ПРАВИТЕЛЬСТВО РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
2010

Распоряжение от 21 апреля 2011 г. №710-р

ОБ УТВЕРЖДЕНИИ КОНЦЕПЦИИ ПОДПРОГРАММЫ «СОЗДАНИЕ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ В 2011–2015 ГОДАХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ КОМПОНЕНТОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ» ФЕДЕРАЛЬНОЙ ЦЕЛЕВОЙ ПРОГРАММЫ «НАЦИОНАЛЬНАЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ БАЗА» НА 2007–2011 ГОДЫ

Распоряжение от 21 апреля 2011 г. №710-р

1. Утвердить прилагаемую Концепцию подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007– 2011 годы.

2. Определить государственным заказчиком подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы (далее – подпрограмма) Минпромторг России.

3. Установить, что предельный (прогнозный) объем финансирования подпрограммы на 2011– 2015 годы за счет средств федерального бюджета составляет 7972 млн рублей (в ценах соответствующих лет).

4. Минпромторгу России обеспечить разработку проекта подпрограммы и в установленном порядке представить его в Правительство Российской Федерации.

Председатель Правительства
Российской Федерации В. Путин

Адрес страницы в сети интернет: http://government.ru/gov/results/14963/

КОНЦЕПЦИЯ
подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы

Настоящая Концепция направлена на разработку подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы, утвержденной постановлением Правительства Российской Федерации от 29 января 2007 г. № 54 (далее соответственно — подпрограмма, Программа).

I. Обоснование соответствия решаемой проблемы и целей подпрограммы приоритетным задачам социально-экономического развития Российской Федерации

Производство дизельных двигателей является одним из важнейших направлений в машиностроении, оказывающим значительное влияние на решение экономических, социальных, оборонных, экологических и научно-технических проблем в России и в других промышленно развитых странах.

Дизельные двигатели используются в качестве привода для наземного (автомобильного и железнодорожного), водного транспорта, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения, военной техники, автономных постоянной работы, аварийных и резервных источников электроснабжения. Характеристики дизельных двигателей определяют эксплуатационные, энергетические, экономические, массогабаритные и экологические показатели конечной техники и показатели надежности, значительно влияют на стоимость жизненного цикла техники, которая более чем напо-

ловину определяется затратами на горючесмазочные материалы в течение всего срока службы.

Производство дизельных двигателей собственной конструкции для Вооруженных Сил Российской Федерации, в том числе для обеспечения подвижности различных видов вооружений и военной техники, мобильной энергетики, развертывание их выпуска в мобилизационный период непосредственно обеспечивают обороноспособность страны и имеют стратегическое значение.

Организация производства дизельных двигателей собственной конструкции для железнодорожного подвижного состава, кораблей Военно-Морского Флота и судов гражданского флота, установок малой энергетики и технологических установок является важнейшей государственной задачей.

Проблемой, на решение которой направлена подпрограмма, является недостаточный уровень конкурентоспособности производимых в Российской Федерации дизельных двигателей, их компонентов и современных российских разработок в этой области.

Основными составляющими этой проблемы являются:

➢ неполное удовлетворение потребности потребителей в мощных дизельных двигателях, а также их требований к конструкции дизельных двигателей, сдерживающее развитие российского транспортного машиностроения и других отраслей промышленности;

➢ неразвитая система качественного сервисного обслуживания;

➢ ограничение перспективы возможного экспорта дизельных двигателей;

➢ отсутствие потенциала в конструкциях и технологиях для соответствия международным экологическим требованиям в ближайшей перспективе, которое создаст серьезные проблемы в отношении возможности поставки на традиционные зарубежные рынки транспортных средств, оснащаемых дизельными силовыми установками российского производства;

➢ сравнительно высокое соотношение «цена–качество», снижающее возможности выхода на зарубежные рынки, которое постепенно приведет к полному вытеснению продукции российского производства с внутреннего рынка и зависимости от зарубежных производителей;

➢ низкие ресурсные показатели дизельных установок, снижающие их привлекательность для потенциальных потребителей.

От решения указанной проблемы зависит эффективное обеспечение промышленной безопасности страны, укрепление ее обороноспособности, экономический подъем и повышение конкурентоспособности российского двигателестроения, а также рост благосостояния населения страны.

Указанные факторы приводят к малому объему производства и продажи дизельных двигателей, что не позволяет тратить необходимые средства на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы и подготовку производства.

Реализация подпрограммы направлена на разработку и организацию производства перспективных модификаций дизельных двигателей различной мощности, частоты вращения и массогабаритных параметров, отвечающих современным требованиям судостроения, транспортного машиностроения, оборонно-промышленного комплекса, резервной и аварийной энергетики, производства тяжелой спецтехники и атомной энергетики, а также на создание задела научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ для сохранения конкурентоспособности российского дизелестроения в долгосрочной перспективе. Необходимым условием достижения намеченной цели является организация производства современных высокотехнологичных компонентов дизельных двигателей, так как в последнее время от качества отдельных компонентов зависит технологичность самого двигателя в целом. Более того, без такого производства невозможно в дальнейшем наладить эксплуатационно-ремонтную базу.

Подпрограмма обладает значительным мультипликативным эффектом. Реализация подпрограммы укрепит российский конструкторско-технологический потенциал, позволит не только развивать разработку и производство компонентов и создавать на их базе новые модели дизельных двигателей, но и осваивать передовые производственные технологии, которые будут затем вовлечены в промышленную кооперацию. Развитие гибких и ориентированных на рынок специализированных производств компонентов и систем, осуществляющих работы от идеи до конкурентного агрегата, будет способствовать росту конкурентоспособности российского машиностроения в целом. Специализированные производства могут быстрее интегрироваться в мировую сеть поставщиков комплектующих и окажутся более привлекательными для иностранных инвестиций.

Объем производства дизельных двигателей, за исключением автотракторных дизелей, в России в настоящее время составляет около 20 млрд рублей, а с учетом импорта рынок оценивается в 35–40 млрд рублей в год. В натуральном выражении потребность российского рынка в дизельных двигателях составляет 2,5–3 тыс. штук.

В связи с реализацией программ развития судостроения и обновления подвижного состава на железнодорожном транспорте, увеличением

работ в области резервной энергетики, в том числе для атомных станций, к 2015 году ожидается увеличение объема рынка до 45 млрд рублей в ценах соответствующих лет.

Дизельный двигатель составляет основу таких промышленных изделий, как тепловозы, суда, многоосная специальная колесная и гусеничная техника, для которых дизельные двигатели являются практически безальтернативной энергетической установкой. Покупка зарубежных двигателей для комплектации такой техники крайне нежелательна или невозможна, иностранные же компании, как правило, соглашаются только на поставку комплектной продукции. Утеря производства конкурентоспособных российских дизельных двигателей фактически будет означать прекращение производства в России указанных промышленных изделий, совокупный рынок которых составляет в настоящее время более 200 млрд рублей ежегодно, а при реализации масштабных программ развития отраслей — потребителей дизельных двигателей (судостроения, транспортного машиностроения, атомной энергетики и др.) рынок таких промышленных изделий должен кратно увеличиться к 2015 году. В отсутствие производства в России конкурентоспособных дизельных двигателей реализация указанных программ будет существенно затруднена или сорвана.

Таким образом, реализация подпрограммы в полной мере соответствует приоритетным задачам социально-экономического развития Российской Федерации.

II. Обоснование целесообразности решения проблемы программно-целевым методом

Устранение препятствий, сдерживающих развитие российского дизелестроения, требует применения адекватных комплексных методов и механизмов решения проблемы. Необходимость применения программно-целевого метода объясняется рядом факторов, среди которых основными являются следующие:

➢ масштабность и государственная значимость проблемы;

➢ ресурсоемкость решения проблемы;

➢ необходимость согласования мероприятий по развитию дизелестроения с текущими и перспективными задачами реализации других государственных программ.

Мероприятия по развитию дизелестроения направлены на удовлетворение потребностей государственных и коммерческих заказчиков в современных дизельных двигателях и промышленной продукции с их применением.

Развитие дизелестроения целесообразно осуществлять программно-целевыми методами, так как под общим наименованием «дизелестроение» понимается широкий спектр разнородных промышленных предприятий.

Компоненты дизельных двигателей, необходимые для создания перспективных типоразмерных рядов дизелей, производятся не только на предприятиях дизелестроения, но и в других отраслях российской промышленности. Производители дизельных двигателей также имеют свою специализацию. Кроме того, потребители дизельных двигателей и промышленной продукции с их применением не консолидированы и относятся к разным отраслям — судостроение, автомобилестроение, тяжелое транспортное машиностроение, машиностроение средств энергетики, атомная энергетика, топливно-энергетический комплекс.

Анализ Программы показывает, что вопросам развития дизелестроения уделяется недостаточное внимание. Так, в Программе в отношении дизелестроения присутствует лишь одно мероприятие, направленное на создание материалов для систем очистки выхлопных газов дизельных двигателей.

Реализация мероприятий по развитию дизелестроения с применением программно-целевого метода предусматривает создание механизма их координации, а также формирование системы индикаторов и показателей, позволяющих оценить эффективность реализации этих мероприятий.

Анализ рынка дизельных двигателей показывает, что потребителям различных отраслей промышленности прежде всего требуются семейства (типоразмерные ряды) промышленных дизельных двигателей, в том числе включающие среднеоборотные и высокооборотные дизельные двигатели.

Среднеоборотные дизельные двигатели включают:

➢ рядные дизели и дизель-генераторные установки для маневровых, маневрово-вывозных и горочных локомотивов — в диапазоне мощности 500–1500 кВт;

➢ рядные дизели для пропульсивных комплексов судов — в диапазоне мощности 500–3000 кВт;

➢ рядные дизели и дизель-генераторные установки малой энергетики и стационарных технологических средств — в диапазоне мощности 500–3000 кВт;

➢ V-образные дизели и дизель-генераторные установки для магистральных грузовых и пассажирских локомотивов — в диапазоне мощности 2000–3700 кВт;

➢ V-образные дизели для дизель-редукторных агрегатов пропульсивных комплексов судов и кораблей Военно-Морского Флота — в диапазоне мощности 2000–5900 кВт;

➢ V-образные дизели и дизель-генераторные установки малой энергетики и стационарных

технологических средств — в диапазоне мощности 2000–5900 кВт;

➢ V-образные дизели мощностью до 7500 кВт для специальных проектов стационарных энергетических установок атомной энергетики и дизель-редукторных агрегатов судового назначения.

Высокооборотные дизельные двигатели включают дизели в диапазоне мощности 400–3000 кВт для самоходного подвижного железнодорожного состава, маневровых тепловозов предприятий промышленности, пропульсивных комплексов судов внутреннего и прибрежного плавания, катеров Военно-морского флота, атомных подводных лодок, контейнерных дизельных электростанций малой энергетики. Особая область применения этих дизелей — транспортно-технологические средства, в первую очередь шарнирно-сочлененные самосвалы и самоходные колесные шасси, используемые при монтаже комплексов вооружения, автокранов большой грузоподъемности, а также в качестве специальной техники и тягачей.

Мировой опыт дизелестроения показывает, что технический уровень выпускаемых дизельных двигателей, их многообразие по размерности, эффективным показателям, а также качество и удешевление продукции зависят существенным образом от развитости производства комплектующих и компонентов. За последние годы наметилась явная тенденция опережающего совершенствования и развития компонентов, которое зачастую стимулирует развитие комплектных дизелей.

Таким образом, в рамках подпрограммы следует не только разработать несколько базовых модификаций дизельных двигателей и на их основе — типоразмерные ряды дизельных двигателей для отдельных видов техники, но также разработать и подготовить производство выпуска современных компонентов и систем, в том числе:

➢ деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма;

➢ высокоэффективных турбокомпрессоров и систем турбонаддува с электронным управлением подачи воздуха в двигатель;

➢ топливной аппаратуры и систем топливоподачи с электронным управлением;

➢ элементов систем рециркуляции и каталитической очистки отработавших газов;

➢ подшипников;

➢ высокоэффективных теплообменников;

➢ уплотнений;

➢ муфт;

➢ гасителей крутильных колебаний;

➢ систем управления и диагностики.

Отдельной проблемой является сложившееся отставание российских предприятий по широкому спектру технологий для получения таких сложных заготовок дизельного производства, как литье из высокопрочных чугунов и чугунов с вермикулярным графитом, стальное литье, биметаллическое литье, а также обработка поверхностей деталей химико-термическим, лазерным, плазменным методами.

Организация таких производств является дорогостоящим проектом и именно в рамках программно-целевого подхода является целесообразной, поскольку это позволяет достаточно четко спрогнозировать загрузку литейного и обрабатывающего производства на плановый период.

III. Характеристика и прогноз развития сложившейся проблемной ситуации без использования программно-целевого метода

Российские дизелестроительные заводы производят дизельные двигатели в ограниченных диапазонах мощности и ориентированы на определенный круг потребителей.

Например, в России отсутствует производство судовых среднеоборотных четырехтактных дизельных двигателей мощностью выше 3700 кВт, используемых в качестве главных двигателей, высокооборотных современных промышленных дизелей в диапазоне мощности 400–3000 кВт для судостроения, малой энергетики, транспортно-технологических средств и ряд других производств.

В то же время ведущие зарубежные фирмы («Caterpillar», «Cummins», MAN, MTU, «Wartsila» и др.) выпускают дизельные двигатели различной размерности в диапазоне мощности от нескольких единиц до 80 тыс. кВт, образующие типоразмерные ряды, в которых объединены унифицированные по конструкции модификации, отличающиеся друг от друга числом цилиндров, частотой вращения, уровнем форсирования, комплектацией и др. Это позволяет, в отличие от российских компаний, существенно расширить предложения по номенклатуре модификаций дизельных двигателей, поднять количественный выпуск, ускорить процесс разработки новых дизельных двигателей и использовать их в качестве силовой установки на любом промышленном или транспортном объекте.

Основными факторами, сдерживающими развитие российского дизелестроения, являются:

➢ необновляемость продукта, недостаточные объемы научно-исследовательских работ и опытно-конструкторских работ;

➢ сильная изношенность производственной базы. В настоящее время ограничена возможность исправления ситуации косметическими мерами путем текущей модернизации и локальных обновлений, помимо этого требуются новые разработки и значительные инвестиции;

➢ существенно сократившиеся инвестицион-

ные возможности предприятий, недостаточные для обновления и развития продукта, обновления производственной базы;

➢ срок окупаемости инвестиций в развитие дизелестроения, даже при хорошей загрузке производства, составляющий около 10 лет, что делает такие инвестиции коммерчески маловыгодными;

➢ отставание в технологии изготовления базовых деталей дизельных двигателей, что снижает показатели их качества.

Имевшее место в 1990–2000 годах конкурентное преимущество, обусловленное сравнительно низкими ценами на энергоносители, сырье и оплату труда, к настоящему времени практически исчерпано.

Многочисленные попытки ряда дизелестроительных предприятий создать совместное производство с западными дизелестроительными компаниями пока малоэффективны. Не привели к намеченным результатам попытки освоить производство дизельных двигателей по лицензиям зарубежных фирм. Причина в том, что зарубежные компании соглашаются на передачу лицензионной документации на устаревшие типы двигателей без передачи документации и технологий изготовления компонентов двигателей, запрещая при этом экспорт этих двигателей за пределы России и их применение на специальной технике. Исключение составляет производство малооборотных главных судовых дизельных двигателей, где в силу специфики все производство в мире сосредоточено у лицензиатов трех мировых ведущих компаний–лицензиаров.

Дальнейшее развитие сложившейся ситуации при инерционном сценарии развития российского дизелестроения приведет:

➢ к вытеснению с мирового рынка дизелестроения, в том числе и с внутреннего рынка, российских производителей;

➢ к переоснащению выпускаемой в России техники дизельными двигателями зарубежного производства;

➢ к утрате научно-технического и технологического потенциала страны из-за крайне низкого объема исследований на стратегически важных направлениях научно-технического развития.

Указанные изменения негативно повлияют на обороноспособность и промышленную безопасность страны, создадут угрозу технологической независимости страны в ряде критически важных секторов, потребляющих продукцию дизелестроения. Дизелестроение потеряет не менее 20 тыс. рабочих мест, смежные отрасли в силу мультипликативного эффекта — гораздо большее количество рабочих мест.

Реализуемые на сегодняшний день программы поддержки и развития дизелестроения на КамАЗе и Ярославском моторном заводе направлены на создание конкретных видов дизельных двигателей для автомобильного транспорта.

Настоящая Концепция не дублирует модификации двигателей внутреннего сгорания, создаваемые в других программах. Таким образом, действующие расходные обязательства в сегменте дизелестроения, на который направлена настоящая Концепция, отсутствуют.

IV. Возможные варианты решения проблемы, оценка преимуществ и рисков, возникающих при различных вариантах решения проблемы

При подготовке настоящей Концепции были проанализированы следующие 3 сценария развития ситуации:

➢ инерционный — государственная поддержка предприятий дизелестроения в процессе их постепенной переквалификации в предприятия по обслуживанию ранее поставленной техники с кардинальным сокращением численности персонала. Российские потребители со временем полностью переходят на импортные дизельные двигатели;

➢ умеренный — государственная поддержка при приобретении лицензий ведущих мировых производителей на модели дизельных двигателей, отстающие от передовых, но имеющие перспективы как минимум на внутреннем рынке;

➢ инновационный — разработка базовых модификаций и на их основе — типоразмерных рядов современных дизельных двигателей для различного применения, освоение их производства при активной государственной поддержке, выполнение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по модификации существующих дизельных двигателей.

Первый вариант фактически означает сначала постепенное, а затем интенсивное сворачивание дизельного производства в России. В случае утери гражданского сектора спроса российские предприятия рано или поздно потеряют и государственный оборонный заказ, поскольку при упавших объемах производства постоянные расходы не позволят обеспечить приемлемую стоимость продукции. Государственная поддержка в данном случае направлена на реструктуризацию отрасли. При таком сценарии большинство российских потребителей продукции дизелестроения полностью переходит на поставки импортных дизельных двигателей, что влечет за собой определенные риски экономического и политического характера.

Второй вариант направлен на сохранение и развитие дизельного производства в России, при этом делается упор не на разработку собствен-

ных конструкций дизельных двигателей, а на лицензионное производство зарубежных конструкций. Данный сценарий позволит обеспечить внутренний рынок дизельными двигателями российского производства, однако при лицензионном производстве, как правило, налагаются жесткие ограничения на географию поставок продукции, поэтому внешние рынки для российских предприятий будут сокращаться.

Третий вариант приведет к разработке базовых модификаций и на их основе — типоразмерных рядов современных дизельных двигателей российской конструкции для различного применения, освоению их производства, а также к широкому развитию кооперации со смежными отраслями промышленности, поставляющими компоненты для дизельных двигателей. Данный сценарий в наибольшей степени отвечает интересам дизелестроения, интересам российских потребителей дизельных двигателей, а также приоритетным задачам социально-экономического развития Российской Федерации.

Таким образом, третий вариант принимается за оптимальный (целевой) вариант развития.

Это позволит:

➢ увеличить гарантии успеха в освоении рынков высоко- и среднеоборотных дизельных двигателей различного применения;

➢ привлечь инвестиции в организацию современного дизелестроительного производства;

➢ создать современное совместное дизелестроительное производство в России;

➢ расширить продуктовый портфель предлагаемых на рынок промышленных дизелей;

➢ повысить показатели эффективности и конкурентоспособности магистральных тепловозов за счет замены применяемых в настоящее время дизельных двигателей марки Д49 новыми моделями дизельных двигателей;

➢ создать новые конструкции магистральных тепловозов.

Основные показатели эффективности реализации подпрограммы приведены в приложении № 1.

V. Ориентировочные сроки и этапы решения проблемы программно-целевым методом

Выполнение подпрограммы предусматривается в 2011–2015 годах в один этап.

Реализация подпрограммы включает в себя разработку конструкции и опытных образцов базовых модификаций современных дизельных двигателей для различного применения, укомплектованных современными системами и компонентами, развитие экспериментальной базы для отработки новых конструктивных решений в области дизелестроения. Научное сопровождение разработок обеспечит их высокий технический уровень.

VI. Предложения по целям и задачам подпрограммы, целевым индикаторам и показателям, позволяющим оценить ход реализации подпрограммы по годам

Основной целью подпрограммы является разработка и освоение производства конкурентоспособных типоразмерных рядов дизельных двигателей новой конструкции, а также создание задела научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ для сохранения конкурентоспособности российского дизелестроения в долгосрочной перспективе.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие комплексные задачи:

➢ проведение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, направленных на разработку ряда перспективных дизельных двигателей;

➢ организация научно-экспериментальной и стендовой базы для отработки новых конструктивных решений в области дизелестроения;

➢ организация серийного производства новых дизельных двигателей разработанной конструкции, освоение и разработка новых высокотехнологических процессов производства деталей дизельных двигателей, а также решение вопросов кооперации со смежными отраслями.

Основными целевыми индикаторами и показателями подпрограммы являются:

➢ количество внедренных в производство технологий, разработанных в рамках подпрограммы;

➢ количество патентов и других документов, удостоверяющих новизну технологических решений;

➢ количество созданных ключевых компонентов.

Целевые индикаторы и показатели подпрограммы приведены в приложении № 2, а методика расчета целевых индикаторов и показателей приведена в приложении № 3.

VII. Предложения по объемам и источникам финансирования подпрограммы

Финансовое обеспечение подпрограммы предусматривает привлечение средств федерального бюджета и внебюджетных средств, формируемых за счет собственных средств организаций-исполнителей подпрограммы, с возможным привлечением российских и иностранных инвесторов, займов и кредитов.

Предельный (прогнозный) общий объем финансирования мероприятий подпрограммы в 2011–2015 годах оценивается в размере 16 067 млн рублей (в ценах соответствующих лет).

Около 49 процентов средств, предусмотренных на реализацию подпрограммы, составят средства федерального бюджета и 51 процент — внебюджетные средства. Объемы финансирования под-

программы по направлениям расходов и источникам финансирования приведены в приложении № 4.

Объемы ресурсного обеспечения подпрограммы в части научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ определялись по результатам оценки трудовых и материальных затрат, необходимых для выполнения подпрограммы (с учетом действующих нормативов и показателей в сфере финансово-экономической деятельности организаций).

Объемы финансирования научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по технологическим направлениям подпрограммы приведены в приложении № 5.

Средства федерального бюджета будут использоваться в первую очередь на создание научно-технической продукции. Исключительное право на результаты интеллектуальной деятельности будет закреплено в соответствии с гражданским законодательством Российской Федерации.

Возможность привлечения объемов внебюджетных средств проработана ведущими отраслевыми участниками.

При формировании мероприятий подпрограммы, предусматривающих финансирование за счет средств внебюджетных источников, будут получены подтверждения потенциальных инвесторов об их намерениях инвестировать собственные и привлеченные средства.

Координация и контроль деятельности организаций-исполнителей работ по привлечению и использованию средств внебюджетных источников будут осуществляться государственными заказчиками подпрограммы в отношении мероприятий подпрограммы, касающихся их сферы деятельности.

Замещение средств внебюджетных источников средствами федерального бюджета не допускается.

VIII. Предварительная оценка ожидаемой эффективности и результативности предлагаемого варианта решения проблемы

Выполнение подпрограммы в полном объеме позволит:

➢ обеспечить разработку конструкции базовых модификаций и на их основе — типоразмерных рядов современных дизельных двигателей для различного применения и их компонентов;

➢ укрепить сеть специализированных производств компонентов и систем;

➢ создать задел научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ для дальнейшего совершенствования и разработки новых конструкций, что позволит обеспечить конкурентоспособность российского дизелестроения в долгосрочной перспективе;

➢ надлежащим образом развить экспериментальную базу для отработки новых конструктивных решений в области дизелестроения;

➢ преодолеть научно-техническое и технологическое отставание России от передовых стран в стратегически важном секторе промышленности;

➢ повысить конкурентоспособность гражданской продукции для внутреннего рынка и расширить возможности по поставке российской дизелестроительной продукции и техники с ее применением на экспорт;

➢ обеспечить высокий социальный эффект от создания 1100 новых рабочих мест в дизелестроении и от обеспечения занятости около 5000 человек в смежных отраслях промышленности;

➢ обеспечить потребности государственных потребителей дизельных двигателей и техники с их применением (Министерства обороны Российской Федерации, Пограничной службы Федеральной службы безопасности Российской Федерации, Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий).

IX. Предложения по участию федеральных органов исполнительной власти, ответственных за формирование и реализацию подпрограммы

Формирование мероприятий подпрограммы будет осуществляться Министерством промышленности и торговли Российской Федерации, ответственным за реализацию подпрограммы.

X. Предложения по государственным заказчиками разработчикам подпрограммы

Министерство промышленности и торговли Российской Федерации является государственным заказчиком и разработчиком подпрограммы.

XI. Предложения по основным направлениям финансирования, срокам и этапам реализации подпрограммы

Министерству промышленности и торговли Российской Федерации будет выделено 100 процентов бюджетных средств, планируемых на реализацию подпрограммы. Распределение средств по годам устанавливается с учетом динамики выполнения мероприятий подпрограммы в рамках каждого направления.

Структура подпрограммы включает в себя следующие направления:

➢ разработка базовых образцов рядных и V-образных среднеоборотных дизельных двигателей и дизель-генераторных установок в диапазоне мощности 500–7500 кВт (450–1500 об/мин) для магистральных грузовых и пассажирских, маневровых, маневрово-вывозных и горочных локомотивов, дизель-редукторных агрегатов, пропульсивных комплексов судов и кораблей Военно-морского флота, электростанций малой

энергетики и стационарных технологических средств, специальных проектов резервных энергетических установок атомной энергетики;

➢ разработка базовых образцов высокооборотных дизельных двигателей в диапазоне мощности 400–3000 кВт (1500–3000 об/мин) для самоходного подвижного железнодорожного состава, для маневровых тепловозов малой мощности, пропульсивных комплексов судов внутреннего и прибрежного плавания, катеров Военно-морского флота, атомных подводных лодок, транспортно-технологических средств, контейнерных электростанций малой энергетики и др.;

➢ разработка высокоэффективных компонентов промышленных дизельных двигателей;

➢ развитие исследовательской и экспериментальной базы для отработки новых конструктивных решений в области промышленного дизелестроения;

➢ выполнение поисковых и фундаментальных исследований.

При формировании подпрограммы будет предусмотрено финансирование мероприятий по обеспечению унификации узлов и агрегатов разрабатываемых промышленных дизельных двигателей с узлами и агрегатами, используемыми в производстве дизельных двигателей для автомобильной промышленности, строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин, при наличии технической возможности унификации и целесообразности таких действий. Кроме того, при планировании инвестиций в организацию современных энергоэффективных производств базовых компонентов (топливная аппаратура, выпускные системы, электронные компоненты и блоки управления, литье и механообработка головок и блоков цилиндров, компонентов цилиндро-поршневой группы, коленчатых и распределительных валов и др.) и при технической возможности будут учтены потребности предприятий автомобильной промышленности, сельскохозяйственного и строительно-дорожного машиностроения, выпускающих силовые агрегаты.

Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области дизелестроения будут вестись по следующим основным фундаментальным направлениям:

➢ совершенствование рабочих процессов, улучшение экологических показателей дизельных двигателей;

➢ снижение расхода топлива;

➢ повышение показателей надежности дизельных двигателей;

➢ применение микропроцессорных систем управления;

➢ применение газовых, тяжелых нефтяных, альтернативных видов топлива и их композиций.

Лишь полная реализация указанных направлений позволит разработать и освоить производство конкурентоспособных типоразмерных рядов дизельных двигателей новой конструкции и обеспечит достижение целевых индикаторов и показателей реализации подпрограммы. Более подробное описание поисковых и фундаментальных исследований приведено в обосновывающих материалах.

Механизм внедрения и распоряжения результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, созданных совместно за счет бюджетных и внебюджетных средств, а также распределение прав собственности будут определены при формировании механизмов реализации мероприятий подпрограммы.

XII. Предложения по механизмам формирования мероприятий подпрограммы

Перечень мероприятий подпрограммы по каждому направлению формируется ее государственными заказчиками на основе предложений федеральных органов исполнительной власти, научно-исследовательских и опытно-конструкторских организаций различных организационно-правовых форм и с учетом задач, определенных настоящей Концепцией и другими государственными документами, определяющими параметры социально-экономического развития Российской Федерации.

Отбор мероприятий для включения в подпрограмму осуществляется исходя из приоритетности достижения конечной цели, масштаба действия мероприятия, степени влияния на конкурентные позиции промышленности, уровня замещения зарубежной дизелестроительной продукции и уровня критичности для национальной безопасности государства.

XIII. Предложения по возможным вариантам форм и методов управления реализацией подпрограммы

Управление реализацией подпрограммы, а также контроль за ее выполнением и эффективностью расходования бюджетных средств будет осуществлять государственный заказчик — координатор подпрограммы.

Управление реализацией подпрограммы будет осуществляться в соответствии с порядком разработки и реализации федеральных целевых программ и межгосударственных целевых программ, в осуществлении которых участвует Российская Федерация, утвержденным постановлением Правительства Российской Федерации от 26 июня 1995 г. № 594.

Для подготовки рекомендаций по тематике работ может быть создан постоянно действующий научно-экспертный совет по сопровождению подпрограммы, в состав которого включаются ведущие ученые и специалисты дизелестроения

и смежных отраслей по основным направлениям мероприятий подпрограммы.

Головные исполнители (исполнители) мероприятий подпрограммы определяются в соответствии с законодательством Российской Федерации.

Головные исполнители (исполнители) мероприятий подпрограммы обеспечивают в соответствии с государственными контрактами выполнение проектов, необходимых для реализации подпрограммы, организуют кооперацию соисполнителей.

Непосредственный контроль выполнения мероприятий подпрограммы осуществляет в установленном порядке государственный заказчик подпрограммы, а также другие федеральные органы исполнительной власти в соответствии с их полномочиями.

Приложение № 5
к Концепции подпрограммы
«Создание и организация производства дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база»(2007–2011 годы)

Объемы финансирования научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ подпрограммы «Создание и организация производства дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» (2007–2011 годы)

(млн рублей, в ценах соответствующих лет)

Технологическое направление	Источники финансирования	2011–2015 годы — всего	В том числе				
			2011	2012	2013	2014	2015
Разработка базовых образцов рядных и V-образных среднеоборотных дизельных двигателей и дизель-генераторных установок в диапазоне мощности 500–7500 кВт (450–1500 об/мин) для магистральных грузовых и пассажирских, маневровых, маневрово-вывозных и горочных локомотивов, дизель-редукторных агрегатов, пропульсивных комплексов судов и кораблей Военно-морского флота, электростанций малой энергетики и стационарных технологических средств, специальных проектов резервных энергетических установок атомной энергетики	всего	4982	882	1014	1240	1033	813
	в том числе:						
	федеральный бюджет	2481	440	507	618	514	402
	внебюджетные средства	2501	442	507	622	519	411
Разработка базовых образцов высокооборотных дизельных двигателей в диапазоне мощности 400–3000 кВт (1500–3000 об/мин) для самоходного подвижного железнодорожного состава, для маневровых тепловозов малой мощности, пропульсивных комплексов судов внутреннего и прибрежного плавания, катеров Военно-морского флота, атомных подводных лодок, транспортно-технологических средств, контейнерных электростанций малой энергетики и др.	всего	3086	542	626	764	651	503
	в том числе:						
	федеральный бюджет	1536	271	312	381	321	251
	внебюджетные средства	1550	271	314	383	330	252
Создание конструкций и организация промышленного производства компонентов дизельных двигателей	всего	586	102	116	143	129	96
	в том числе:						
	федеральный бюджет	290	51	58	71	62	48
	внебюджетные средства	296	51	58	72	67	48
Развитие исследовательской и экспериментальной базы для отработки новых конструктивных решений в области промышленного дизелестроения	всего	1105	212	243	297	197	156
	в том числе:						
	федеральный бюджет	548	105	121	147	98	77
	внебюджетные средства	557	107	122	150	99	79
Выполнение поисковых и фундаментальных исследований	всего	6308	375	430	536	2549	2418
	в том числе:						
	федеральный бюджет	3117	186	214	263	1269	1185
	внебюджетные средства	3191	189	216	273	1280	1233
Итого	всего	16067	2113	2429	2980	4559	3986
	в том числе:						
	федеральный бюджет	7972	1053	1212	1480	2264	1963
	внебюджетные средства	8095	1060	1217	1500	2295	2023

УДК 621.436

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ ДВС

Н.Д. Чайнов, д.т.н., проф., Л.Л. Мягков, к.т.н., доц., Ю.В. Михайлов, аспирант
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Представлены результаты численного моделирования гидродинамики и теплообмена при взаимодействии струи охлаждающего масла и перемещающегося поршня, что позволяет оценить эффективность струйного охлаждения поршней двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Рассмотрены физические явления, сопровождающие струйное охлаждение и методы их описания, разработана расчетная модель. Результаты расчетов подтверждены экспериментальными данными. Выполнено численное исследование эффективности охлаждения поршней на различных режимах работы двигателя и предложены направления дальнейшего развития разработанной методики.

Непрерывное повышение удельной мощности двигателей приводит к повышению тепловых и механических нагрузок на его детали. Поршень, находящийся в непосредственном контакте с горячими газами, является одной из самых теплонагруженных деталей. Превышение допустимых значений рабочих температур может привести к выходу из строя как поршня, так и ряда сопряженных с ним деталей.

Для безотказной работы двигателя в течение заданного ресурса необходимо ограничивать температуру поршней, что обеспечивается при помощи принудительного масляного охлаждения. Струйный метод охлаждения, при котором струя масла, подаваемая из закрепленной в картере двигателя форсунки, омывает внутреннюю поверхность поршня, получил широкое распространение, что объясняется его эффективностью и конструктивной простотой.

Постановка задачи

Целью работы является определение зависимости эффективности охлаждения от расхода масла и частоты вращения коленчатого вала двигателя и прогнозирование температурных полей поршней. Для этого разработана методика численного моделирования нестационарного процесса локального теплообмена между струей масла и внутренней поверхностью поршня в трехмерной постановке.

Математическая модель

Сложность гидродинамики и теплообмена при струйном охлаждении, вызванная нестационарностью и локальностью параметров, их зависимостью от режимов работы двигателя, конструкции поршня и форсунки, вынуждает применять экспериментальные и численные методы исследований как наиболее точные.

В данной работе для численного моделирования вышеописанных явлений используется программный комплекс ANSYS CFX. Поскольку границы растекания масляной пленки по охлаждаемой поверхности заранее неизвестны, необходимо использовать модель двухфазного течения. В ANSYS CFX используется модель многоскоростного континуума, согласно которой рассматривается течение двухфазной смеси как сплошной среды и для каждой расчетной ячейки различают объемные доли фаз. Для каждой фазы определяется плотность, отнесенная к полному объему смеси, скорость, вязкость и другие параметры. Таким образом, в каждой точке объема, занятого смесью, состоящей из двух фаз, определяют две плотности, две скорости и т. д. [1].

Основными уравнениями используемой для расчетов математической модели ANSYS CFX являются:

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha U) = 0. \qquad (1)$$

При наличии общего поля скоростей вектор скорости U также будет общим для обеих фаз, то есть $U = U_\alpha$, а объемная доля r_α и плотность ρ_α различны для каждой фазы.

Уравнение сохранения импульса рассматривается как однофазное с переменными плотностью и вязкостью и общим для всех фаз полем давлений $p(x, y, z, t)$:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \nabla(\rho U \otimes U - \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) = \nabla p, \qquad (2)$$

где $\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \rho_\alpha$ — плотности смеси, $\mu = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_\alpha \mu_\alpha$ — вязкость смеси.

Уравнение сохранения тепловой энергии. Для моделирования теплообмена принято общее для всех фаз температурное поле $T(x, y, z, t)$, тогда как внутренняя энергия e_α различна для каждой фазы:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha e_\alpha) + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha e_\alpha U) = \\ = \nabla(r_\alpha \lambda_\alpha T) + r_\alpha \tau_\alpha \cdot \nabla U + Q_\alpha, \quad (3)$$

где λ_α — теплопроводность; τ_α — тензор касательных напряжений; Q_α — величина, характеризующая теплоту на единицу объема, переданную фазе α от других фаз.

Моделирование турбулентности. Влияние турбулентности на характеристики теплообмена при струйном охлаждении велико, поэтому вместе с описанной выше системой уравнений решаются уравнения модели турбулентности SST. Эта модель сочетает в себе преимущества моделей k–ε и k–ω [2] и, как показано в [3], наиболее точно описывают рассматриваемые явления.

Верификация расчетной модели

Отладка расчетной модели проводилась на основе ряда тестовых задач [5]:

➢ расчет взаимодействия струи с плоскостью, расположенной по нормали к ней;

➢ моделирование торможения потока масла, впрыскиваемого форсункой под углом в открытый канал.

Результаты тестовых расчетов удовлетворительно согласуются экспериментальными и эмпирическими данными.

Взаимодействие струи с перемещающейся криволинейной поверхностью

Для верификации методики расчета струйного охлаждения поршней использованы экспериментальные данные, полученные в работе [4].

Качественная оценка точности численного моделирования производилась путем сравнения гидродинамической картины течения со снимками, полученными в эксперименте высокоскоростной фотокамерой. Как было показано в [5], схожесть расположения зон отрыва масляной пленки от охлаждаемой поверхности поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала (УПКВ) по расчетным и экспериментальным данным позволяет сделать вывод об адекватности математического описания рассматриваемых физических явлений.

Для количественной проверки на основе экспериментальных данных произведены расчеты температурных полей в поршне при различных значениях частоты вращения коленчатого вала и расхода охлаждающего масла через форсунку.

Описание расчетной модели

В модельном элементе (рис. 1), игравшем роль поршня в эксперименте, выполнена канавка шириной 20 мм для ограничения растекания потока масла, и установлены восемь термопар. Основные параметры испытательного стенда, необходимые для разработки расчетной модели, представлены в таблице.

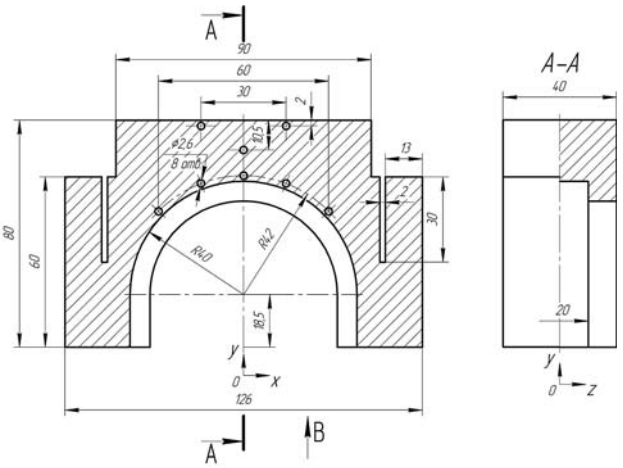


Рис. 1. Эскиз модельного элемента

Таблица

Параметры испытательного стенда

Радиус кривошипа R, мм	46	Диаметр форсунки d_0, мм			1,6		
Длина шатуна L, мм	184	Марка масла			SAE30		
Ход поршня S, мм	92	Температура масла на входе T_0, °С			80		
Частота вращения коленчатого вала n, об/мин	500				1000		
Расход масла G, л/ч	52	78	95	115	60	86	103

Расчетная модель (рис. 2) состоит из неподвижной форсунки *1*, из которой струя масла попадает в расчетную область, изначально заполненную воздухом. Расчетная область содержит подобласть с деформируемой сеткой *2* и подобласть с перемещающейся сеткой *3*, что необходимо для учета возвратно-поступательного движения поршня. Положение поршня в зависимости от времени:

$$y(t) = R(1 - \cos 6nt + \frac{R}{4L}(1 - \cos 12nt)). \quad (4)$$

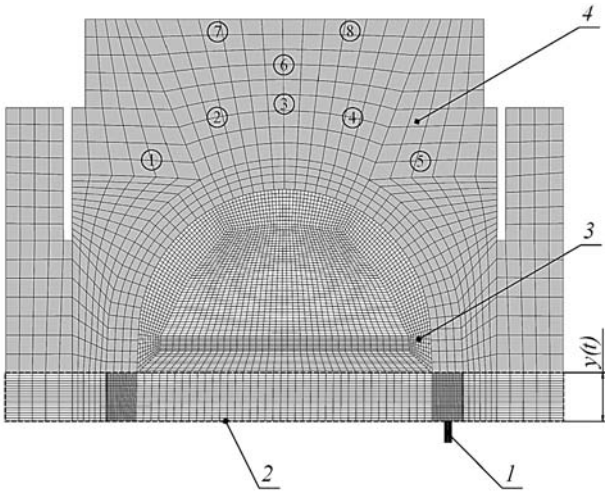


Рис. 2. Расчетная модель:
1 — форсунка; *2* — деформируемая сетка; *3* — перемещающаяся сетка; *4* — твердое тело

Методика расчета

Рассматриваемая задача в сопряженной постановке, т. е. при одновременном решении уравнений гидродинамики для жидкости и теплопроводности в твердом теле, требует значительных вычислительных ресурсов. Для ускорения расчетов предложена следующая поэтапная методика.

1. На первом этапе рассчитывалось локальное распределение коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности $\alpha_i(\varphi)$ за 360° УПКВ, т. е. за один оборот коленчатого вала, что достаточно, поскольку рассматриваемый процесс цикличен.

2. Для сравнительного анализа интенсивности теплоотдачи рассчитывалось одномерное распределение $\alpha_i(\varphi)$ вдоль охлаждаемой поверхности и производилось осреднение по времени за 360° УПКВ.

3. Рассчитывалось температурное поле в модельном элементе.

Результаты

На рис. 3 показаны распределения локальных значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности (см. рис. 1, вид В) для рассматриваемых значений n и G.

Зоны с максимальными значениями α возникают на некотором расстоянии от точки удара струи об охлаждаемую поверхность. Это объясняется тем, что точка удара струи является зоной торможения, а после поворота потока на охлаждаемой поверхности скорость течения пленки вновь повышается до значений скоростей в свободной струе, одновременно с этим происходит увеличение толщины масляной пленки. Из-за сил трения скорость масляной пленки уменьшается, а ее толщина продолжает расти и происходит срыв пленки, обусловленный действием инерционных сил. Срыв происходит тем раньше, чем меньше начальная скорость струи и чем больше инерционные нагрузки, т. е. частота вращения коленчатого вала.

Двумерные распределения, показанные на рис. 3, были усреднены по оси z, что позволило получить одномерные распределения значений коэффициента теплоотдачи вдоль охлаждаемой поверхности в зависимости от расхода масла для частот вращения n = 500 об/мин и n = 1000 об/мин, которые представлены, на рис. 4 и 5.

Для сравнения с экспериментальными данными были рассчитаны поля температур и определены значения температур в точках установки термопар, показанные на рис. 6 и 7.

Расхождение рассчитанных значений температур и экспериментальных значений не превысило 15 %, что позволяет сделать вывод об удовлетворительной точности представленной расчетной модели.

Численное исследование струйного охлаждения

Для выяснения зависимости интенсивности теплоотдачи от частоты вращения коленчатого вала при неизменном расходе масла через форсунку было проведено численное исследование.

Расчеты выполнялись по двум различным методикам:

➢ по методике 1, предложенной в данной работе;

➢ по методике 2, в которой при аналитическом решении уравнений Навье–Стокса для одномерного случая течения масляной пленки по охлаждаемой поверхности поршня был использован гидравлический подход, потери на трение определены эмпирической зависимостью, а интенсивность теплоотдачи получена из критериального уравнения.

На основе методики 2 в работе [4] был разработан алгоритм расчета на ЭВМ и создана прикладная программа, которая использовалась в данном исследовании.

Расчетная схема и исходные данные соответствуют использованным выше при верификации методики 1. Расчеты проводились для интервала значений n = 500–3500 об/мин с шагом 500 об/мин и расходе масла равным 60 л/ч.

Полученные результаты представлены на рис. 8.

Расчеты показали, что при повышении частоты вращения коленчатого вала повышается скорость движения пленки масла по охлаждаемой поверхности после удара струи масла об нее и разворота потока при движении поршня от ВМТ к НМТ, что увеличивает интенсивность теплоотдачи.

При движении поршня от НМТ к ВМТ (вследствие действия сил инерции) происходит отрыв потока от поверхности поршня, что двояко влияет на интенсивность теплоотдачи:

➢ с одной стороны, отрыв масляной пленки уменьшает объем охлаждающего масла на поверхности, что уменьшает величину α;

➢ с другой стороны, при низких частотах вращения коленчатого вала на внутренней поверхности поршня происходит торможение потока масла, а отрыв заторможенного объема масла увеличивает скорость пленки при движении поршня от ВМТ к НМТ.

Указанные выше факторы определяют величину коэффициента теплоотдачи, осредненного по охлаждаемой поверхности и за время одного оборота коленчатого вала.

Качественное совпадение результатов расчета по двум методикам получено только на интервале n = 1000–2000 об/мин. Расхождение значений коэффициента теплоотдачи для двух методик не превысило 18 %.

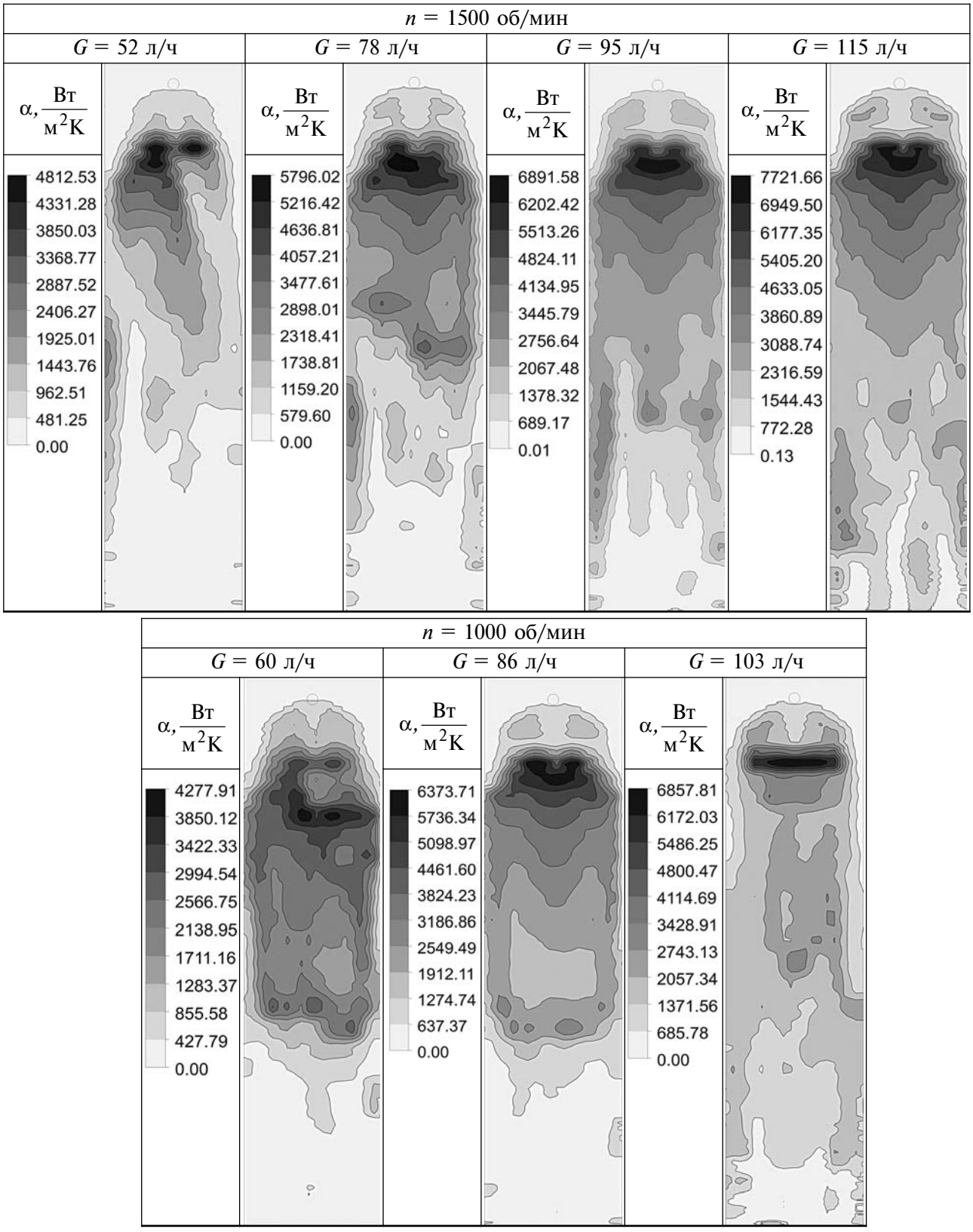


Рис. 3. Локальное распределение значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности

Вследствие одномерного подхода в методике 2 не учитывается растекание масляной пленки в поперечном направлении, а принимается одинаковая толщина пленки. Расчеты по методике 2 показали, что при n = 500–1000 об/мин происходит резкое падение интенсивности теплоотдачи, а при n = 2000–3500 об/мин практически линейное увеличение, что является следствием принятых допущений и физически не обосновано.

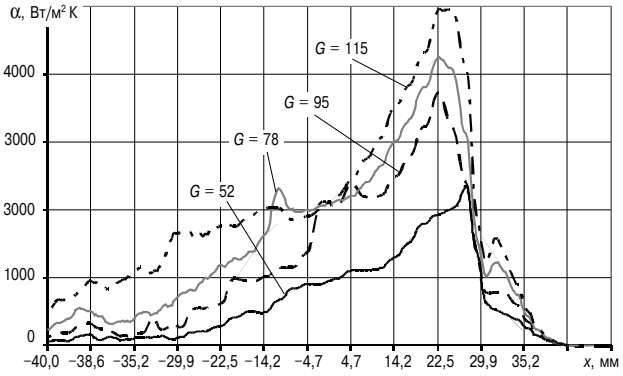


Рис. 4. Распределение значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности в зависимости от расхода масла при n = 500 об/мин

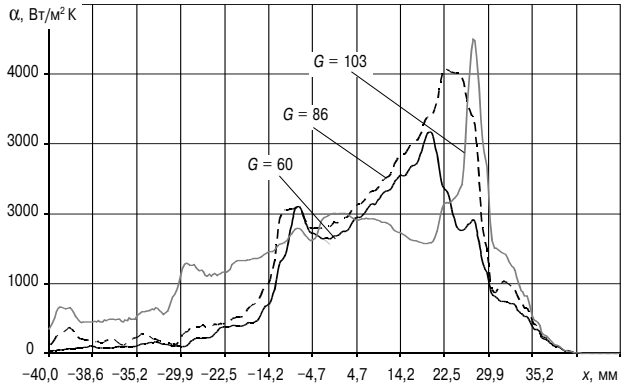


Рис. 5. Распределение значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности в зависимости от расхода масла при n = 1000 об/мин

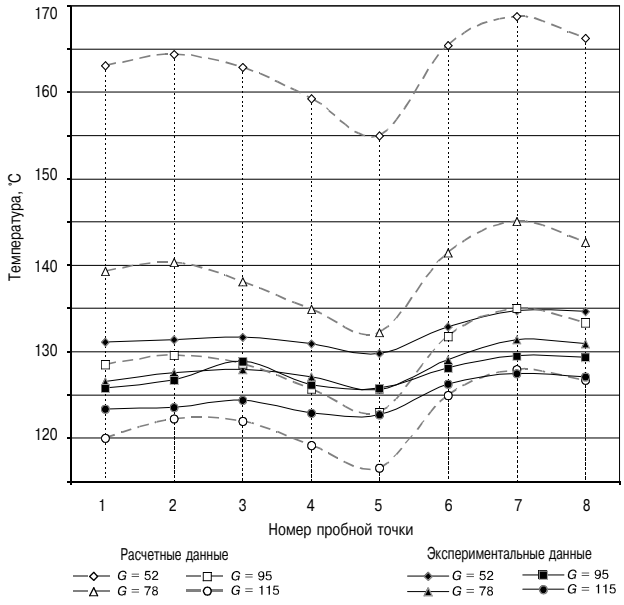


Рис. 6. Зависимость температуры от расхода масла при n = 500 об/мин

Выводы

Получена удовлетворительная сходимость результатов расчетов с экспериментальными данными, что позволяет сделать вывод о возможности применения разработанной методики для численного моделирования струйного охлаждения поршней ДВС. Представленная методика позволяет исследовать возможности повышения эффективности охлаждения для поршней произвольной конструкции в широком диапазоне режимов работы.

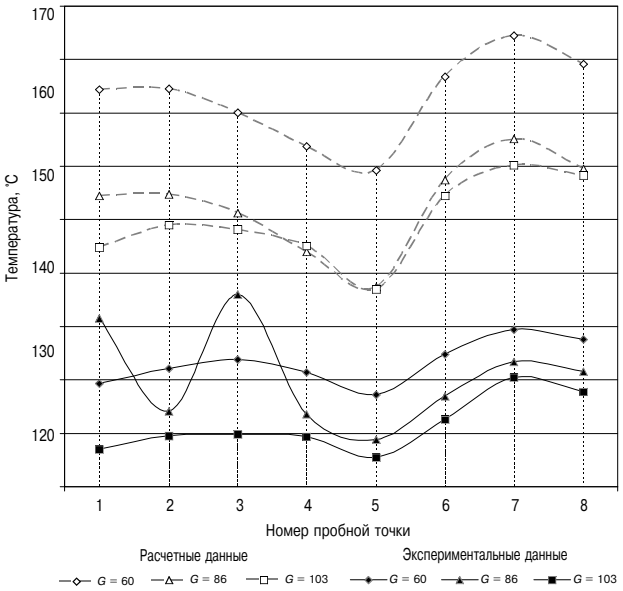


Рис. 7. Зависимость температуры от расхода масла при n = 1000 об/мин

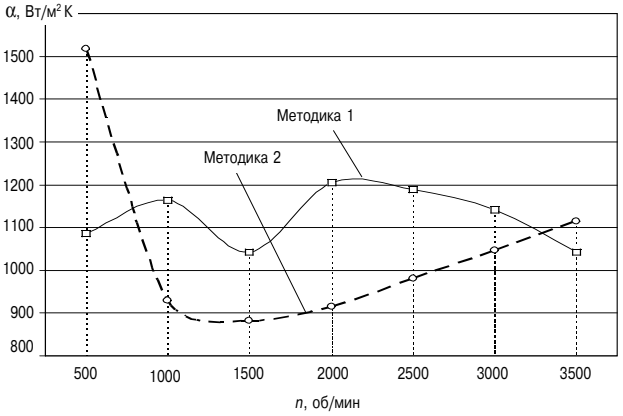


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи от частоты вращения коленчатого вала

Литература

1. *Нигматулин Р.И.* Динамика многофазных сред. — М. : Наука, 1987. — Т. 1.

2. *Wilcox D.C.* Multiscale model for turbulent flows // AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. — 1986.

3. *Menter F.R.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA-Journal. — 1994. — Vol. 32(8). — P. 1598–1605.

4. *Кареньков А.В.* Влияния интенсивности масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС: дис. ... к.т.н. — М., 2006. — 123 с.

5. *Михайлов Ю.В., Мягков Л.Л.* Численное моделирование струйного охлаждения поршней ДВС // Труды РНКТ-5. — 2010. — Т. 2.

УДК 621.436

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ Т ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ МИРОВОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ

В.С. Мурзин, директор-главный конструктор ООО ГСКБ «Трансдизель»

Рассмотрены методы и средства совершенствования рабочего процесса с непосредственным впрыскиванием топлива и открытой камерой сгорания в целях повышения топливной экономичности и снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами при ограничении тепловой и механической нагруженности деталей дизеля.

Повышение конкурентоспособности создаваемых отечественных двигателей требует интенсификации научно-исследовательских работ, направленных на снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами, повышение топливной экономичности и ресурса. В полной мере это относится к дизелям серии Т, разработка которых начата ООО ГСКБ «Трансдизель» в 2008 г. для выпуска на производственных мощностях ООО «ЧТЗ-Уралтрак». Это новое перспективное семейство дизелей с турбонаддувом и максимальной унификацией основных узлов и деталей, которое состоит из 4- и 6-цилиндровых рядных, а также из 8-, 12-цилиндровых V-образных дизелей размерностью 13/15. Дизели предназначены для использования в модернизируемых и перспективных тракторах классов от 6 до 50 т тяги. На базе модельного ряда дизелей общепромышленного назначения планируется создание форсированных дизелей с высоким уровнем межпроектной унификации для применения в изделиях специального назначения.

В новых дизелях серии Т заложена возможность достижения следующих технико-экономических и экологических показателей:

- ➢ максимальная унификация по основным узлам, деталям и конструктивным элементам;
- ➢ запас по крутящему моменту не менее 30 %;
- ➢ удельный эффективный расход топлива не более 205 г/кВт·ч;
- ➢ расход масла на угар — 0,02–0,05 % от расхода топлива;
- ➢ ресурс не менее 18 000 мч;
- ➢ соответствие нормам выбросов вредных веществ на уровне ЕРА США Tier 4, а также требованиям правил ЕЭК-ООН № 96 и № 97/68 (NO_x + CH = 6,0 г/кВт·ч; CO = 3,5 г/кВт·ч; PT = = 0,2 г/кВт·ч).

Разрабатываемое семейство дизелей охватывает диапазон мощностей от 44 до 550 кВт (таблица).

Таблица

Марка дизеля	4Т371	6Т370	8ТВ372	12ТВ373
Мощность, кВт	44–184	103–265	140–368	206–550
Частота вращения, об/мин	2100–3000	2100–3000	2100–3000	2100–3000
Запас по крутящему моменту, %	30	30	30	30
Число и расположение цилиндров	4Р	6Р	8V	12V

а)



б)



Рис. 1. Базовые дизели модельного ряда перспективного семейства 4Т371 (*а*) и 8Т372 (*б*)

В качестве базовых вариантов рассматриваются рядный дизель 4Т371 и V-образный 8Т372 (рис. 1).

В основу рабочего процесса базовых дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива положен преимущественно объемный способ смесеобразования, реализуемый в открытой камере сгорания, расположенной в днище поршня. Степень сжатия составляет 16–18 единиц. Топливная форсунка центрального расположения с многодырчатым распылителем закрытого типа, имеющим до восьми распыливающих отверстий. Четырехклапанная крышка цилиндров имеет профилированные впускные каналы для обеспечения закрутки воздушного потока при минимальных гидравлических потерях на впуске. В зависимости от требований и области применения дизели комплектуются следующими вариантами топливной аппаратуры:

➢рядный плунжерный топливный насос высокого давления с электронным регулятором, неуправляемым или управляемым впрыскиванием топлива;

➢ индивидуальные секции топливного насоса высокого давления с электронным управлением клапанами;

➢ аккумуляторная система типа common rail с управляемым впрыскиванием топлива.

Дизели имеют газотурбинный наддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, элементами регулирования и частичной рециркуляцией отработавших газов. По результатам анализа расходных характеристик и совместной работы турбокомпрессоров с дизелями для каждой модификации, представленной в табл. 1, выбраны турбокомпрессоры TKP 7H1, TKP 8,5C, TKP 80-1A, TKP 100.

Проведенные ранее поисковые научно-исследовательские работы с привлечением зарубежных партнеров выявили ряд проблем, важнейшей из которых является необходимость дальнейшего совершенствования рабочего процесса разрабатываемых дизелей.

Основные направления совершенствования рабочего процесса

Совершенствование рабочего процесса дизелей серии Т осуществляется с учетом выбранного способа смесеобразования. Особое внимание уделяется достижению эффективного смесеобразования и полноты выгорания топлива с учетом ограничений по выбросам вредных веществ с отработавшими газами, тепловой и механической нагруженностью деталей [1, 2]. Для достижения обозначенных целей необходимо решение следующих задач:

➢ обеспечение эффективного воздухоснабжения, гарантирующего работу по внешней характеристике с коэффициентом избытка воздуха не менее 1,9–2,1;

➢ интенсификация впрыскивания топлива для его равномерного распределения в объеме камеры сгорания с наибольшей степенью гомогенизации смеси;

➢ обеспечение оптимального, с точки зрения экономичности и вредных выбросов, закона выгорания топлива;

➢ создание условий в камере сгорания для подавления процессов образования оксидов азота и других вредных веществ;

➢ снижение тепловой и механической нагруженности элементов внутрицилиндрового пространства и деталей дизеля.

Методы решения поставленных задач

Решение задач по совершенствованию рабочего процесса дизелей серии Т обеспечивалось сочетанием известных и новых методов:

➢ обеспечение параметров воздушного заряда достигается конструкцией индивидуальных четырехклапанных крышек цилиндров и регулируемых агрегатов наддува повышенной эффективности в сочетании с устройствами промежуточного охлаждения наддувочного воздуха;

➢ интенсификация впрыскивания топлива и равномерное распределение его в объеме камеры сгорания обеспечивается применением топливоподающей аппаратуры, реализующей давления впрыскивания до 180–200 МПа;

➢ эффективное смесеобразование обеспечивается оптимальным вихревым отношением закрутки воздушного заряда в сочетании с рациональными параметрами топливной струи (дальнобойностью, углом раскрытия, распределения капель определенного диаметра), что позволяет получить топливовоздушную смесь заданной степени гомогенизации;

➢ обеспечение оптимального закона выгорания топлива достигается при реализации вышеприведенных методов в сочетании с управляемым законом впрыскивания топлива;

➢ создание условий в камере сгорания для ограничения процессов образования оксидов азота и других вредных веществ обеспечивается дополнительно к рассмотренным методам использованием рециркуляции охлажденных отработавших газов;

➢ применением устройств нейтрализации вредных газообразных веществ и улавливателей твердых частиц;

➢ снижение тепловой и механической нагруженности элементов внутрицилиндрового пространства и деталей дизеля с позиции рабочего процесса достигается ограничением интенсивности выгорания топлива в начальном периоде процесса сгорания и минимизацией тепловых потерь.

Средства реализации методов совершенствования рабочего процесса

Применение регулируемых агрегатов наддува повышенной эффективности в сочетании с устройствами промежуточного охлаждения наддувочного воздуха предполагает использование высоконапорных компрессоров с безлопаточными диффузорами и двухярусными рабочими колесами, а также турбин с безлопаточными сопловыми аппаратами и байпасным регулированием. Для обеспечения качества переходных процессов необходимы турбокомпрессоры с малым моментом инерции ротора и короткими газовоздушными трактами в системе наддува. Перспективно применение комбинированного двухступенчатого наддува. В качестве промежуточных охладителей наддувочного воздуха целесообразно применение регулируемых воздухо-жидкостных теплообменников с минимальными гидравлическими сопротивлениями по воздушному и жидкостному трактам.

Важнейшим средством повышения степени использования воздушного заряда является увеличение доли активного объема в пространстве сжатия. Это достигается уменьшением пассивных объемов, создаваемых повышенным надпоршневым зазором, излишним объемом подклапанных выточек, рациональным размещением верхнего компрессионного кольца по отношению к днищу поршня и т. п. Реализация этих решений требует тщательной конструкторской и технологической проработки. Необходимо учитывать, что для обеспечения высокой топливной экономичности дизеля отношение активного объема камеры сгорания к объему пространства сжатия должно быть не менее 0,75.

Применение топливоподающей аппаратуры, реализующей высокие давления впрыскивания (до 180–200 МПа) при оптимальном вихревом отношении воздушного заряда предполагает использование индивидуальных топливных секций ТНВД с электронным управлением, а в перспективе — аккумуляторной системы впрыскивания топлива типа common rail. Повышение давления впрыскивания топлива должно осуществляться в сочетании с оптимальным началом и продолжительностью процесса впрыскивания, а также корректированием числа и диаметра распыливающих отверстий. Для открытой камеры сгорания при непосредственном впрыскивании топлива число распыливающих отверстий должно быть не менее 7–8. Оптимизация вихревого отношения обеспечивается использованием специальных впускных каналов в головках цилиндров тангенциального или винтового типа с профилированными граничными обводами и минимальным гидравлическим сопротивлением. Последнее достигается на компромиссной основе, поскольку обеспечение вихревого движения заданной интенсивности вступает в противоречие с возможностью получения высокого коэффициента наполнения цилиндра свежим зарядом. Для дизелей серии Т с открытыми камерами сгорания и высоким наддувом при частотах вращения коленчатого вала 2000–2500 об/мин вихревое число должно находиться в интервале 1,5–2,5.

Имеют большое значение размеры (глубина, максимальный диаметр, диаметр горловины и наклон вертикальной стенки) открытой камеры сгорания в поршне. Здесь имеются конкретные рекомендации ведущих производителей дизелей для соответствующего диаметра цилиндра. При этом учитывается размещение топливной форсунки в крышке цилиндра, которое должно быть центральным.

Управление процессом выгорания топлива в начальный период процесса горения, что важно для снижения образования NO_x, обеспечивается управляемым законом впрыскивания топлива с ограничением количества топлива, подаваемого в цилиндр за период задержки воспламенения. Управление процессом впрыскивания топлива позволяет осуществлять двух- и многофазный впрыск в сочетании с регулированием угла опережения подачи в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки дизеля. В современных топливоподающих устройствах такие возможности предоставляют аккумулирующие системы впрыскивания топлива типа common rail.

Использование рециркуляции охлажденных отработавших газов в сочетании с применением устройств нейтрализации отработавших газов и улавливателей твердых частиц предполагает возможность достижения показателей вредных выбросов, соответствующих мировому уровню.

Минимизация тепловых потерь достигается прежде всего повышением коэффициента избытка воздуха в целях обеспечения полноты сгорания топлива. Дальнейшее снижение тепловой нагруженности достигается рациональным перераспределением тепловых потерь между теплоотводящими системами, локальным охлаждением поршней, распылителей форсунок, клапанов газораспределения, огневой поверхности головок цилиндров, гильз цилиндров и блок-картера.

Результаты моделирования и экспериментальной проверки показателей рабочего процесса базовых моделей

На начальном этапе проектирования базовых дизелей были смоделированы индикаторные показатели рабочего цикла при ожидаемых характеристиках выгорания топлива. Для этих целей была использована разработанная в Южно-Уральском государственном университете методи-

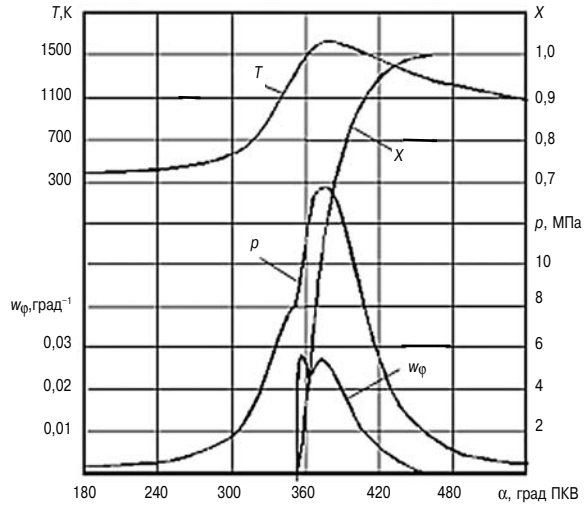


Рис. 2. Индикаторная диаграмма давления и температуры газов, характеристики выгорания топлива в дизеле 4Т371 (p_{me} = 1,05 МПа, n = 2100 об/мин)

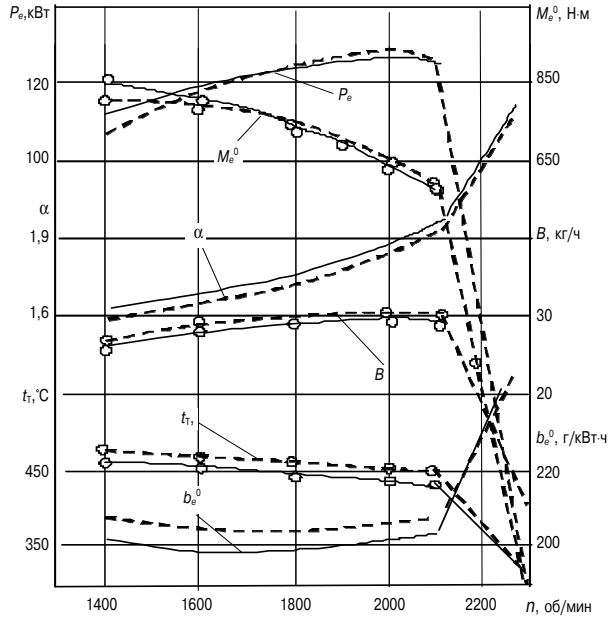


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика дизеля 4Т371

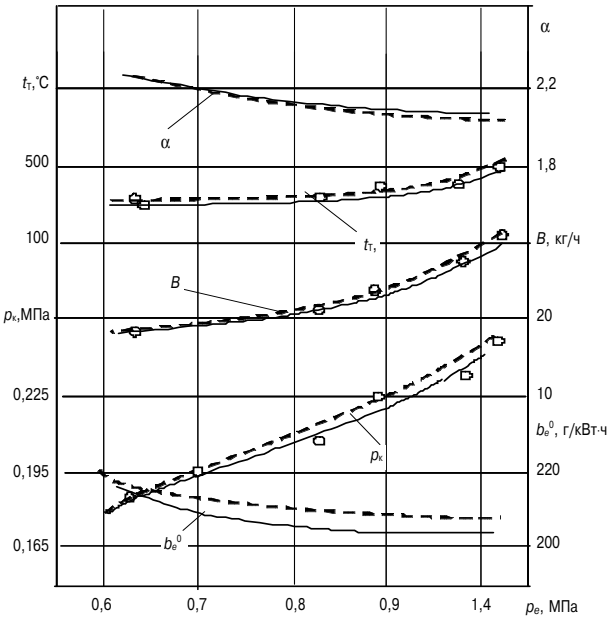


Рис. 4. Нагрузочная характеристика дизеля 4Т371 (n = 2100 об/мин)

ка расчета рабочего цикла И.И. Вибе, усовершенствованная А.Н. Лавриком и Д.К. Алексеевым [3]. Характеристики выгорания топлива были определены по теоретической модели, предложенной И.И. Вибе и развитой Е.А. Лазаревым [2].

Расчетные индикаторные диаграммы давления p и температуры T газов, характеристики выгорания топлива $x = f_1(\alpha)$ и $w_\varphi = f_2(\alpha)$ представлены на рис. 2. Анализ индикаторной диаграммы показывает, что максимальное давление в цилиндре достигает 12,8 МПа, максимальная скорость нарастания давления 0,56 МПа/град ПКВ, максимальная температура цикла 1631 К, угол опережения начала сгорания 6° ПКВ до ВМТ, продолжительность процесса сгорания 115° ПКВ, максимальная скорость выгорания топлива 0,028 град$^{-1}$, среднее индикаторное давление 1,47 МПа, удельный индикаторный расход топлива 194,5 г/кВт·ч. Дифференциальная характеристика выгорания топлива имеет два экстремума, что свидетельствует об отсутствии монотонного сгорания, обусловленного концентрационной и температурной неоднородностью смеси.

Экспериментальные характеристики дизеля 4Т371 представлены на рис. 3 и 4. Здесь пунктирные линии характеризуют показатели исходного варианта дизеля, а сплошные линии — доработанного варианта по результатам моделирования.

Режим номинальной мощности дизеля 4Т371 характеризуется средним эффективным давлением p_e = 1,05 МПа при n = 2100 об/мин. К реализованным по результатам моделирования мероприятиям относятся оптимизация вихревого отношения воздушного заряда за счет изменения профиля впускного канала, угла опережения впрыскивания топлива, параметров наддува и др. При этом удалось добиться повышения топливной экономичности при заданной мощности дизеля, однако для достижения перспективных экологических норм необходимо дальнейшее совершенствование рабочего процесса. Предварительные испытания, проведенные фирмой «Ricardo», показали, что базовые дизели 4Т371.03.03 и 6Т370.02.03 в исходном варианте обеспечивают требования по вредным выбросам, соответствующие уровню Tier 2 стандарта EPA США.

В ближайшей перспективе для обеспечения требований уровня Tier 4 дизели серии Т будут

оборудованы топливной аппаратурой с системой common rail и давлением впрыскивания более 160 МПа. Кроме того, планируется доработать систему воздухоснабжения и очистки отработавших газов, включая: впускные и выпускные коллекторы, турбокомпрессор, охладитель наддувочного воздуха, элементы рециркуляции отработавших газов.

Выводы

Анализ современных направлений развития рабочего процесса дизелей и прогресс в реализации теоретических разработок свидетельствуют, что резервы в этом направлении далеко не исчерпаны. Необходимо сочетать известные и новые методы и средства совершенствования рабочего процесса с современными конструктивными решениями при модернизации основных механизмов и систем. При этом снижение тепловой и механической нагруженности для обеспечения заданного ресурса позволяет надеяться на достижение дизелями серии Т мирового технического уровня и создать реальную конкуренцию зарубежным фирмам в своем типоразмерном ряду.

Литература

1. *Мозер, Франц К.* Тенденции и решения в разработке коммерческих дизелей // Материалы международной научно-технической конференции «Турбонаддув автомобильных и тракторных двигателей». — Протвино, 24–25 июня 2009.

2. *Лазарев Е.А.* Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: монография. — Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2010. — 289 с.

3. *Лаврик А.Н.* Расчет и анализ рабочего цикла ДВС на различных топливах: монография. — Иркутск : Изд-во Иркутского ун-та, 1985. — 104 с.

ЭЛТОН

НОВОСТИ ЗАО «ЭЛТОН»

В КРАСНОДАРЕ ИСПЫТАН АВТОБУС НА ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКИХ КОНДЕНСАТОРАХ, ПОЗВОЛЯЮЩИЙ НА 40 % СНИЗИТЬ ПОТРЕБЛЕНИЕ ТОПЛИВА И ЗНАЧИТЕЛЬНО СОКРАТИТЬ ВЫБРОСЫ В АТМОСФЕРУ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ

В г. Краснодаре успешно завершились испытания опытных образцов нового для России вида городского транспорта — гибридного автобуса. Ключевым техническим решением в силовой установке автобусов является применение инновационных накопителей энергии — электрохимических конденсаторов, которые разработаны и производятся российской компанией «Элтон».

Результаты испытаний показали 40 %-ное сокращение расхода топлива по сравнению с современным автобусом с газовым двигателем. Испытания подтвердили, что благодаря применению электрохимических конденсаторов в ОГ автобуса практически отсутствуют вредные вещества, такие как CO, CH, NO_x. Экологические показатели гибридного автобуса соответствуют требованиям стандарта Евро 6. К дополнительным преимуществам следует отнести низкий уровень шума и вибрации.

Измерения проводились на маршруте Е2, который проходит по загруженной транспортом главной улице города — Красной и связывает Депо №1 с железнодорожным вокзалом.

Первые в России гибридные автобусы («Экобусы») были выпущены на заводе «Тролза» (Саратовская область) в 2010 г. Силовая установка автобуса представляет собой газовую микротурбину, которая приводит ходовой электродвигатель и одновременно заряжает конденсаторный накопитель энергии. Дополнительная энергия вырабатывается за счет рекуперации при электрическом торможении (торможении электродвигателем), которая также сохраняется в конденсаторном накопителе и в дальнейшем используется для разгона автобуса.

Особенностью работы городского общественного транспорта является частое повторение циклов разгон–торможение, которые приводят к значительному расходованию топлива и загрязнению атмосферы вредными выбросами. Использование электрохимических конденсаторов с рекуперацией энергии торможения позволяет эффективно решить обе эти проблемы.

Электрохимические конденсаторы способны быстро накапливать и отдавать энергию в объемах, на порядок превышающих аналогичные показатели для обычных конденсаторов. В отличие от аккумуляторов, они обладают высокой удельной мощностью, ресурсом не менее миллиона циклов заряда–разряда, не требуют технического обслуживания и надежно работают в условиях экстремальных температур. Эти изделия применяются не только в гибридном транспорте, но и в системах пуска двигателей внутреннего сгорания.

Россия является одним из мировых лидеров в сфере разработки и производства электрохимических конденсаторов. Продукция ЗАО «Элтон» экспортируется за рубеж с 1998 г., а недавно в США началось производство этих изделий по лицензии российской компании.

УДК 621.431

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ПРОВЕРКИ СТОЙКОСТИ ДВС ДВОЙНОГО НАЗНАЧЕНИЯ К ВОЗДЕЙСТВИЮ ВОЗДУШНОЙ УДАРНОЙ ВОЛНЫ

В.О. Сайданов, д.т.н., проф., А.Ю. Асанов, адъюнкт, Л.В. Столярчук, адъюнкт
Военный инженерно-технический институт
(филиал ФГВОУ ВПО «Военная академия тыла и транспорта им. генерала армии Хрулева А.В.»

Разработан новый универсальный стенд для проверки стойкости двигателей внутреннего сгорания к воздействию поражающих факторов воздушной ударной волны. Стенд предназначен для испытаний двигателей на соответствие специальным требованиям, предъявляемым к энергоустановкам объектов военной инфраструктуры и специального назначения. Достоинством стенда является возможность имитации как фазы сжатия, так и фазы разрежения воздушной ударной волны.

Энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания являются основой военной автономной энергетики и объектов специального назначения. В качестве наиболее характерного примера объекта специального назначения можно назвать резервные источники энергоснабжения атомных электростанций и государственных пунктов управления. При функционировании, как в составе объектов военной инфраструктуры, так и в составе объектов двойного назначения энергоустановки с ДВС должны удовлетворять целому ряду специальных требований, основными из которых являются [1]:

➢ высокая степень автоматизации (3 по ГОСТ 14228-80);

➢ быстрый пуск из холодного состояния и прием 100 % нагрузки за 10–40 с;

➢ параллельная работа до 6 агрегатов (регулятор частоты вращения дизеля должен допускать возможность изменения наклона статической характеристики без остановки агрегата в пределах 1,5–3 %);

➢ стойкость к воздействию воздушной ударной волны с давлением 0,2–0,3 МПа;

➢ устойчивая работа без снижения мощности с повышенными сопротивлениями на всасывании и выпуске до 10,0 кПа;

➢ высокая газоплотность по всасывающему и выпускному трактам (подсос воздуха через неплотности менее 0,005 $м^3$/кВт·ч);

➢ стойкость к сейсмоударным нагрузкам при механическом воздействии пикового ускорения 20 g длительностью импульса 30–50 мс.

В СССР поставки энергоустановок для объектов военной инфраструктуры и двойного назначения осуществляли 12 дизелестроительных заводов. Сегодня часть этих предприятий либо оказались за пределами России (например, Харьковский завод им. Малышева), либо прекратили свое существование (например, ГП «Русский дизель» Санкт-Петербург). Эти заводы выпускали силовые агрегаты мощностного ряда 1000, 2000 и 4000 кВт. Большинство энергоустановок этого ряда, предназначенные для применения их на объектах военной инфраструктуры, прошли экспериментальную проверку по определению фактической стойкости к воздействию воздушной ударной волны и сопутствующих ей факторов и специальную доработку на предмет удовлетворения изложенных выше требований [1].

В качестве альтернативы ДЭУ мощностью 500, 630, 1000 и 2000 кВт, производство которых прекращено, могут быть предложены, например, энергоустановки ОАО ХК «Коломенский завод» (г. Коломна) и ОАО «Волжский дизель им. Маминых» (г. Балаково). Однако для положительного решения вопроса о применении указанных двигателей необходимо провести как расчетные, так и экспериментальные исследования по оценке их стойкости к воздействию современных средств поражения, а также последствий чрезвычайных происшествий (ЧП), например землетрясений, техногенных катастроф и т. д.

Стойкость ДЭУ к названным экспериментальным условиям приобретает особую актуальность в настоящее время в связи с последствиями аварий на атомной электростанции (АЭС) «Фукусима-1» в Японии. После мощного землетрясения, кроме всего прочего, вышла из строя резервная дизельная электростанция АЭС, в результате чего не включились насосы системы аварийного охлаждения реакторов. Основной причиной выхода из строя ДЭС стало то, что

дизельные агрегаты и их технические системы оказались беззащитными к воздействию сейсмоударных нагрузок.

Кафедра двигателей и энергетических установок Военного инженерно-технического института (ВИТИ) занимается вопросами оценки стойкости и работоспособности ДЭУ при воздействии различных факторов современного оружия с момента своего создания в 1941 г. За прошедшие годы в рамках научной школы по автономным источникам энергии заслуженного деятеля науки и техники РФ д. т. н. профессора Кривова В.Г. сформировалось самостоятельное научное направление — комплексная оценка стойкости, защита и обеспечение работоспособности автономных энергоисточников в экстремальных условиях функционирования, разработка методов и средств их защиты. В период с 1960-х по 1990-е гг. по этому направлению на кафедре были выполнены фундаментальные исследования, в результате которых разработаны оригинальные испытательные стенды для моделирования воздействия на двигатели воздушной ударной волны, приземного слоя атмосферы с повышенной запыленностью и высокой температурой, горящих завалов, объемно-детонирующей смеси, сейсмовзрывных волн. Разработаны математические модели, позволяющие аналитическим путем оценить изменения прочностных, мощностных и скоростных характеристик ДВС при воздействии указанных факторов.

В настоящее время кафедра продолжает проводить интенсивные исследования по данному направлению. Энергетические установки объектов двойного назначения (резервные и аварийные энергоисточники атомных и тепловых электростанций, объектов жизнеобеспечения городов, промышленных предприятий и т. д.) должны быть устойчивы как к воздействию современного оружия (в том числе и в случае террористических актов), так и к воздействию природных и техногенных ЧП (пожаров, наводнений, землетрясений и т. п.). В сотрудничестве с фирмой ООО «"Президент-Нева"-Энергетический центр» на кафедре разработан и создан новый универсальный стенд для проверки стойкости двигателей внутреннего сгорания к воздействию поражающих факторов воздушной ударной волны.

Достоинство данного стенда в том, что он позволяет имитировать как фазу сжатия, так и фазу разрежения воздушной ударной волны. Следует отметить, что созданный проф. В.Г. Кривовым экспериментальный стенд на базе установки типа баллон–труба [1] позволял имитировать только фазу сжатия воздушной ударной волны.

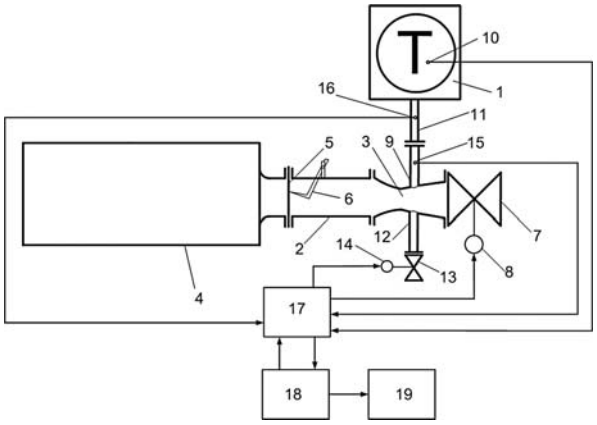


Рис. 1. Принципиальная схема универсального стенда: *1* — ДВС; *2* — ударная труба; *3* — сопло; *4* — баллон со сжатым газом; *5* — разрушаемая диафрагма; *6* — просечной нож; *7*, *13* — управляемый клапан; *8*, *14* — исполнительный механизм управляемого клапана; *9*, *11*, *12* — выпускной патрубок; *10*, *15*, *16* — преобразователь давления; *17* — аналоговый цифровой преобразователь (АЦП); *18* — компьютер; *19* —монитор

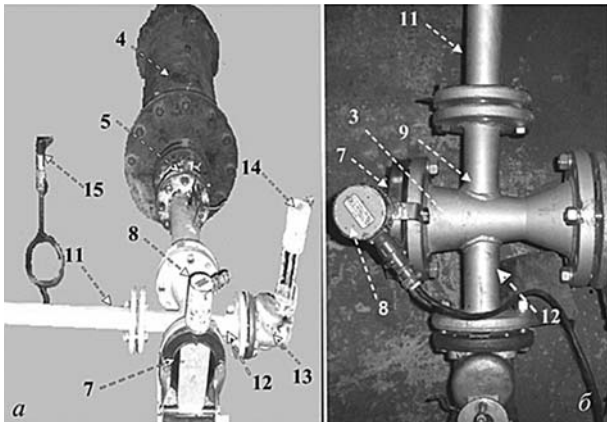


Рис. 2. Реализация устройства на практике: *а* — общий вид устройства; *б* — вид сопла сверху

На рис. 1 представлена принципиальная схема, а на рис. 2 — опытный образец нового универсального стенда для проверки стойкости двигателей внутреннего сгорания к воздействию поражающих факторов воздушной ударной волны.

Для определения зависимости рабочих параметров двигателя внутреннего сгорания от величины разрежения, создаваемого воздушной ударной волной, в баллон *4* предварительно закачивается газ (воздух). Двигатель внутреннего сгорания *1* после прогрева работает на холостом ходу либо под нагрузкой. Независимо от режима работы двигателя выпуск отработавших газов осуществляется через выпускные патрубки *9*, *11*, *12*.

В момент разрушения диафрагмы *5* просечным ножом *6* происходит закрытие управляемого клапана *13* и открытие (с запаздыванием в несколько сотых секунды) управляемого клапана *7*.

При этом пока закрыт управляемый клапан *7,* волна сжатия распространяется в выпускном патрубке *9*, *11*, 12. После открытия клапана *7* воздушная ударная волна выходит в атмосферу, при этом, проходя через сопло, она увеличивает свою скорость. После прохождения ударной волны в выпускных патрубках *9*, *11*, *12* создается разрежение, имитируя этим все фазы реальной ударной волны. Место врезки выпускных патрубков *9*, *12* рассчитано таким образом, чтобы создался эффект эжекции.

Разрушение диафрагмы имеет характер взрыва. При таком разрушении диафрагмы образуются волны, распространяющиеся в обе стороны от диафрагмы. По газу, находящемуся в области низкого давления, распространяется волна сжатия. Одновременно по газу, находящемуся в области высокого давления (в баллоне), движется волна разрежения, которая затухает. Быстрейшему затуханию волны разрежения способствует наличие значительного большего поперечного сечения баллона по сравнению с сечением сопла. Сигналы от датчиков *10*, *15*, *16* поступают в аналоговый цифровой преобразователь *17*, затем в компьютер *18* и отображаются на экране монитора *19*. Датчик *10* установлен в одном из цилиндров двигателя вместо свечи подогрева всасываемого воздуха.

Для определения положения поршня в цилиндре на двигателе установлен электронный отметчик верхней мертвой точки (ВМТ), который фиксирует положение маховика. Помимо отображения на экране монитора все параметры записываются специально разработанной программой и сохраняются в виде отдельных файлов, которые можно загружать в любой компьютер и анализировать результаты.

На схеме (см. рис. 1) представлено техническое решение для физического моделирования воздействия воздушной ударной волны на выпускную систему дизеля. За счет несложного изменения монтажа стенд позволяет моделировать воздействие ударной волны на систему воздухозабора, а также одновременно на обе системы.

Разработанный экспериментальный стенд защищен патентом РФ № 2382345 [2]. В настоящее время опытный образец стенда смонтирован и испытан в лаборатории кафедры двигателей и энергетических установок на учебно-экспериментальной базе института. На рис. 3 представлена экспериментальная зависимость изменения

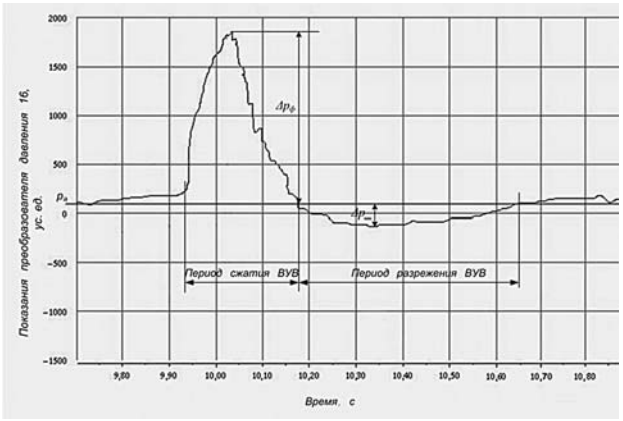


Рис. 3. График изменения давления воздуха
(показания преобразователя давления 15):
p_a — атмосферное давление; Δp_- — величина разрежения; $\Delta p_ф$ — избыточное давление во фронте ВУВ

давления воздуха, полученная на универсальном стенде при воздействии на систему выпуска. Запись показания преобразователя давления (*15*) показывает, что на стенде получена ударная волна с большим временем действия, т. е. ударная волна с необходимыми параметрами, соответствующая законам обычных ударных волн. При этом величина избыточного давления во фронте $\Delta p_ф$ волны определяется величиной отношения давлений в баллоне и атмосфере (p_0/p_a) и профилем выпускного патрубка; время истечения определяется объемом воздуха, находящегося в баллоне и сечением выпускного патрубка; величина скорости фронта $u_ф$ волны — профилем сопла и перепадом давлений (p_0/p_a).

Таким образом, новый универсальный стенд для проверки стойкости двигателей внутреннего сгорания к воздействию поражающих факторов воздушной ударной волны может быть успешно использован для испытаний двигателей, планируемых к применению на специальных объектах на предмет их соответствия специальным требованиям, предъявляемым к энергоустановкам объектов военной инфраструктуры.

Литература

1. *Кривов В.Г.* Конструкция, системы и эксплуатация дизелей объектов Министерства обороны. Ч. I. — Л., ЛВВИСКУ, 1976. — С. 246.

2. Патент РФ № 2382345 C1 МПК 7 G01M15/04 Устройство для нагружения двигателя внутреннего сгорания воздушной ударной волной / Антипов М.А., Сайданов В.О., Терехин А.Н., Асанов А.Ю., Пчельников Д. П. — Опубл. 20.02.2010., бюл. № 5.

УДК 621.43.052

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ НАДДУВ — АТРИБУТ ДВИГАТЕЛЯ БУДУЩЕГО

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.Н. Сухарев, инж.
ООО «ТУРБОКОМ»

К основным тенденциям развития современного двигателестроения относятся снижение эмиссии вредных веществ, улучшение топливной экономичности и повышение мощности. Особенно актуальна проблема сокращения вредных выбросов в связи с предстоящим введением более жестких нормативов для двигателей всех назначений. Одним из эффективных средств снижения эмиссии NO_x является использование цикла Миллера, реализация которого требует высокого давления наддува, достигаемого в двухступенчатой системе наддува (ДСН). На основе моделирования была выполнена оценка возможностей, предоставляемых ДСН, и предложены конкретные варианты исполнения двигателей с такой системой.

Двухступенчатый наддув — оптимальная адаптация двигателя [1]

При разработке ДСН для двигателя конкретного применения должна быть решена задача определения необходимой степени повышения давления ($\pi_к$) в системе наддува. Для двигателей с ДСН и усиленным циклом Миллера экспериментальные соотношения между средним эффективным давлением p_{me} и требуемым давлением наддува $p_к$ ограничены, поэтому фирма ABB выполнила оценку необходимого давления наддува с помощью моделирования. Влияние $\pi_к$ на удельный расход топлива и эмиссию NO_x было смоделировано для типичного среднеоборотного дизеля и представлено на рис. 1. При моделировании мощность двигателя, максимальное давление сгорания, коэффициент избытка воздуха и температура отработавших газов сохранялись постоянными, а углы закрытия впускного клапана и начала впрыска топлива соответственно подбирались. Результаты расчетов показали, что эмиссия NO_x снижается линейно в зависимости от $\pi_к$, а удельный расход топлива имеет четкий минимум, соответствующий $\pi_к = 7$. (В докладе не приведено значение p_{me} рассматриваемого двигателя, но из приведенных далее материалов его значение соответствует 24 бар.)

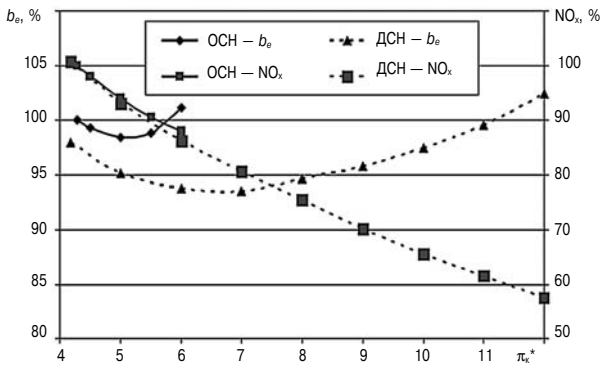


Рис. 1. Эмиссия NO_x и удельный расход топлива в зависимости от $\pi_к$ для одноступенчатой и двухступенчатой систем наддува

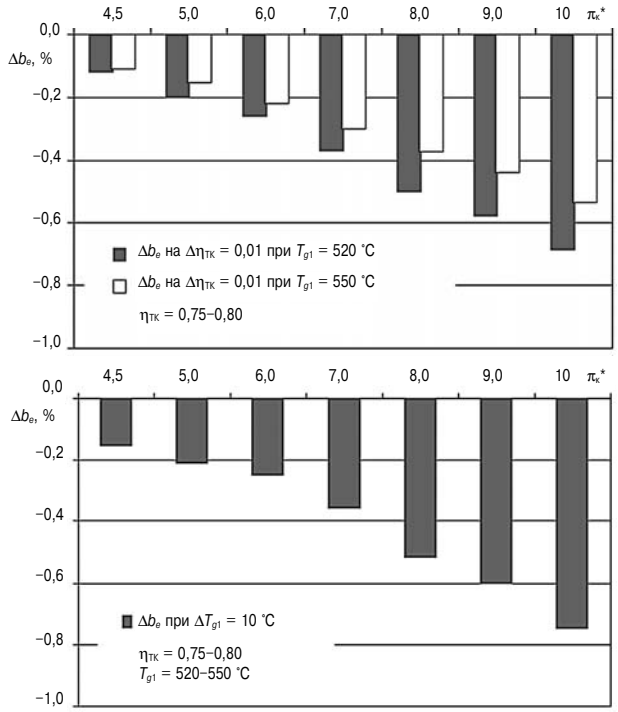


Рис. 2. Влияние КПД турбокомпрессора (вверху) и температуры газа перед турбиной (внизу) на удельный расход топлива

При одинаковых значениях $\pi_к$ ДСН имеет КПД примерно на 10 % выше, чем одноступенчатая система наддува (ОСН). Это связано с положительным влиянием охлаждения воздуха между ступенями компрессоров, а также с тем, что каждая ступень работает с более низким $\pi_к$ и степенью расширения. Результаты моделирования показывают, что КПД ТК оказывает сильное влияние на КПД двигателя, особенно при высоких $\pi_к$ (рис. 2). Характер изменения топливной экономичности, в зависимости от КПД ТК и температуры отработавших газов (ОГ), приблизительно одинаковы, однако КПД ТК более важен для двигателя с низкой температурой ОГ.

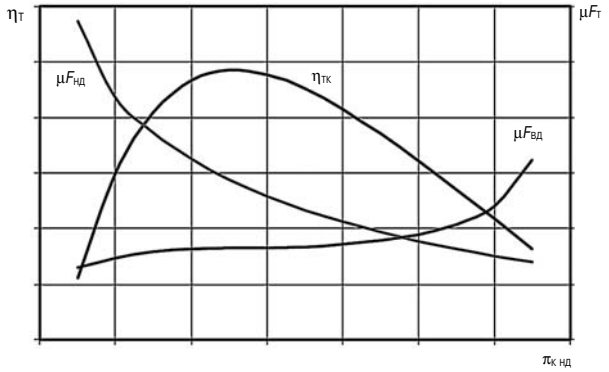


Рис. 3. КПД и пропускная способность турбин в зависимости от степени повышения давления в компрессоре низкого давления

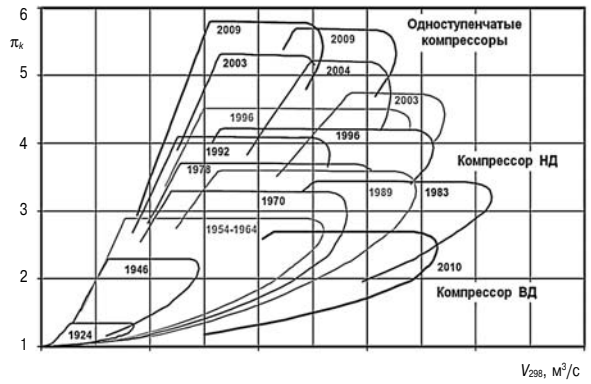


Рис. 4. Прогресс в характеристиках компрессоров фирмы ABB по годам

Распределение $\pi_к$ между ступенями низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) влияет на общий КПД системы наддува. Для симметричного варианта с равными КПД и температурами на входе оптимальное распределение достигается при равенстве $\pi_к$ в обеих ступенях. Практически температура на входе в компрессор ВД всегда выше, чем в компрессор НД. Оптимальный КПД достигается при более высоком $\pi_к$ в компрессоре НД. При суммарном $\Sigma\pi_к = 8$ целесообразно выбирать $\pi_к$ компрессора НД в пределах 3,2–4,0, что позволяет получить следующие результаты (рис. 3):

➢ общий КПД системы наддува на номинальном режиме уменьшается, но так как отношение $\pi_{к,нд}/\pi_{к,вд}$ уменьшается при снижении нагрузки, то КПД на частичных нагрузках выше;

➢ пропускная способность турбины ВД почти постоянная в широком диапазоне расходов, а пропускная способность турбины НД уменьшается с увеличением $\pi_{к,нд}$;

➢ рабочая линия компрессора ВД сохраняется почти неизменной, в то время как компрессора НД сдвигается в область более низких $\pi_к$;

➢ с учетом двух предыдущих позиций более высокие $\pi_к$ турбины НД дают возможность получить компактную систему наддува;

➢ область, в которой $\pi_к$ компрессора ВД сохраняется постоянной, расширяется при более высоком отношении $\pi_{к,нд}/\pi_{к,вд}$, что дает преимущество в восстановлении энергии при перепуске воздуха.

Для компрессора НД степень повышения давления, равная 4, рассматривается как предельная, так как более высокие значения $\pi_к$ затрудняют получение максимального общего КПД одновременно с высокой пропускной способностью турбины, требуемых для ДСН.

Для компрессоров ДСН, работающих при умеренных $\pi_к$, требуются высокие КПД, коэффициенты расхода и широкие рабочие характеристики. На рис. 4 показаны поля расходов компрессоров различных рядов фирмы ABB, в том числе новых ТК, разработанных для применения в ступенях высокого давления ДСН. Для них $\pi_к$ соответствует уровню 1950-х гг., но коэффициенты расхода увеличены на 40 %, ширина характеристики значительно больше (рис. 5), а КПД выше на 8 %.

При использовании ОСН с высоким давлением размеры ТК определяют размер компрессора. В ДСН из-за больших расходов при умеренных степенях расширения и относительно небольших скоростях требуется высокая пропускная способность турбины ВД, которая определяет размер ТК. При проектировании турбины ВД ее КПД рассчитывается по полным параметрам потока, так как кинетическая энергия потока частично используется в турбине НД.

Промежуточное охлаждение воздуха необходимо для повышения общего КПД системы наддува. С термодинамической точки зрения промежуточное снижение температуры должно быть максимальным. Однако помимо ограничений по конструкции и размерам холодильника име-

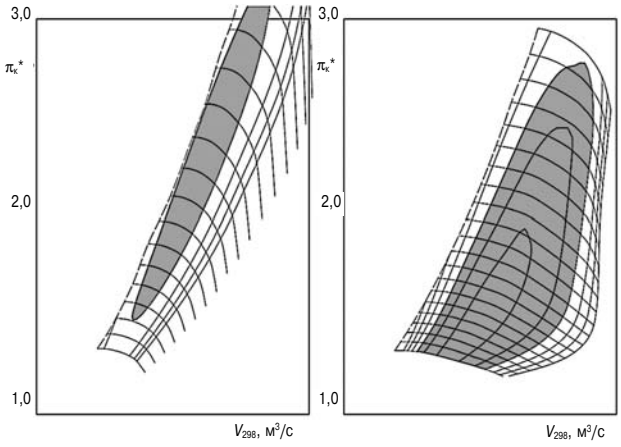


Рис. 5. Сравнение характеристик компрессора высокого давления в двухступенчатой системе наддува со стандартным компрессором одноступенчатой системы наддува

ются ограничения, вызываемые процессом конденсации воды. Конденсат на входе в компрессор ВД снижает его надежность и стабильность характеристики. Конденсации воды можно избежать при умеренных температурах охлаждения или игнорировать процесс, если двигатель способен работать.

Влияние температуры промежуточного охлаждения на КПД системы наддува сказывается через снижение адиабатического напора сжатия, который зависит как от значения температуры, так и от распределения $\pi_к$ между ступенями. На рис. 6 показаны зависимости изменения адиабатического напора сжатия при $\Sigma\pi_к$, равном семи. С увеличением температуры оптимальное значение $\pi_к$ компрессора НД смещается в сторону более высоких значений. Если температура после промежуточного охладителя остается высокой, то требуются бо́льшие значения $\pi_к$ в компрессоре НД. Вследствие высоких удельных параметров потока проточные части корпусов, патрубки подвода и фильтр-глушитель должны быть спроектированы с возможно низкими потерями давления.

В двухступенчатой системе наддува компрессор НД является аналогом компрессора одноступенчатого ТК, в то же время турбина НД имеет отличия, связанные с более низким уровнем температур и более высокими давлениями на входе, что требует повышения ее пропускной способности и должно учитываться при проектировании.

К турбокомпрессору ВД предъявляются совершенно новые требования:

➢ необходима новая конструкция уплотнения ротора, исключающая перетекание потока при высоком перепаде давлений;

➢ корпусы компрессора и турбины должны быть усилены, чтобы выдержать более высокий уровень давлений;

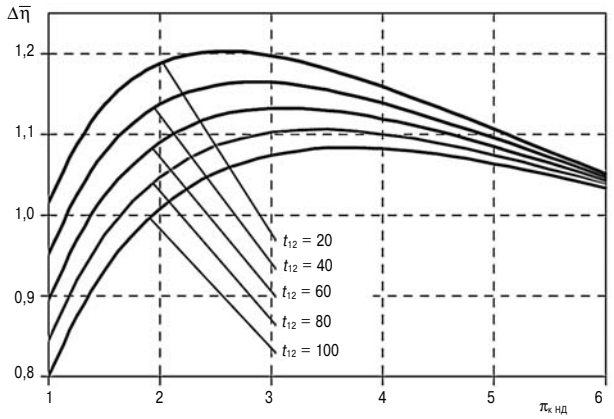


Рис. 6. Влияние температуры промежуточного охлаждения на КПД системы наддува при полной степени повышения давления, равной семи

➢ упорный подшипник должен работать при более высокой осевой нагрузке на ротор;

➢ диаметр вала должен быть увеличен вследствие нарастания крутящего момента при заданном $\pi_к$ пропорционально давлению на входе;

➢ требуется новая конструкция установки ТК на двигателе вследствие значительного увеличения газовых сил.

В соответствии с этими требованиями фирма ABB спроектировала новый ТК высокого давления с радиально-осевой турбиной для наддува четырехтактного двигателя. ТК низкого давления выбирается из существующих рядов ТК. Особенностью ДСН является применение компрессоров с увеличенным расходом и широкой рабочей характеристикой и турбины с большей пропускной способностью и повышенным КПД.

Применение ДСН на двигателе с циклом Миллера имеет ряд особенностей, обобщенных на основании уже опубликованных данных.

➢ Цикл Миллера позволяет снизить температуру надувочного воздуха в начале такта сжатия в результате расширения воздуха от давления, создаваемого системой наддува, до давления в цилиндре.

➢ Укороченный такт впуска не должен ухудшать наполнение цилиндра, поэтому привод клапана должен обеспечить быстрый подъем клапана за короткое время.

➢ Для оптимального наполнения и охлаждения при расширении надувочного воздуха требуются очень высокие давления наддува, которые могут быть получены только при ДСН.

➢ Дополнительное охлаждение наддувочного воздуха при расширении способствует росту КПД цикла и снижает потери тепла через стенки цилиндра.

➢ Более низкая температура рабочего цикла значительно снижает образование NO_x при горении топлива.

➢ Предел процесса охлаждения определяется необходимостью достижения минимальной температуры конца сжатия (около 580 °С), обеспечивающей надежное воспламенение.

➢ За счет укороченного сжатия КПД цикла Миллера ниже, чем КПД дизельного цикла, однако термодинамические потери («потери Миллера») примерно такой же величины, как и выигрыш, получаемый за счет более низкой температуры начала сжатия.

➢ При большом $\pi_к$ и высоком КПД двухступенчатого наддува создается значительная разница давлений ($\Delta p_ц$ — перепад на входе в цилиндр и на выходе из него), которая превращается в полезную работу поршня во время процесса газообмена. Эта работа, в зависимости от величины p_{me}, может составлять более 6 % с соот-

ветствующим улучшением общего КПД двигателя.

➢ Для полного использования возможностей ДСН температура ОГ должна поддерживаться на относительно высоком уровне (от 520 до 550 °С) с уменьшением перекрытия клапанов.

С учетом рассмотренных особенностей цикла Миллера выполнен параметрический анализ модели среднеоборотного дизеля, результаты которого представлены на рис. 7. Штриховая кривая характеризует изменение параметров двигателя с ОСН, регулируемый угол начала впрыска топлива, изменяющийся в заданных пределах. Контрольная точка «0» соответствует параметрам двигателя, удовлетворяющего требования выбросов NO_x IMO-Tier I. Сплошная кривая должна рассматриваться как граничная, охватывающая изменение комплекса параметров, позволяющих обеспечить оптимальное соотношение топливной экономичностью и эмиссией NO_x.

Каждому шагу параметрической модели соответствует комплекс параметров, позволяющий перемещаться от штриховой кривой к сплошной (см. рис. 7). На каждом шаге траектории движения ТК настраивался на требуемую пропускную способность и $\pi_к$. КПД ТК рассчитывался как результат выбранных характеристик проточных частей. За исключением случаев 2 и 7' коэффициент избытка воздуха (α = 2,2) поддерживался постоянным.

0. Начальная точка состояния двигателя, удовлетворяющего требованиям IMO-Tier I (p_{me} = 23 бар, P_z = 180 бар, $\pi_к$ = 4,5).

1. Двухступенчатый наддув КПД ТК увеличен с 55 до 71 %.

2. Увеличена форсировка по p_{me} до 28 бар, давление наддува возросло на 0,6 бара.

3. Цикл Миллера 1. На этом шаге закрытие впускного клапана сдвинуто на 40 град ПКВ. Коэффициент наполнения уменьшен с 0,9 до 0,63,

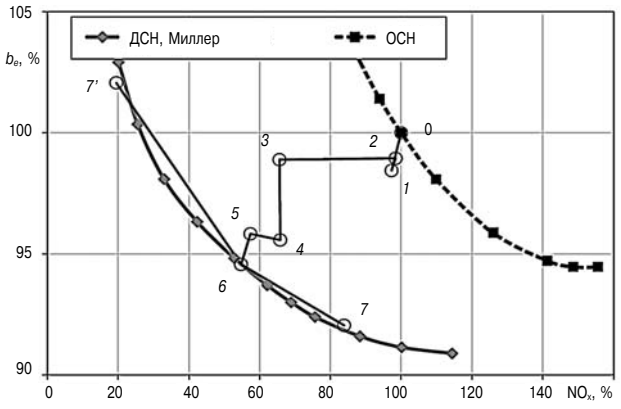


Рис. 7. Траектория шагов изменения количества параметров для снижения эмиссии NO_x дизеля с циклом Миллера

степень повышения давления увеличена с 5,0 до 7,6, что в результате обеспечивает увеличение КПД и снижение эмиссии NO_x примерно на 35 %. Коэффициент продувки увеличился с 1,17 (состояние «0») до 1,23. Температура начала сжатия снизилась на 10 °С по сравнению с состоянием «0», несмотря на увеличение мощности.

4. Перекрытие клапанов 1. На этом шаге перекрытие клапанов уменьшено на 26 град ПКВ со снижением коэффициента продувки до 1,09. Температура ОГ увеличилась на 35 °С. Разница давлений на входе и выходе из цилиндра увеличилась с 1,4 до 2,3 бара, и КПД двигателя увеличился на 3,5 %.

5. Цикл Миллера 2. Закрытие впускного клапана сдвинуто еще на 10 град ПКВ. Коэффициент наполнения достиг значения 0,54. Это значение представляется близким к граничному. При более низких значениях «потери Миллера» увеличиваются и возрастает вероятность недостижения температуры самовоспламенения в широком диапазоне мощностей. На этом шаге эмиссия NO_x уменьшается еще примерно на 10 %.

6. Перекрытие клапанов 2. Перекрытие клапанов уменьшено до возможного предела 54 град ПКВ при коэффициенте продувки 1,02. Температура ОГ возрастает на 25 °С. Вследствие увеличения коэффициента остаточного газа до 1 % эмиссия NO_x продолжает снижаться, КПД двигателя продолжает расти, и достигается их оптимальное соотношение.

7. Улучшенный впрыск топлива. По отношению к оптимальному состоянию на шаге 6 КПД может быть увеличен еще на 3 % за счет увеличения p_z на 40 бар, если это допустимо. Эмиссия NO_x при этом возрастает до уровня IMO-Tier II. Увеличенный КПД может быть интересен, если эмиссия NO_x снижается за счет использования внешних устройств (например селективное каталитическое восстановление NO_x).

7'. Более поздний впрыск топлива. Если впрыск топлива производить с большой задержкой, то можно обеспечить очень низкую эмиссию NO_x. В этом случае коэффициент избытка воздуха и время перекрытия клапанов также изменяется. На основе выполненного моделирования подтверждается возможность достижения требований IMO-Tier III за счет снижения топливной экономичности примерно на 2 % по отношению к состоянию двигателя, удовлетворяющего требованиям IMO-Tier I.

Для компенсации снижения коэффициента наполнения при использовании глубокого цикла Миллера требуется увеличение степени повышения давления системы наддува, которое может быть достигнуто только в зоне средней и полной нагрузок. На холостом ходу ОГ не имеют доста-

точно энергии, чтобы вращать турбину — давление наддувочного воздуха близко к атмосферному и даже ниже. В этих условиях нет возможности запустить и нагрузить двигатель. Для решения проблемы пуска и работы на низких нагрузках необходимо управление фазой закрытия впускного клапана.

Фирма ABB разработала систему управления фазой закрытия впускного клапана, которая в настоящее время подвергается экспериментальной проверке и сертификации. Конструктивное исполнение системы позволяет использовать ее как на дизелях, так и на газовых двигателях различных размеров и различного назначения. Разработанная система не требует дополнительного подвода энергии и может быть встроена в блок управления двигателем. Некоторые конструктивные особенности этой механико-гидравлической системы экспериментально проверены на автомобильных модулях и описаны в докладе [3].

Регулируемое время перекрытия клапанов также обязательное условие для надежного пуска двигателя, кроме того, оно существенно улучшает режим частичной нагрузки.

Управляемый момент начала впрыска топлива обеспечивает возможность передвижения от точки *7* к *7′* на одном и том же двигателе, что позволяет настраивать двигатель либо на режим максимальной экономичности, либо на режим обеспечения требуемого уровня эмиссии.

В случае использования турбокомпаундной системы двигатель работает с использованием необходимой части имеющегося КПД системы наддува, т. е. работает с уменьшенным перепадом давлений Δp_c. Избыток энергии в этом случае прямо превращается в механическую работу. На рис. 8 представлены соотношения баланса мощности в системе наддува. Кривая *1* представляет мощность, которую может восстановить силовая турбина. Кривая *2* — дополнительная мощность, которую выработал бы поршень, если бы не было снижения Δp_c. Кривая *3* представляет собой разность между мощностями в случаях 1 и 2 или дополнительную мощность турбокомпрессорной системы. Кривая *3* имеет максимум в зоне $\pi_к$ около пяти и снижается до нуля при $\pi_к = 8$, т. е. турбокомпаундная система не пригодна к использованию в случае применения ДСН.

Аналогичный анализ поиска оптимального соотношения между экономичностью и эмиссией NO_x в зависимости от настройки системы наддува был выполнен для газовых двигателей. Настройка $\pi_к$ системы наддува двигателя с циклом Миллера изменялись при постоянных p_{me}, коэффициенте избытка воздуха и моменте зажигания. С увеличением $\pi_к$ системы наддува давление сгорания увеличивается, для чего двигатель должен иметь соответствующий запас прочности всех деталей. Результаты моделирования и их анализ (рис. 9) позволяют сделать следующие выводы.

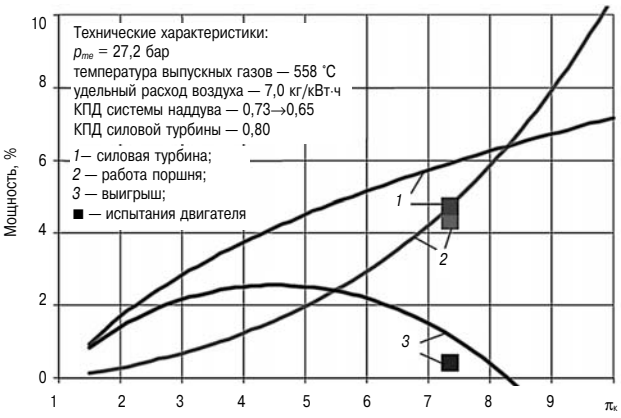


Рис. 8. Баланс мощностей в системе наддува

➢ Одноступенчатый наддув при p_{me} = 24 бара обеспечивает получение наилучшего результата повышение эффективного КПД при $\pi_к$ от 5 до 6. Разница между ранним и поздним циклом Миллера в случае его применения незначительна.

➢ С ДСН и при $\pi_к$ = 7, может повысить КПД двигателя дополнительно на 3,5 % по сравнению с одноступенчатым. Работа с ранним циклом Миллера более предпочтительна.

В газовом двигателе по сравнению с дизелем всегда необходимо контролировать коэффициент избытка воздуха (давление наддува). Применение двухступенчатого наддува расширяет такие возможности.

Двигатели двойного топлива (ДДТ) создаются для работы на газе и соляре в широком диапазоне соотношений. Сегодня их использование достаточно ограничено, однако в будущем судовые двигатели двойного топлива могут найти широкое применение в связи с ростом объема морских перевозок сжиженных природных газов. Двигатели этого типа могут выполнять требования

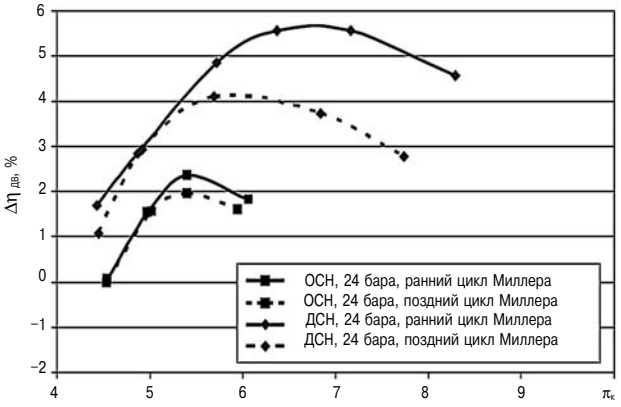


Рис. 9. Изменение КПД газового двигателя с различными системами наддува

IMO-Tier III в газовом варианте и работать на тяжелом топливе вне зоны контроля эмиссии. Фирма ABB проанализировала возможности создания таких двигателей с двухступенчатым наддувом.

Для газового варианта температура конца сжатия должна быть как можно ниже. Это достигается за счет низкой степени сжатия и (или) применения цикла Миллера. При работе по циклу дизеля, а также для воспламенения газа впрыском запального топлива температура конца сжатия должна быть достаточно высокой. Эти противоречивые требования ограничивают диапазон выбора температуры сжатия и приводят к следующим последствиям:

➢ достижимый уровень p_{me} в газовом двигателе ограничен вследствие того, что смещение границы детонации за счет уменьшения температуры сжатия недопустимо;

➢ значение КПД двигателя в дизельном варианте ограничивается низкой $\pi_к$ системы наддува, настроенной на газовый вариант.

Несмотря на эти ограничения, предполагается, что p_{me} двигателя двойного топлива можно увеличить примерно на 10 % благодаря более высокому КПД двухступенчатого наддува. Оценка изменения КПД двигателя двойного топлива в зависимости от $\pi_к$ была выполнена при тех же условиях, что и для газового двигателя (увеличены $\Sigma\pi_к$, глубокий цикл Миллера), однако момент воспламенения поддерживался постоянным (рис. 10). Характеристики были рассчитаны для дизеля и двигателя двойного топлива, работающего или на газе, или на дизельном топливе. Результаты моделирования показали, что КПД для дизельного и газового вариантов может быть увеличен примерно на 8 %. Одновременно показано, что расхождение в КПД между двигателем двойного топлива в дизельном варианте и дизелем может быть уменьшено, но не устранено.

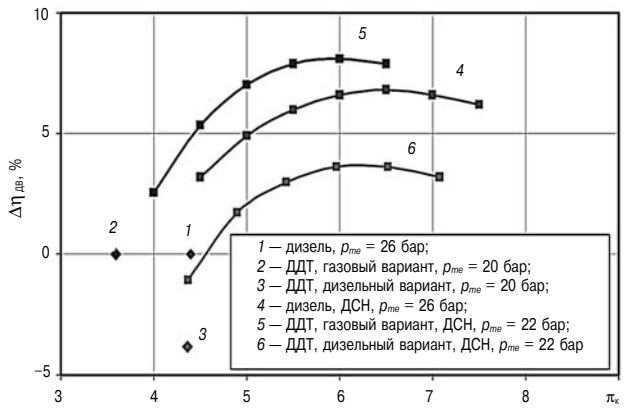


Рис. 10. Зависимость изменения КПД двигателей различного типа от степени повышения давления в системе наддува

Результаты моделирования показателей экономичности и эмиссии NO_x, выполненные фирмой ABB для различных типов двигателей с глубоким циклом Миллера, показали, что система двухступенчатого наддува в сочетании с регулированием фаз газораспределения является эффективным инструментом управления внутрицилиндровыми процессами. За счет достижения давления наддува в диапазоне от 8 до 12 бар при суммарном КПД 75 % показана возможность нахождения оптимального соотношения между эффективным КПД двигателя и уровнем выбросов NO_x, в том числе возможность соответствия двигателей требованиям IMO-Tier III.

Конструкция и первое применение двухступенчатой системы наддува на среднеоборотном дизеле [2]

Фирма Wartsila на конгрессе CIMAC 2010 г. представила доклад об испытаниях экспериментального двухступенчатого наддува с полной $\Sigma\pi_к$, равной 12,5, на среднеоборотном двигателе W6L20, работавшем на тяжелом топливе с глубоким циклом Миллера.

В настоящее время фирма приступила к разработке промышленного двухступенчатого наддува для двигателя W20V32. Система наддува состоит из четырех ТК (по одному ТК ВД и НД на каждый блок) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Система наддува скомпонована на одном конце двигателя (рис. 11). Турбокомпрессоры были спроектированы фирмой ABB в рамках программы Hercules (см. [1]). Турбокомпрессоры ВД имеют радиальную турбину, специально спроектированную на повышенные давления и нагрузки с изменением конструкции подшипников, уплотнений и корпусов. Компрессор был спроектирован на широкий рабочий

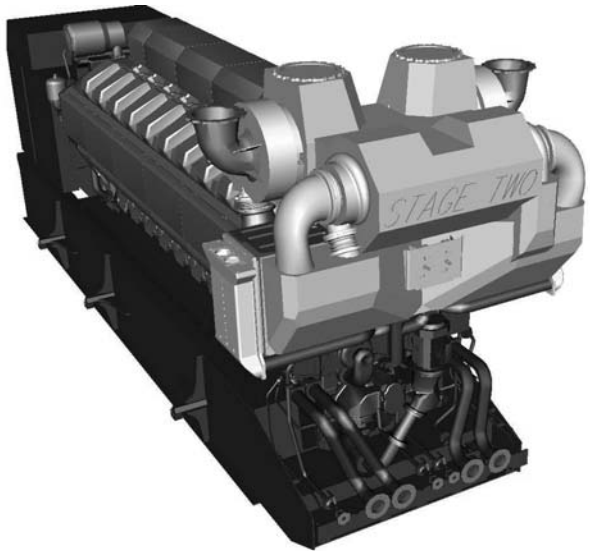


Рис. 11. Двигатель фирмы Вяртсиля 16W32 с двухступенчатой системой

Таблица 1

Характеристики двигателя при настройке на низкий удельный расход топлива

Параметр	Задано	Получено
Выходная мощность, кВт/цил.	500	500
Снижение удельного расхода топлива	−6...−10	−8,4
NO_x, ppm	<550	576
Температура газов перед турбиной, °С	<540	<540
КПД ТК, %	>74	<74

Таблица 2

Характеристики двигателя при настройке на низкую эмиссию NO_x

Параметр	Задано	Получено
Выходная мощность, кВт/цил.	500	500
Снижение удельного расхода топлива	−4...−6	−4,7
NO_x, ppm	<710	538
Температура газов перед турбиной, °С	<540	<540
КПД ТК, %	>74	<74

диапазон. Турбокомпрессоры НД являются стандартными TPL67-C, приспособленными для данного применения. Размеры газоприемного корпуса и кронштейна на стороне турбины были изменены, чтобы установить систему на двигателе.

Для того чтобы найти оптимальную настройку двигателя, были проведены испытания с различным временем закрытия впускного клапана и временем продувки. По результатам испытаний с различными температурами промежуточного охлаждения и наддувочного воздуха был найден наилучший компромисс между термической нагрузкой двигателя и устранением конденсации. К другим параметрам, которые изменялись и оптимизировались, относятся $\pi_к$, момент впрыска топлива, который в значительной мере ограничивается максимальным давлением сгорания в цилиндре, и распределением $\pi_к$ между ступенями высокого и низкого давления. Оптимальные параметры настройки двигателя — цикл Миллера (угол закрытия выпускного клапана 70° до НМТ), $\pi_к$ = 7,4 и температура воздуха за холодильниками 63 °С.

Рабочие характеристики двигателя с оптимальными параметрами настройки двигателя приведены в табл. 1 и 2.

Технические параметры двигателя W32 с ДСН приведены также в докладе № 206 на конгрессе CIMAC 2010 [4].

Возможности внутренних технологий среднеоборотных дизелей для снижения эмиссии NO_x до требований IMO III [5]

В рамках исследовательского проекта HERCULES фирма MAN провела испытания двигателя 6L32/44CR с двухступенчатым наддувом, устройством переменного закрытия впускного клапана и регулируемой турбиной ТК высокого давления (рис. 12). По сравнению с одноступенчатым наддувом на двигателе, соответствующем требованиям IMO I, стало возможным при небольшом снижении расхода топлива снизить эмиссию NO_x больше чем на 40 % при одновре-

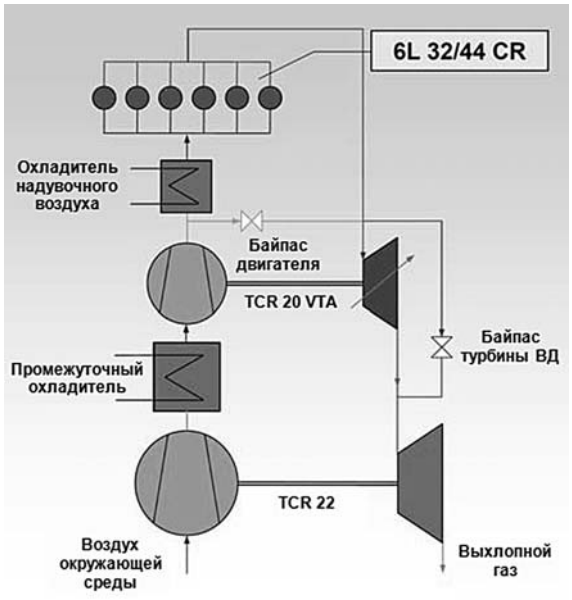


Рис. 12. Двухступенчатая система наддува двигателя фирмы MAN 6L32/44CR с регулируемой турбиной

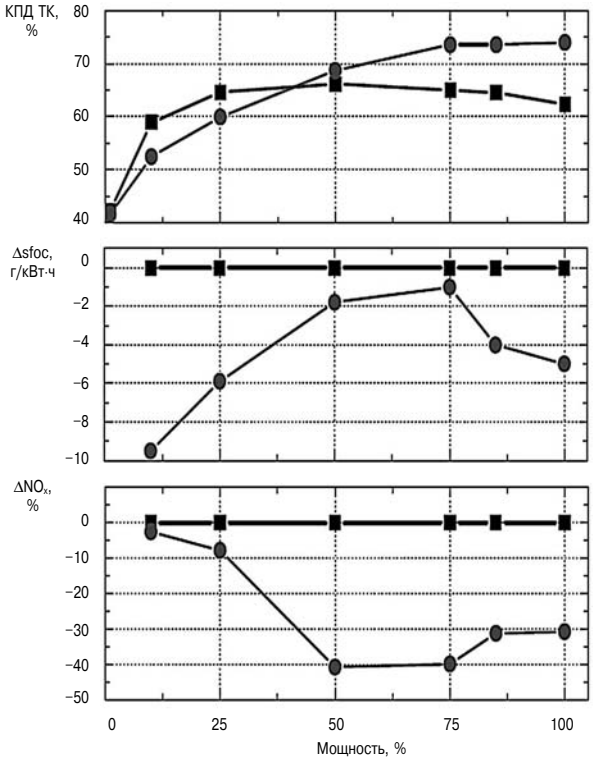


Рис. 13. Параметры двигателя фирмы MAN 6L32/44CR с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува

менном увеличении цилиндровой мощности от 560 до 640 кВт (рис. 13) и при очень низкой дымности ОГ. Регулируемая турбина позволила существенно улучшить параметры двигателя увеличением давления наддува на частичных нагрузках и обеспечить хорошие переходные процессы.

Исследования показали, что двигатель 32/44 CR с двухступенчатым наддувом, удовлетворяющий требованиям IMO-Tier II, будет иметь преимущество по расходу топлива от 3 до 5 % по сравнению с двигателем с одноступенчатым наддувом, удовлетворяющим тем же требованиям. Фирма МАН рассматривает двухступенчатый наддув как базу для достижения требований IMO-Tier III в двигателях с реакторами селективного каталитического восстановления.

Литература

1. *Codan E., Mathey C., Rettig A.* 2-Stage Turbocharging — Flexibility for Engine Optimisation. Paper № 293, CIMAC 2010, Bergen.

2. *Raikio T., Hallback B., Hjort A.* Design and first application of a 2-stage turbocharging system for a medium-speed diesel engine. Paper № 82, CIMAC 2010, Bergen.

3. *Mathey C.* Variable Valve Timing — A necessity for future large diesel and gas engines. Paper 298, CIMAC 2010, Bergen.

4. *Heim K., Troberg M., Ollus R., Vaarasto M.* Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio. Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen.

5. *Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G.* Sailing towards IMO Tier III — Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines. Paper № 274, CIMAC 2010, Bergen.

РОССИЙСКИЙ ЦЕНТР НАУКИ И КУЛЬТУРЫ В ХЕЛЬСИНКИ (ФИНЛЯНДИЯ)

ВЫСТАВКА «СЕМЬЯ НОБЕЛЬ В РОССИИ: 1840–1930 гг. ДОКУМЕНТЫ И МАТЕРИАЛЫ»

31 мая 2011 г. в Российском центре науки и культуры в Хельсинки была открыта выставка «Семья Нобель в России: 1840–1930 гг. Документы и материалы». Выставка организована совместно с научным издательством биографической международной энциклопедии «Гуманистика» (Санкт-Петербург) и Международным выставочным центром (г. Хельсинки).

На выставке представлены документы, фотографии, иллюстрирующие многогранную деятельность семьи Нобель после ее переезда в 1837 г. в Санкт-Петербург.

Впервые были обобщены многочисленные сведения из архивов более 120 организаций и предприятий России, создание, развитие и деятельность которых была непосредственно связана с инновациями инженеров — членов семьи Нобель и работавших с ними специалистов. Военное дело, нефтяная промышленность, станкостроение, судостроение, энергетика — это далеко не полный перечень отраслей деятельности членов семьи Нобель.

Среди их изобретений, коренным образом изменивших историю техники, можно назвать танкеры и железнодорожные цистерны для перевозки нефти, нефтепроводы, дизельные двигатели, мины и минные аппараты, химическое оборудование, топливные форсунки, энергетические установки и др.

Нобели плодотворно сотрудничали со многими учеными и предпринимателями как из России, так и из других стран. Один из наиболее известных представителей семьи изобретатель динамита и учредитель Нобелевской премии Альфред Нобель почти 20 лет учился, жил и работал в Санкт-Петербурге. На выставке представлены сведения о более чем двухстах российских специалистах — партнерах и соратниках Нобелей. Среди них были выходцы из Финляндии, Швеции, Германии, Франции и других стран.

Открыл выставку Посол Российской Федерации в Финляндии А.Ю. Румянцев. В своем выступлении он отметил большой вклад Нобелей в русскую культуру, науку, образование и просвещение. Они учреждали премии и стипендии для учащихся, строили жилые дома и школы, медицинские учреждения, финансировали научные исследования. Кроме этого, Нобели заложили основы европейской интеграции, формировали традиции сотрудничества граждан различных стран и концессий во имя мира и прогресса.

Генеральный директор ЗАО «Гуманистика» профессор А.И. Мелуа (Санкт-Петербург) рассказал о работе над выставкой, особенно подчеркнув, что начиная с 90-х годов прошлого столетия во многих городах России сформировались инициативные группы исследователей наследия семьи Нобель. Работа ученых в Санкт-Петербурге оказалась наиболее результативной, чему способствовали связи с нобелевскими научными учреждениями, которые появились по инициативе шведских и российских дипломатов.

Завершил официальную часть открытия выставки прямой потомок семьи Нобель, председатель Общества семьи Нобель, профессор Томас Тюден (Стокгольм). В своем выступлении он отметил, что все живущие в настоящее время представители семьи Нобелей по праву гордятся делами своих великих предков.

Выставка продолжит свою работу до конца августа 2011 г.

http://fin.rs.gov.ru/node/1749

УДК 621.431

ФЕРРОПРИМЕСИ БЕНЗИНА: МНОГООПЕРАЦИОННЫЙ МАГНИТОКОНТРОЛЬ, РАЗВЕРНУТЫЕ ГИСТОГРАММЫ

А.В. Сандуляк, д.т.н., Д.И. Свистунов, В.А. Ершова, к.т.н., Д.А. Сандуляк
Московский государственный технический университет МАМИ

Выполнен критический анализ методов определения и нормирования концентрации железосодержащих примесей в топливе. Обоснованы преимущества многооперационного «экстраполируемого» (фильтрационного) магнитоконтроля.

Получены пооперационные (посекционные) гистограммы распределения количества и объема ферропримесей в бензине по размерам. Установлено, что с учетом суммарного объема и суммарной площади поверхности доминирующими являются феррочастицы размерами 0,1–1 и 0,1–0,4 мм.

1. О допустимой концентрации железа в бензине, недостатки нормативно-метрологической базы

Нормируемой концентрацией железа (железосодержащих примесей) в бензине долгое время считалась величина 50 мг/кг (или 37–40 мг/дм^3 – с учетом значения плотности) [1–4]. В настоящее время эта величина согласно [5] (в измененной редакции) и [6] существенно ужесточена — до 10 мг/дм^3, причем в [5, 6] она декларируется как «отсутствие» железа, но такая трактовка, на наш взгляд, нуждается в дискуссии.

Так, нормируемая концентрация железа в бензине отождествляется с оговоренным в [5] порогом чувствительности (c = 10 мг/дм^3) сравнительно недавно введенного (в качестве стандартного) фотоколориметрического метода определения железа [7]. Однако этот порог, надо признать, далеко не низкий[1], во всяком случае — не такой, ниже которого присутствие железосодержащих примесей в бензине можно игнорировать.

Упомянутая трактовка неприемлема и потому, что тут же [5, 7] оговаривается физическая размерность концентрации этого «отсутствующего» железа. А указание на размерность уже само по себе обязывает приводить и соответствующее численное значение (хотя бы в редакции: «не более 10 мг/дм^3»), иначе норматив «отсутствие» в сочетании с размерностью воспринимается как некорректность, особенно когда имеется возможность тонких измерений. Более того, эта некорректность не позволяет истолковать данный норматив и с позиций качественной оценки содержания твердых примесей в бензине, например, в соответствии с широко используемым визуальным методом [9, 10] (в котором, в отсутствие размерности, нормативное предписание типа «отсутствие» вполне уместно).

Вообще же, такой, внешне эффектной, по сути — рекламной (при понятном желании повышения качества бензина) трактовке нормативного содержания железа, как «отсутствие», которая формально налагает жесткий запрет на присутствие в бензине железа (железосодержащих примесей), следовало бы избегать, потому что это директивное требование [5, 6] на практике становится заведомо невыполнимым.

Дело в том, что данная трактовка, воспринимаемая как игнорирование неоспоримого факта постоянного присутствия железосодержащих примесей в любом топливе (вопрос лишь, в каком количестве), полностью дискредитирует себя при привлечении других, более тонких (включая и колориметрический) методов анализа. В частности, методы [3, 4, 11–14] позволяют измерять концентрацию железа на уровне от 1 до 3 мг/дм^3, хотя назрела потребность и в более тонких измерениях[2].

В связи с этим крайне необходимым становится не только совершенствование существующих, но

[1] Другие примеры из лабораторной практики о подобных методах (в том числе и для контроля железа в бензине [8]), весьма многочисленны, причем для большого круга сред и с возможностями весьма тонких измерений.

[2] Действительно, общеизвестным является то, что проблемы, связанные с присутствием железосодержащих примесей в бензине, возникают и при концентрациях железа c, гораздо меньших, чем вышеупомянутые, не говоря уже о сравнении с нормируемой концентрацией [5,6] (напомним — ужесточенной). При этом конкретные допустимые значения этой концентрации вряд ли должны быть ориентированы исключительно на порог чувствительности того или иного (как бы сейчас предпочтительного) метода контроля. Фактически они обязаны вытекать из реально оказываемого (подкрепленного соответствующими исследованиями, эксплуатационными данными, экспертными оценками и пр.) негативного влияния такого рода примесей на эксплуатационные показатели работы двигателей и топливных систем транспортных средств, а также связанные с ними показатели состояния окружающей среды.

и разработка новых методов контроля железосодержащих примесей бензина, причем таких, которые бы обладали широкой «шкалой» измерений и одновременно были чувствительны к сравнительно низким значениям концентрации: на уровне долей мг/дм^3.

2. Тонкий фильтрационный магнитоконтроль путем полиоперационной выборки ферропримесей; количественная оценка степени выборки

Железосодержащие примеси топлив, масел представлены преимущественно феррофракцией (имеется в виду фракция именно магнитоактивных частиц, т. е. частиц, обладающих ферро- или ферримагнитными свойствами), изучению которой посвящены различные методы магнитоконтроля [15–19], в том числе и широко применяемая феррография.

Однако существующие методы магнитоконтроля (предусматривающие, кроме собственно выделения феррочастиц, получение дальнейшей развернутой, основанной на микроскопии, информации о размерах и форме продуктов износа для диагностики состояния машин, механизмов и их узлов и деталей) обладают существенным общим недостатком. Они не дают ответа на весьма принципиальный вопрос, а именно о какой (прежде всего, представительной или нет) части всех ферропримесей, присутствующих в анализируемой пробе, вообще идет речь в том или ином случае магнитной выборки, не говоря уже об обязательных для этого данных фактической концентрации этих ферропримесей[3].

Характерное мнение о существующих методах магнитоконтроля высказано в [19], где на основании обстоятельного обзора признается низкая информативность такого анализа (надо полагать, вызванная и этими причинами).

В [25, 26] осуществлен концептуально иной подход к магнитоконтролю, который, удовлетворяя требованиям тонкого контроля ферропримесей, позволяет при этом строго количественно оценивать величину их выборки, остатка (остающихся в анализируемой пробе после выполнения выборки), а значит и полное содержание (концентрацию) в пробе.

Суть этого контроля заключается в следующем [25, 26]. Анализируемая среда (бензин) пропускается через магнитный анализатор, состоящий из системы совершенно одинаковых магнитных тест-фильтров (секций). Последующее определение масс m осадка ферропримесей в каждом из этих тест-фильтров (пооперационных масс) дает зависимость m от порядкового номера n операции (секции). Посредством же установления ее функционального вида появляется объективная возможность для аналитической прогнозной экстраполяции масс m вплоть до $n\to\infty$, т. е. до гипотетически полной выборки. Значит, таким экспериментально-расчетным путем определяется и полная, и фактически извлеченная, и остаточная (после выполнения n операций) масса феррочастиц. При этом легко доступной становится информация об их концентрации в анализируемом бензине и достигнутой степени выборки.

Так, убедившись в экспоненциальном виде зависимости m от n [25, 26]:

$$m = A \cdot \exp(-k \cdot n), \qquad (1)$$

где параметры A и k определяются по данным полученной экспериментальной (базовой) части зависимости m от n [25, 26]; также можно получить необходимые расчетные формулы

$$\begin{aligned} m_{1\ldots n} &= A[1 - \exp(-k \cdot n)] / (\exp k - 1); \\ m_{1\ldots\infty} &= A/(\exp k - 1) \end{aligned} \qquad (2)$$

для определения суммарной массы $m_1...n$ феррочастиц (получаемой при ограниченном числе n операций), а также, что принципиально важно, общей (потенциальной) их массы $m_1...\infty$ (фактически извлеченной и остаточной). Основанием же для получения формул (2) является то, что члены дискретной зависимости (1) представляют собой количественный ряд в виде убывающей геометрической прогрессии; это и позволяет записать формулы (2) при известном первом члене $A\cdot\exp(-k)$ и знаменателе $\exp(-k)$ этой прогрессии [25, 26].

На рис. 1, *а* приведена экспериментальная зависимость пооперационных масс осадка ферропримесей анализируемого бензина m от порядкового номера секции магнитного анализатора n, полученная с использованием $n = 5$ секций (пяти операций) [25]. Она, будучи представленной в удобных для подобных случаев полулогарифмических координатах (рис.1, *б*), поддается линеаризации, т. е. действительно проявляет себя как экспонента (1).

Найденные для этой зависимости параметры $A = 68$ мг (как фиктивная ордината аппроксимированной зависимости m от n) и $k = 0{,}75$ (обратным пересчетом для любой пары взаимосвязанных значений m и n этой аппроксимированной

[3] Специальные исследования в этом направлении, к сожалению, не проводились. Осуществляемое магнитное воздействие, в частности, в феррографе считалось как бы достаточным для «полного» выделения феррочастиц, хотя ответственный за захват феррочастиц градиент напряженности поля в нем не столь уж велик: 2000Э/мм [19] (1,6·108 А/м^2). Для примера, в околоконтактных зонах захвата магнитного фильтра (разумеется, не относящегося к «суперсепараторам», которые как бы должны обеспечивать 100 %-ный результат выборки) он почти на порядок выше [20, 21]. Но, тем не менее, даже при многократном фильтрационном магнитофорезе концентрация высокодисперсных ферропримесей в анализируемой среде и/или масса их осадка могут лишь асимптотически (в полном согласии и с физическими представлениями) приближаться к своим пределам [20–26].

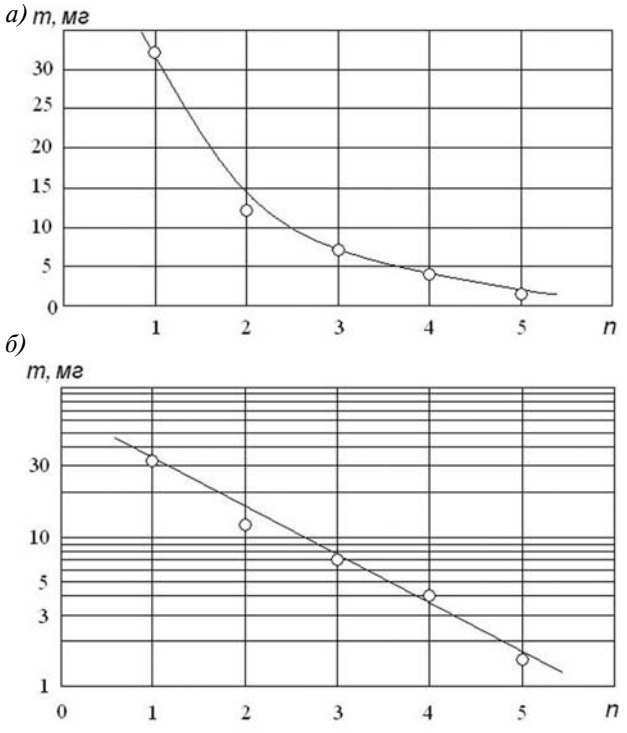


Рис. 1. Посекционные массы ферропримесей, выделенных из бензина в пятисекционном магнитном фильтре-анализаторе:
в обычных (*а*) и полулогарифмических (*б*) координатах

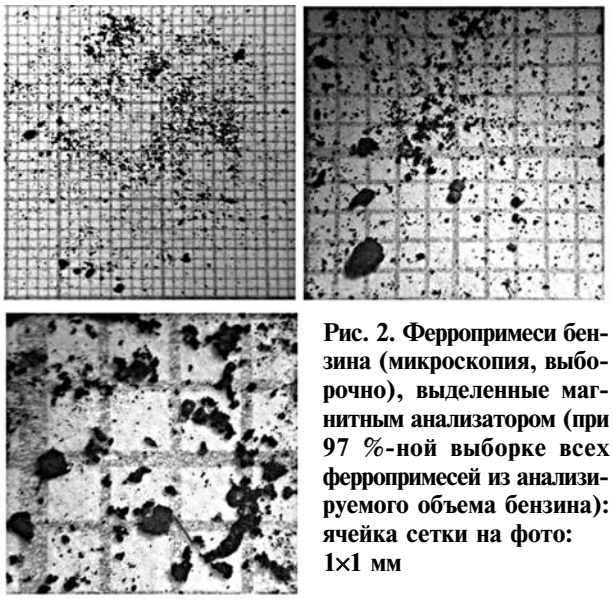


Рис. 2. Ферропримеси бензина (микроскопия, выборочно), выделенные магнитным анализатором (при 97 %-ной выборке всех ферропримесей из анализируемого объема бензина): ячейка сетки на фото: 1×1 мм

зависимости) позволяют произвести расчет потенциальной массы $m_{1...\infty}$ и «пятисекционной» массы $m_{1...5}$ по формулам (2). Так, $m_{1...\infty} = 60{,}9$ мг (следовательно, истинная концентрация ферропримесей: $c = 0{,}38$ мг/дм^3 — при объеме пропущенного через анализатор бензина 160 л) и $m_{1...5} = 59{,}4$ мг. Кстати, при простом суммировании данных m_1, m_2 ... $m_5 = m_{1...5} = 56{,}7$ мг, т. е. погрешность между расчетными и прямыми экспериментальными данными не превышает 5 %.

Полученные значения $m_{1...\infty}$ и $m_{1...5}$ — это та необходимая информация, которая позволяет судить о легитимности выборки ферропримесей, предназначаемых, например, для изучения и анализа их дисперсного состава. В данном случае при выполнении пятиоперационной выборки феррочастиц из анализируемого бензина степень этой выборки составила довольно убедительную величину: $m_{1...5}/m_{1...\infty} = 0{,}97$ (97 %).

Если бы выборка ограничивалась одной операцией (секцией), то степень такой выборки феррочастиц (предназначаемых для дальнейшего изучения их дисперсного состава), судя по полученному значению $m_1 = 32$ мг (рис. 1), составила бы $m_1/m_{1...\infty} = 0{,}53$ (53 %), т. е. половину от потенциальной. Правда это не дает достаточного основания говорить о последующих результатах изучения дисперсного состава как универсальных.

Таким образом, если речь идет о продолжении исследований, выделенных из анализируемой среды феррочастиц, в частности об изучении и анализе дисперсного состава путем их микроскопии (рис. 2), то аргумент о степени их выборки, по сути свидетельствующий о легитимности привлекаемых к изучению частиц, становится, на взгляд авторов, обязательным.

3. Посекционные гистограммы распределения количества, объема и площади поверхности ферропримесей бензина по размерам

В рассматриваемом случае, когда в распоряжении имеются феррочастицы, задержанные каждой из пяти секций анализатора, микроскопии целесообразно подвергнуть их отдельно. Тем самым появляется возможность получения соответствующей «посекционной» информации (например, в виде рекомендуемых в подобных случаях [27–29] гистограмм распределения) о ширине спектра размеров и дисперсном составе феррочастиц. Значит, можно судить о том, имеет ли место ожидаемая градация размеров феррочастиц по секциям, например, от наиболее крупных в первой секции до наиболее мелких в последней. Иначе говоря, должен последовать ответ на вопрос, осуществляется ли предпочтительное осаждение более крупных феррочастиц в первой секции (первых секциях) анализатора.

На рис. 3 приведены пять гистограмм распределения количества N феррочастиц по размерам δ (ΣN — суммарное количество подвергнутых микроскопии феррочастиц, относящихся здесь к той или иной секции). Видно, что в каждой из пяти секций феррочастицы представлены довольно широким спектром размеров — вплоть до размеров порядка 1 мм. Подавляющее большинство частиц — для разных секций от 80 до 97 % (еще раз специально отметим: по их количеству) — представлены

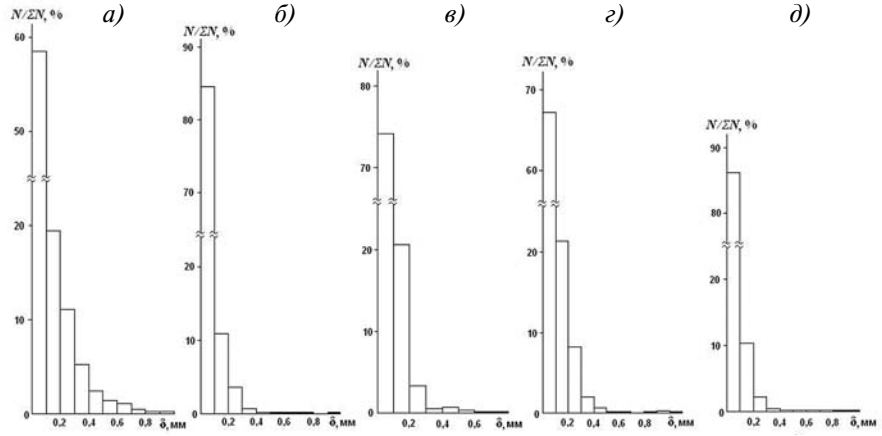


Рис. 3. Гистограммы распределения количества ферропримесей бензина по размерам, выделенным первой (*а*), второй (*б*), третьей (*в*), четвертой (*г*) и пятой (*д*) секциями анализатора

частицами размерами не более 0,2 мм. При этом если сравнивать полученные гистограммы (см. рис. 3) между собой, то с присущей для подобных случаев точностью заметного отличия между ними не наблюдается[4]: спектры размеров феррочастиц и соответствующие гистограммы взаимно близки.

Однако, имея лишь такую информацию, которая, в силу своей особенности, не в состоянии наглядно отражать вклад частиц тех или иных размеров в общий объем подобных частиц, с окончательными выводами о близости «фракционных» составов феррочастиц, задержанных каждой из пяти секций, следует пока воздержаться.

Более информативны в этом отношении — это вытекающие из обычных гистограмм (см. рис. 3) и дополняющие их гистограммы распределения объема V феррочастиц по размерам δ (ΣV — суммарный объем подвергнутых микроскопии феррочастиц, относящихся здесь к той или иной секции). Для перехода к таким гистограммам в первом приближении можно уподобить реальные феррочастицы, имеющие тот или иной средний размер δ (для каждого i-го интервала гистограммы: δ_i), например, частицам сферической формы. Тогда и оцениваются совокупные объемы условно фракционированных феррочастиц, т. е. частиц, попавших в тот или иной интервал размеров (в количестве N_i): как $V_i = (\pi/6)\cdot\delta_i^3\cdot N_i$.

На рис. 4 представлены именно эти гистограммы, которые, разумеется, существенно отличаются от традиционных гистограмм (рис. 3). Здесь решение вопроса о вкладе феррочастиц тех или иных размеров в совокупный объем (а с учетом усредненной плотности — в их совокупную массу и концентрацию) становится наглядно-очевидным (рис. 4). Так, явно заметным является ранее никак не проявляющий себя (см. рис. 3) факт доминирования (по преимущественному вкладу в суммарный объем) частиц размерами более 0,1 мм, вплоть до верхнего предела спектра размеров выделенных феррочастиц (практически до 1 мм).

Если же с позиций таких гистограмм (см. рис. 4) опять вернуться к вопросу о возможных «фракционных» различиях между феррочастицами (для

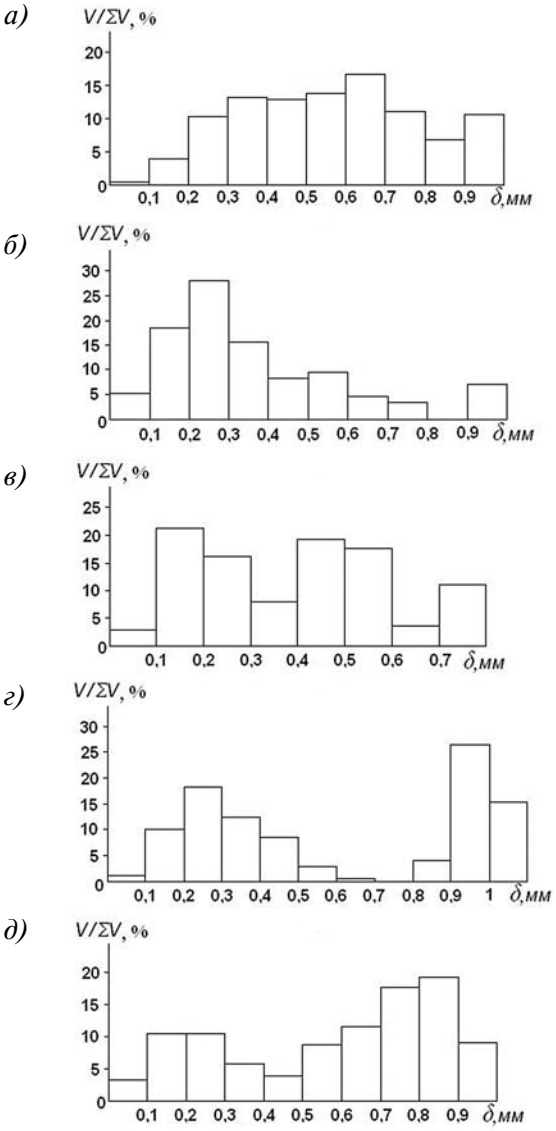


Рис. 4. Посекционные гистограммы распределения объема выделенных ферропримесей бензина по размерам (на основании данных рис. 3)

[4] Хотя данные по первой секции в сравнении с данными по второй и третьей секциям несколько выделяются, это «отличие» практически исчезает при их сравнении с данными по четвертой и пятой секциям (рис. 3).

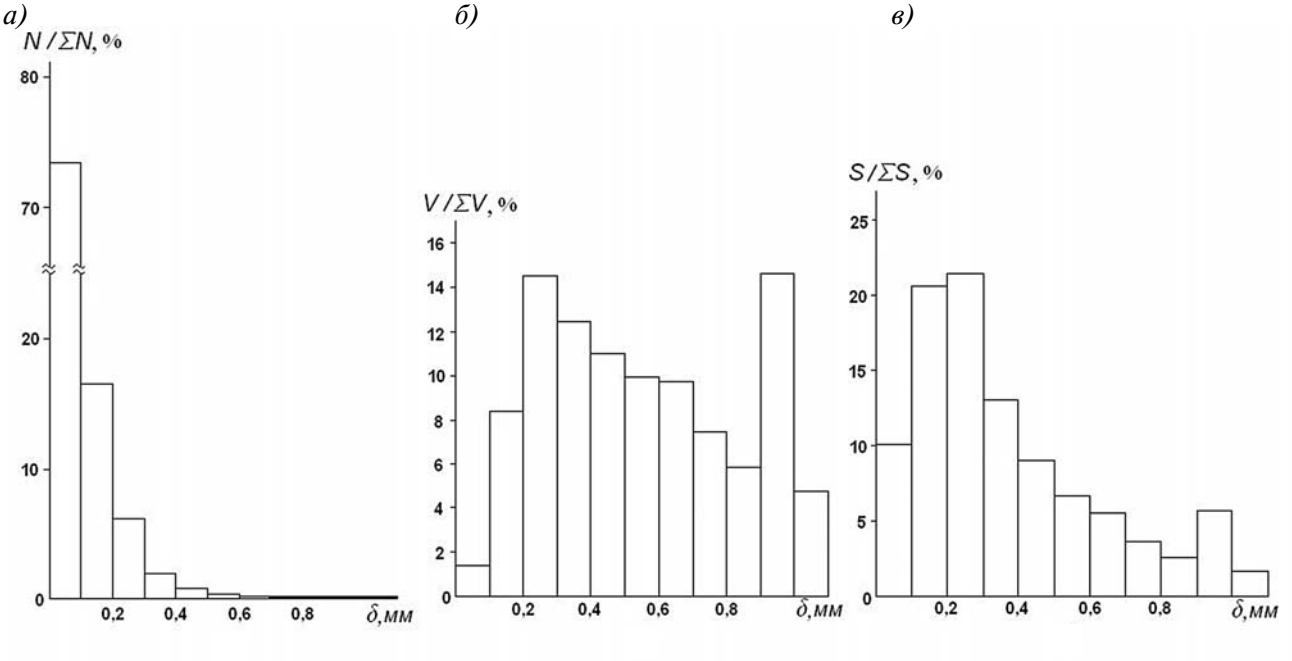


Рис. 5. Обобщенные (по пяти секциям) гистограммы распределения количества (*а*), объема (*б*) и площади поверхности (*в*) выделенных ферропримесей бензина по размерам (согласно данным рис. 3, 4)

той или иной из секций), то явного взаимного отличия (см. рис. 4), как и в предыдущем случае (см. рис. 3), здесь тоже не наблюдается. А наметившийся, казалось бы, сдвиг влево второй и третьей гистограмм по сравнению с головной первой (см. рис. 4) уже не заметен для последних двух. Значит, говорить о предпочтительном осаждении сравнительно крупных феррочастиц в первой (первых), а более мелких — в последующих секциях не приходится.

Этот, на первый взгляд, «парадоксальный» факт объясняется результатами специально выполненных исследований [20, 30], в которых использовались искусственные суспензии ферровключений (магнетита). Оказалось, что в случае, когда спектр крупности ферровключений является сравнительно «узким» (заметим — в пределах одного порядка), то физической моделью такого поглощающего экрана, как намагниченная фильтрующая матрица, является практически классическая экспонента [20, 30] — без видимых признаков преимущественного стартового осаждения сравнительно крупных частиц.

И эта особенность, очевидно, присуща также такой среде, как содержащий ферропримеси бензин с характерным «нешироким» спектром крупности ферропримесей (см. рис. 2–4), во всяком случае их основной массы (правда, намагниченная фильтрующая матрица расположена здесь дискретно, «цепочно», что, однако, не меняет сути рассматриваемого вопроса). Итак, в связи со взаимной близостью характера посекционных гистограмм (см. рис. 3, 4) имеет смысл их объединить, составив тем самым более объективные (основанные на практически пятикратно увеличенном количестве данных) обобщенные гистограммы распределения частиц по размерам: и количества N (рис. 5, *а*), и объема V (рис. 5, *б*) такого рода частиц.

Эти обобщенные гистограммы (рис. 5, *а* и *б*) следует дополнить также гистограммой (рис. 5, *в*) распределения их общей площади поверхности S по размерам δ (здесь ΣN, ΣV и ΣS — суммарные для всех секций значения количества, объема и площади поверхности подвергнутых микроскопии феррочастиц).

Необходимость в получении такой дополнительной информации связана с тем, что фактор площади поверхности абразивных частиц-примесей (конечно же, и феррочастиц) признается одним из определяющих при углубленном анализе причин повышенного износа деталей и узлов машин и механизмов. Получить такую гистограмму просто, уподобляя феррочастицы телам сферической формы; тогда суммарная площадь поверхности также фракционированных феррочастиц (для каждого из интервалов их размеров) находится как $S_i = \pi \cdot \delta_i^2 \cdot N_i$.

С этих позиций (площади поверхности феррочастиц), как это видно на рис. 5, *в*, заметно бо́льший вклад в суммарную площадь поверхности ферропримесей анализируемого бензина вносят частицы размерами от 0,1 до 0,4 мм.

Литература

1. *Колчин А.В.* Оперативная проверка качества и сортности топлива и масла // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2004. — № 4. — С. 37—40.

2. ГОСТ 6370-83. Нефть, нефтепродукты и присадки. Метод определения механических примесей.

3. *Дедов А.Г., Котова Н.Н., Перевертайло Н.Г. и др.* Способ определения содержания железа в автомобильном бензине, индикатор на носителе для его осуществления и способ получения индикатора на носителе для определения содержания железа в бензине. Патент 2339942 RU, 2007.

4. *Алаторцев Е.И., Алешина Т.С., Грибановская М.Г. и др.* Колориметрический способ определения наличия железа в автомобильном бензине. Патент 2267124 RU, 2005.

5. ГОСТ Р 51866-2002 (ЕН 228—2004). Топлива моторные. Бензин неэтилированный. Технические условия.

6. Постановление №184 Правительства РФ от 27.02.2008 «Об утверждении технического регламента "О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и топочному мазуту"».

7. ГОСТ Р 52530—2006. Бензины автомобильные. Фотоколориметрический метод определения железа. М. : Стандартинформ, 2007.

8. *Алаторцев Е.И., Алешина Т.С., Грибановская М.Г. и др.* Колориметрический способ определения наличия железа в автомобильном бензине. Патент 2267124 RU, 2005.

9. ГОСТ 2084—77. Бензины автомобильные.

10. ГОСТ Р 51105—97. Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Неэтилированный бензин.

11. *Дедов А.Г., Котова Н.Н., Юшкина А.Н. и др.* Способ определения содержания железа в автомобильном бензине, индикаторный тест для его осуществления и способ получения индикаторного теста. Патент 2339943 RU, 2008.

12. *Понадий О.М., Емельянов В.Е., Александрова Е.В., Онойченко С.Н.* Определение железа в автомобильном бензине // Химия и технология топлив и масел. — 1996. — № 5. — С. 51.

13. *Замилова Л.М., Соколова В.И., Биктимирова Т.Г., Рыженко И.И.* Атомно-абсорбционное определение железа в нефтепродуктах // Химия и технология топлив и масел. — 1990. — № 10. — С. 31—32.

14. *Амелин В.Г.* Способ определения железа (II,III) тест-методом. Патент 2103678 RU, 1998.

15. *Пинчук Е.Л., Маркова Л.В.* Магнитные методы и устройства оперативной диагностики трибосопряжений (обзор) // Трение и износ. — 2000. — Т. 21, № 2. — С.197—204.

16. *Macian V., Payri R, Tormos B., Montoro L.* Applying analytical ferrography as a technique to detect failures in Diesel engine fuel injection systems // Wear, 2006, 260, — P. 562—566.

17. *Roylance B.J.* Ferrography — then and now // Tribology International. — 2005, 38. — P. 857—862.

18. *Малышев В.С., Коновалова И.Н., Берестова Г.И. и др.* Анализ частиц износа в системах смазки дизельных двигателей методом феррографии // Двигателестроение. — 2002. — № 1. — С. 42—43.

19. *Денисов Е.А., Степанов В.А.* Диагностика технического состояния смазываемых узлов трения по параметрам продуктов износа в масле // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2006. — № 8. — С. 18—21.

20. *Сандуляк А.В.* Магнитно-фильтрационная очистка жидкостей и газов. — М. : Химия, 1988. — 133 с.

21. *Сандуляк А.В.* Очистка жидкостей в магнитном поле. Высшая. шк., изд-во при Льв. ун-те, 1984. — 167 с.

22. *Сандуляк А.В., Федоткин И.М.* Магнитное обезжелезивание конденсата. — М. : Энергоатомиздат, 1983. — 88 с.

23. *Sandulyak A.V., Garaschenko V.I., Korkhov O.J.* Method of Determining the Quantity of Solid Fraction of Ferromagnetic Matter in a Fluid. Patent 4492921 US, 1985.

24. *Сандуляк А.А., Полисмакова М.Н., Ершов Д.В. и др.* Функциональная экстраполяция массово-операционной характеристики магнитофореза как основа прецизионного метода контроля феррочастиц // Измерительная техника. — 2010. — № 8. — С. 57—60.

25. *Сандуляк А.А., Свистунов Д.И., Полисмакова М.Н. и др.* «Экстраполирумая цепочка» магнитных тест-фильтров как средство контроля ферропримесей // Законодательная и прикладная метрология. — 2010. — № 3. — С. 26—27, 35—39.

26. *Сандуляк А.А., Полисмакова М.Н., Свистунов Д.И. и др.* Контроль ферропримесей пробными, «экстраполируемыми» операциями магнитофореза // Известия МГТУ «МАМИ». — 2010. — № 1 (9). — С. 148—158.

27. *Новоселов А.Л., Мельберт А.А., Жуйкова А.А.* Влияние характеристик пористых фильтров на качество очистки газов // Двигателестроение. — 2007. — № 3 (229). — С. 39—42.

28. *Марченко Е.А.* Частицы износа и процессы в трибоконтакте // Вестник машиностроения. — 2002. — № 9. — С. 27—31.

29. *Холодилов О.В., Сергиенко В.П., Моисеева Т.М. и др.* Оценка триботехнических характеристик фрикционных материалов по статистическим параметрам распределения частиц износа по размерам // Трение и износ. — 1997. — Т. 18. — № 4. — С. 543—548.

30. *Сандуляк А.В., Сандуляк А.А., Саккани Ч.* Особенности модели поглощающего экрана магнитного фильтра // Тяжелое машиностроение. — 2004. — № 10. — С. 18—23.

УДК 621.436.4–662.754

ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ

А.Н. Карташевич, д.т.н., проф., В.С. Товстыка, асп.
Белорусская государственная сельскохозяйственная академия
С.А. Плотников, к.т.н., доц.
Московский государственный индустриальный университет, филиал в г. Кирове

Проведены стендовые испытания тракторного дизеля на дизельном топливе и его смесях с рапсовым маслом. Определены мощностные и экономические показатели дизеля на основных режимах его работы. Экспериментально подтверждена возможность применения рапсового масла в качестве моторного топлива.

Использование в дизелях смесей рапсового масла (РМ) с дизельным топливом (ДТ) в качестве моторного топлива вносит определенные изменения в эксплуатационные показатели и показатели процесса сгорания. На кафедре «Тракторы и автомобили» Белорусской ГСХА длительное время проводятся исследования и испытания дизелей 4Ч11,0/12,5 (Д-243) и 4ЧН11,0/12,5 (Д-245.5С2) на смесях рапсового масла с дизельным топливом [2, 3]. Для приготовления топливной смеси используется дизельное топливо марки Л и рапсовое масло холодного отжима. Исследования выполнены в процессе реализации научной программы «Биотопливо».

Известно, что рапсовое масло по своим физико-химическим свойствам отличается от дизельного топлива повышенными значениями вязкости, плотности и температуры воспламенения, а также пониженными значениями низшей расчетной теплоты сгорания и цетанового числа [1, 5, 7]. Поэтому при впрыскивании рапсового масла в цилиндр дизеля предполагается рост среднего диаметра капель при одновременном увеличении дальнобойности и угла распыливания топливного факела. Это, в свою очередь, повлечет снижение доли топлива, участвующего в объемном смесеобразовании, повышение неоднородности смеси и, в конечном итоге, увеличение продолжительности периода процесса самовоспламенения. Ухудшение качества процесса смесеобразования одновременно с ухудшением характеристик воспламеняемости приводят к повышению жесткости процесса сгорания и изменению эффективных показателей работы дизеля.

Для предварительной оценки характера работы дизеля на рапсовом масле были разработаны оригинальные методики исследования, реализованные в качестве программ для ЭВМ [6]. Особенностью этих методик является учет конструктивных, режимных и регулировочных параметров двигателя. Значения параметров, характеризующих рабочее тело, принимались для случая, когда двигатель работает только на рапсовом масле.

На рис. 1 представлены расчетные значения периода задержки воспламенения (ПЗВ) при работе дизеля на различных скоростных режимах.

Установлено, что с увеличением статического угла опережения подачи топлива ($\theta_{оп.впр}$) период задержки воспламенения сокращается. Так, при $\theta_{оп.впр}$ = 18 град ПКВ до ВМТ его рост в рассматриваемом скоростном диапазоне составляет 2,1 градуса (от 6,56 до 8,66), а при $\theta_{оп.впр}$ = 26 град ПКВ до ВМТ — 0,52 градуса соответственно (от 11,87 до 12,39). Как и предполагалось, указанное обстоятельство может быть вызвано снижением однородности топливо-воздушной смеси из-за увеличения давления в цилиндре в момент начала впрыскивания [4].

На рис. 2 представлены номинальные нагрузочные характеристики дизеля Д-243 при работе на дизельном и смесевом топливе с концентрацией рапсового масла в смеси 20 и 40 % при оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\theta_{оп.впр}$ = 20 град ПКВ до ВМТ.

Как видно из графиков, во всем диапазоне изменения нагрузки растет суммарный часовой

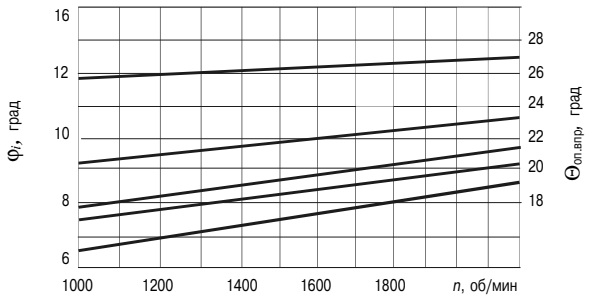


Рис. 1. Номограмма для определения ПЗВ при работе дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-243) на рапсовом масле при различной частоте вращения

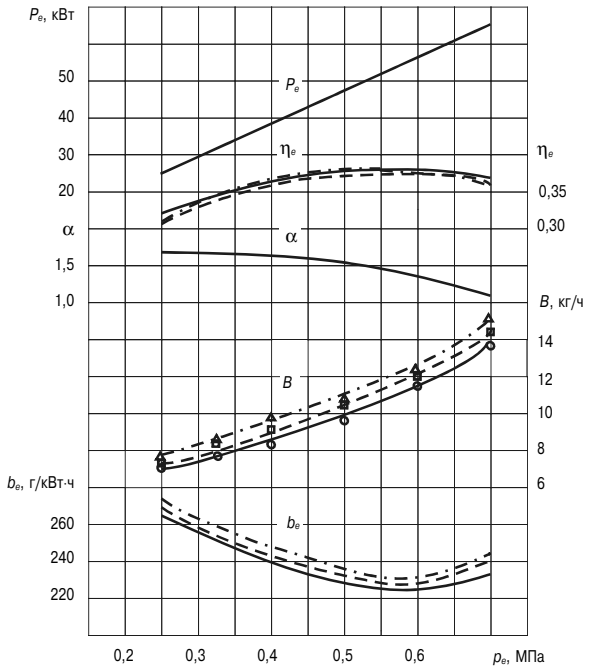


Рис. 2. Нагрузочные характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-243) при n = 2200 об/мин:
—— 100 % ДТ; ---- 80 % ДТ + 20 % РМ;
-·-·- 60 % ДТ + 40 % РМ

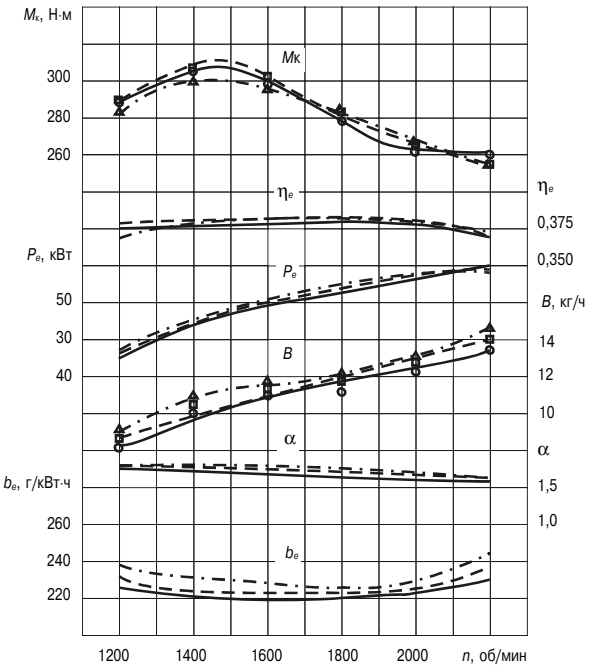


Рис. 3. Внешние скоростные характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 (Д-243) на номинальной нагрузке:
—— 100 % ДТ; ---- 80 % ДТ + 20 % РМ;
-·-·- 60 % ДТ + 40 % РМ

расход смесевого топлива, в то время как расход дизельного топлива уменьшается за счет замещения его рапсовым маслом. Так, при максимальной нагрузке (p_{me} = 0,69 МПа) расход дизельного топлива составляет $B_{д.т}$ = 13,65 кг/ч, а при переходе на смесевое топливо с содержанием рапсового масла 20 и 40 % его расход возрастает до 14,1 и 14,54 кг/ч соответственно. При этом расход дизельного топлива в смеси снизился до 11,28 кг/ч при концентрации рапсового масла 20 % и до 8,74 кг/ч при концентрации масла 40 %. Экономия составила 17,4 и 36 % соответственно.

Значения удельного эффективного расхода топлива b_e возрастают пропорционально содержанию рапсового масла в смеси с $b_{e\,\min}$ = 228 г/кВт·ч (дизельное топливо) до $b_{e\,\min}$ = 235 и 243 г/кВт·ч (смесевое топливо). Увеличение удельного эффективного и часового расходов топлива при сохранении мощностных показателей дизеля на уровне, установленном заводом-изготовителем, вызвано меньшей теплотой сгорания рапсового масла по сравнению с дизельным топливом [1, 5, 7, 8].

Эффективный КПД двигателя, рассчитанный по значениям удельной теплоты сгорания дизельного и смесевых топлив, остается практически неизменным и составляет η_e = 0,371.

Влияние рапсового масла в топливе на изменение эффективных показателей дизеля при работе по внешней скоростной характеристике приведено на рис. 3. Работа дизеля на смесях рапсового масла с дизельным топливом не изменяет его эффективных показателей: эффективной мощности P_e; крутящего момента $M_к$; эффективного КПД η_e, которые практически совпадают с аналогичными характеристиками, полученными при работе на дизельном топливе. Часовой и удельный расходы смесевого топлива увеличиваются во всем диапазоне изменения частоты вращения. Для топлива с концентраций РМ 20 % увеличение составляет 2–3,3 %, а для топлива с концентрацией РМ 40 % — от 5 до 6,5 %. При этом экономия дизельного топлива составляет 30,3 % при n = 1200 об/мин и 31,1 % при n = 2200 об/мин.

Дальнейшие испытания были проведены на дизеле 4ЧН11,0/12,5 (Д-245.5С2) с наддувом и промежуточным охлаждением надувочного воздуха, устанавливаемом на тракторе «Беларусь 921.3».

На рис. 4 представлены внешние скоростные характеристики дизеля 4ЧН11,0/12,5 при работе на смесевых топливах. При проведении стендовых испытаний дизель был укомплектован штатной системой топливоподачи.

Как видно из приведенных графиков, при работе дизеля с наддувом на смесевом топливе характер изменения его эффективных показателей качественно аналогичен изменению показателей безнаддувного дизеля. Количественно экономия дизельного топлива составляет от 18,5 до 35 %, при росте удельного эффективного расхода

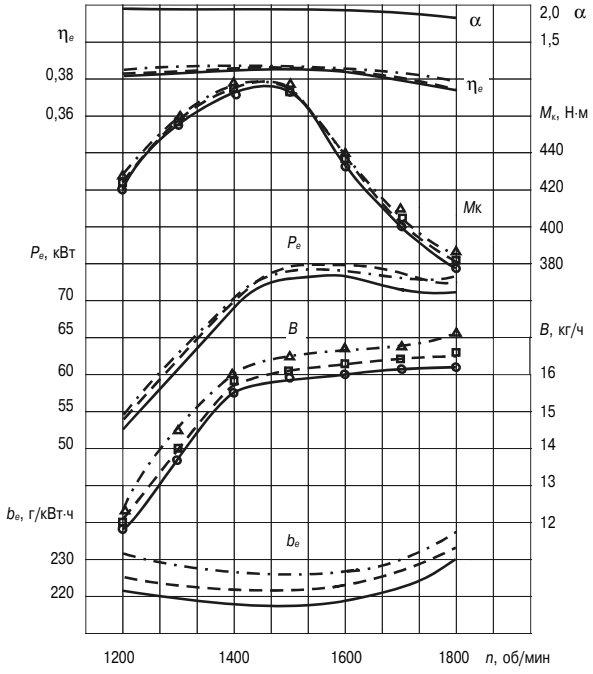


Рис. 4. Скоростные характеристики дизеля 4ЧН11,0/12,5 (Д-245.5С2) на номинальной нагрузке:
—— 100 % ДТ; ---- 80 % ДТ + 20 % РМ;
-·-·- 60 % ДТ + 40 % РМ

смесевого топлива на 3,8 и 4,5 % для смесей с 20 и 40 % рапсового масла соответственно.

Изменения эффективной мощности, крутящего момента и эффективного КПД дизеля на всех рассмотренных скоростных режимах незначительны и не превышают 2 %, что во всех случаях находится в пределах допустимой погрешности.

Следовательно, можно констатировать удовлетворительную сходимость результатов стендовых испытаний наддувного и безнаддувного дизелей.

На основании полученных результатов испытаний можно сделать следующие выводы.

➢ Работа дизеля на смесях рапсового масла и дизельного топлива сопровождается некоторым увеличением периода задержки воспламенения в сравнении с работой на дизельном топливе.

➢ Подача смеси рапсового масла и дизельного топлива в цилиндры дизеля может осуществляться с использованием штатной топливной аппаратуры. При работе дизеля по внешней скоростной характеристике с сохранением заданного заводом-изготовителем закона ввода теплоты в цилиндры возможна регулировка максимального значения цикловой подачи топлива.

➢ Эффективные показатели дизеля не ухудшаются. Максимальное значение эффективного КПД остается на уровне 0,32–0,37, что соответствует показателям серийного дизеля. Значения эффективной мощности и крутящего момента при испытаниях имеют расхождение в пределах допустимой ошибки эксперимента.

➢ Экспериментально подтверждена работоспособность дизеля на смесях рапсового масла и дизельного топлива. Использование смесей РМ и ДТ в качестве моторного топлива позволяет экономить 17–30% дизельного топлива.

Литература

1. *Карташевич А.Н., Товстыка В.С.* Возобновляемые источники энергии: науч.-практ. пособие. — Горки: БГСХА, — 2007. — 264 с.

2. *Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А.* Анализ результатов работы топливного насоса высокого давления на смесях рапсового масла с дизельным топливом // Агропанорама. — 2009. — № 2(72). — С. 34–37.

3. *Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А.* Оптимизация параметров топливоподачи тракторного дизеля для работы на рапсовом масле // Тракторы и сельхозмашины. — 2011. — № 3. — С. 13–16.

4. *Колчин А.И., Демидов В.П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей. — М. : Высшая школа, 2002. — 496 с.

5. *Марков В.А., Гайворонский А.И., Девянин С.Н., Пономарев Е.Г.* Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля // Автомобильная промышленность. — 2006. — № 2.

6. *Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Карташевич А.Н., Товстыка В.С.* Программа расчета параметров подготовительной фазы процесса сгорания при работе дизелей ММЗ на рапсовом масле (ППФ-ММЗ-РМ) // Свидетельство об офиц. регистр. прогр. для ЭВМ № 2009612778 от 29.05.2009.

7. Производство и применение биодизеля: справочное пособие / А.Р. Аблаев и др. — М. : АПК и ППРО, 2006. — 80 с.

8. *Савельев Г.С.* Применение газомоторного и биодизельного топлив в автотракторной технике. — М. : ГНУ ВИМ Россельхозакадемии, 2009. — 216 с.

УДК 621.431.74

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИ

Б.П. Башуров, д.т.н., проф., М.П. Середа, к.т.н., В.С. Чебанов, асп.
МГА имени адмирала Ф.Ф. Ушакова

Представлены математические методы прогнозирования функциональной надежности элементов судовых дизелей, полученные с использованием аппроксимации полиномами различных степеней и интерполирования сплайнами данных статистических исследований по параметру потока отказов. Показано, что наибольшей степенью адекватности обладают модели при аппроксимации данных смыкающим кубическим сплайном.

При решении задач прогнозирования, связанных с оценкой функциональной надежности (ФН) и поиском неисправностей, целесообразно использовать наиболее информативный показатель (параметр потока отказов). При этом характеристикой ФН может служить значение его изменения во времени.

Применительно к судовым малооборотным дизелям одним из наименее надежных в процессе технической эксплуатации и наиболее трудоемких при техническом обслуживании узлов является цилиндро-поршневая группа (ЦПГ).

Характер изменения параметра потока отказов ЦПГ ГД судов морского флота (по данным проведенных статистических исследований) показан на рис. 1, *а*, *б*, *в*.

Полученные данные положены в основу математических моделей прогнозирования ФН элементов СД. Для этой цели использовались два методических подхода аппроксимации с применением нелинейного метода наименьших квадратов и интерполирования сплайнами [1, 2]. Расчеты производились в математической системе MATLAB. Для определения точности аппроксимации полиномов различных степеней проводился системный анализ. Параметры потока отказов от наработки аппроксимировались полиномами 3–8 степеней $P_3(t)$–$P_8(t)$. Для каждого полинома производилась оценка среднеквадратической ошибки. Анализ полученных выражений показал, что для деталей ЦПГ наиболее приемлемой математической моделью ФН (с точки зрения минимизации среднеквадратической ошибки) являются аппроксимационные полиномы восьмой степени вида $P_8(t)$.

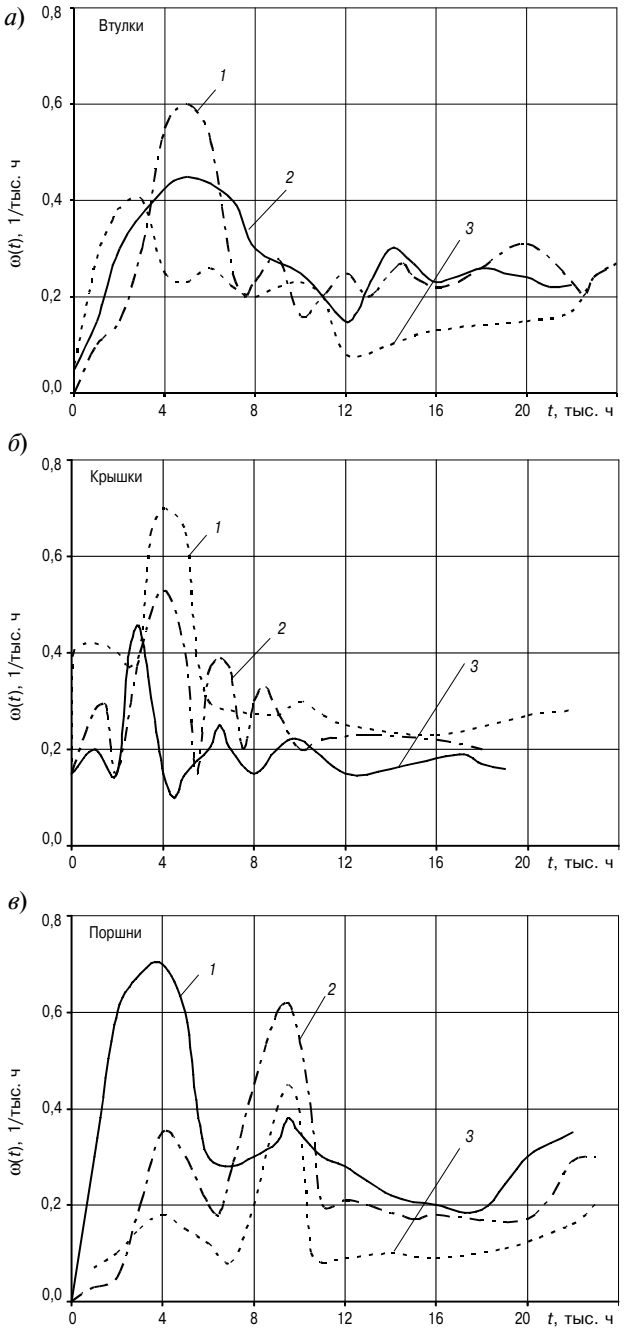


Рис. 1. Динамика потока отказов деталей цилиндро-поршневой группы судовых дизелей:
а) *1* — 9ДКРН 84/180 — 3; *2* — 7ДКРН 80/160 — 4; *3* — 8RND 90; *б*) *1* — 7ДКРН 80/160; *2* —6ДКРН 74/160 — 3; *3* — 9ДКРН 84/180 — 3; *в*) *1* — 9ДКРН 84/180 — 3; *2* — 6ДКРН 74/160 — 3; *3* — 8RND 90

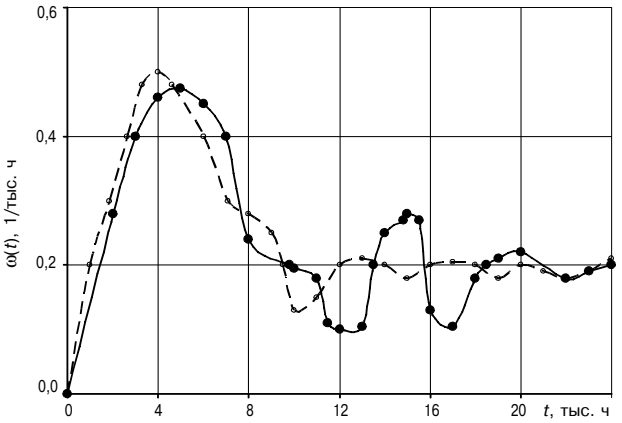


Рис. 2. Зависимости параметра потока отказов цилиндровых втулок судовых дизелей от наработки:
— эксплуатация; ○ — аппроксимация полиномом восьмой степени; ● — аппроксимация смыкающим кубическим сплайном

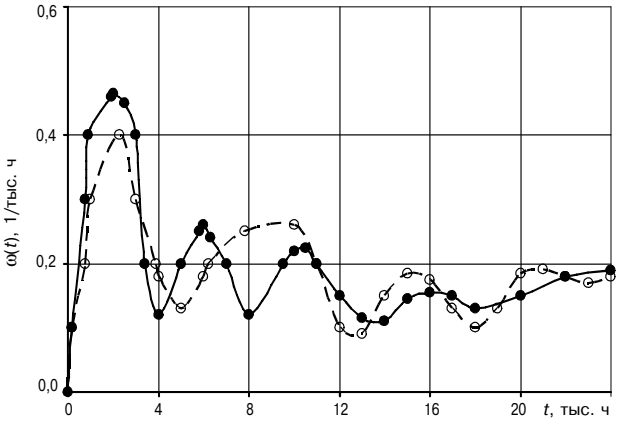


Рис. 3. Зависимость параметра потока отказов крышек цилиндров судовых дизелей от наработки:
— эксплуатация; ○ — аппроксимация полиномом восьмой степени; ● — аппроксимация смыкающим кубическим сплайном

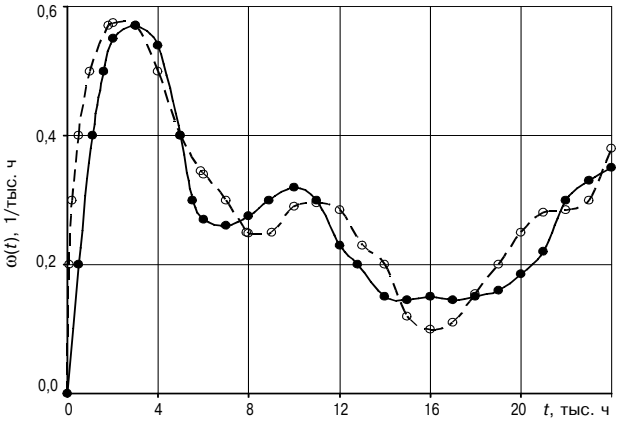


Рис. 4. Зависимость параметра потока отказов поршней судовых дизелей от наработки:
— эксплуатация; ○ — аппроксимация полиномом восьмой степени; ● — аппроксимация смыкающим кубическим сплайном

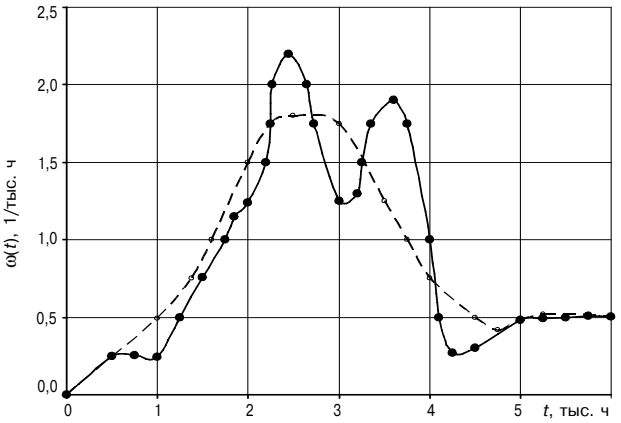


Рис. 5. Зависимость параметра потока отказов выпускных клапанов судовых дизелей от наработки:
— эксплуатация; ○ — аппроксимация полиномом восьмой степени; ● — аппроксимация смыкающим кубическим сплайном

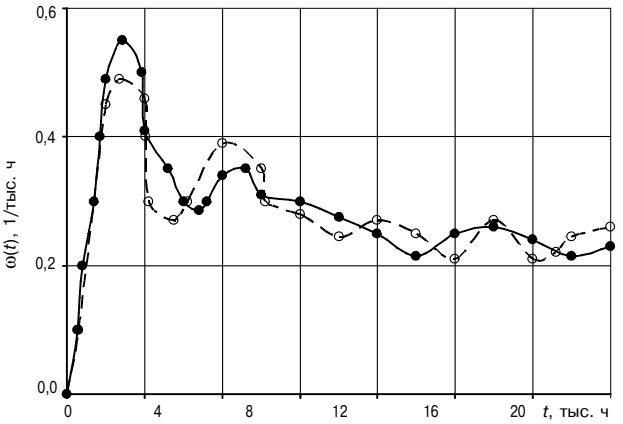


Рис. 6. Зависимость параметра потока отказов топливных насосов высокого давления судовых дизелей от наработки:
— эксплуатация; ○ — аппроксимация полиномом восьмой степени; ● — аппроксимация смыкающим кубическим сплайном

Ошибки аппроксимации потока отказов деталей судовых дизелей полиномами восьмой степени вида $P_s(t)$

Детали	Ошибка аппроксимации		
	максимальная	средняя	среднеквадратическая
Втулка цилиндра	0,0924	0,0317	0,0419
Крышка цилиндра	0,0964	0,0254	0,0377
Поршни	0,0602	0,0271	0,0304
Выпускные клапаны	0,5868	0,1724	0,255
ТНВД	—	—	0,0258

Результаты аппроксимации потока отказов для различных деталей и агрегатов судовых дизелей приведены на рис. 2–6. Данные об ошибках

аппроксимации степенными полиномами сведены в таблицу, при этом общий вид полиномов, в силу громоздкости полученных выражений, в статье не приводится.

Реализация второго методического подхода (интерполирование сплайнами) основана на системе полиномов, составляющих сплайн, для конкретных участков по наработке для ЦПГ 2 тыс. ч, ТНВД 2,5 тыс. ч, выпускные клапаны 0,5 тыс. ч. Эксплуатационные и аппроксимационные зависимости параметра потока отказов $\omega(t)$ от наработки (t) элементов СД с использованием двух методических подходов представлены на рис. 2–6.

Выводы

1. Наибольшей степенью адекватности (максимальной сходимости эмпирических — экспериментальных и аналитических зависимостей параметра потока отказов от наработки) обладают математические модели, полученные на основе аппроксимации данных смыкающим кубическим сплайном.

2. Результаты выполненного исследования могут быть использованы в качестве основы для определения остаточного ресурса, выработки стратегии ТО и ремонта при переходе на более перспективную систему обслуживания по фактическому состоянию.

Литература

1. *Башуров Б.П., Зеленков Г.А., Чебанов В.С.* Математические модели прогнозирования безотказной работы насосов топливной и системы охлаждения судовых дизелей. Труды Института системного анализа Российской академии наук (ИСА РАН). «Динамика неоднородных систем»: Т.42(1). — 2009. — С. 271–279.

2. *Зеленков С.Г., Зеленков Г.А., Чебанов В.С., Шарик В.В.* Анализ критерия качества по ошибкам в узлах интерполирования данных безотказной работы судовых теплообменных аппаратов с использованием полиномов и сплайнов. Труды Института системного анализа Российской академии наук (ИСА РАН). «Динамика неоднородных систем»: Т39(1). — 2008. — С. 235–241.

НОВОСТИ «ALFA LAVAL»

КОМПАНИЯ «АЛЬФА ЛАВАЛЬ» НАЧАЛА ВЫПУСК ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В РОССИИ

В марте 2011 г. компания «Альфа Лаваль» одна из первых среди мировых компаний, выпускающих теплообменное оборудование, начала производство воздушных теплообменников на территории России. Это существенные инвестиции, которые призваны усилить позиции компании на рынке, удовлетворить увеличивающийся спрос и сделать оборудование «Альфа Лаваль» еще более доступным для партнеров.



Быстрый рост рынка коммерческих систем охлаждения в России возможен благодаря быстрому сервисному обслуживанию и удобству поставки воздушных теплообменников компании. С запуском нового производства «Альфа Лаваль» сможет еще больше увеличить объем продаж благодаря оптимизации канала поставок в России. Это новое производство позволит полностью удовлетворить потребности российского рынка. Новое производство вышло на полную мощность и ожидается, что в 2011 г. объем продукции составит более 5000 единиц.

«АЛЬФА ЛАВАЛЬ» ПОЛУЧИЛА ЗАКАЗ ОТ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ЗАВОДА В РОССИИ

Компания «Альфа Лаваль» — мировой лидер в области теплообменного, сепарационного и потокопроводящего оборудования — получила крупный заказ на компактные теплообменники «Compabloc» от нефтеперерабатывающего завода в России. Объем заказа составил порядка 70 млн шведских крон, поставка запланирована на 2012 г.

Теплообменники будут использоваться в различных технологических процессах, таких как гидроочистка бензинов, замедленное коксование и утилизация факельных сбросов.

Установка компактных теплообменников компании позволит повторно использовать тепло, вырабатываемое в одной части технологического процесса для нагрева в другой его части, тем самым существенно повысит энергоэффективность технологического цикла в целом.

В процессе нефтепереработки расходуется большое количество энергии. Поэтому повторное использование тепла существенно отражается на рентабельности. Это одна из причин, влияющих на высокий спрос на энергоэффективные решения компании «Альфа Лаваль».

Компаблоки «Альфа Лаваль» позволяют восстановить до 95 % тепла, которое в противном случае было бы потеряно, тем самым повышая эффективность процесса на 40 % по сравнению с кожухотрубными теплообменниками.

УДК 621.436

ТЕХНОЛОГИИ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

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

В предлагаемом обзоре представлены промышленные новинки в области двигателестроения, освещенные в последних специализированных зарубежных журналах. В их число входят разработки, либо уже внедренные в серию, либо находящиеся на стадии исследований. Большая их часть касается методов снижения вредных выбросов с отработавшими газами и/или повышения топливной экономичности, а также применения альтернативных топлив и источников возобновляемой энергии.

По мере ужесточения требований международных и национальных экологических стандартов усилия исследователей и конструкторов все в большей степени фокусируются на средствах снижения выбросов NO_x, в первую очередь — за счет совершенствования рабочего процесса. В качестве такого средства большую популярность приобрел цикл Миллера, который, в сочетании с высоким наддувом, позволяет найти разумный компромисс между выбросами NO_x и экономичностью. В обзоре также рассматриваются вопросы модернизации существующих силовых установок, проводимой, в частности, с целью улучшения их экологических показателей. Особый интерес представляет опыт создания электростанций на топливных элементах, работающих на биогазе очистных сооружений. Тем самым одновременно решаются задачи безопасной утилизации отходов, получения экологически чистой возобновляемой энергии и снижения эмиссии парниковых газов.

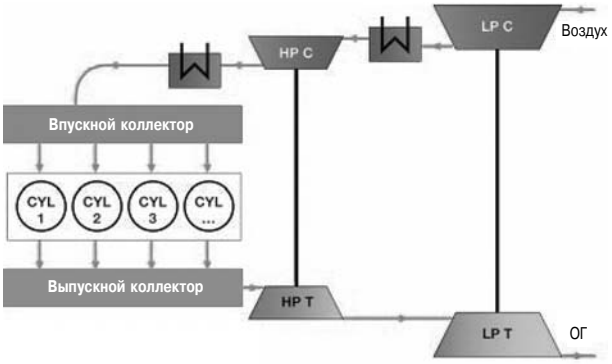
СИСТЕМА НАДДУВА ABB «POWER2»

Фирма «ABB Turbocharging» объявила о разработке новой технологии двухступенчатого наддува, названной «Power2».

Система двухступенчатого наддува «Power2» состоит из двух последовательно включенных турбокомпрессоров разной размерности с промежуточным охлаждением воздуха, в процессе которого объемный расход воздуха уменьшается, что позволяет использовать в качестве второй ступени более компактный турбокомпрессор.

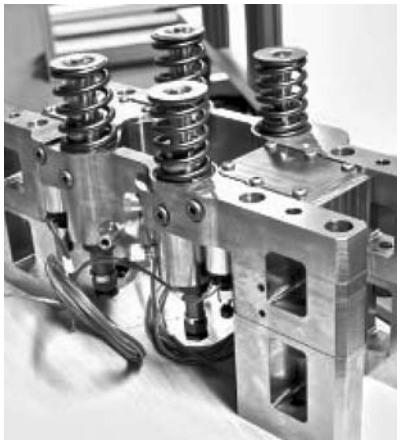
С помощью системы «Power2» можно увеличить степень повышения давления до 8 и более, что дает возможность использовать ее для реализации усиленного цикла Миллера. Это открывает путь для существенного уменьшения выбросов NO_x, а также повышения удельной мощности дизельного двигателя и его КПД.

Испытания показали, что давление наддува, создаваемое системой «Power2», позволяет реализовать цикл Миллера с такими параметрами, которые обеспечивают снижение выбросов NO_x в среднеоборотных четырехтактных двигателях более чем на 10 %. Как показали расчеты, выполненные с помощью детальной математической модели, при использовании системы «Power2» уже сегодня представляется реальным достижение уровня IMO Tier 3 (для судов, работающих в зонах контролируемых выбросов), который предполагает снижение допустимых выбросов NO_x на 80 % по сравнению с IMO Tier 1, введенном в 2005 г.



Принципиальная схема системы двухступенчатого наддува ABB Turbocharging's «Power2», состоящей из двух последовательно включенных турбокомпрессоров различной размерности:
HP C — компрессор высокого давления; LP C — компрессор низкого давления; HP T — турбина высокого давления; LP T — турбина низкого давления

Первым серийно выпускаемым крупным двигателем с системой двухступенчатого наддува «Power2» стал 24-цилиндровый газовый двигатель GE Jenbacher типа J624.



Опытная система управления клапанами ABB Turbocharging для изменения фаз газораспределения в четырехтактных двигателях

По данным изготовителя, применение системы Power2 на двигателе J624 позволило не только снизить уровень вредных выбросов, но и поднять номинальную мощность с 4 МВт (как у прототипа с обычной системой наддува) до 4,4 МВт, а также увеличить КПД на 2 %.

Высокое давление, создаваемое системой двухступенчатого наддува ABB, позволяет поднять номинальную мощность двигателя при работе в условиях высокой температуры и влажности, а также на при работе на газовом топливе с меняющейся теплотворной способностью.

Технология «Power2», рассматриваемая ABB как предпосылка для осуществления усиленного цикла Миллера, в ранних применениях была ориентирована в первую очередь на повышение удельной мощности и КПД.

В настоящее время ожидается, что система «Power2» как средство реализации усиленного цикла Миллера откроет путь к снижению выбросов NO_x без ухудшения КПД двигателя, обеспечивая идеальный компромисс между выбросами окислов азота и удельным расходом топлива.

Исследования, проведенные фирмой ABB и ее партнерами, подтвердили, что в сочетании со значительным повышением давления наддува, регулированием фаз газораспределения, современной системой впрыска топлива (например, common rail) и электронным управлением применение усиленного цикла Миллера может сдвинуть точку упомянутого компромисса в зону более низких значений NO_x.

Дело в том, что цикл Миллера — это прежде всего средство снижения температуры воздуха в камере сгорания, приводящее к снижению пиковой температуры цикла, вызывающей образование NO_x.

Эффект охлаждения воздуха в четырехтактных двигателях достигается за счет сокращения периода открытия впускного клапана и, следовательно, уменьшения времени поступления воздуха в цилиндр на такте впуска.

Однако если не принять специальных мер, то уменьшение времени поступления воздуха будет означать уменьшение воздушного заряда, что вызовет снижение мощности и приемистости двигателя. Компенсировать уменьшение времени поступления воздуха можно за счет повышения давления наддува, что позволит сохранить или даже увеличить массу воздушного заряда, поступающего в цилиндр в течение укороченного периода впуска.

Усиленный цикл Миллера предполагает работу двигателя в точке поля характеристик, являющейся оптимальной в смысле мощности и/или расхода топлива и/или вредных выбросов. Однако во многих установках двигатель работает с переменной мощностью. При малых нагрузках сокращение времени впуска, связанное с реализацией цикла Миллера в четырехтактных двигателях, ведет к ухудшению приемистости и усилению дымления из-за снижения температуры сгорания. Следовательно, нужно найти способ регулирования параметров цикла Миллера. Это значит, что нужно регулировать длительность периода открытия впускных клапанов, когда воздух может поступать в цилиндр, и тем самым оптимизировать интенсивность цикла Миллера, подстраивая ее к текущим значениям нагрузки и частоты вращения.

Такая подстройка осуществляется системой управления клапанами (VCM) «ABB Turbocharging», разрабатываемой совместно с фирмой «INA Schaeffler KG», специализирующейся в области вспомогательных систем двигателей.

В основу VCM положена разработанная INA система UniAir, предназначенная для автомобильных двигателей. Система VCM позволяет регулировать как время, так и амплитуду открытия клапанов в четырехтактных дизелях и газовых двигателях мощностью более 400 кВт. Прототип этой системы в настоящее время проходит интенсивные испытания

Для регулирования времени и амплитуды открытия клапанов используется гидроцилиндр с электромагнитным управлением, являющийся одним из звеньев механизма привода клапана.

Масло в гидроцилиндр поступает из системы двигателя, а высокое давление создается специальным насосом с приводом от кулачкового вала. Данная система позволяет раздельно регулировать моменты открытия и закрытия каждого клапана, а также величину его подъема. Над каждым клапаном расположено устройство гидравлического торможения, питаемое от того же насоса, которое ограничивает силу удара при посадке клапана на седло.

Кроме того, механизм VCM дает возможность тонкой настройки параметров двигателя в зависимости от рабочего профиля нагрузки для каждого конкретного применения.

ABB holds the Power2 turbocharging
Diesel & Gas Turbine Worldwide March 2011

БЕЗОПАСНЫЙ ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЬ ТОПЛИВА

Ужесточение экологических требований, в частности, со стороны Международной морской организации (IMO), вынуждает судовладельцев и операторов при работе в зонах контролируемых выбросов переводить двухтактные двигатели MAN B&W на питание топливом со сверхмалым содержанием серы.

На практике это означает необходимость более частых переключений между различными видами топлива при движении судна. Поэтому возникла потребность в специальном устройстве, обеспечивающем безопасное переключение питания двигателя.

К зонам контролируемых выбросов относится, в частности, прибрежная зона Калифорнии,

где, согласно распоряжению Калифорнийского управления по охране воздушных ресурсов (CARB), с 1 июля 2009 г. разрешена работа судовых двигателей только на дизельном топливе (MDO) или газойле (MGO). С 2010 г. аналогичное правило действует и в европейских портах.

Переключение на другой вид топлива при входе в зону контролируемых выбросов и при выходе их нее означает необходимость перехода с подогреваемого мазута на холодные MDO или MGO, и наоборот. Такой переход может стать причиной зависания прецизионных пар трения топливных насосов при резкой смене температуры. Эту проблему должен решить переключатель топлива PrimeServ Diesel Switch, разработанный MAN Diesel & Turbo. В основу системы положено запатентованное фирменное решение, обеспечивающее контролируемое переключение с одного вида топлива на другой, не влекущее за собой резких изменений температуры металла. Тем самым устраняется опасность зависания плунжеров насосов.

Проблемы, в частности, могут возникать при переходе с мазута на дистиллятное топливо. Этот процесс требует высокой степени автоматизации во избежание нежелательных последствий. Именно для этого и был создан переключатель PrimeServ Diesel Switch.

В настоящее время MAN Diesel & Turbo рекомендует судоводителям перед сменой топлива снижать нагрузку двигателя на величину от 25 до 40 %. PrimeServ Diesel Switch позволяет переходить на другой вид топлива при любой нагрузке. Система ведет постоянный контроль температуры топлива. Если скорость изменения температуры топлива на входе превысит 2 °С/мин, система формирует аварийно-предупредительный сигнал и блокирует процесс переключения. Устройство выпускается в двух вариантах — для установки на новые двигатели и для модернизации существующих.



Устройство контролируется с помощью сенсорного пульта управления. В его функции входит также управление температурой MGO с помощью зашитой в него программы. Переключающий золотник управляется магнитом. Он не имеет механических уплотнений и является абсолютно герметичным. В состав устройства входят концевые выключатели и датчик текущего положения. Предусмотрена также возможность ручного переключения на случай отказа автоматики.

Еще одна функция Diesel Switch — автоматическая регистрация всех переключений, распечатка которой в случае необходимости может быть предъявлена надзорным инстанциям.

Diesel switch offers safe fuel chengeover
Diesel & Gas Turbine Worldwide March 2011

ТОПЛИВО ИЗ ЛЕСА

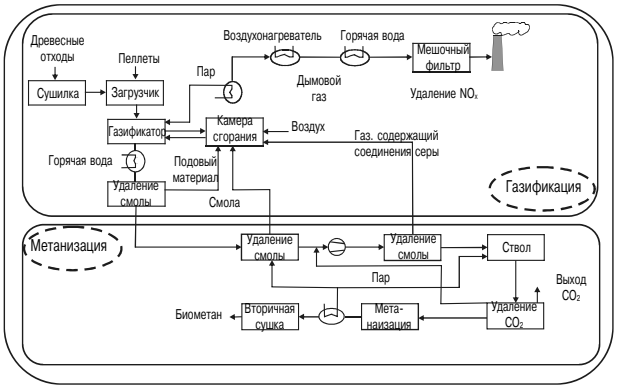
Шведская энергетическая компания «Goeteborg Energi AB» работает над созданием возобновляемого топлива в виде биогаза, который производится из биомассы и по качеству соответствует природному газу. Задавшись целью построить станцию по производству биогаза из древесных отходов с эквивалентной мощностью 100 МВт, компания решила начать с создания установки газификации мощностью 20 МВт в качестве пилотного проекта.

Хотя остается еще девять лет до того дня, когда план ЕС, известный как «20/20/20», приобретет статус обязательного документа, он уже сегодня служит ориентиром для промышленности и побуждает производителей искать средства для реализации этого плана, который предусматривает, во-первых, снижение выброса парниковых газов на территории ЕС, как минимум, на 20 % по сравнению с уровнем 1990 г., во-вторых, повышение доли возобновляемой энергии в общем балансе энергопотребления не менее чем на 20 %, и, в-третьих, снижение потребления первичных энергоресурсов по сравнению с проектным, как минимум, на 20 % за счет более эффективного их использования.

Установка газификации древесины GoBiGas 20MW будет построена компанией «Metso», Гетеборг, Швеция, что позволит поставщику энергии работать с местной фирмой. Система газификации Metso основана на лицензионной технологии непрямой газификации, разработанной австрийской компанией «Repotec». В качестве основного первичного топлива в процессе используются древесные отходы и пеллеты (древесные гранулы), а на выходе установки получается биометан, который подается в существующую газопроводную сеть.

Первое время установка будет работ на пеллетах, но затем, когда начнут поступать древесные отходы в расчетном объеме порядка 8900 кг/ч биомассы, ее производительность по биометану достигнет эквивалента теплотворной способности 20 МВт.

Сначала первичное топливо проходит процесс газификации, который начинается в сушилке. Из сушилки биомасса поступает в газификатор, где происходит непрямая газификация с помощью пара. Необходимое для этого тепло вырабатывается в процессе сгорания. Процесс очистки на-



Технология газификации древесных отходов для получения газообразного топлива, по качеству, соответствующему природному газу

чинается с удаления смол. Чтобы довести биогаз до степени чистоты природного газа, его подвергают метанизации, в ходе которой происходит вторичная очистка от остатков смол, удаление CO_2, собственно метанизация и окончательное осушение. После окончательной очистки и метанизации газ поступает в газохранилище Goeteborg Energi и затем — в распределительную сеть.

Fuel from the forest
Diesel & Gas Turbine Worldwide April 2011

MAN DIESEL & TURBO ПРОЯВЛЯЕТ ИНТЕРЕС К СЖИЖЕННОМУ НЕФТЯНОМУ ГАЗУ

Фирма FKAB (г. Gothenburg, Швеция) начала проектирование нового универсального сухогруза. В качестве главного двигателя на нем будет установлен новый дизель MAN, работающий на сжиженном нефтяном газе (СНГ), впрыскиваемом в цилиндры («двигатель ME-GI»).

Использование альтернативных топлив становится в настоящее время одним из приоритетов фирмы MAN, которая приступила к разработке дизеля, способного работать на сжиженном нефтяном газе.

Двигатели ME-GI работают на сжиженном нефтяном газе (СНГ), который, хотя и уступает по объемам выпуска сжиженному природному газу (СПГ), все же занимает довольно заметное место в таких секторах, как, например, речной танкерный флот и каботажные суда.

СНГ представляет собой смесь газообразных углеводородов и органического топлива с малым содержанием углерода, обладающего хорошими экологическими характеристиками. СНГ является синтетическим продуктом, получаемым перегонкой нефтяного или природного газа. Чаще всего он получается перегонкой сырой нефти, либо извлекается из нефти или газа в местах их добычи. Обычно СНГ используют для отопления помещений или транспортных средств.

Все двигатели «MAN Diesel & Turbo» с электронным управлением (двигатели типа «ME») в настоящее время выпускаются также и в газодизельном варианте. Двигатели, работающие на СНГ, имеют обозначение «ME-LGI» (ME-Liqid Gas Injection). По мощности, КПД и частоте вращения двигатели ME-GI аналогичны двигателям «MAN Diesel & Turbo» серий ME-C и ME-B.

Поскольку система топливоподачи этих двигателей содержит мало движущихся частей, они менее требовательны к составу топлива, и, в частности, могут работать на диметилэфире (ДМЭ).

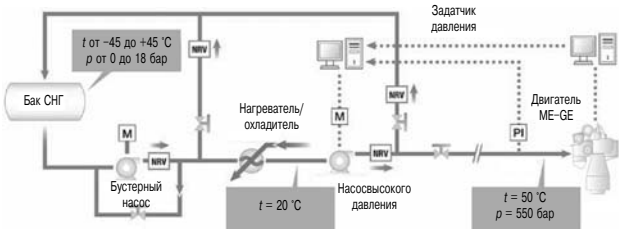
Для питания двигателя используется жидкий газ из топливной емкости, при этом необходимое давление впрыска создается обычными (не криогенными) насосами. Чтобы жидкий СНГ можно было подать в цилиндр двигателя, его давление должно быть достаточно высоким.

Растущая во всем мире озабоченность вопросами изменения климата и стремление снизить выбросы парниковых газов способствуют тому, что различные виды газового топлива становятся все более популярными. В их число входит, в частности, СНГ, который доступен в большинстве районов мира. При этом в отработавших газах содержится лишь небольшое количество углерода, а содержание CO_2 примерно на 20 % меньше, чем при работе на мазуте, примерно на 30 % меньше, чем при работе на угле, и, как минимум, на 50 % меньше, чем при работе угольных электростанций больших энергосистем.

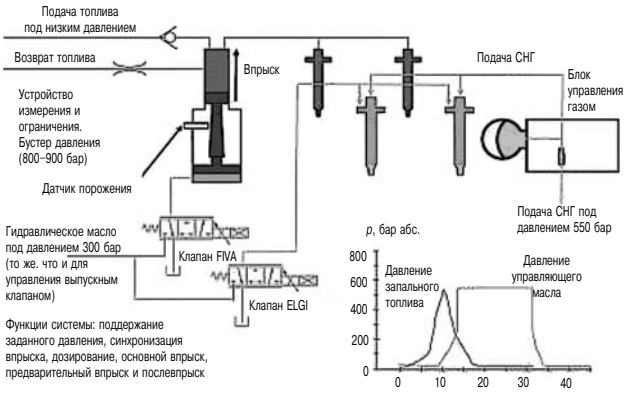
Еще более убедительным оказывается непосредственное сравнение экологических показателей при работе на СНГ и на мазуте. При сжигании газа отработавшие газы в целом получаются гораздо чище, а содержание в них окислов серы близко к нулю. Существенно сокращается выброс частиц, а также выброс NO_x, который для двигателя, работающего на СНГ, будет находиться в пределах IMO-Tier 2. Если же дополнить установку системой каталитической очистки или рециркуляции, выброс NO_x может быть снижен до уровня IMO-Tier 3.

При создании двигателя использован многолетний опыт фирмы, в том числе таких разработок, как 12K80MC-GIS в Японии, а также двигателя VOC (volatile organic compound, т. е. работающего на летучих органических соединениях) в конце 1990-х гг.

Для испытаний опытный двигатель на заводе MAN-B&W в Копенгагене был переоборудован в версию GI. На нем установлена топливная система корейской фирмы DSME, рассчитанная на давление топлива 300 бар. Испытания должны были завершиться в марте этого года. По словам представителя фирмы, испытания в первую



Принципиальная схема системы топливоподачи



Принципиальная схема системы впрыска. ELGI — электромагнитный отсечной клапан в линии подачи СНГ

очередь должны были выявить возможность выполнения требований Tier 2 средствами ME-GI. Затем нужно было убедиться в том, что в сочетании с недавно разработанной системой MAN EGR можно достичь уровня IMO-Tier 3. Эти испытания запланированы на середину 2012 г. К этому времени должен быть готов двигатель, способный обеспечить уровень IMO-Tier 3 при работе как на газе, так и на мазуте.

За это время будут проведены и другие доводочные испытания двигателя ME-GI. Для того, чтобы двигатель был конкурентоспособным, он должен работать на газе во всем диапазоне нагрузок, при этом количество запального топлива должно быть минимальным. При испытаниях, в частности, будет проверено, способен ли двигатель работать на ДМЭ без запального топлива. Что касается работы на СНГ, то запальное топливо потребуется, по крайней мере, на малых нагрузках. Как дело будет обстоять на более высоких нагрузках, покажут испытания.

Предварительные испытания подтвердили возможность работы с минимальным количеством запального топлива. В настоящее время проводятся испытания для выяснения того, можно ли, не увеличивая долю запального топлива, обеспечить полную мощность при работе на мазуте, поскольку для впрыска запального топлива и мазута используется одна и та же форсунка. Этот простейший вариант топливной системы будет сохранен, если ее работоспособность подтвердится при испытаниях.

Перевод части двигателей на газ позволит, кроме прочего, обеспечить их лучшую управляемость и упростит их адаптацию к требованиям конкретного применения, в особенности, для судовых установок.

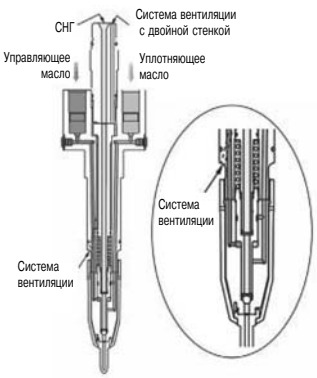
Добавление двигателя ME-GI к типажу двигателей «MAN Diesel & Turbo» означает, что теперь продукция фирмы будет включать всю гамму двухтактных дизелей с диаметром цилиндра до 98 см.

Система ME-GI может также использоваться для модернизации дизелей MAN-B&W меньшей размерности, устанавливаемых на небольших танкерах, сухогрузах, контейнеровозах и судах типа «го-го». Ожидается, что двигатели ME-GI в ближайшем будущем окажут заметное влияние на развитие данного сектора рынка.

В мире наблюдается существенный рост производства сжиженных газов, в результате чего усиливается интерес к использованию как СПГ, так и СНГ в качестве топлива для судовых двигателей, поскольку газ еще долго будут оставаться самым дешевым топливом, особенно в сравнении с другими видами малосернистых топлив.

Сейчас лишь немногие страны, например Норвегия, имеют необходимую инфраструктуру для заправки судов СПГ, поэтому перспектива широкого применения СПГ на флоте представляется достаточно отдаленной. В то же время в мире существует хорошо развитая сеть снабжения СНГ, к тому же не требующая таких дорогих терминалов и столь жестких мер безопасности, как в случае СПГ.

СНГ является побочным продуктом производства СПГ. Следовательно, чем больше будет производиться СПГ, тем больше СНГ появится на рынке. Это приведет к снижению цен на СНГ, повышая его конкурентоспособность по отношению к судовому дизельному топливу (MDO) и судовому газовому топливу (MGO). Использование СНГ, возможно, позволит решить проблемы логистики, препятствующие широкому внедрению СПГ. По словам представителя фирмы, СНГ сейчас доступен практически во всех точках земного шара, и уже есть несколько интересных проектов на эту тему, в том числе связанных с постройкой новых сухогрузов, по которым MAN подписал с судовладельцами протоколы о намерениях. Этим судам потребуется двигатели мощностью до 6 МВт.



Клапан впрыска газа для работы на СНГ

Их проектированием займется FKAB, крупнейшее судостроительное КБ Швеции.

MAN Diesel & Turbo Targets LPG Sector
Diesel & Gas Turbine Worldwide March 2011

СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ MTU, СООТВЕТСТВУЮЩИЕ ТРЕБОВАНИЯМ IMO-TIER 2

Фирма MTU объявила о соответствии ее судовых двигателей требованиям IMO-Tier 2, что достигнуто исключительно «внутренними» средствами, т. е. без использования систем внешней газоочистки.

По заявлению представителей «MTU Friedrichshafen», судовые дизели серии 1163 по выбросам NO_x доведены до уровня требований IMO-Tier 2 и IMO-Tier 3.

В семейство двигателей 1163 (рабочий объем цилиндра 11,63 л) входят V-образные модели 12-, 16- и 20-цилиндрового исполнения мощностью от 4440 до 7400 кВт при 1300 об/мин.

В конструкцию этих двигателей был внесен ряд принципиальных усовершенствований по сравнению с их предшественниками. В частности, была существенно повышена удельная мощность, улучшены динамика двигателя и его взаимодействие с судовыми системами. Такие усовершенствования, как виброгасящие опоры и звукоизолирующий кожух, в дальнейшем будут использованы и на других двигателях MTU.

Ряд изменений был внесен в конструкцию системы двухступенчатого наддува. В новых двигателях применены система common rail, создающая давление впрыска 1800 бар, электронная система управления ADEC, уже использовавшаяся на двигателях серий 2000 и 4000, а также новый процесс сгорания. Требования IMO-Tier 2 по вредным выбросам, вступившие в действие в этом году, будут выполнены исключительно за счет совершенствования рабочего процесса, без использования внешних средств газоочистки.

Новые двигатели соответствуют также последним требованиям классификационных обществ, в частности, по уровню шума, вибростойкости и электромагнитной совместимости.

Выполнение требований IMO-Tier 3, которые должны вступить в силу в 2016 г., будет, скорее всего, обеспечено за счет использования системы каталитической очистки газов от окислов азота.

Это позволит двигателям работать в так называемых зонах контролируемых выбросов (ECA — Emission Control Areas).

Двигатели серии 1163 находят применение как в гражданской, так и в военной технике, от паромов-катамаранов до судов береговой охраны.

MTU Meets IMO-Tier 2
Diesel & Gas Turbine Worldwide March 2011

НОВАЯ ЖИЗНЬ СТАРЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

Новая разработка компаний «Progress Rail Services» и «Norfolk Southern» еще раз подтвердила, что есть много способов уменьшить загрязнение окружающей среды вредными выбросами тепловозных двигателей. Совместными усилиями обеих компаний был создан новый тепловоз типа PR43C. Три тепловоза этого типа уже эксплуатируются, а недавно компания «Norfolk Southern» получила в свое распоряжение четвертый.

Новая машина была создана на базе известного тепловоза «General Motors» типа SD50, на котором были заменены тележки, рама, тяговые электродвигатели, радиатор и капот. Главное же состояло в том, что вместо устаревшего двухтактного дизеля серии EMD 645 на тепловоз были поставлены два современных высокооборотных двигателя фирмы «Caterpillar» — C-175 мощностью 2700 кВт и C-18 мощностью 522 кВт соответственно. Разработка нового тепловоза была начата в 2008 г.

Целью разработки было повышение топливной экономичности и снижение вредных выбросов, а также продление ресурса локомотивов, уже отслуживших по 20 лет, еще на такой же срок. Фактически предстояло создать новую надежную модель тепловоза.

Был выбран вариант с двумя двигателями, один из которых (C-175) является основным, а другой (C-18) — вспомогательным. Оба двигателя в сумме развивают мощность 3222 кВт.

Четырехтактный двигатель C-175 размерностью 16ЧН17,5/22 имеет рабочий объем 84,7 л. Размерность двигателя C-18 — 16ЧН14,5/18,3, а его рабочий объем составляет 18,1 л.

Оба дизеля соответствуют требованиям стандарта EPA-Tier 2 (США) по уровню вредных выбросов, что достигнуто за счет установки новых форсунок, системы турбонаддува с промежуточным охлаждением воздуха, а также за счет тщательной отработки процесса сгорания. Совершенствование рабочего процесса включало оптимизацию степени сжатия, давления и угла впрыска топлива, а также фаз газораспределения, что позволило обеспечить соответствие уровню вредных выбросов EPA-Tier 2 без использования внешних средств газоочистки.

Уникальность концепции PR43C заключается в применении двух двигателей вместо одного. Оба двигателя могут работать как по отдельности, так и совместно, обеспечивая нужную мощность в зависимости от того, используется ли тепловоз в качестве магистрального или маневрового, поддерживая минимальный расход топлива и минимальный уровень выбросов на каждом режиме.

Например, для работы по перемещению нескольких вагонов достаточно одного двигателя С-18, но когда нужно вести тяжелый состав, используется более мощный двигатель С-175 или оба двигателя одновременно.

Каждый дизель работает на свой тяговый генератор и имеет свои собственные системы топлива, масла, охлаждения и фильтрации. Оба генератора, оборудованные современными микропроцессорными системами управления, питают модернизированные тяговые электродвигатели типа EMD.

Установка двух двигателей со своими системами на тепловоз, изначально спроектированный под один двигатель, оказалась достаточно сложной инженерной задачей.

Как заметил вице президент «Norfolk Southern», во всем мире вряд ли найдется другой тепловоз, у которого было бы так же плотно скомпановано все подкапотное пространство.

Прежде всего конструкторам предстояло выбрать двигатели. Выбор высокооборотных дизелей «Caterpillar» был обусловлен, в первую очередь, их относительно большой агрегатной мощностью, а следовательно, компактностью.

Конструкторам пришлось немало поломать голову над тем, чтобы втиснуть в ограниченные габариты тепловоза два двигателя вместо одного, включая все системы и дополнительные холодильники. Кроме того, вместо традиционного привода компрессора от вала отбора мощности, был применен компактный винтовой компрессор с электроприводом от силового генератора.

Новый тепловоз прошел серию интенсивных стендовых и эксплуатационных испытаний, по результатам которых в конструкцию был внесен ряд изменений, коснувшихся, в частности, систем управления, электродвижения, а также кабины машиниста.

New life for old locomotives
Diesel & Gas Turbine Worldwide March 2011

МОДЕРНИЗАЦИЯ НОРВЕЖСКОГО ПАРОМА ДЛЯ СООТВЕТСТВИЯ ТРЕБОВАНИЯМ IMO-TIER 2

В ходе капитального ремонта норвежского парома M/F Geisnes была выполнена модернизация его силовой установки, позволившая, в частности, снизить уровень выбросов NO_x на 30 %. Модернизация в значительной степени коснулась главного двигателя типа MAN 6L23/30 и была направлена на достижение требовании IMO-Tier 2.

Установленный на пароме главный двигатель MAN 6L23/30 был построен в 1988 г. на заводе в г. Frederikshavn, Дания. Его наработка со дня сдачи парома в эксплуатацию (в 1989 г.) составила 96 842 моточаса. Судовладелец — норвежская компания «Namsos Trafikselskab» решил совместить капитальный ремонт судна с модернизацией главного двигателя, чтобы обеспечить выполнение требований IMO-Tier 2 по выбросам NO_x.

M/F Geisnes —это автомобильно-пассажирский паром длиной 47 м. Его главный двигатель MAN 6L23/30 мощностью 566 кВт при 740 об/мин работает через редуктор на винт постоянного шага типа MAN Alpha.

В ходе модернизации крышки цилиндров были заменены на новые, с улучшенными аэродинамическими характеристиками. Были установлены новые поршни с улучшенным охлаждением, новые усовершенствованные поршневые кольца, а также новые цилиндровые втулки с пламегасителями. Помимо этого, в «пакет обновления» вошел новый распределительный вал, в котором были оптимизированы углы заклинки и профили кулаков, а степень сжатия увеличена с 12,6 до 13,1.

Кроме того, были установлены новые топливные насосы высокого давления с повышенным давление впрыска и уменьшенным углом опережения подачи топлива.

Для дизелей, введенных в эксплуатацию до 1 января 2000 г., требование о представлении технического файла не обязательно. Однако в данном случае, поскольку судоходная компания решила модернизировать двигатель с целью снижения выбросов NO_x, норвежское классификационное общество DNV (Det Norske Veritas) потребовало, чтобы были выполнены измерения уровня выбросов до и после модернизации.

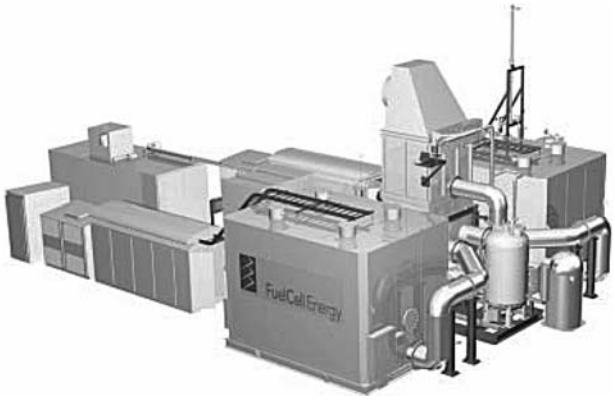
Испытания двигателя были проведены по циклу E3 для силовых установок, работающих на винт постоянного шага. Обработка результатов измерений и соответствующие расчеты проводились совместно с классификационным обществом DNV.

Как показали расчеты, содержание NO_x в отработавших газах после модернизации двигателя снизилось с 12,3 до 8,6 г/кВт·ч, т. е. примерно на 30 %.

Norwegian Ferry Retrofitted To Tier 2
Diesel & Gas Turbine Worldwide March 2011

ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ ТОПЛИВНЫХ ЯЧЕЙКАХ, РАБОТАЮЩИХ НА БИОГАЗЕ

Электростанция DFC3000 компании «FuelCell Energy Inc.» является крупнейшей станцией, использующей технологию DFC. Ее номинальная мощность — 2800 кВт при КПД 47 %. Компания «Inland Empire Utilities Agency» (IEUA), поставщик услуг по водоснабжению и канализации в г. Chino, Калифорния, США, подписала контракт с фирмой «UTS BioEnergy», которая должна построить электростанцию на топливных ячейках мощностью 2800 кВт и в течение 20 лет осу-



ществлять ее эксплуатацию и техобслуживание. Эта электростанция должна обеспечить электрической и тепловой энергией крупнейшие очистные сооружения IEUA в г. Онтарио, Калифорния.

Принципиальное решение об использовании энергии топливных ячеек было принято еще в 2001 г., когда в Калифорнии начались массовые веерные отключения из-за дефицита энергии и перебоев в электроснабжении.

Именно тогда руководство IEUA всерьез задумалось о том, как покончить с зависимостью от внешней сети и одновременно расширить свою топливную базу.

Еще одним весомым аргументом послужили ограничения вредных выбросов, установленные Калифорнийским управлением по охране воздушных ресурсов (CARB). Дело в том, что топливные ячейки практически не дают выбросов NO_x, SO_x и твердых частиц.

Согласно новому законодательству максимально допустимый процент природного газа, добавляемого к биогазу, был снижен с 60 до 10 %. Кроме того, к июлю 2012 г., когда вступит в силу вторая стадия новых экологических нормативов, все установленные двигатели генераторов IEUA должны были быть оборудованы новыми средствами снижения вредных выбросов.

Руководство IEUA рассматривало несколько возможностей решения возникшей проблемы, в том числе модернизацию существующих двигателей, их консервацию и покупку энергии у местных сетей, а также использование топливных ячеек, и по результатам проведенного экономического анализа, в основу которого был положен требуемый 20-летний срок службы установки, выбрало последний вариант.

Электростанция мощностью 2800 кВт, которая должна быть поставлена фирмой «FuelCell Energy Inc.», Данбери, Коннектикут, США, работает на топливе, как минимум на 75 % состоящем из биогаза, поступающего с местных очистных сооружений канализации. Если биогаза не хватает, дефицит покрывается за счет природного газа.

Количество добавляемого природного газа регулируется компьютерной системой управления станцией.

Выходное напряжение станции — 13 800 В при частоте 60 Гц. Диапазон регулирования напряжения переменного тока составляет от 4160 до 12 700 В, а его частота может быть снижена до 50 Гц.

КПД станции составляет 47 %. Для ее выхода на полную мощность после холодного пуска требуется около 90 ч. Электростанция будет покрывать примерно 60 % потребности очистных сооружений в электроэнергии. Ее тепловая энергия будет использоваться для подогрева септиктанков городских очистных сооружений, в которых вырабатывается биогаз. Температура отходящих газов составит 371°С, и это тепло будет утилизировано в газожидкостном теплообменнике. В нем температура газов понижается до 133 °С. Полученное тепло в количестве примерно 4,4 миллиона BTU в час используется для подогрева септиктанков.

Газ из септиктанков проходит через систему очистки, где из него удаляются частицы, влага, летучие органические соединения серы и силоксаны. На вход топливной ячейки поступает очищенный биогаз из септиктанков, и если его не хватает для обеспечения нужной электрической мощности, к нему добавляется природный газ. В объем поставки «FuelCell Energy» входит система газоочистки и средства управления. При этом обеспечена возможность дистанционного управления всеми процессами.

Весь энергоагрегат, состоящий из шести одинаковых модулей, имеет 6,4 м в высоту, 12,5 м в ширину и 23,8 м в длину.

IEUA будет покупать энергию работающей на топливных ячейках электростанции, которая должна вступить в строй к концу 2012 г., в течение 20 лет по твердой цене.

Recycling wastewater with biogas fuel cells
Diesel & Gas Turbine Worldwide January-February 2011

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

ТРАНСМАШХОЛДИНГ СОЗДАЕТ СП ПО РАЗРАБОТКЕ И ПРОИЗВОДСТВУ ИННОВАЦИОННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СОВМЕСТНО С ГЕРМАНСКОЙ КОМПАНИЕЙ «TOGNUM AG»

ЗАО «Трансмашхолдинг» и ведущий мировой про изводитель силовых и пропульсивных установок германская компания «Tognum AG» (в состав которой входит один из лидеров мирового дизелестроения компания «MTU Friedrichshafen GmbH»), подписали соглашение о создании в России совместного предприятия по разработке и производству инновационных дизельных двигателей.

Соглашение подписано во время работы Санкт-Петербургского экономического форума председателем совета директоров «Трансмашхолдинга» Андреем Бокаревым и председателем совета директоров «Tognum AG» Фолькером Хойером.

В соответствии с достигнутым соглашением партнеры создают в Нидерландах совместное предприятие «Tognum Transmashholding B.V.», в капитале которого каждый из них будет иметь по 50 % акций. В свою очередь, нидерландская компания станет единственным акционером российского юридического лица, в рамках которого и будут реализовываться совместные проекты.

Стороны договорились создать в России совместный инжиниринговый центр, который займется разработкой новых перспективных дизельных двигателей. Кроме того, в г. Коломна планируется создать новое производство дизелей мощностью до 1000 ед. в год. Предприятие будет заниматься выпуском двигателей различного применения, в том числе железнодорожного и стационарного. Планируется также создать испытательную лабораторию и локализовать производство основных компонентов. Ожидается, что через пять лет после начала производства около 2/3 всех используемых для нового двигателя комплектующих будут поставляться российскими предприятиями, включая «Пензадизельмаш» и Коломенский завод, входящие в состав «Трансмашхолдинга». Начало производства запланировано на 2013 г.

По мнению Председателя Совета директоров «Трансмашхолдинга» А. Бокарева, совместная работа с MTU по разработке новых дизельных двигателей создает отличные предпосылки для развития в России дизелестроения.

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ ЗАВЕРШЕНЫ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ НОВОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ 11Д42

На Коломенском заводе завершились межведомственные испытания (МВИ) опытного дизеля 11Д42, разработанного и изготовленного по заказу ЦКБ «Айсберг» для корабля специального назначения проекта 18280 ВМФ России.

МВИ подтвердили соответствие эксплуатационных характеристик 11Д42 требованиям технического задания заказчика. Межведомственные испытания 11Д42 завершены с положительными результатами, что подтверждено решением межведомственной комиссии. Двигатель рекомендован к серийному производству. Коломенский завод на протяжении многих лет является поставщиком двигателей для отечественных судостроителей, однако до настоящего времени предприятие работает только в секторе военного кораблестроения. Дальнейшее развитие технических решений, которые внедрены на дизеле 11Д42, позволит диверсифицировать свое предложение на российском судостроительном рынке».

Восьмицилиндровый дизель 11Д42 размерности 30/38 мощностью 2000 кВт входит в состав дизель-редукторного агрегата 5ДРА. Главная энергетическая установка корабля проекта 18280 состоит из двух дизель-редукторных агрегатов 5ДРА и предназначена для работы на винт регулируемого шага. Дизель 11Д42 создан на базе конструкции типоразмерного ряда 30/38. Проектирование двигателя осуществлено в короткие сроки благодаря применению параллельно-последовательных методов проектирования с использованием системы автоматизированного проектирования».

Строительство корабля проекта 18280 ведет ОАО «Судостроительный завод "Северная верфь"». В состав 5ДРА также входят редуктор производства ОАО «Звезда», электронная цифровая система управления производства НПО «Аврора». Кроме того, установка имеет интерактивные средства диагностики, технического руководства, обучения и тренинга личного состава корабля.

В настоящее время завершается строительство и подготовка специального стенда для испытаний 5ДРА.