капот. Локомотив оснащен двигателем **Caterpillar 3512B DITA** мощностью 1455 кВт или **Caterpillar 3508 B DITA** мощностью 970 кВт. Оба двигателя соответствуют требованиям экологического стандарта EC2004/26/EGC (3-я ступень). На тепловозе используются электродинамическая система торможения, автономный подогреватель кабины машиниста и кондиционер. Эксплуатационный расход топлива снижен на 30 %, масла на 60 % по сравнению с серийным тепловозом ЧМЭ3 чешского производства.

В настоящее время ТЭМ TMX проходит процедуру сертификации на соответствие требованиям российских стандартов.

Тепловоз ТЭМ ТМХ-001 экспонировался на выставке «ЭКСПО 1520», которая прошла с 9 по 12 сентября в г. Щербинка Московской области на экспериментальном кольце ВНИИЖТ.

ТРАНСМАШХОЛДИНГ И РЖД ПРИМУТ УЧАСТИЕ В МОДЕРНИЗАЦИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ХОЗЯЙСТВА МОНГОЛИИ

ЗАО «Трансмашхолдинг», ОАО «Российские железные дороги» и АО «Улан-Баторская железная дорога» (УБЖД) подписали 25 августа 2009 г. меморандум о сотрудничестве в сфере обеспечения парка УБЖД современным высокоэффективным подвижным составом.

Меморандум подписали председатель Совета директоров ЗАО «Трансмашхолдинг» Андрей Бокарев, президент ОАО РЖД Владимир Якунин и начальник АО «Улан-Баторская железная дорога» Ванчигдорж Отгондэмбэрэл.

Подписанием этого документа стороны выразили намерение совместно реализовывать программу комплексного развития Улан-Баторской железной дороги по оснащению ее современной железнодорожной техникой.

Согласно меморандуму, на территории Монголии должны появиться сервисные центры, специализирующиеся на обслуживании и ремонте поставляемой на УБЖД продукции.

Стороны подчеркивают необходимость сохранения в долгосрочной перспективе унификации железнодорожного хозяйства УБЖД и ОАО РЖД, которая будет способствовать развитию межгосударственного железнодорожного сообщения и повышению транзитной привлекательности проходящих через территорию России и Монголии транспортных коридоров. В меморандуме отмечается необходимость создания технических условий для увеличения объемов перевозок по Улан-Баторской железной дороге.

Для реализации положений меморандума стороны договорились о создании в течение 15 дней после подписания документа совместной рабочей группы.

АО «Улан-Баторская железная дорога» — совместное советско-монгольское предприятие, созданное в 1949 г. В собственности каждой из сторон находится по 50 % акций компании. После 1991 г. советская доля перешла в собственность Российской Федерации. Общая протяженность железнодорожных линий составляет 1815 км. Численность работников — 15 940 человек. Эксплуатируемая инфраструктура и подвижной состав — преимущественно советского и российского производства.

КОЛОМЕНСКИЙ ЗАВОД ПЕРЕДАЛ ЗАКАЗЧИКАМ СОТЫЙ ТЕПЛОВОЗ МОДЕЛИ ТЭП70БС

23 сентября 2009 г. Коломенский завод передал в депо Тында Дальневосточной железной дороги тепловоз модели ТЭП70БС № 100.

Выступая на торжественной церемонии передачи тепловоза ТЭП70БС № 100, первый заместитель начальника Департамента локомотивного хозяйства ОАО РЖД поздравил коллектив предприятия с профессиональным праздником — Днем машиностроителя и знаменательным юбилеем — 140-летием локомотивостроения на Коломенском заводе.

На рубеже XX и XXI веков, впервые после длительного перерыва в создании новых моделей тепловозов, был разработан и построен на Коломенском заводе пассажирский тепловоз ТЭП70БС с системой энергоснабжения вагонов поезда. Новый локомотив был представлен руководству ОАО РЖД в ноябре 2002 г. Испытания тепловоза продемонстрировали его высокий технический уровень и потребительские качества.

В марте 2006 г. началось серийное производство ТЭП70БС и его модификации ТЭП70У (без энергоснабжения вагонов поезда). Тепловозы ТЭП70БС и ТЭП70У имеют сертификат соответствия Регистра сертификации на Федеральном железнодорожном транспорте. Локомотивы, в зависимости от требований заказчика и района эксплуатации, могут производиться в двух модификациях с разной конструкционной скоростью — 120 и 160 км/ч. В процессе производства конструкция тепловоза ТЭП70БС совершенствуется, вносятся конструктивные изменения, направленные на повышение надежности и качества. Так, в последние годы внедрены усовершенствованные технологии электромонтажа, термоэлектрический кондиционер с системой климат–контроль, введена связь системы пожаротушения с радиостанцией и т. д.

За 140 лет локомотивостроения на Коломенском заводе изготовлено в общей сложности около 14 000 локомотивов различных типов — паровозы, тепловозы, газотурбовозы, электровозы.