

Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана

**Сборник научных трудов по
проблемам двигателестроения,
посвященный 175-летию
МГТУ им. Н.Э. Баумана**

Москва
2005

УДК 621.43
ББК 31.365

Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 276 с.

Сборник сформирован на базе наиболее успешных докладов по проблемам двигателестроения, прозвучавших на Международном симпозиуме “Образование через науку” проводившейся 17-19 мая 2005 г. в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана. Статьи посвящены исследованиям в области теории двигателей, рабочих процессов, их конструированию и эксплуатации, газовой динамики, наддуву, топливной аппаратуры и управления, двигателям специальных конструкций и на альтернативных топливах. В сборник собраны 51 докладов по актуальным темам двигателестроения.

Материалы сборника адресованы специалистам в области проектирования, исследования и эксплуатации поршневых и комбинированных двигателей, студентам и аспирантам.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Иващенко Н.А., Рогов В.С. Научные и педагогические школы ДВС МГТУ им. Н.Э. Баумана	7
Тиняков А.Н. Масла для современных тепловозных дизелей	14
Бойченко С.Н. Нормирование признаков спектральной матрицы вибрации машин периодического действия	22
Костюков А.В. Формирование вектора независимых диагностических признаков технического состояния роторных агрегатов	26
Костюков В.Н., Науменко А.П. Практика виброакустической диагностики поршневых машин	30
Костюков В.Н., Тарасов Е.В. Мониторинг усталостного разрушения подшипников	36
Васильев А.В., Дейниченко Е.Д., Попов Д.В. Повышение износостойкости сопряжения кулачок-толкатель механизма газораспределения ДВС на основе численного синтеза закона движения толкателя	39
Захаров Е.А., Злотин Г.Н., Иванов Ю.В. Влияние локального расслоения топливовоздушной смеси на токсические характеристики бензинового двигателя	46
Еськов А.В., Матиевский Д.Д., Свистула А.Е. Измерение скорости потока распыленного топлива времяпролетным методом	49
Олисевиц О.В. Современные системы топливоподачи транспортных дизелей	54
Марков В.А., Мальчук В.И., Сиротин Е.А. Влияние конструкции нагнетательного клапана на показатели дизеля	58
Девянин С.Н., Марков В.А., Коршунов Д.А. Использование смесевых биотоплив в дизелях	63
Кузнецов А.Г., Марков В.А., Шатров В.И., Афанасьев В.Н., Смирнов А.Б. Многорежимный динамический корректор подачи топлива на основе искусственных нейронных сетей	68
Хрящев Ю.Е., Скурыгин Е.Ф., Тихомиров М.В. Анализ устойчивости цифровых регуляторов частоты вращения автомобильного дизеля	74
Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Азбель А.Б., Аникин С.А.	78
Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. Расчет коленчатого вала	85

на прочность по неразрезной схеме	90
Шатров М.Г. Проблемы формирования единого информационного пространства ПДВС	96
Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Жердев А.А., Рогов В.С., Калинин Д.Н., Борисенко Н.Е. Применение смесей диметилового эфира и дизельного топлива в качестве альтернативного топлива для дизельного автотранспорта	102
Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В., Габбасов А.В., Ильин В.А. Исследование опытной системы топливоподачи тракторного дизеля	110
Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Потапов А.И. Миронычев М.А., Павельев В.Н., Ильичев А.Г. Разработка специализированного ТНВД для системы Common Rail	113
Лашко В.А. Проблемы создания адаптивных двигателей внутреннего сгорания	118
Лобов Н.В. Совершенствование потребительских свойств двухтактных двигателей внутреннего сгорания при использовании трехмерных газодинамических моделей	123
Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н. О рациональном описании гидрогазодинамических систем ДВС	128
Марченко А.П., Парсаданов И.В. Развитие исследований сгорания в дизелях.	133
Грехов Л.В., Кулешов А.С. Расчетное формирование оптимальных законов управления для программ электронных систем управления дизелями	138
Козлов А.В. Оценка показателей силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле	143
Толшин В.И. Упрощенный метод оценки оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей при эксплуатации	152
Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Марусланов А.Е. Влияние упрочняющей обкатки галтелей роликами на их усталостную прочность	156
Голубков Л.Н., Корнилов Г.С., Грачев А.Ю. Проблемы применения диметилового эфира в качестве топлива для автомобильных дизелей	160
Шибанов А.В., Савченков Д.А., Гайворонский А.И. Сравнительный анализ влияния формы камеры сгорания газового двигателя с применением трехмерной модели	164

Иващенко Н.А. Перспективные силовые установки с двигателями внутреннего сгорания	171
Гоц А.Н., Эфрос В.В. Вероятностный метод расчета долговечности коленчатого вала	180
Павлов Д.А., Бортников Л.Н., Афанасьев А.Н., Русаков М.М., Тимчук В.А., Лукашев В. Е. Токсичность автомобиля ВАЗ-21102 при добавке водорода на режимах пуска и прогрева	185
Гаврилов В.В., Машенко В.Ю. Математическое моделирование топливоподачи и локальных внутрицилиндровых процессов в дизеле с объемным смесеобразованием	187
Петриченко М.Р. Экстремальные задачи гидравлики неизотермических потоков в системах охлаждения ДВС	191
Шатров М.Г. Стратегия и тактика решения задач снижения шума ДВС в составе автомобиля	196
Толшин В.И., Амбросов Д.Б. Упрощенный метод контроля окислов азота в выпускных газах судовых дизелей в условиях эксплуатации	202
Злотин Г.Н., Морщихин Е.Б., Федянов Е.А., Ярыгин К.Е. Пути повышения топливной экономичности и экологичности роторно-поршневого двигателя Ванкеля	205
Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю. Расходные характеристики топливной аппаратуры дизелей как инструментарий для исследования межцикловой нестабильности процессов топливоподачи на долевых режимах работы	212
Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю. Особенности рабочего процесса дизеля и топливной аппаратуры при работе на водотопливной эмульсии	217
Шаров Г.И., Ерохин И.А., Осипенко Ю.В., Никитин С.П. Применение системы энергосбережения в поршневых ДВС	223
Драган Ю.Е., Рахметуллаев М.Н. Результаты исследования параметров электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем дизелей	228
Грехов Л.В., Потапов А.И. Топливный насос высокого давления для системы COMMON – RAIL	233
Никишин В.Н. От обеспечения к управлению качеством машиностроительного предприятия на примере кривошипно-шатунного механизма автомобильного дизеля	237

Гиринович М.П., Звонов В.А., Иванов А.Г. Анализ факторов эксперимента, влияющих на точность расчетов NO при оценке адекватности двухзонной математической модели сгорания	241
Кавтарадзе Р. З., Цайлингер К., Цитцлер Г. Исследование задержки воспламенения в дизелях при использовании перспективных и традиционных топлив	247
Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. Улучшение экологических характеристик быстроходного дизеля путем двукратного впрыскивания топлива	252
Гайворонский А.И., Лапушкин Н.А., Савенков А.М. Использование диметилового эфира для воспламенения рабочей метановоздушной смеси в цилиндре газодизельного двигателя транспортного назначения	256
Гришин Ю.А. Численное решение задач газовой динамики в ДВС	262
Обозов А.А. Типовой алгоритм диагностирования для судовых малооборотных дизелей производства ЗАО УК "БМЗ"	267

НАУЧНЫЕ И ПЕДАГОГИЧЕСКИЕ ШКОЛЫ ДВС МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

Иващенко Н.А., Рогов В.С.

*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
г. Москва*

По инициативе выдающегося теплотехника профессора Императорского Московского технического училища (ИМТУ) Василия Игнатьевича Гриневецкого в 1906-1907 учебном году в Механической лаборатории ИМТУ были созданы первые экспериментальные установки с двигателями внутреннего сгорания и начато исследование рабочих процессов этих машин. Экспериментальный материал, накопленный в промышленности и лаборатории ИМТУ, позволил В.И.Гриневецкому уже в 1907г. выпустить первый в мировой литературе научный труд, посвященный теории рабочих процессов ДВС - "Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания". В том же году Гриневецкий начал читать курс "Двигатели внутреннего сгорания" и организовал учебную лабораторию ДВС.

К исследовательским и учебным работам Гриневецкий привлек молодых научных работников воспитанников ИМТУ Евгения Карловича Мазинга и Николая Романовича Брилинга, положивших начало созданию Московской школы двигателистов.

В.И. Гриневецкий поручил Н.Р. Брилингу с 1909 г. чтение обязательного для всех студентов курса лекций по двигателям внутреннего сгорания. Специальный курс «Двигатели внутреннего сгорания» продолжал читать В.И. Гриневецкий.

Е.К.Мазинг руководил испытаниями промышленных установок, проводившимися силами студентов-двигателистов, участвовал в создании предложенного Гриневецким двигателя двойного сжатия и расширения, построенного на Путиловском заводе в 1911г. и возглавил обширные исследования газовых двигателей и газогенераторов, определивших на долгие годы одно из направлений научной работы кафедры.

Н.Р. Брилинг начал первые отечественные исследовательские работы в области автомобильных карбюраторных двигателей в организованной им автомобильной лаборатории, позволившие ему разработать теорию рабочего процесса карбюраторных двигателей.

Среди учеников Н.Р. Брилинга могут быть названы академики В.Я. Климов, А.А. Микулин, Б.С. Стечкин, Е.А. Чудаков, генеральные конструкторы авиационных двигателей А.Д. Швецов, В.А. Добрынин.

В период перестройки высшей школы (1917-1934 гг.) в результате реорганизации МВТУ на базе выделенных лабораторий и подразделений были созданы самостоятельные ВУЗы и ряд научно-исследовательских ин-

ституты. Так, на базе лабораторий МТУ были созданы ЦАГИ (1920), ВТИ (1920), НАМИ (1921).

В этот период кафедра подготовила ряд крупнейших специалистов в области двигателестроения - педагогов и ученых, среди которых можно назвать Н.В. Иноземцева, Г.Г. Калиша, А.В. Квасникова, А.С. Орлина, Б.Г. Либровича, В.А. Петрова, а также организаторов и руководителей отечественного машиностроения и государственных деятелей А.Ф. Махарадзе, В.А. Малышева (нарком танковой промышленности, министр среднего машиностроения, министр судостроительной промышленности, министр транспортного и тяжелого машиностроения, заместитель Председателя Совета Министров СССР), С.А. Степанова (министр сельскохозяйственной промышленности), П.М. Зернова (заместитель наркома танковой промышленности, директор Арзамас-16).

В годы первых пятилеток кафедра под руководством Е.К. Мазинга участвовала в решении проблем зарождающегося тепловозостроения. Тематика научно-исследовательских работ этого периода в основном была связана с проблемой расширения ресурсов жидкого топлива, исследования тяжелых топлив, с изучением процессов смесеобразования и сгорания в дизелях (проф. Д.Н. Вырубов), с разработкой методов расчета разделенных камер сгорания (проф. Г.Г. Калиш, проф. Б.Г. Либрович), теории расчета процессов топливоподачи и регулирования (проф. Г.Г. Калиш, проф. И.В. Астахов), решением проблем газообмена в двигателях (Г.Г. Калиш, С.И. Алексеев, А.С. Орлин, М.С. Ховах). Кроме того, был проведен ряд исследований по замене жидкого топлива газообразным (Е.К. Мазинг, С.Е. Лебедев, Н.А. Кутырин).

В 1934 - 1935 гг. группа дипломников под руководством Г.Г. Калиша разработала по заданию Горьковского автозавода проект автомобильного дизеля. Опытный образец этого двигателя был одним из первых отечественных автомобильных дизелей.

Г.Г. Калиш своими трудами в области топливоподачи и регулирования заложил основы научных школ в области автоматического регулирования и топливоподачи в двигателях.

За создание отечественного тракторного дизеля Г.Г. Калишу присуждена Сталинская премия.

В этот период были защищены докторские диссертации А.С. Орлиным (1937 г.), Б.Г. Либровичем (1939 г.) и Д.Н. Вырубовым (1940 г.).

А.С. Орлин создал в МВТУ две научные школы – школу прочности деталей ДВС и школу нестационарного газообмена в двухтактных двигателях. Первые научные работы А.С. Орлин выполнил и опубликовал в 1928-1929 г.г. Они касались вопросов прочности (главным образом прочности коленчатых валов и кривых брусьев), а также газообмена двухтактных двигателей внутреннего сгорания.

А.С. Орлин остался верен себе и в дальнейшем, продолжая исследовательскую работу в двух основных направлениях: прочности узлов и деталей машин и рабочих процессов в двигателях. В частности, им предложен новый способ расчета кривых брусьев большой кривизны с сечением произвольной формы, совместно с А.А. Микулиным выполнено исследование по установлению рациональной формы щек коленчатых валов легких двигателей.

Эти работы сыграли большую роль в обеспечении расчетов на прочность и жесткость при создании конструкций новых авиационных двигателей.

Кроме того, А.С. Орлин предложил уточненный способ расчета шатунных шеек коленчатых валов двигателей с малыми расстояниями между осями цилиндров, расчет пространственных статически неопределяемых рам с использованием теоремы о трех моментах, расчет стержней шатунов быстроходных двигателей, уточнил расчет коленчатых валов и других деталей двигателей.

В области газообмена в двухтактных двигателях в конце двадцатых и начале тридцатых годов А.С. Орлин предложил способ расчета газообмена, учитывающий изменение объема цилиндра в процессе свободного выпуска, вошедший в практику расчета указанной фазы процесса и признанный не только у нас, но и за рубежом.

Наиболее важные результаты, полученные А.С. Орлиным в 1936 – 1937 гг., относятся к введению им в расчет учета влияния неустановившегося процесса течения газов в системах впуска и выпуска ДВС.

Позже А.С. Орлин дополнил расчет учетом влияния неустановившегося процесса, проверенное экспериментально на ряде двигателей.

Он подготовил большое число инженеров, многие из которых стали крупными учеными, выдающимися конструкторами и организаторами производства, заслуженными профессорами, создавшими свои направления и научные школы. Андрей Сергеевич по праву гордился своими учениками – академиком В.П. Барминым, академиком Г.И. Грановским, профессорами А.В. Потаповым, В.А. Ильинским, М.Г. Кругловым, С.Г. Рогановым, Н.Т. Романенко, Н.Д. Чайновым, В.М. Фоминым, Н.П. Козловым.

Во время эвакуации МВТУ в Ижевск в 1941 -1943 гг. кафедра выполняла разработки проектов газогенераторных установок для перевода двигателей жидкого топлива на газ, получаемый путем сжигания древесины в газогенераторе, установленном на транспортном средстве. В этой работе участвовал весь коллектив кафедры (проф. Е.К. Мазинг, проф. Д.Н. Вырубов, доц. С.Е. Лебедев, проф. Г.Г. Калиш, доц. Н.А. Кутырин, доц. М.С. Ховах).

В период 1933-1948 гг. на кафедре ДВС Д.Н. Вырубовым выполнялись глубокие исследования по изучению влияния физикохимических свойств топлива на показатели работы двигателей, изучение процессов

смесеобразования и сгорания в дизелях, исследование процессов теплопередачи и испарения капель. Обобщение результатов многолетних работ в этой области теории двигателей позволили проф. Д.Н. Вырубову создать совершенную теорию смесеобразования и сгорания в дизелях и создать новое научное направление и школу смесеобразования и сгорания в дизелях.

Результаты этих исследований, опубликованные в 1939 г., оказались весьма актуальными не только для двигателестроения, но и особенно для реактивных двигателей, над созданием которых в то время разворачивались работы. Уже в 1942 г. эти результаты цитировались в известной монографии по теплопередаче Мак Адамса (США), а в дальнейшем использовались в ряде работ отечественных ученых и в зарубежной литературе. Работы Д.Н. Вырубова в области испарения топлив, смесеобразования и сгорания являются наиболее крупными среди работ, проводимых в этой области, и создали новое научное направление и школу смесеобразования и сгорания в двигателях.

В 1946 - 1948 годы под руководством проф. Д.Н. Вырубова на кафедре было начато создание экспериментальных стендов для новой специальности - " Двигатели летательных аппаратов", составившие основу учебной и научной лаборатории созданной в 1948 году кафедры ракетных двигателей. Первые выпуски этой кафедры были подготовлены с участием кафедры ДВС.

В этот же период начато исследование проблем повышения мощности двигателей путем наддува, вопросов выбора оптимальных схем комбинированных двигателей (проф. Б.Г. Либрович, проф. И.Н. Нигматулин, проф. М.М. Чурсин). На базе выполненных обширных исследований в этом направлении в 1955 г. защищена докторская диссертация И.Н. Нигматулиным и в 1958 г. М.М. Чурсиным.

В лаборатории кафедры двигателей боевых машин выполнялись работы по специальной тематике, направленные на совершенствование двигателей для транспортной техники, позволившие решить ряд принципиально важных вопросов создания мощных быстроходных двигателей.

Проблемы кинематики и динамики двигателей, уравнивания и крутильных колебаний их коленчатых валов, а также расчетов на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма разрабатывались Ф.Ф. Симаковым, защитившим докторскую диссертацию в 1959 году.

В 1958-1959 гг. на кафедре под руководством Н.В. Пульманова проведен цикл работ по созданию свободно - поршневых генераторов газа. Созданы опытные образцы и разработаны теория, метод проектирования и расчета этих машин, опубликованы монографии по рассматриваемым вопросам.

В 1962-1963 годах в недрах кафедры была организована подготовка по новой специальности - " Электрореактивные двигатели" и на базе ка-

федры ДВС в 1963 году была создана кафедра Э-8. В создании новой кафедры самое активное участие принял профессор Д.Н. Вырубов.

Видное место в работах кафедры в этот период занимали работы по развитию теории и систем автоматического регулирования двигателей, выполненные учеником Г.Г. Калиша В.И. Крутовым, защитившим на базе выполненных работ докторскую диссертацию в 1962 году.

Плодом обобщения работ этого цикла явились 10 монографий и учебников по автоматическому регулированию ДВС, в которых В.И. Крутов изложил результаты многолетней работы по теоретическим и экспериментальным исследованиям статических и динамических свойств регуляторов ДВС.

В это же время на кафедре были начаты исследования по применению свободного и связанного водорода в качестве топлива для двигателей (доценты О.Б. Леонов и В.П. Алексеев).

Эти работы положили начало и создали теоретическую основу для решения проблем использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания, проблем, актуальность которых в настоящее время еще более возросла.

Направления научно-исследовательских работ кафедры и проблемной лаборатории этого периода определялось тенденциями развития двигателестроения: форсирование рабочего процесса наддувом, связанные с этим проблемы газообмена, смесеобразования и сгорания, тепловая и механическая напряженность деталей двигателей, повышение эффективности работы на неустановившихся и переходных процессах установок с двигателями внутреннего сгорания.

По результатам работ, выполненных в рассматриваемый период, подготовлены и защищены докторские диссертации М.Г. Кругловым (1963 г.), С.Г. Рогановым (1965 г.), Н.Д. Чайновым (1976 г.).

Большой вклад в развитие теории двигателей внутреннего сгорания внесли работы, выполненные в это время профессором М.Г. Кругловым. Его работы по термодинамике двигателей внутреннего сгорания и нестационарной газовой динамике в системах воздухообеспечения ДВС открыли новое направление в теории ДВС и заложили научные основы школы нестационарной газовой динамики в двигателях, которая успешно развивается и ныне усилиями его учеников (Б.П. Рудой, В.А. Лашко, Ю.А. Гришин, А.А. Меднов, С.Р. Березин и др.).

В 1973 году под руководством проф. М.Г. Круглова впервые в России были развернуты работы по экспериментальному и теоретическому изучению двигателей с внешним подводом теплоты (доц. С.И. Ефимов, инженеры В.Ф. Воронин, А.Г. Шувалов, И.В. Дикопов) и начата подготовка специалистов по разработке и исследованию этих перспективных двигателей.

В это же время под руководством проф. М.Г. Круглова и доц. Н.А. Иващенко разворачиваются широкие работы по созданию методов математического моделирования процессов в ДВС, алгоритмов и пакетов программ для САПР ДВС и автоматизированных систем испытания двигателей внутреннего сгорания и двигателей с внешним подводом теплоты.

В результате выполненных работ созданы уникальные программные комплексы по моделированию процессов в системах и цилиндрах двигателей (Н.А. Иващенко, В.И. Ивин, А.С. Кулешов, Н.В. Петрухин), моделированию теплового и напряженно-деформированного состояния систем сопряженных деталей двигателей на основе методов конечных и граничных элементов (Н.А. Иващенко, М.Н. Гаврилов, В.А. Светлов), моделирования нестационарных течений газа в полостях двигателей на основе метода крупных частиц (А.А. Меднов, Ю.А. Гришин, А.С. Кулешов, А.Н. Каримов), моделирования сложного локального нестационарного радиационно-конвективного теплообмена в цилиндрах ДВС (доц. Р.З. Кавтарадзе), созданы автоматизированные информационно-измерительные комплексы для испытания ДВС ДВПТ (А.В. Сячинов, А.И. Беляев).

На базе работ, выполненных в этот период, защитили докторские диссертации Р.З. Кавтарадзе (1991 г.) и Н.А. Иващенко (1993 г.).

В это же время для обеспечения решения проблемы уменьшения механических потерь в двигателях внутреннего сгорания доц. В.К. Чистяковым заложено новое направление научных исследований на кафедре в области трибологической отработки узлов трения в ДВС с целью снижения потерь на трение и увеличения ресурса работы ДВС, а в целях повышения эффективности энергоустановок различного назначения выполнены работы по созданию серии свободнопоршневых машин для газоперекачивающих агрегатов (с.н.с. В.П. Стрелков).

С 1993г. по 2005 г. кафедра продолжала работы по совершенствованию методов конструирования и расчета деталей и узлов ДВС (проф. Н.Д. Чайнов, доценты Краснокутский А.Н., Л.Л. Мягков), дальнейшему развитию методов моделирования процессов в двигателях внутреннего сгорания и его системах (профессора Н.А. Иващенко, М.Г. Круглов, Р.З. Кавтарадзе, Л.В. Грехов, Ю.А. Гришин, доценты В. И. Ивин, А.А. Меднов, А.С. Кулешов), разработкой экологически чистых рабочих процессов и топливной аппаратуры двигателей внутреннего сгорания, использующих альтернативные топлива (профессор Роганов С.Г., профессор Грехов Л.В.), созданием топливной аппаратуры и двигателей, работающих на твердых топливах (профессор Л.В. Грехов и доцент Ю.Л. Маслов).

По результатам комплексных исследований, выполненных в этот период, защитили докторские диссертации С.В. Путинцев (1998 г.), Л.В. Грехов (1999 г.), и Ю.А. Гришин (2001 г.).

Сотрудниками кафедры за этот период изданы четыре учебника с грифом Минобразования, 6 учебных пособий с грифами Минобразования и

УМО, а также 4 монографии, в которых нашли отражения выполненные кафедрой работы по совершенствованию конструкции деталей ДВС (проф. Н.Д. Чайнов), нестационарному теплообмену в цилиндрах ДВС (проф. Р.З. Кавтарадзе), разработке и исследованию топливной аппаратуры для подачи угольных суспензий в цилиндры дизелей, организации малотоксичных процессов двигателей, работающих на дизельном топливе с добавками водородосодержащих газов и диметилового эфира (профессора Н.А. Иващенко и Л.В. Грехов), компьютерной оптимизации процессов сгорания и воздухообмена (доц. А.С. Кулешов, проф. Ю.А. Гришин), трибологическому конструированию цилиндрико-поршневой группы (проф. С.В. Путинцев), разработке перспективных систем топливоподачи двигателей внутреннего сгорания (профессор Л.В. Грехов).

За 98 лет существования научная школа ДВС МГТУ им. Н.Э. Баумана подготовила свыше 250 кандидатов технических наук, 44 доктора технических наук, 10 лауреатов Государственных премий, 11 заслуженных деятелей науки и техники РСФСР, 6 академиков и членов-корреспондентов АН СССР, свыше 3000 высококвалифицированных инженеров, многие из которых стали главными конструкторами и руководителями двигателестроительных предприятий и отраслевых институтов (Г.Л. Васильев, В.А. Рыжов, М. Мирза-Ахмедов, В.П. Сиволап, В.В. Эфрос, Г.Г. Гогольский, Ю.М. Дзенис, В.В. Курманов, С.В. Руссинковский, Е.Г. Пономарев, С.В. Назаркин, Ю.М. Дзенис, С.В. Шипицын, И.А. Ночвин и др.), государственными деятелями (В.А. Малышев, С.А. Степанов, А.Ф. Махарадзе, П.М. Зернов, М.Г. Круглов, Н.П. Козлов).

Руководили и руководят кафедрами «Двигатели внутреннего сгорания» в университетах России и стран СНГ питомцы МГТУ им. Н.Э. Баумана доктор наук, профессора Н.Р. Брилинг, М.С. Ховах (МАДИ), В.В. Эфрос (Владимирский ГУ), Б.П. Рудой (Уфимский ГТУ), Н.Н. Патрахальцев (РУДН), В.А. Лашко (Хабаровский ГТУ), А.А. Васильев (Волгоградский ГТУ), Я.А. Егоров (Украина), В.Г. Заренбин (Украина), А.З. Апциаури (Грузия).

Силами преподавателей и научных сотрудников кафедры изданы уникальные многотомные учебники по ДВС, выдержавшие несколько изданий, написаны 36 монографий и сборников научных трудов, опубликовано свыше 2500 статей в научно-технических журналах, организовано и проведено 10 всероссийских и международных научно-технических конференций.

МАСЛА ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Тиняков А.Н.

ООО «Московский филиал Лубризол Гез.м.б.х», г. Москва

Объём потребляемых моторных масел железными дорогами России весьма значителен - более 200.000 тонн, что составляет 8-10% общего потребления всех типов масел в Российской Федерации. В связи с этим проблема увеличения срока смены масла представляется весьма актуальной. Техническими службами МПС периодически поднимается вопрос об увеличении срока службы масла до 100.000 км пробега в тепловозах, оснащённых современными четырёхтактными тепловозными дизелями типа Д49 производства ОАО «Коломенский завод», имеющих высокий уровень форсирования по наддуву и относительно низкий расход масла на угар. В данной статье делается попытка анализа возможности достижения поставленной задачи и путей её решения.

Парк тепловозных дизелей и их основные параметры Россия

Суммарное количество дизелей магистральных грузовых и тепловозных дизелей в АО «Российские железные дороги» составляет около 19.000 штук - по количеству секций тепловозов. В производстве сейчас находятся только четырёхтактные дизели серии Д49 ОАО «Коломенский завод» в 16 и 12 цилиндровом исполнении, их доля в тепловозном парке постоянно растёт. Имеется также информация о поступлении единичных экземпляров двухтактных дизелей 10Д100 производства Харьковского завода им. Малышева для замены аналогичных дизелей, выработавших ресурс. Распределение парка по типу тепловозных дизелей представлено на рис.1.

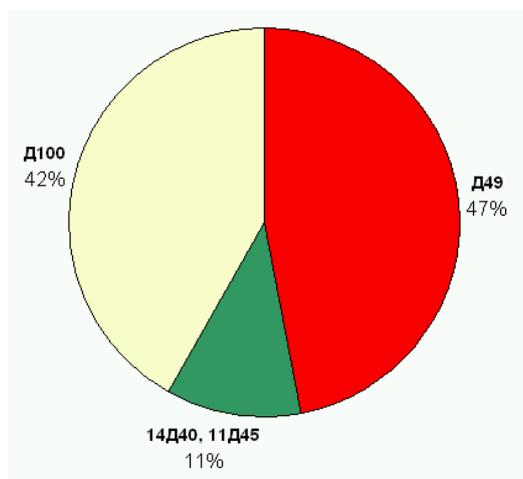


Рис.1. Парк магистральных тепловозов России, количество и тип дизелей.
4-х тактные – 47%; 2-х тактные – 53%.

Одним из наиболее важных параметров технического уровня дизелей является среднее эффективное давление – P_{me} . По этому параметру Коломенские дизели типа Д49 (P_{me} до 2,1МПа) находятся на уровне лучших зарубежных аналогов. У двухтактных тепловозных дизелей значение среднего эффективного давления значительно ниже – не более 1,2 МПа. Четырёхтактные дизели имеют меньшие удельные расходы топлива и масла на угар по сравнению с двухтактными, для дизелей Д49 последних модификаций эти показатели составляют 185 г/(кВт· час) и 0,6-0,8 г/(кВт· час) соответственно [1]. Относительный расход масла на угар в дизелях Д49 составляет 0,32% от расхода топлива [2]. В последнее время среди дизелей средней быстроходности условно выделена специальная группа дизелей с очень низким расходом масла на угар, в эту группу включены дизели с расходом масла на угар 0,1- 0,3 г/(кВт· час), при том, что типичные значения в современных дизелях средней быстроходности составляют 0,15-0,65 г/(кВт· час), а в дизелях устаревших конструкций – 0,5-1,5 г/(кВт· час) [3]. Современные Коломенские дизели Д49 по расходу масла на угар относятся ко второй группе. Хорошо известно, что чем ниже расход масла на угар, тем более высокие требования предъявляются к маслу.

Сочетание вышеперечисленных факторов, а также то, что двухтактные тепловозные дизели не получили дальнейшего развития в России, определяют тот факт, что все новые тепловозные масла должны разрабатываться применительно к особенностям дизелей типа Д49. Такие требования были разработаны Коломенским заводом, и в основном они соответствуют показателям тепловозных масел 4 поколения.

Северная Америка

Общее количество секций локомотивов в США составляет свыше 20.000 штук, в остальных североамериканских странах (Мексика, Канада) насчитывается ещё примерно 17.000 локомотивов. На этом рынке доминируют General Motors Electro-Motive Division (E.M.D) с двухтактными дизелями, в основном серии 645 – примерно 75% рынка и General Electric с четырёхтактными дизелями 7FDL – примерно 25% рынка. В Канаде некоторую часть рынка занимают дизели фирмы Alco. Имеет место тенденция снижения количества тепловозов при одновременном увеличении мощности дизеля в секции до 6000 л.с. Дизели такой мощности разработаны как фирмой General Electric, так и E.M.D, причём дизели обеих компаний четырёхтактные.

Западная Европа

Парк дизельных локомотивов составляет примерно 22.500 единиц, оснащенных дизелями от 21 производителя техники, в основном европейских. В Великобритании имеется значительное количество дизелей E.M.D..

Тепловозные масла - основные принципы

Масла для тепловозных дизелей, как правило, по уровню эксплуатационных свойств не превышают уровня CD, CF-4 по API (если это четырёхтактные дизели). Существует классификация, разделяющая тепловозные масла на поколения (Табл.1).

Таблица 1. Поколения тепловозных масел

Покол.	Год	TBN	Требования эксплуатации	Особенности рецептур
I	1958	5		
II	1964	7	Увеличенный срок службы фильтра	Применение первых дисперсантов
	1969	7	Улучшенная защита от пригорания колец (GE)	Улучшенные детергентные свойства
III	1970	10	Увеличенный запас нейтрализующих свойств	Более высокая щёлочность
	1975		Улучшенный контроль за нерастворимыми продуктами	Более высокие диспергирующие свойства
IV	1976	13	Дальнейшее улучшение нейтрализующих свойств и контроля за нерастворимыми продуктами	Увеличенные щелочность и диспергирующие свойства
V	1989	13	Улучшенные антиокислительные свойства	Более эффективные антиокислительные присадки и усиленные диспергирующие свойства

Ведущую роль в разработке спецификаций на тепловозные масла играют компании General Motors E.M.D., General Electric и Ассоциация специалистов по обслуживанию локомотивов (Locomotive Maintenance Officers Association – L.M.O.A.). Именно они сформировали нынешние спецификации на тепловозные масла, которые существенно отличаются от масел для тяжёлых условий работы (SHPD и UHPD), применяемых в дизелях тяжёлых грузовиков, автобусов, внедорожной и военной технике.

Основные отличия – это **отсутствие цинка**, которое обеспечивается заменой антиоксидантов дитиофосфатного типа и значительно **более высокое щелочное число**, чем в обычных дизельных маслах. Отсутствие цинка объясняется наличием серебросодержащих подшипников верхней головки шатуна в дизелях E.M.D., которые подвержены коррозионному износу в присутствии цинка. В дизелях GE таких подшипников нет, но в целях унификации в них применяются те же масла. В дизелях E.M.D. последних выпусков серебросодержащие подшипники уже отсутствуют, однако масла, не содержащие цинк, продолжают применяться. Для Россий-

ского рынка применение масел, не содержащих цинк, не является актуальным.

Начиная с начала 70-х годов как тепловозные, так и дизельные масла SHPD и UHPD развивались в основном по пути улучшения их диспергирующих свойств за счёт применения всё более эффективных беззольных дисперсантов. В начале, при внедрении масел SHPD, это было связано с проблемой полировки цилиндра в наддувных дизелях и защитой дизеля от низкотемпературного шлама, сейчас это всё более связано с экологическими требованиями по сокращению выброса частиц, в основном состоящих из сажи. Всё больше сажи должно удерживаться в масле в мелкодисперсном виде, не коагулируя и не выпадая из него с образованием отложений на деталях. На рис. 2 показано увеличение способности масла по удержанию сажи в зависимости от уровня качества масла по классификации API. По этим же причинам применение дисперсантов увеличивает также срок смены фильтров. Образование и коагуляция низкотемпературных отложений в тепловозных дизелях усугубляется особенностями режимов их работы, когда относительное время работы на холостом ходу превышает 50%.

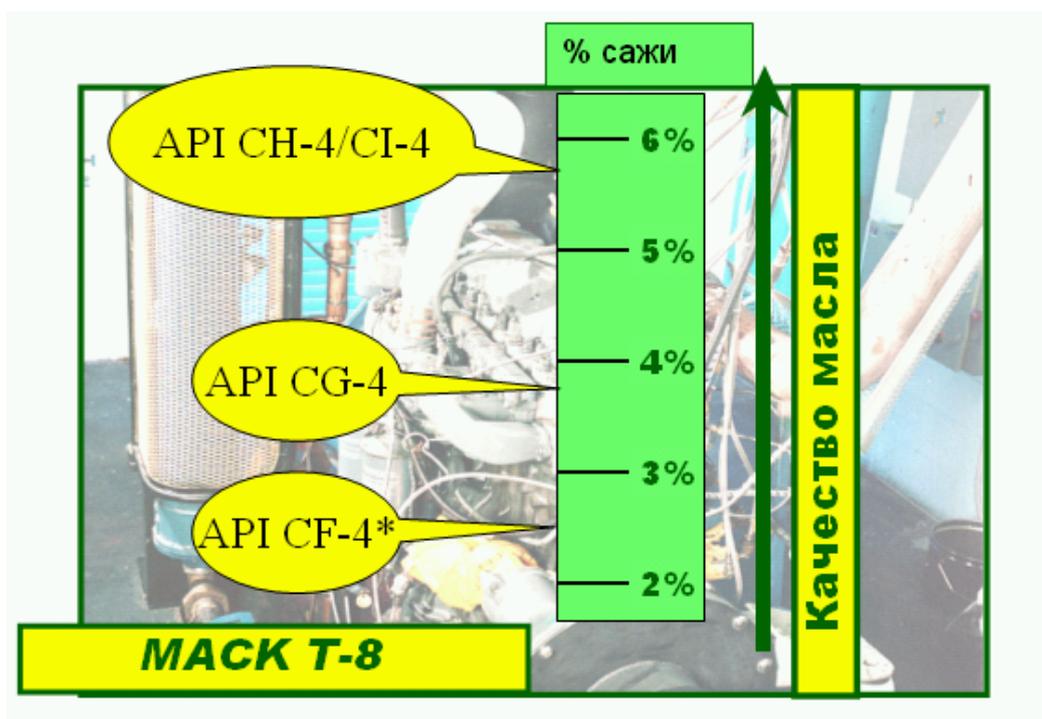


Рис.2. Улучшенная способность удержания сажи

В маслах с грамотно подобранной композицией дисперсантов скорость срабатывания щелочного числа значительно меньше, т.е. присут-

ствии дисперсантов проявляет себя как элемент, замедляющий снижение щелочного числа.

Когда мы говорим о резерве щелочного числа, следует иметь в виду не столько его высокий исходный уровень, который может быть легко обеспечен, сколько скорость срабатывания щелочного числа (TBN retention), и именно этот показатель позволяет увеличить срок смены масла.

Известны примеры и из отечественной практики, когда при использовании масел, имеющих более низкое исходное щелочное число, удавалось сохранить его более высокий уровень в конце испытания при лучшем состоянии двигателя, чем при использовании масел с более высоким исходным щелочным числом, как это было, например, при испытаниях на карьерных самосвалах в Нюренгри, проведённых НАМИ в 1990-1992 годах, и при испытаниях тепловозов в России в 1996 году и Латвии в 1992 году. Во всех перечисленных случаях применялись масла с пакетами, содержащими большое количество дисперсантов: Уфалуб ХД Экстра SAE 15W-40 CF-4/SG и SAE 40 CD Loc соответственно. Дисперсанты вносят относительно небольшой вклад в общее щелочное число масла, и практически не определяются по Российскому ГОСТу 11362, поскольку, представляя собой азотсодержащие продукты, они полностью этим методом не оттитровываются. Полный запас нейтрализующих свойств масла можно определить по методу ASTM D 2896, а наличие дисперсантов – по содержанию азота в масле и ИК-спектру.

Нужно отметить, что щелочное число в маслах IV-V поколений значительно выше (13 мгКОН/г и выше), чем в маслах для автомобильных дизелей - где даже имеется тенденция снижения щелочного числа, - и в основном это объясняется высоким содержанием серы в топливе для локомотивов - 0,5% и выше. Тенденция понижения серы в дизельных топливах не имеет такого ярко выраженного характера, как в автомобильных топливах. Европейский стандарт EN 590, ограничивающий содержание серы в топливе уровнем 350 ppm, не распространяется на топлива для тепловозов и внедорожной техники, не говоря уже о более жёстких национальных стандартах, которые требуют к 2007 году практически нулевого уровня серы. Однако требования по сере будут ужесточаться и по отношению к топливам для железных дорог.

К сожалению, в России всё ещё преобладает такой стиль в создании композиций присадок и пакетов для дизельных масел, когда дисперсанты в маслах отсутствуют вообще. Такой подход характерен и для тепловозных масел. Тепловозные масла, выпускаемые Российской промышленностью: М-14В2, М-14Г2цс, М-14ДР, по-видимому, можно отнести к маслам II поколения, поскольку они не содержат в своём составе дисперсантов (Табл.2).

Таблица 2. Отечественные масла для тепловозных дизелей

Основные показатели масла	Масла для тепловозных дизелей						
	M14B ₂	M14Г ₂	M14Г ₂ ЦС	CCLOC	CDLOC	M14ДР	M14Д2
Класс вязкости	40	40	40	40	40	40	40
Категория по API	CB	CC	CD	CC	CD	CD	CD+
Кин. вязк. при 100°С, мм ² /с	14	14	14	14	14	14	14
Темп. вспышки, °С	210	220	220	215	215	215	220
Темп. застывания, °С	-12	-12	-10	-12	-12	-10	-12
Щелочное число, мг КОН/г	4.8	7.0	9.0	4.8	6.6	10	13
Зольность сульф., %	1.2	1.3	1.5	1.2	1.2	1.85	2.0
Элементный состав, %							
Кальций	0.23	0.23	0.28	0.12	0.19	0.04	0.45
Барий	-	-	-	-	-	-	-
Цинк	0.045	0.045	0.045	0.07	0.085	0.09	0.1
Фосфор	0.040	0.040	0.040	0.049	0.066	0.08	0.1
Азот	-	-	-	0.03	0.045	-	-

Как видно из таблицы, требования по включению в рецептуру дисперсантов не заложены и в показатели масла М-14-Д2, часто называемого маслом IV поколения. Если мы говорим о создании отечественного тепловозного масла IV поколения, мы должны помнить о том, что такое масло обязательно должно содержать дисперсанты. Можно утверждать, что решение задачи по увеличению срока смены масел в тепловозных дизелях до 100.000 км с использованием рецептур присадок, не содержащих дисперсантов, практически невозможно.

В качестве дополнительной иллюстрации приведём основные требования и причины, которые вызвали появление в Северной Америке тепловозного масла V поколения:

- Рост вязкости до смены масла не должен выходить за верхний предел вязкостного класса (Stay in grade)
- Сокращение расхода масла на угар за счёт внедрения загущенных масел
- Сокращение расхода масла на угар за счёт совершенствования конструкции дизеля – 0,2% от расхода топлива в дизелях GE
- Меньшая скорость срабатывания щелочного числа (TBN retention)
- Лучшее удержание сажи и больший срок службы фильтров
- Более длительное время поддержания дизеля в чистоте
- Повышенные рабочие температуры воды и масла

- Увеличенный ресурс дизеля и тепловоза

Выполнение этих требований создало необходимость значительного улучшения антиокислительных и диспергирующих свойств масла. Ужесточение требований к маслу в связи с уменьшением расхода масла на угар показано на рис. 3.

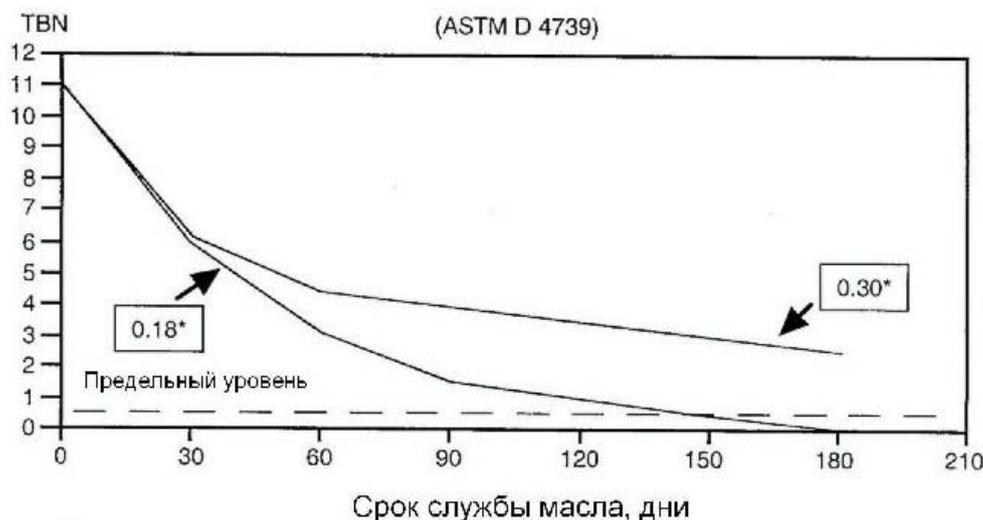


Рис.3. Изменение щелочного числа (TBN) при испытаниях масла V поколения. *Расход масла в % от расхода топлива.

Масло V поколения должно обеспечить службы не менее 6 месяцев при ежемесячном пробеге 10.000 миль/16.000 км и при эксплуатации на топливе с содержанием серы до 0,5%.

Для получения допуска масло должно пройти лабораторные испытания, стендовые испытания на дизелях и эксплуатационные испытания.

Стендовые испытания включают:

- 25-часовое испытание на коррозию подшипников в 2-х цилиндровом отсеке E.M.D. 2-567
- 480-часовое испытание на одноцилиндровом двигателе Cat 1-G2(1M) по оценке моющих и противоизносных свойств масла
- 750 часов на полноразмерном двигателе 7FDL

Эксплуатационные испытания проводятся на трёх тепловозах E.M.D. и трёх тепловозах GE при пробеге не менее 100.000 миль и при сроке смены масла 60.000 миль. Параметры масла в процессе испытаний не должны выходить за следующие пределы:

- Максимальный рост вязкости не более 30% от исходного
- Щелочное число по ASTM D 4739 не менее 1,0
- Нерастворимые в пентане не более 5%

Для сравнения приведём требования ОАО «Коломенский завод» и ОАО «Российские железные дороги» по предельным показателям состояния масла:

- **Кинематическая вязкость не более 16,5 сСт при 100° С**
- **Щелочное число по ГОСТ 11362 (сходен с ASTM D 4739) не менее 1,2**
- Водородный показатель рН не менее 5,0
- **Диспергирующая способность не менее 0,3**
- Температура вспышки не менее 175 ° С
- Кинематическая вязкость не менее 11,5 сСт при 100° С
- Оптическая загрязнённость не более 1200

Жирным шрифтом показаны наиболее важные показатели, характеризующие старение масла. При этом параллельное применение двух показателей: щелочного числа и водородного показателя, характеризующих один и тот же параметр – нейтрализующие свойства масла, вероятно, не совсем оправдано.

Большинство производителей тепловозных двигателей рекомендуют использовать масла классов вязкости SAE 40 (или 20W-40). Внедрение загущенных масел отстаёт от масел для дизелей тяжёлых грузовиков примерно на 15 лет. Пионерами в этой области являются Британские Железные Дороги, которые уже 20 лет используют масла класса вязкости SAE 15W-40. Применение загущенных масел позволяет получить экономию масла и топлива (примерно 1%).

ВЫВОДЫ

Для обеспечения срока смены масла 100 000 км пробега в современных четырёхтактных тепловозных дизелях типа Д49, имеющих низкий уровень масла на угар (до 0,6 г.кВт.час) и высокий уровень форсирования (P_{me} до 2,1МПа) необходимо применять масла, имеющие высокие нейтрализующие свойства (щелочное число не менее 13 мгКОН/г) и высокие диспергирующие свойства. С целью экономии топлива желательнее применять масла в загущенном исполнении. При разработке и испытаниях масел следует в большей степени использовать мировой опыт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ширяев В.М. Четырёхтактные двигатели семейства Д49 // Тяжелое машиностроение .- 2002. - N 9. - С.16-19.
2. Рыжов В.А. Перспективы развития высокофорсированных тепловозных дизелей Коломенского завода // Тяжелое машиностроение .- 2002. - N 9. - С.52-54.
3. Adrian Dunn, Peter J. Dowding. Lubrication of medium speed engines with very low lube consumption, problems and solutions // 24 th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, June 7-11, 2004, Kyoto, Japan.

НОРМИРОВАНИЕ ПРИЗНАКОВ СПЕКТРАЛЬНОЙ МАТРИЦЫ ВИБРАЦИИ МАШИН ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Бойченко С.Н.

Научно-производственный центр «ДИНАМИКА», г. Омск

В работе приведен статистический анализ распределений признаков спектральной матрицы вибрации машин периодического действия на примере центробежного насосного агрегата. Результаты работы использованы при построении автоматической экспертной системы (ЭС) диагностики и принятия решений по техническому состоянию.

Представление виброакустического сигнала в виде спектральной матрицы (СМ) периодических и случайных компонент используется для обеспечения свойства инвариантности ЭС принятия решения по техническому состоянию механического оборудования [1, 2].

Целью настоящей работы является исследование статистических свойств признаков СМ машины периодического действия на примере центробежного насосного агрегата и определение их пороговых значений для построения ЭС, работающей на их основе.

Исходными данными для исследования являлись временные реализации сигналов виброускорения, зафиксированные системой КОМПАКС за период 1993 – 2004 г.г. При формировании исходного массива сигналов временные реализации были подвергнуты процедуре исключения промахов, при которой из рассмотрения исключались сигналы неработающих агрегатов и сигналы с аппаратными ошибками (ограничение по амплитуде, отсутствие самоконтроля). Число исходных реализаций после исключения промахов – 15615.

Исходные временные реализации были разделены на 3 группы по мощности насосов: 1 группа – мощность до 50 кВт, 2 группа – мощность 50 - 200 кВт, 3 группа – мощность более 200 кВт. Также все исходные временные реализации были разделены на две группы по техническому состоянию агрегата: «ДОПУСТИМО» и «НЕДОПУСТИМО» согласно [3].

Для каждой группы сигналов был получен следующий набор признаков СМ:

- | | |
|----------|---|
| 1 - ALe | СКЗ виброускорения лопаточных гармоник; |
| 2 - AHe | СКЗ виброускорения шумовой компоненты; |
| 3 - VR1 | СКЗ виброскорости 1 оборотной гармоники; |
| 4 - VR23 | СКЗ виброскорости 2 и 3 оборотных гармоник; |
| 5 - We | СКЗ огибающей виброускорения; |
| 6 - WR23 | СКЗ 2 и 3 оборотной гармоники огибающей виброускорения; |
| 7 - WHe | СКЗ шумовой компоненты огибающей виброускорения. |

Сигнал огибающей виброускорения получен с использованием преобразования Гильберта исходного сигнала.

На рисунке 1 представлены статистические и теоретические функции распределения одного из признаков СМ (VR23) для различных групп мощности и различных состояний агрегата. Для состояния «ДОПУСТИМО» приведены обратные функции распределения.

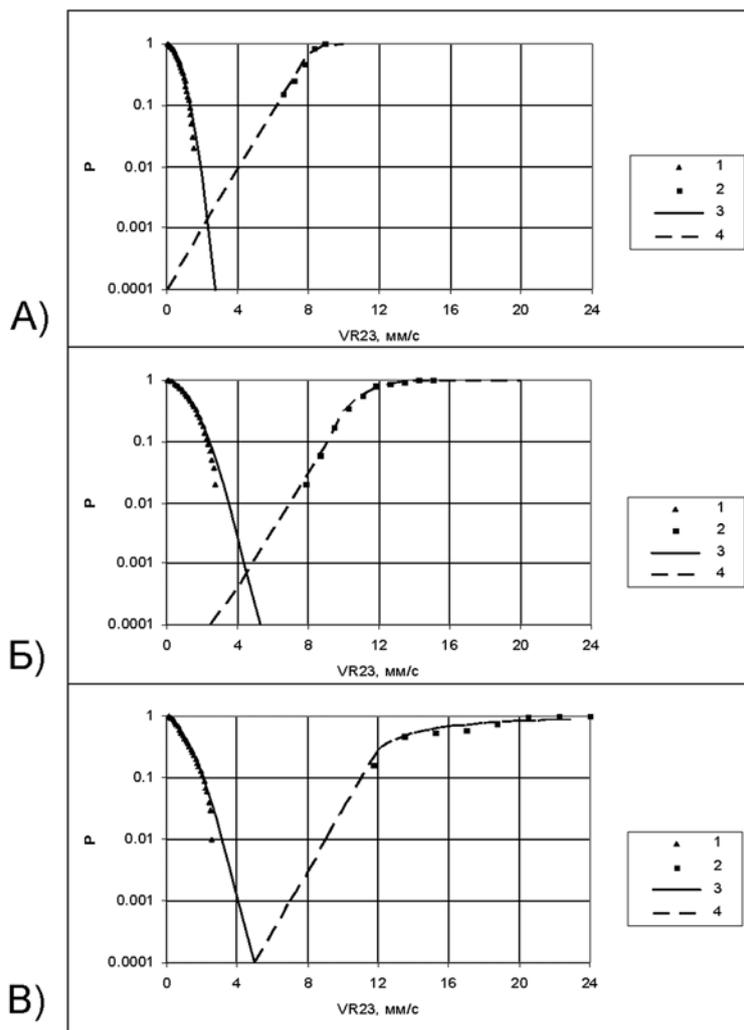


Рисунок 1. Статистические и теоретические функции распределения признака VR23 для различных групп мощности и состояния насосного агрегата.

- А) – насосы 1 группы, Б) – насосы 2 группы, С) – насосы 3 группы
- 1 – статистические распределения для состояния УДОВЛ.
- 2 - статистические распределения для состояния НДП
- 3 – теоретические распределения для состояния УДОВЛ.
- 4 - теоретические распределения для состояния НДП

Теоретические функции распределения построены с использованием аппроксимации функциями Вейбулла-Гнеденко:

$$P(x) = 1 - e^{-\left[\frac{x-x_0}{t}\right]^\alpha} \quad (1)$$

Из приведенных данных видно, что распределения значений признака для различных состояний агрегата практически не пересекаются (ошибка распознавания составляет 0.1 - 0.01%). При увеличении группы мощности насоса распределение признака для состояния «НЕДОПУСТИМО» сдвигается в сторону увеличения значений признака, а распределение признака в состоянии «ДОПУСТИМО» не изменяется.

Для проверки согласия статистических и теоретических распределений использовался критерий Колмогорова-Смирнова [4]. Для каждого признака СМ определялось значение критерия и соответствующее критическое значение. Гипотеза о согласии статистических и теоретических распределений принимается, если значение критерия меньше критического. Значения параметров распределений, а также результаты проверки по критерию согласия приведены в таблице 1.

Для определения пороговых значений признаков, соответствующих границам зон «ДОПУСТИМО»-«ТРЕБУЕТ ПРИНЯТИЯ МЕР» (ТПМ) и «ТРЕБУЕТ ПРИНЯТИЯ МЕР» - «НЕДОПУСТИМО» (НДП) определялись значения теоретических функций распределения на уровне вероятности 0.1.

Определенные таким образом пороговые значения, приведенные к ряду предпочтительных чисел согласно ГОСТ 8032-84 приведены в таблице 2.

Таблица 1. Параметры статистических распределений признака VR23 СМ и значения критерия согласия

Признак	Группа	ТПМ				НДП				
		Параметры Вейбулла		Согласие по Колм.		Параметры Вейбулла		Согласие по Колм.		
		0		С	Крит. зн.	0			С	Крит. зн.
R23				.030	0				.115	0
		.9	.86	.033		.8	.9		.491	
				.020	0				.048	0
	.9	.56	.031		.8	.3	.41		.246	
				.040	0				.149	0
	.59	.21	.042		1	.8	.3		.326	

Таблица 2. Результирующие пороговые значения признака VR23 CM, приведенные к ряду предпочтительных чисел

Пр изнак	1 группа до 50 кВт		2 группа 50 – 200 кВт		3 группа > 200 кВт	
	Т ПМ	Н ДП	Т ПМ	Н ДП	Т ПМ	Н ДП
V R23	4, 75	6, 7	7, 1	9, 5	8, 5	11 ,8

На основе норм признаков CM разработана экспертная система, которая определяет следующие дефекты насосного агрегата:

- ослабление крепления машины и двигателя к фундаменту;
- нарушение центровки и балансировки вращающихся деталей;
- недопустимые колебания фундамента и трубопроводов;
- кавитация и гидроудар («помпаж») в насосе и компрессоре;
- дефекты подшипников;
- износ соединительной муфты;
- пропуск торцового уплотнения насоса;
- недопустимые температуры узлов машин;
- недопустимые пульсации, частотный состав и амплитуды токов приводных электродвигателей.

Разработанная ЭС включается в состав программного обеспечения стационарной системы непрерывного мониторинга и диагностики КОМПАКС®, стандовых систем и переносного прибора СОМРАС-МІСRO™. Таким образом, ЭС интегрируется в систему, обеспечивающую измерение, запоминание измерений, обработку измерений ЭС и выдачу указаний автоматически – без участия персонала и связанных с этим субъективных ошибок и затрат времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – 204 с.
2. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР - КОМПАКС®) /Под ред. Костюкова В.Н.. - М.: Машиностроение, 1999. – 163 с.
3. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Тарасов Е.В.. Руководящий документ "Центробежные электроприводные насосные и компрессорные агрегаты, оснащенные системами компьютерного мониторинга для предупреждения аварий и контроля технического состояния КОМПАКС. Эксплуатационные нормы вибрации". Утвержден Минтопэнерго и Госгортехнадзором России, 22 сентября 1994 г. -7с.
4. Закс Л. Статистическое оценивание. - М.: Статистика, 1976. – 598 с.

ФОРМИРОВАНИЕ ВЕКТОРА НЕЗАВИСИМЫХ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Костюков А.В.

Научно-производственный центр «ДИНАМИКА», г. Омск

В статье приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на обоснование выбора совокупности диагностических сигналов и признаков для оценки и прогнозирования технического состояния роторных машин и агрегатов

В практике вибродиагностики и виброконтроля сигналы виброускорения и виброперемещения иногда не используют, считая их тесно связанными с сигналом виброскорости. В результате многократного наблюдения трендов параметров вибрации, накапливаемых системами диагностики и мониторинга (СДМ) на ряде производств страны, неоднократно отмечались случаи, когда на развитие различных дефектов роторных агрегатов реагировали только параметры виброускорения и/или виброперемещения. Эти случаи указывают на значительное сужение диапазона диагностируемых неисправностей при использовании только параметров сигнала виброскорости. Таким образом, возникает задача о степени независимости сигналов виброускорения, виброскорости и виброперемещения.

Исследования зависимости сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения осуществлялись путем их аналитического и численного моделирования для различных классов неисправностей роторных агрегатов с последующим нахождением меры неопределенности Линдера (квадрата коэффициента корреляции) [0]. Значение меры неопределенности Линдера позволяет количественно определить содержание одинаковой информации в разных сигналах.

Дисбаланс ротора является наиболее распространенным дефектом роторных машин, приводящим к повышенной вибрации корпуса на частоте вращения ротора [0]. В данном случае, виброакустический сигнал имеет синусоидальный вид. Модель сигнала синусоидального вида представим в виде смеси периодической и шумовой составляющих:

$$S(t) = P(t) + H(t), \quad (1)$$

где $S(t)$ – виброакустический сигнал, $P(t)$ – периодическая составляющая, $H(t)$ – шумовая составляющая (гауссовский случайный процесс с ограниченным спектром мощности низкочастотного вида). Сигнал виброускорения представим как результат операции дифференцирования сигнала виброскорости. Аналогично представим сигналы виброскорости и виброперемещения.

Аналитическим путем получено выражение меры неопределенности Линдера для модели сигнала (1) и его производной:

$$L_{VA} = \frac{\left[-\frac{A_P^2 \cdot \omega_P}{2} \cdot \sin(\omega_P \cdot \tau) + \sigma_H^2 \cdot \left(\frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right) \right]^2}{\left(\frac{A_P^2}{2} + \sigma_H^2 \right) \cdot \left(\frac{A_P^2 \cdot \omega_P^2}{2} + \frac{\sigma_H^2 \cdot \omega_H^2}{3} \right)} \quad (2)$$

где A_P – амплитуда периодической составляющей; ω_P – круговая частота периодической составляющей; $\omega_H = 2\pi f_H$ – верхняя граничная круговая частота шумовой составляющей; σ_H^2 – дисперсия шумовой составляющей.

Введем параметр W_P [0], определенный как отношение мощностей периодической компоненты сигнала P к шумовой H , который для вибросигнала синусоидального вида описывается выражением:

$$W_P = \frac{P}{H}, \quad W_P = \frac{A_P^2}{2 \cdot \sigma_H^2}. \quad (3)$$

На рис. 1 показаны зависимости меры Линдера L_{VA} от параметра W_P , построенные по выражениям (2) и (3).

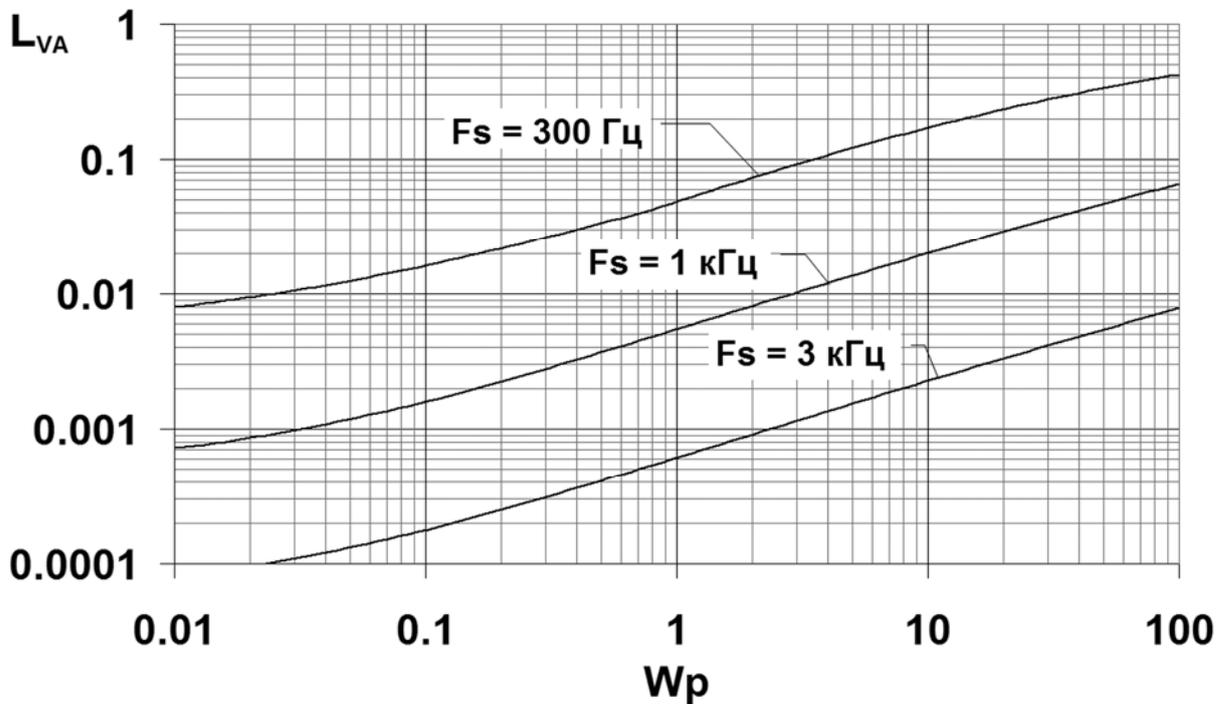


Рис. 1. Зависимость меры Линдера вибросигнала синусоидального вида и его производной от параметра W_P .

Приведенные зависимости показывают, что значение меры Линдера возрастает с ростом параметра W_p и при снижении верхней граничной частоты шумовой составляющей f_H . При $W_p = 1$ мера Линдера не превышает 0,05, что подтверждает практическое отсутствие взаимозависимости сигнала синусоидального вида и его производной.

Дефекты подшипников качения, задевания ротора, опор и др. приводят к возникновению ударных импульсов [0]. Аналитическое выражение меры Линдера для сигнала импульсного вида и его производной осложняется нелинейностью импульсной составляющей. Воспользуемся численным моделированием для получения зависимостей меры неопределенности Линдера от параметра W_p [0] (см. рис. 2).

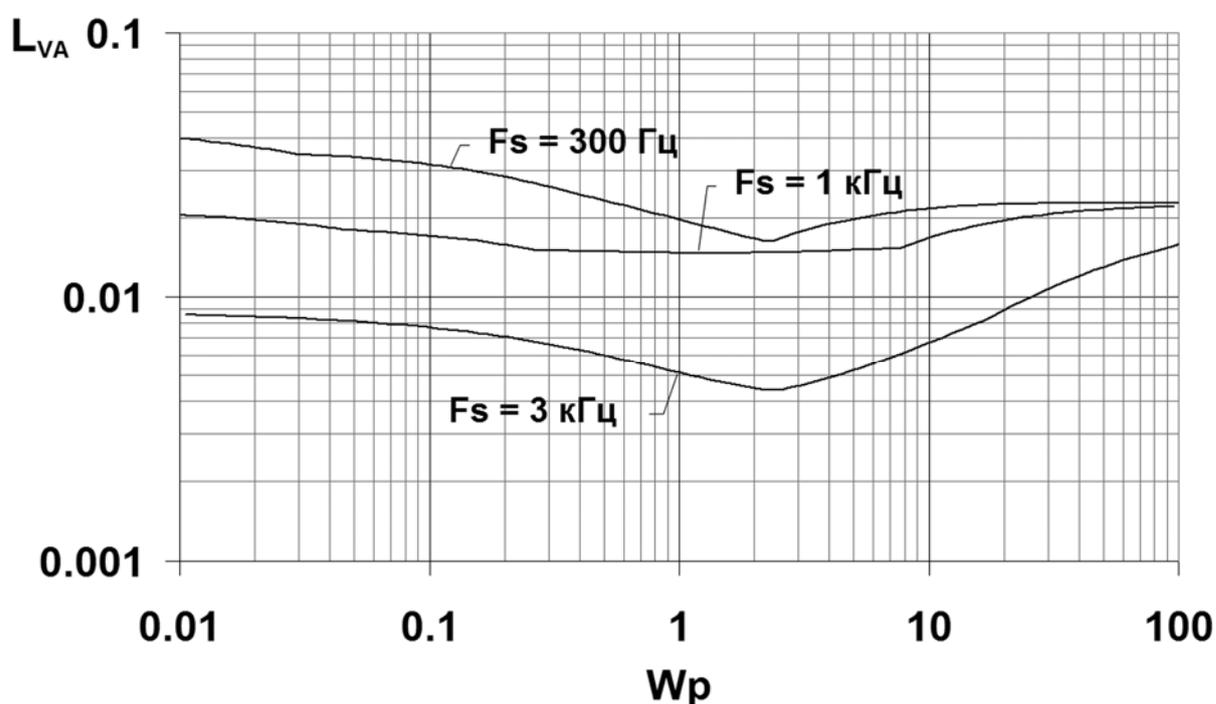


Рис. 2. Зависимости меры Линдера вибросигнала импульсного вида и его производной от параметра W_p .

Значение меры Линдера в данном случае меньше 0,04 и практически не зависит от параметра W_p , что указывает на отсутствие взаимозависимости сигнала импульсного вида и его производной.

На рис. 3 показаны совместные распределения параметров вибрации роторных агрегатов и их скоростей изменения по выборке 11751 значений, полученные с помощью СДМ [0]. Значения меры неопределенности Линдера не превышают 0,006, что указывает на практическое отсутствие взаимозависимости параметров вибрации и скоростей их изменения.

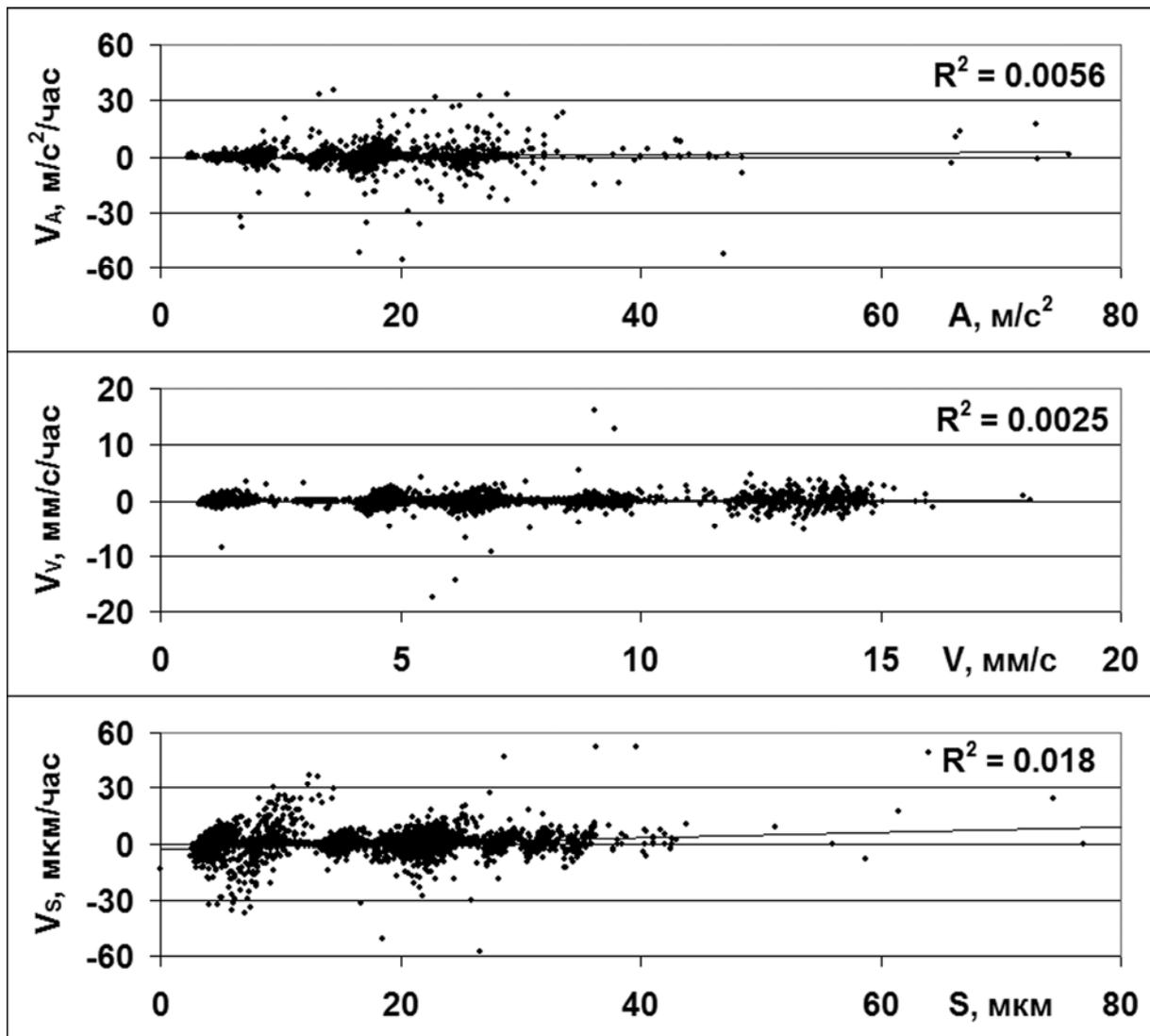


Рис. 3. Совместные распределения параметров сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения и их скоростей роста.

Полученные результаты исследований доказывают необходимость совместного использования параметров сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения и их скоростей изменения в качестве независимых диагностических признаков роторных агрегатов [0, 0].

ЛИТЕРАТУРА

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002 – 224 с. ил.
3. Костюков А.В., Костюков В.Н. Мониторинг состояния по трендам вибрации и фазовой траектории жизни // В книге: Костюков В.Н. Монито-

ринг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – Гл. 5. - С. 79-92.

4. Костюков А.В., Костюков В.Н. Экспериментальная установка для исследования виброакустических процессов в электромеханических агрегатах на базе программного пакета Agilent VEE // Материалы восьмой всероссийской научно-технической конференции «Современные тенденции в развитии конструирования коллекторных и других электромеханических преобразователей энергии». – Омск, 2003 – С. 226-239.

ПРАКТИКА ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Костюков В.Н., Науменко А.П.

Научно-производственный центр «ДИНАМИКА», г. Омск

Рассмотрены некоторые результаты практического диагностирования поршневых машин путем анализа виброакустических сигналов. Полученные данные позволили реализовать непрерывный контроль технического состояния поршневых компрессоров с помощью стационарной системы мониторинга.

В настоящее время в связи с ростом парка транспортных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), а также требования по безопасной эксплуатации компрессорных установок с поршневыми компрессорами (ПК), работающих на взрывоопасных и вредных газах, становится **актуальной задачей** их диагностирования, а также **задача мониторинга** их технического состояния. Поэтому развитие методов и средств диагностирования поршневых машин является **актуальной проблемой**.

Экспериментальные исследования в области виброакустического диагностирования ДВС связаны со значительными затратами на разработку, изготовление и содержание стендов. Более реально использовать для проведения экспериментальных исследований стационарные ПК, результаты которых можно перенести и на ДВС. Такой подход правомерен, если контроль технического состояния ДВС проводить при их прокрутке, что позволяет избавиться от мощного виброакустического сигнала процесса сгорания.

Для контроля виброактивности узлов поршневой машины датчики абсолютной вибрации целесообразно устанавливать в наиболее динамически нагруженных зонах. Для ПК места установки датчиков стационарной системы мониторинга технического состояния КОМПАКС® [1, 0, 3, 0], кроме того, выбраны из условия контроля состояния основных узлов машины (рис. 1) с учетом минимального вмешательства в конструкцию ПК [0]. При этом, для анализа вибросигналов и использования когерентных

методов обработки сигналов [0] используется информация об угловом положении вала.

Измерение и сохранение виброакустических сигналов в базах данных и трендов вибропараметров в течение более чем 9 лет стационарной системы мониторинга технического состояния КОМПАКС[®], а также персональной системы автоматической диагностики Comras-micro с датчиков, установленных на различных узлах ПК, позволили выявить определенные закономерности развития неисправностей ПК [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]. Так как низкие частоты вращения обуславливают и низкие скорости износа деталей, то часто состояние ПК определяет технологический режим его эксплуатации, определяющий динамические нагрузки на его узлы и детали. В первую очередь превышение допустимых нагрузок приводит к выходу из строя клапанов. Проблема выявления на ранней стадии разрушений клапанов является одной из основных задач при организации мониторинга состояния ПК. Вибрационные процессы, сопровождающие работу клапанов, являются весьма информативными для оценки их состояния. Однако, обычные методы анализа вибросигналов во временной и частотной областях, используемые для диагностики центробежных агрегатов, не дали положительных результатов. Это объясняется тем, что виброакустический сигнал представляет собой смесь шумовых и периодических составляющих, источником которых является не только механические, но и газодинамические источники вибросигнала, вызывающие возникновение импульсной высокочастотной вибрации. Выделение огибающей исходных сигналов, а также когерентная фильтрация позволили выявить неисправность клапанов на ранней стадии в момент поломки первых пружин. При этом изменение характеристик вибропараметров было зафиксировано за пять дней до выявления неисправности клапана обычными методами - по температуре. Разборка клапана подтвердила поломку пружин и пластин клапана.

Кроме того, анализ вибрации в различных высокочастотных зонах позволил выявить взаимосвязь амплитуд комбинационных составляющих гармоник частоты вращения коленчатого вала и технического состояния его узлов. Так определено, что соотношение амплитуд первых гармоник частоты вращения является надежным диагностическим признаком неисправности клапанов (рис. 2), при этом уровни вибропараметров характеризуют общее техническое состояние клапанов (рис. 3) [0]. Каждое превышение уровня ТРЕБУЕТ ПРИНЯТИЯ МЕР (ТПМ) или НЕДОПУСТИМО (НДП) вибропараметра (рис. 3) свидетельствует о необходимости замены или ремонта клапанов, а каждое значение параметра, равное нулю, говорит об остановке компрессора и замене клапанов. На приведенном примере (рис. 3) тренды вибропараметров системы мониторинга состояния поршневых компрессоров имеют большое количество выбросов (рис. 3 участок

1), что свидетельствует о появлении неисправностей клапанов и разрушении их деталей.

Почти 5 месяцев на одном из компрессоров с заводскими регулировками эксплуатировались клапана новой конструкции (рис. 3, участок 2). Количество поломок клапанов сократилось, тем не менее, за это время было заменено 17 клапанов. Затем была проведена ревизия клапанов, заменены пружинки, проведена регулировка клапанов. После этого (рис. 3, участок 3) (примерно за два с половиной месяца до окончания наблюдения) уровень вибрации существенно снизился и стал ниже предупредительного уровня. Разрушения клапанов прекратились.

Контроль состояния коренных подшипников ПК осуществляется, как правило, посредством измерения температуры их вкладышей, что позволяет осуществлять противоаварийную защиту ПК. Однако необходимость планирования ремонтов и задача по предупреждению аварийных остановок машин ставят задачу по ранней диагностике состояния подшипников скольжения. Параметры виброакустического сигнала достаточно сложно зависят от состояния подшипников скольжения, тем не менее, глубокий анализ позволил не только выявить параметры вибросигналов, которые зависят состояния подшипников, но и провести их нормирование. На рис. 4 приведены гистограммы амплитуд виброускорения для исправного (ДОПУСТИМО) и неисправного (НДП) подшипников, что позволяет однозначно оценить их состояние. Конкретные неисправности подшипников определяются их конструктивными особенностями и выявляются при проведении спектрального анализа параметров абсолютной вибрации.

Наличие в квазипериодическом вибросигнале значительной шумовой составляющей (обусловленной газодинамическим источниками излучений) требует разработки новых подходов для анализа параметров виброакустического сигнала.

Разработанная методика обработки сигнала в частотной области позволила существенно снизить погрешность оценки параметров виброскорости и виброперемещения и повысить достоверность их оценки.

Таким образом, опыт эксплуатации стационарной системы мониторинга технического состояния КОМПАКС[®], персональной системы автоматической диагностики Comracs-micro, а также опыт разработки стендовых систем для испытаний узлов машинного оборудования позволяют обеспечить диагностику и мониторинг технического состояния поршневых машин [0], что представляется особенно эффективным при использовании систем для мониторинга состояния ПК и контроля технического состояния ДВС в стационарных условиях, например, после ремонта или при их производстве на выходном контроле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. М.: Машиностроение, 2002 – 224 с.
2. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: Учеб. пособие /Под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002 – 108 с.
3. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР) / Под ред. В.Н. Костюкова. - М.: Машиностроение, 1999 – 163 с.
4. Система автоматического мониторинга состояния поршневых и центробежных компрессоров КОМПАКС / Дуросов В.М., Коренькин А.Ф., Костюков В.Н., Науменко А.П., Пидсадний А.С., Сагиров В.Х., Стариков В.А. - Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования 2004: Тр. X междунар. симпозиума. - С-Пб: Изд-во СПбГТУ, 2004. – С. 154-164.
5. Мониторинг технического состояния поршневых компрессоров // Дуросов В.М., Костюков В. Н., Науменко А.П., Пидсадний А.С. - Химическая техника. - №6 - 2004. - С. 6-12/
6. Костюков В.Н. Нормирование параметров вибрации при диагностике поршневых компрессоров // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: Тр. VII междунар. симпозиума.- С-Пб: Изд-во СПбГТУ, 2001. –С. 90-93.
7. Пат. 1280961 РФ, МКИ F 04 В 51/00, G01M13/02. Способ виброакустической диагностики машин периодического действия и устройство для его осуществления / В.Н. Костюков //Открытия. Изобретения. - 1986.- № 48.
8. Мониторинг неисправностей клапанов поршневых компрессоров / Востриков И.Ю., Заруденский А.А., Львов О.С. Костюков В.Н., Науменко А.П., Павленко Б.А. - Химическая техника. - № 9. - 2004. – С. 17-19.
9. Костюков В.Н., Науменко А.П. Опыт вибродиагностики поршневых машин // Двигатель-97: Материалы МНТК. - Москва: Изд-во МГТУ, 1997. – С. 73

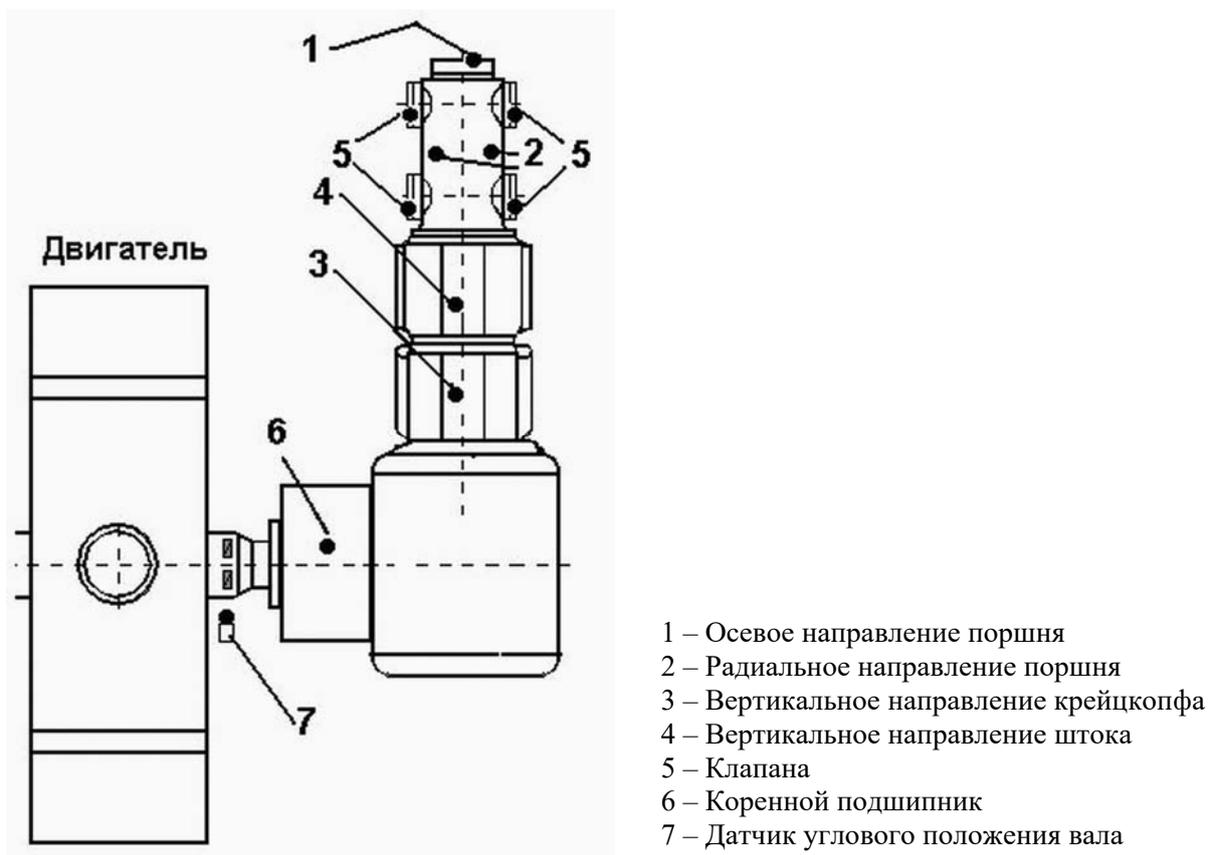


Рис. 1 – Схема расположения вибродатчиков на ПК

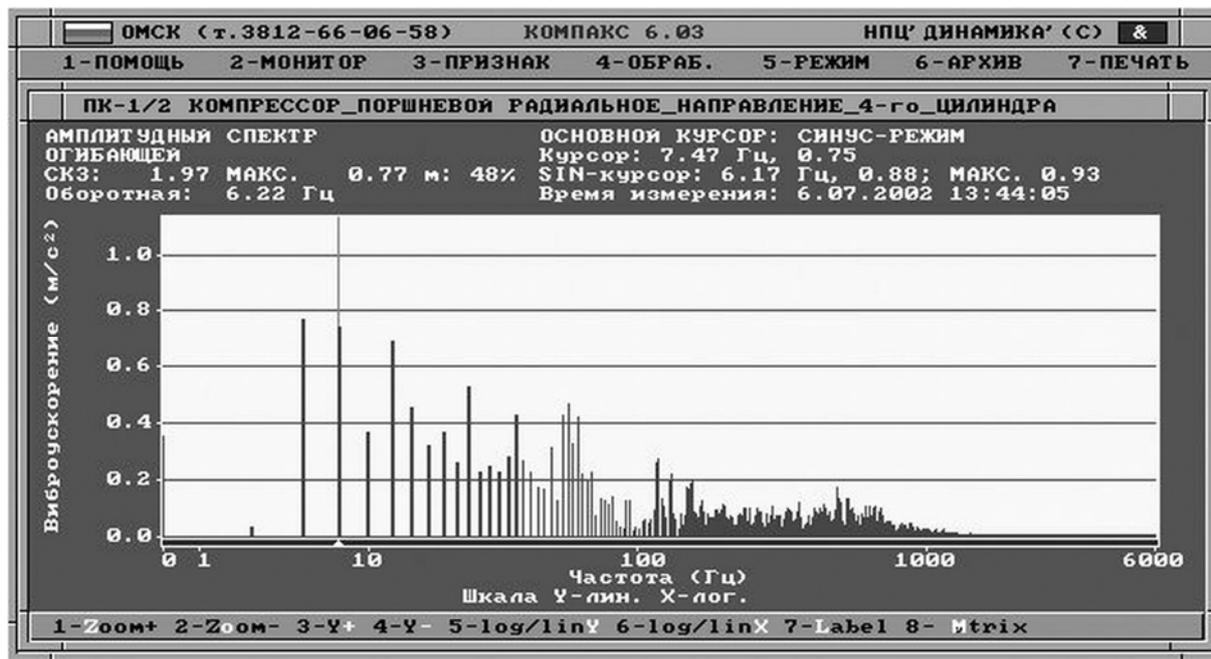


Рис. 2 – Спектр вибросигнала неисправного клапана

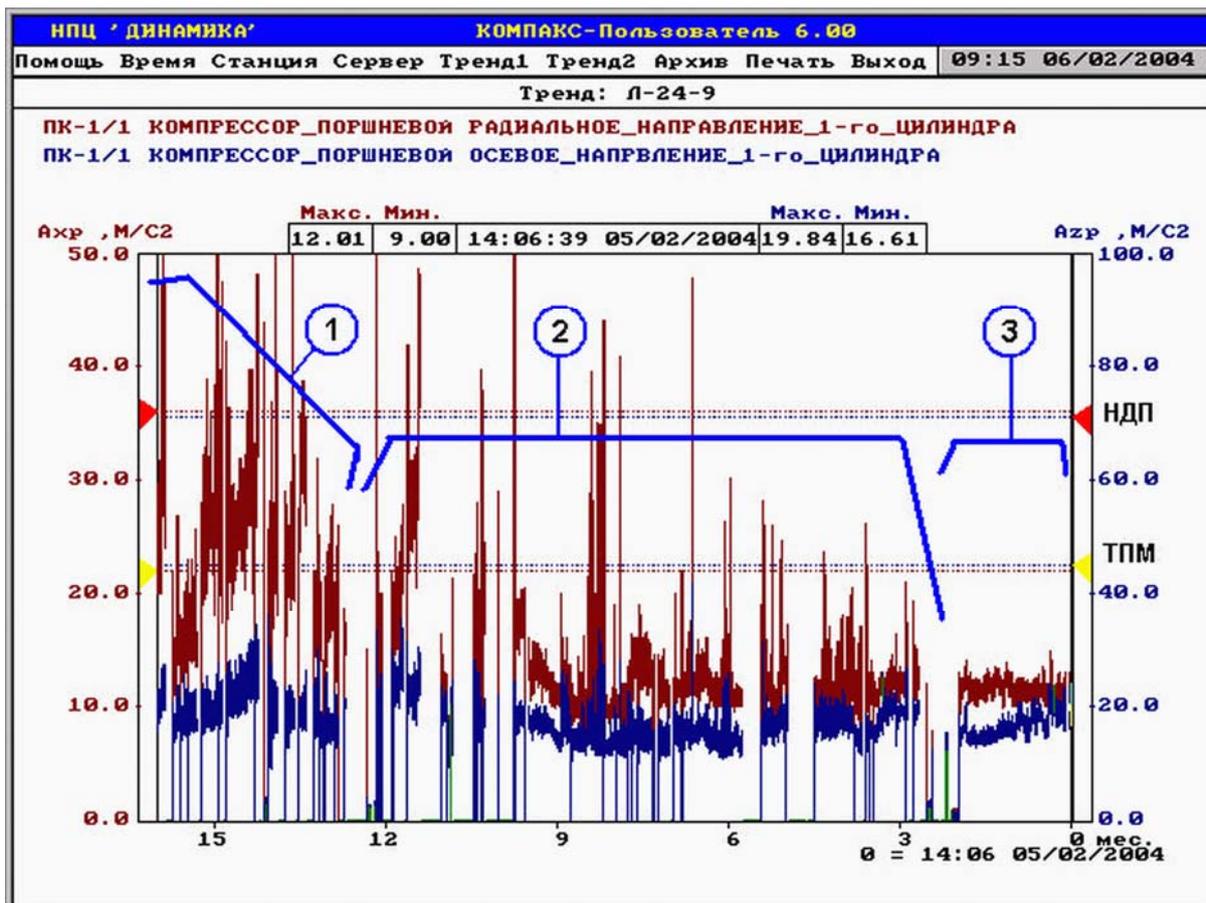


Рис. 3 - Тренды вибропараметров, характеризующие состояние клапанов

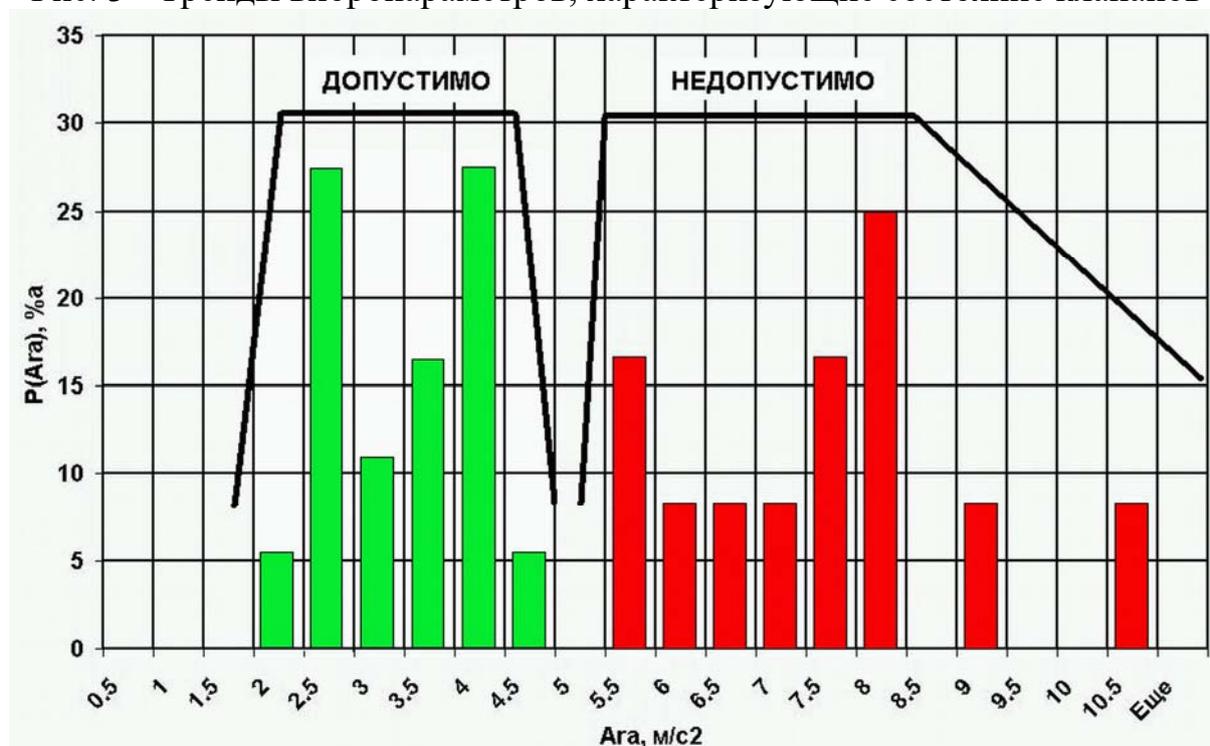


Рис. 4 – Гистограммы амплитуд вибросигналов с исправного (ДОПУСТИМО) и с узла компрессора, дальнейшая эксплуатация которого опасна (НЕДОПУСТИМО).

МОНИТОРИНГ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ

Костюков В.Н., Тарасов Е.В.

Научно-производственный центр «ДИНАМИКА», г. Омск

Показана результаты исследования стадийности процесса разрушения подшипника качения, для подготовки математического обеспечения прогнозирования разрушения подшипника и проведения ранней диагностики.

Подшипник качения (далее подшипник) является основным элементом, от которого зависит работоспособность любого машинного агрегата.

Использование средств диагностики технического состояния на всех этапах жизни оборудования: изготовление, монтаж, эксплуатация, ремонт, позволяют своевременно обнаруживать ошибки, некачественные элементы, элементы технического состояния которых близко, либо является критическим и принимать меры к повышению надежности эксплуатируемого оборудования.

Цель настоящей работы – повышение надежности машинных агрегатов путем исследования закономерностей усталостного разрушения подшипников при непрерывном мониторинге их технического состояния в эксплуатации. Техническое состояние подшипников комплекса машин и агрегатов непрерывно диагностируется системами Компьютерного Мониторинга для Предупреждения Аварий и Контроля технического Состояния – КОМПАКС [1]. Система позволяет получать данные о диагностируемом объекте с помощью датчиков различных физических величин, проводить анализ и хранение данных. Система КОМПАКС позволяет наблюдать процессы усталостного разрушения подшипников. Состояние подшипника контролируется по уровню, спектру и скорости изменения виброускорения.

Измеренные системой параметры накапливаются в базах данных за различные временные интервалы такие как: 12 часов, 4 и 40 суток, 1 год и 9 лет (Рисунок 1). Например, на рисунке 2 представлен 40 – суточный и 12 часовой тренды виброускорения подшипника. На тренде ось X это ось времени, по оси Y откладывается значение виброускорения. Установлены два порога на оси Y. Порог “Требуется принятия мер” и “Недопустимо”.

В ходе длительных экспериментальных исследований был установлен стадийный – скачкообразный характер усталостного разрушения подшипников агрегатов отчетливо проявляющийся в трендах вибропараметров.

Процессы разрушения подшипника проходят в несколько стадий. Количество стадий разрушения зависит от тяжести развивающегося дефекта и условий эксплуатации агрегата. По количеству выбросов виброуско-

рения на интервале времени одни сутки рассчитывается интенсивность стадий разрушения. По интенсивности стадий разрушения можно выделить три основных периода разрушения подшипника (Рисунок 1):

- зарождения дефекта Тпзд (Рисунок 1, участок 1);
- развития дефекта Тпрд (Рисунок 1, участок 2, 3);
- катастрофических (необратимых) разрушений Тпкр (Рисунок 1, участок 5, 6).

Для анализа стадийности процессов разрушения были отобраны 13 подшипников качения эксплуатируемых в одинаковых условиях промышленного производства и по ним проведена статистическая обработка полученных данных.

Проведенный анализ показал, что в среднем 34% времени от периода деградации подшипника приходится на зарождение дефекта, 53% на развитие дефекта и 13% на период разрушения подшипника (Рисунок 2). Деградации подшипника от момента начала процесса зарождения дефекта до разрушения подшипника проходит от 2,5 недель до 5,5 месяцев. В течение 1 месяца разрушается 31% подшипников, за период 2 - 4 месяца разрушается 62%, подшипников и только 7% подшипников прорабатывают свыше 4 месяцев (Рисунок 2, подшипник № 13).

Анализ скоростей изменения виброускорения от периода к периоду показал, что среднее значение для периода зарождения дефекта 7,37 м/с²/час, для периода развития дефекта 19,47 м/с²/час, и для периода разрушения подшипника 32,34 м/с²/час (Рисунок 3). Наибольшее значение зафиксировано у подшипника № 10 62,8 м/с²/час.

Чем больше деградация подшипника, тем сильнее интенсивность стадий (процессов) разрушения. При зарождении дефекта интенсивность разрушения находится на уровне 0,36 выброс/сутки, при развитии дефектов - на уровне 0,56 выброс/сутки и при необратимых разрушениях – 2,01 выброс/сутки (Рисунок 3).

Выводы:

1. Деградация подшипника проходит в 3 периода:
 - Длительность периода зарождения дефекта составляет 20 суток, при уровне выбросов виброускорения 7,37 м/с²/час;
 - Длительность периода развития дефекта составляет 31 сутки, при уровне выбросов виброускорения 19,47 м/с²/час;
 - Длительность периода катастрофических разрушений 7,58 суток, при уровне выбросов виброускорения 32,34 м/с²/час.

2. Периоды деградации подшипника различаются интенсивностью стадий разрушения. Чем больше деградация подшипника, тем больше интенсивность разрушения. При зарождении дефекта интенсивность разрушения находится на уровне 0,36 выброс/сутки, при развитии дефектов - на уровне 0,56 выброс/сутки и при необратимых разрушениях – 2,01 выброс/сутки.

3. Полученные данные позволяют осуществить разработку математического обеспечения для прогнозирования разрушения подшипника и проведения ранней диагностики.

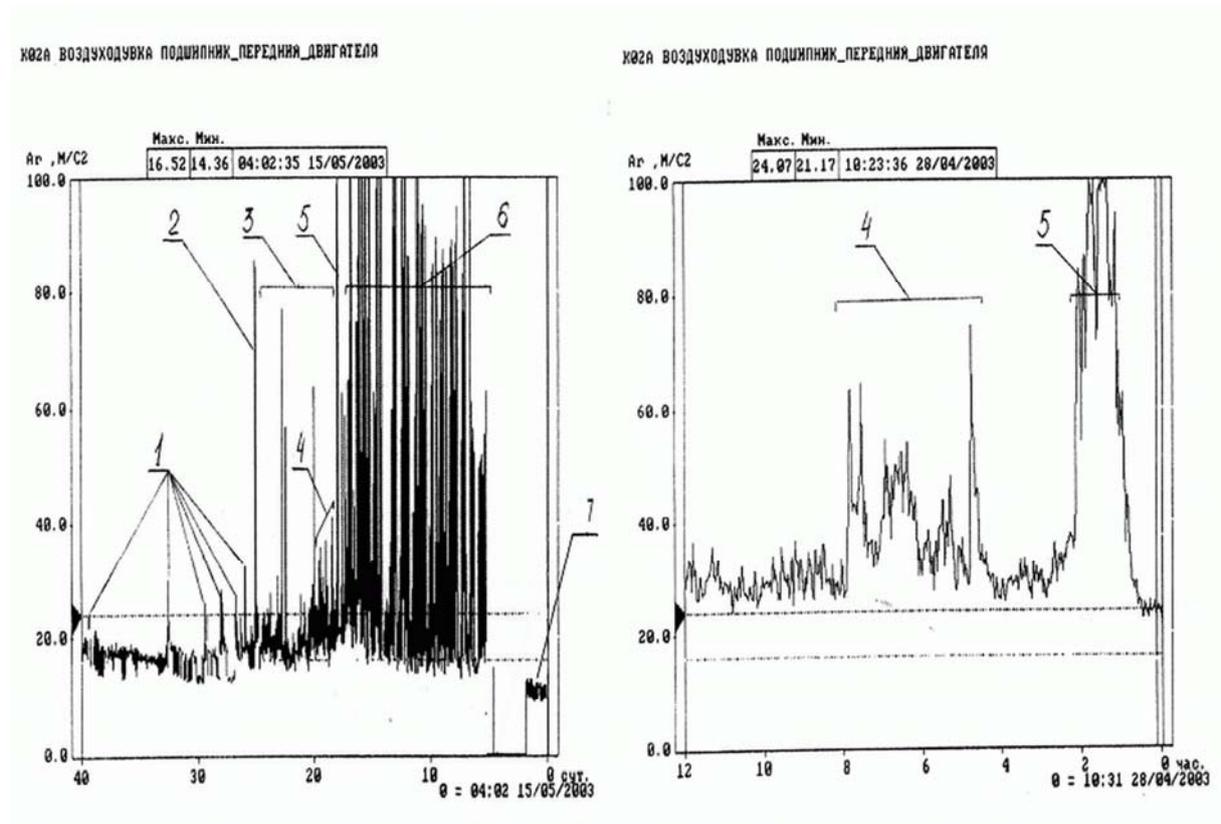


Рисунок 1. Годовой (верхний) и 12 – часовой (нижний) тренды изменения виброускорения при усталостном разрушении подшипника

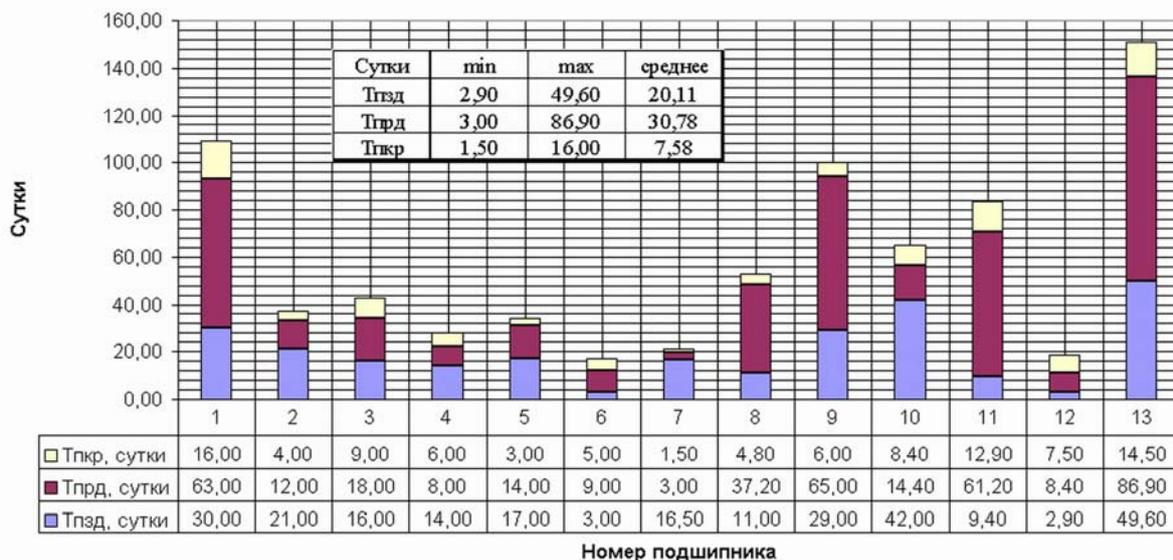


Рисунок 2. Распределение длительности периода разрушения подшипника

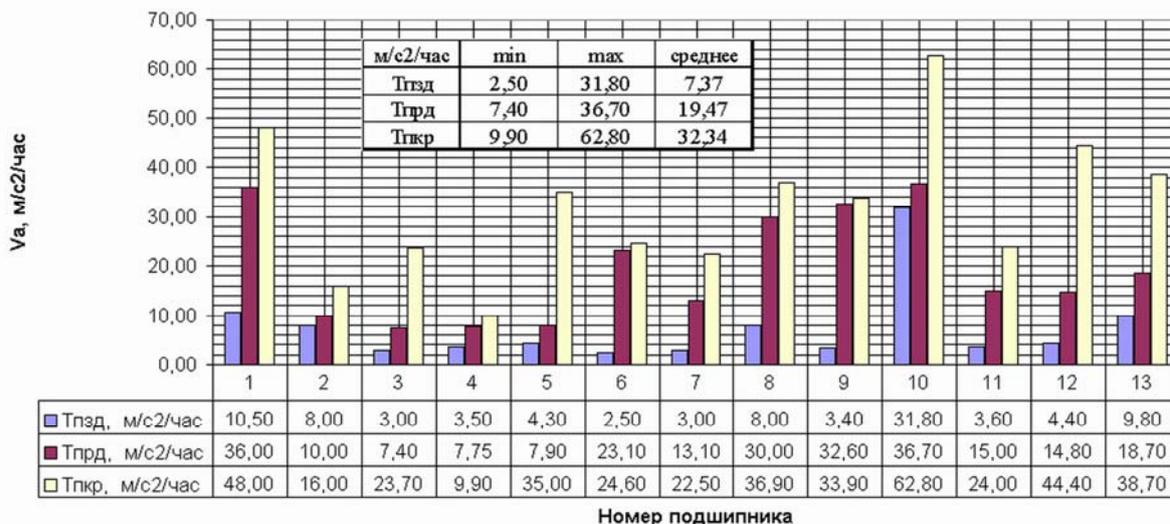


Рисунок 3. Распределение скорости изменения виброускорения по периодам разрушения подшипника

ЛИТЕРАТУРА

1. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР) /Под ред. В.Н. Костюкова. - М.: Машиностроение, 1999 – 163 с.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СОПРЯЖЕНИЯ КУЛАЧОК-ТОЛКАТЕЛЬ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО СИНТЕЗА ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

Васильев А.В., Дейниченко Е.Д., Попов Д.В.
ВолГТУ, г. Волгоград

Аннотация. В статье представлена методика определения закона движения толкателя и характеристик профиля кулачка в процессе эксплуатации с учётом нарастающего износа профиля. Исследовано влияние изнашивания профиля кулачка на работоспособность механизма газораспределения (МГР) и показатели двигателя. Показана возможность существенного улучшения трибологических характеристик пары кулачок-толкатель на основе численного метода формирования закона движения толкателя.

Улучшение мощностных, экономических и экологических показателей современных ДВС связано с совершенствованием процессов газообмена, что зачастую сопровождается ростом нагрузок на детали МГР, в том числе в сопряжении кулачок-толкатель. В связи с этим участились повре-

ждения рассматриваемой пары, в частности, изнашивание ее рабочих поверхностей. Выполненные ранее исследования показали, что износ данного сопряжения и связанное с ним изменение конфигурации кулачка приводят к увеличению динамических нагрузок в клапанном приводе и возможному нарушению силового замыкания кинематической цепи, что ограничивает работоспособность механизма. Кроме того, износ профилей кулачков уменьшает средний подъём клапанов, что приводит к уменьшению их время-сечения и увеличению гидравлического сопротивления на впуске и выпуске, а также смещению фаз газораспределения. Результатом этого является снижение надёжности, мощности и экологических показателей двигателя [1].

Исходя из сказанного следует считать актуальными задачи прогнозирования изнашивания кулачков газораспределения в процессе эксплуатации, а также влияния износа на работоспособность МГР и показатели двигателя. Решение этих задач, в свою очередь, позволяет на этапе проектирования оценивать долговечность МГР и обеспечивать её повышение за счёт оптимального выбора параметров и характеристик газораспределения.

Данное направление является весьма перспективным, так как известно, что на стадии проектирования даже незначительное изменение закона движения толкателя и профиля кулачка, не оказывающее заметного влияния на время-сечение клапана и газообмен в двигателе, может привести к существенному повышению износостойкости сопряжения кулачок-толкатель вследствие перераспределения ускорения толкателя по углу поворота кулачка и улучшения гидродинамики смазки.

Таким образом, рациональный выбор профиля кулачка с учётом гидродинамики смазки, наряду с технологическими мерами, является существенным резервом повышения износостойкости сопряжения кулачок-толкатель [2, 3, 4, 5]. Так как скорость изнашивания поверхности кулачка зависит также от свойств материала, контактных напряжений и условий контакта, в данной работе для оценки долговечности сопряжения кулачок-толкатель использовалась величина интенсивности изнашивания [6, 7, 8]

$$J_h = k \left[\frac{p_{nmax}}{HB} \sqrt{\frac{f^3}{2f - f_{сц}}} \right] \left[\frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{зр} + 0,63 \cdot \rho_{np} \cdot \left(\frac{\mu \cdot V_k}{P_{nn}}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{P_{nn} \cdot \beta}{\rho_{np}}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot Pe^{0,5}}{\alpha_v \cdot \mu \cdot V_{ск}^2}\right)^{0,325}} \right], \quad (1)$$

где k – коэффициент, учитывающий влияние дополнительных параметров на износ пары и определяемый экспериментально; p_{nmax} – наибольшая величина нормального контактного напряжения; HB – твёрдость материала; f – коэффициент трения скольжения в сопряжении; $f_{сц}$ – коэффициент сцеп-

ления; R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения профилей поверхностей; h_{ep} - толщина граничной пленки; ρ_{np} - приведённый радиус кривизны контактирующих поверхностей; μ - динамическая вязкость масла при температуре вступающих в контакт поверхностей; $V_k = V_1 + V_2$ - суммарная скорость качения, определяемая как сумма скоростей V_1 и V_2 перемещения точки контакта соответственно по кулачку и толкателю; P_{nn} - нагрузка на единицу длины контакта; β - пьезокоэффициент масла; λ - теплопроводность масла; Pe - среднее число Пекле; α_v - коэффициент, характеризующий зависимость вязкости масла от температуры; $V_{ск}$ - скорость скольжения в контакте.

Значения радиуса приведённого радиуса кривизны, нагрузки в контакте, контактного напряжения, скоростей V_k и $V_{ск}$ определяются по известным формулам в зависимости от кинематической схемы клапанного привода [9]. Коэффициент трения f определяется по соответствующей эмпирической зависимости, полученной для быстроходных кулачковых механизмов [6]. Линейный износ рабочей поверхности кулачка за цикл нагружения определяется по формуле:

$$\Delta h = J_h \cdot S_{mp} = 2J_h b_z \left| \frac{V_{ск}}{V_1} \right|, \quad (2)$$

где S_{mp} - путь трения; b_z - полуширина линии контакта по Герцу.

Зная линейный износ за цикл нагружения, легко определить износ рабочей поверхности кулачка по углу его поворота за определенный интервал времени. Таким образом, приведённые зависимости для расчёта интенсивности изнашивания и линейного износа сопряжения кулачок-толкатель позволяет оценивать долговечность сопряжения кулачок-толкатель непосредственно, а не косвенно через связанные с ней показатели. На их основе разработана методика определения закона движения толкателя и трибологических характеристик сопряжения в процессе эксплуатации с учётом нарастающего износа профиля.

Эта методика включает, в частности, циклически повторяющиеся процедуры двукратного численного дифференцирования со сглаживанием таблично заданного закона перемещения толкателя по углу поворота кулачка, расчёта интенсивности изнашивания и линейного износа точек профиля через заданный промежуток времени с учётом изменения трибологических характеристик и нагруженности, определение текущего профиля кулачка с учётом нарастающего износа. Проводя последовательно несколько циклов расчётов с заданным по времени шагом, получаем изменение характеристик сопряжения кулачок-толкатель МГР в процессе эксплуатации. Это, в свою очередь, позволяет определить влияние износа профиля на динамику механизма газораспределения, его работоспособность, обусловленную неразрывностью кинематической цепи, а также на мощ-

ностные и экономические показатели двигателя. При этом становится возможным определение предельно допустимых износов и долговечности сопряжения кулачок-толкатель.

В качестве примера на основе данной методики рассчитано изменение профиля и его характеристик для кулачка двигателя ВАЗ. Показано, в частности, что законы линейного износа профиля по углу поворота кулачка существенно различаются на разных скоростных режимах работы двигателя. Так, максимум износа профиля кулачка на режиме $\omega = 157$ рад/с приходится на область вершины кулачка. Там же максимальна и интенсивность изнашивания. На номинальном скоростном режиме ($\omega = 280$ рад/с) характер изнашивания профиля существенно меняется. Здесь уже имеются два максимума по углу поворота кулачка на сторонах подъёма и опускания толкателя. Одной из основных причин этого является уменьшение контактного напряжения в области вершины кулачка в связи с ростом по модулю отрицательного ускорения толкателя.

Кроме того, в процессе изнашивания на номинальном скоростном режиме отрицательное ускорение толкателя, нагрузка в контакте и контактное напряжение в районе вершины кулачка продолжают падать, что приводит к снижению коэффициента запаса усилия клапанных пружин. При этом на определённом этапе изнашивания наступает нарушение силового замыкания кинематической цепи МГР. Поэтому соответствующий износ следует считать предельно допустимым, ограничивающим работоспособность МГР в целом.

С целью выявления возможностей улучшения показателей изнашивания сопряжения кулачок-толкатель на основе численного метода [3, 4] был сформирован закон движения толкателя при ограничении на толщину масляной плёнки $h_{min} \geq 0,07$ мкм. При этом максимальное перемещение толкателя, угловая протяжённость профиля, а также схема и параметры клапанного привода соответствовали МГР двигателя ВАЗ, который был взят в качестве базы для сравнения. На рисунке 1 приведены кривые аналога ускорения толкателя, а на рисунке 2 – зависимости интенсивности изнашивания J_h по углу поворота кулачка. Из приведённых графиков следует, что при прочих равных условиях максимальное начальное значение J_h для альтернативного профиля более чем в два раза снижено по сравнению с базовым и выровнено по углу поворота кулачка. При этом площадь под кривой перемещения толкателя для альтернативного профиля даже несколько увеличена. Следует также отметить, что преимущество альтернативного профиля по интенсивности изнашивания сохраняется также в процессе изнашивания.

Для идентификации результатов расчета трибологических характеристик сопряжения кулачок-толкатель была разработана и изготовлена экспериментальная установка, включающая нагрузочный стенд и МГР двигателя ВАЗ. С её помощью проводятся испытания МГР, включающие

исследование динамики, нагруженности механизма и процесса изнашивания его сопряжений. На данном этапе получены результаты изнашивания профиля кулачка при угловой скорости вращения кулачка $\omega = 157$ рад/с после 300 часов испытаний. Приведённые на рисунке 3 результаты позволяют сделать вывод об удовлетворительном совпадении характера изнашивания по углу поворота кулачка на данном скоростном режиме.

С целью исследования влияния изнашивания кулачка газораспределения на показатели двигателя осуществлялось моделирование рабочих процессов поршневого двигателя с изношенными кулачками. Эта задача решалась с использованием разработанной ранее обобщённой математической модели [10]. Определение параметров рабочего тела в полостях двигателя, а также индикаторных и эффективных показателей двигателя осуществлялось на основе гипотезы квазистационарности путём численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих состояния рабочего тела в цилиндрах двигателя, впускных и выпускных коллекторах.

В процессе численного эксперимента износ кулачков был доведён до 1,15 мм, в результате максимальный подъём толкателя уменьшился с 6,34 мм до 5,19 мм. Кроме того, имело место сужение фаз газораспределения на впуске и выпуске (до 15° по углу поворота коленчатого вала). Это, в частности, привело к снижению эффективной мощности на 6,7% и увеличению удельного эффективного расхода топлива примерно на 2%.

Таким образом, разработанная методика определения закона движения толкателя и трибологических характеристик сопряжения в процессе эксплуатации с учётом нарастающего износа профиля позволяет прогнозировать долговечность работы кулачковой пары с учётом влияния износа на работоспособность МГР и показатели двигателя в целом. Использование численного метода формирования закона движения толкателя позволяет существенно улучшить трибологические характеристики сопряжения. Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Т02–06.7-2703 Министерства образования и науки РФ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жолобов Л.А., Панов Ю.М. Влияние износа механизма газораспределения на выходные показатели двигателя // Совершенствование эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей и использование машинно-тракторного парка: Сб. науч. тр. / ГСХИ. - Горький, 1986. - С. 3 - 9.
2. Deschler G., Wittmann D. Nockenauslegung für Flachstängel unter Beachtung elastohydrodynamischer Schmierung // MTZ. - 1978. - Vol. 39, N 3. - S. 123-127.
3. Патент Российской Федерации № 2033529, 6F 01 L 1/08. - Кулачок привода клапана / Е.А. Григорьев, А.В. Васильев. - № 92006694/06; Заявлено 16.11.92; Опубликовано 20.04.95, Бюл. № 11. - С. 184.

4. Васильев А.В., Григорьев Е.А. Профилирование кулачков газораспределения ДВС с улучшенными гидродинамическими условиями смазки // Двигателестроение. - 1999. - № 1. - С. 25 - 28.

5. Takagi M., Aoki H. Recent studies on lubrication and wear of marine diesel engines : on cam and tappets // J. Jap. Soc. Lubr. Eng. - 1987. - Vol. 32, № 11. - P. 781-785.

6. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник. - М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

7. Воробьёв Ю.В. Аналитические основания для оценки долговечности рабочих поверхностей при качении с проскальзыванием // Машиноведение. - 1984. - № 4. - С. 68 - 76.

8. Степурин П.В. Теоретическое исследование трения и изнашивания рабочих поверхностей кулачковых механизмов // Трение и износ.-1998. – Том 19, №6. – С. 739-744.

9. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. - 191 с.

10. Васильев А.В., Шмаков С.В. Исследование влияния характеристик газораспределения на показатели бензинового двигателя // Известия Волгоградского государственного технического университета: Межвузовский сборник научных статей № 3. Серия Наземные транспортные системы. Выпуск 1 / ВолГТУ. – Волгоград, 2004. – С. 27 – 32.

Список принятых обозначений и сокращений:

МГР – механизм газораспределения

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

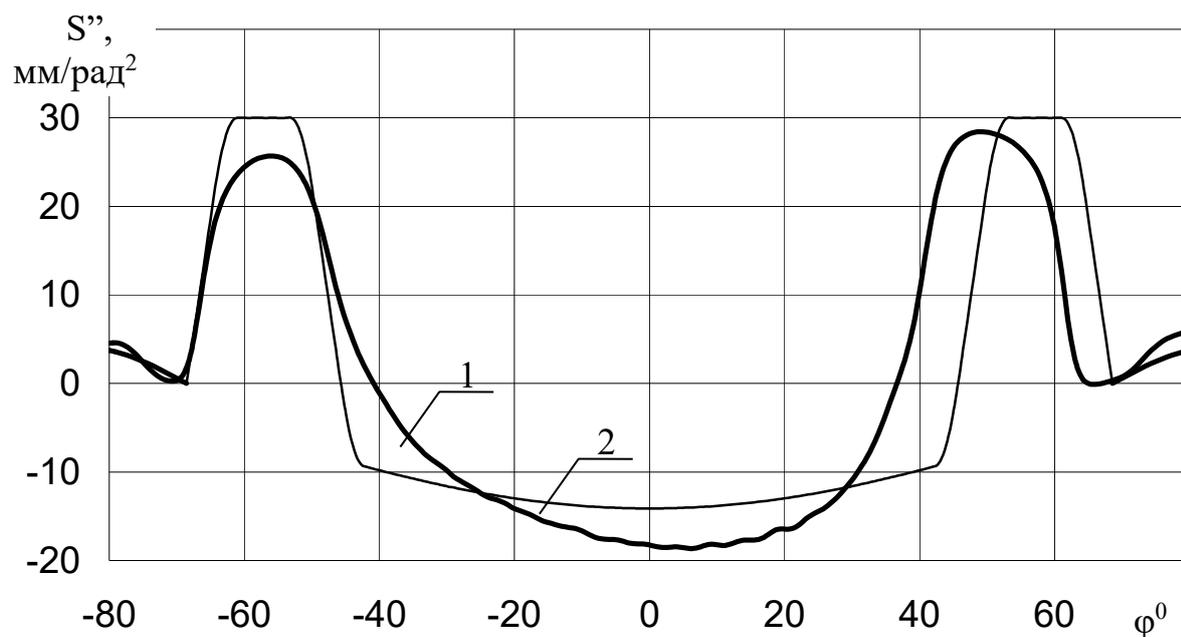


Рисунок 1. Аналог ускорения толкателя по углу поворота кулачка: 1 – базовый профиль; 2 – альтернативный профиль

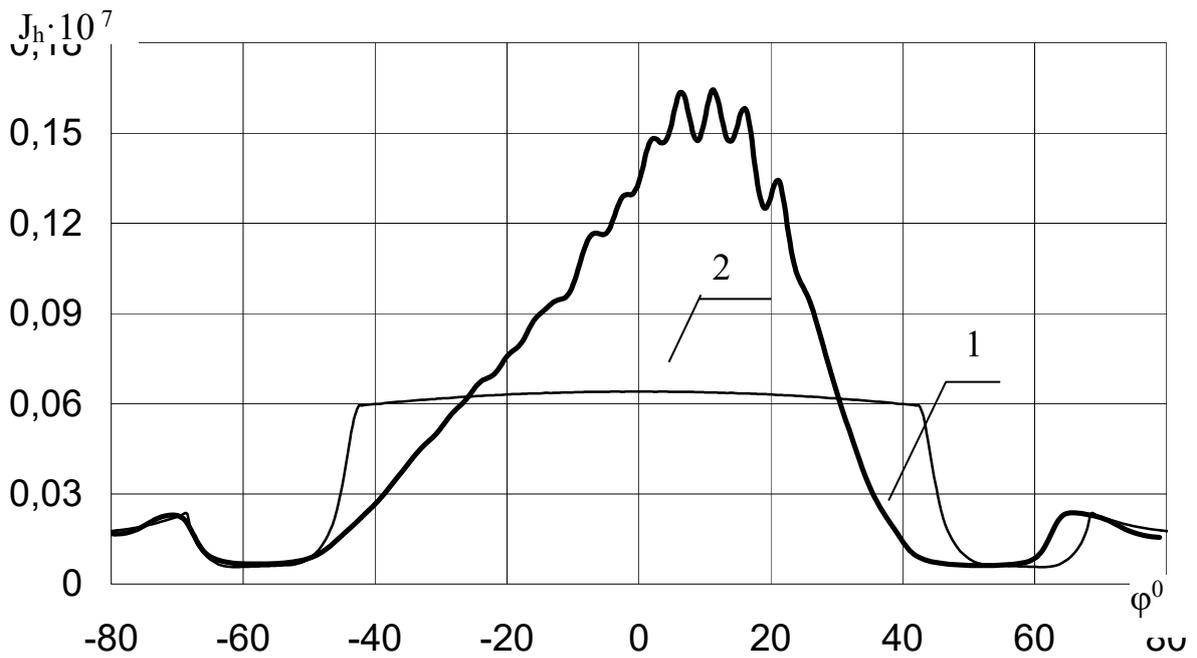


Рисунок 2. Интенсивность изнашивания профиля кулачка по углу его поворота при $\omega=157$ рад/с: 1 – базовый профиль; 2 – альтернативный профиль

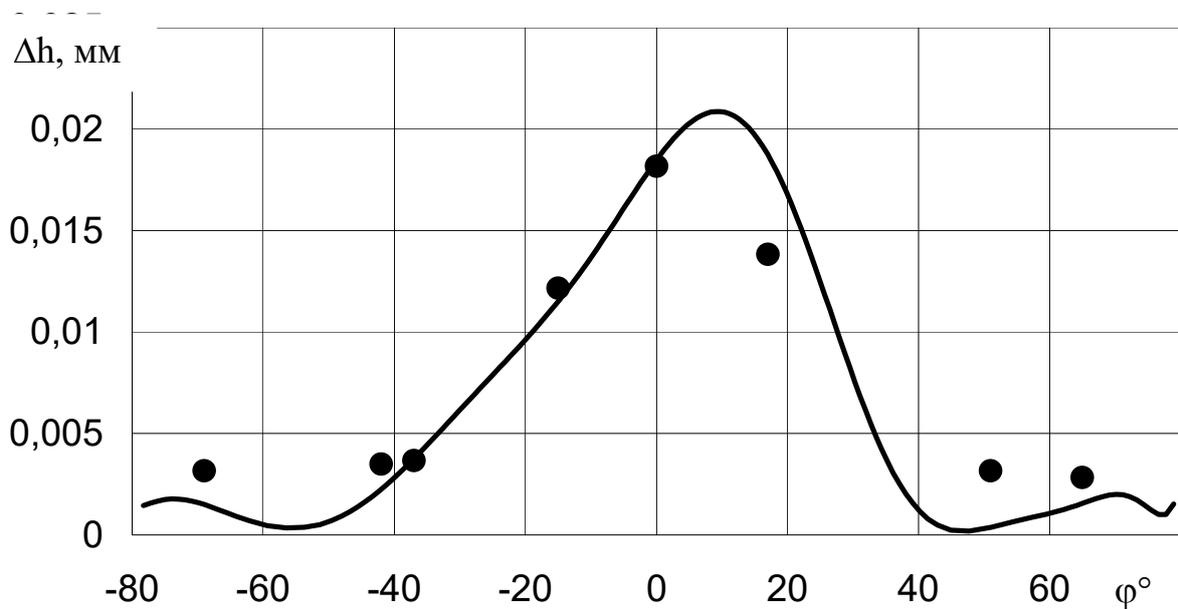


Рисунок 3. Экспериментальные и расчётные значения износа профиля кулачка по углу его поворота

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНОГО РАССЛОЕНИЯ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА ТОКСИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Захаров Е.А., Злотин Г.Н., Иванов Ю.В.

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

На сегодняшний день, по оценкам специалистов, на долю автомобильного транспорта приходится до 80 % всех вредных выбросов в крупных городах России. Поэтому не теряют своей актуальности вопросы улучшения экономических и экологических характеристик двигателя.

В ВолгГТУ предложен и запатентован способ организации рабочего процесса двигателя легкого топлива с локальным расслоением топливовоздушной смеси в области межэлектродного зазора путем подачи в эту область незадолго до искрообразования малых доз горючих газов, например пропана или метана. Эффективность указанного способа с точки зрения повышения топливной экономичности ДВС подтверждена большим объемом теоретических и экспериментальных исследований.

Целью данной работы явилось изучение влияния подобной организации рабочего процесса двигателя на эмиссию одного из наиболее опасных компонентов отработавших газов – оксидов азота NO_x .

Для теоретического изучения влияния локального расслоения топливовоздушной смеси на эмиссию NO_x была специально разработана математическая модель. Результаты расчета по модели позволили говорить о положительном влиянии указанного способа организации рабочего процесса на снижение выброса оксидов азота. Так, при расслоении смеси и суммарном коэффициенте избытка воздуха по камере сгорания $\alpha_{\Sigma} = 1,1$ концентрация оксидов азота снижается приблизительно на 30 % при коэффициенте избытка воздуха в зоне обогащенной смеси $\alpha_l = 0,75$ и относительном объеме обогащенной зоны 10 % от объема камеры сгорания.

Проверка правильности полученных теоретически результатов проводилась в ходе натурных экспериментов на специально созданной экспериментальной установке, основой которой являлся двигатель ВАЗ – 1111 Волжского автомобильного завода, укомплектованный в соответствии с ГОСТ 14846-86 “Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний”. Двигатель работал на бензине АИ-92. В область электродов свечи зажигания первого цилиндра двигателя подавался метан. Для локальной подачи метана использовался специально созданный узел, позволяющий обогащать топливовоздушную смесь лишь в небольшой области, непосредственно примыкающей к электродам свечи зажигания. Содержание в отработавших газах оксидов азота NO_x фиксировалось при помощи газоанализаторов АСГАТ и ГИАМ 27-04. Отбор проб осуществлялся на выходе отработавших газов из первого цилиндра.

Результаты экспериментов представлены в виде графиков зависимости эмиссии оксидов азота NO_x от нагрузки при работе двигателя без и с локальными добавками метана в область электродов свечи зажигания (рис. 1, 2). Из графиков видно положительное воздействие локальной добавки на снижение эмиссии с отработавшими газами ДВС оксидов азота. Так, при $\alpha_\Sigma = 1,0$ локальная подача метана позволяет снизить концентрацию NO_x в отработавших газах до 15 %, а при $\alpha_\Sigma = 1,15$ – более чем на 60 %.

Экспериментальные исследования позволили установить зависимость эмиссии оксидов азота от параметров подачи промотора горения, в частности от продолжительности впрыска (рис. 3). Так, увеличение длительности впрыска в два раза (с 1 мс до 2 мс) при $\alpha_\Sigma = 1,15$ позволяет дополнительно сократить выбросы NO_x на 30 %.

Кроме того, форсирование процесса формирования начального очага горения при локальной подаче метана приводит, как показали эксперименты, к снижению межциклового неустойчивости процесса сгорания (рис. 4). Так, при работе двигателя на пределе эффективного обеднения смеси без локальных добавок промотора горения ($\alpha = 1,13$) величина коэффициента вариации максимального давления сгорания σ_{P_z} оказалась на 50 % больше, чем при подаче метана в область электродов свечи зажигания, что обусловлено сокращением числа циклов с пропусками воспламенения. Последнее приводит к уменьшению содержания в отработавших газах несгоревших углеводородов.

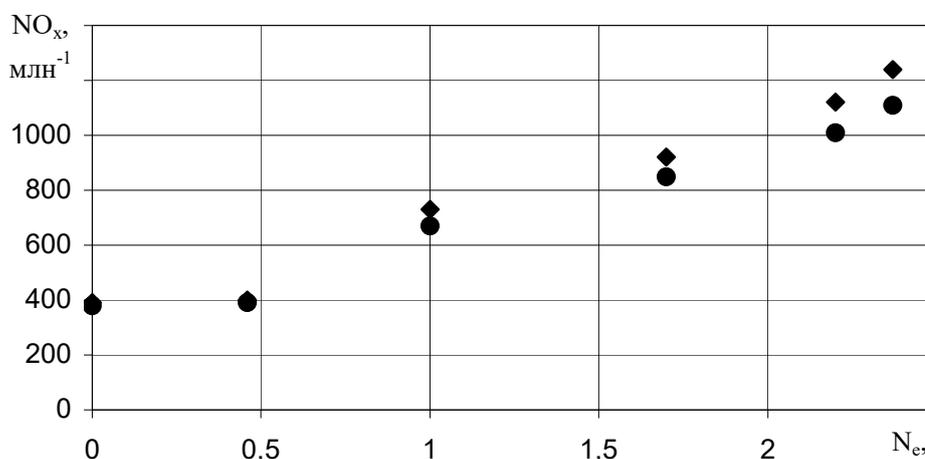


Рис. 1. Зависимость эмиссии оксидов азота от нагрузки при работе двигателя без и с локальной подачей метана: ◆ - при работе без локальных добавок, ● - при работе с локальной добавкой метана, $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$; $\Theta_3 = 21 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$; $\tau_{\text{впр}} = 1 \text{ мс}$

Таким образом, результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что рабочий процесс двигателя легкого топлива с

локальным расслоением топливовоздушной смеси в области межэлектродного зазора свечи зажигания не только эффективен с точки зрения повышения топливной экономичности, но и с точки зрения повышения экологической безопасности ДВС.

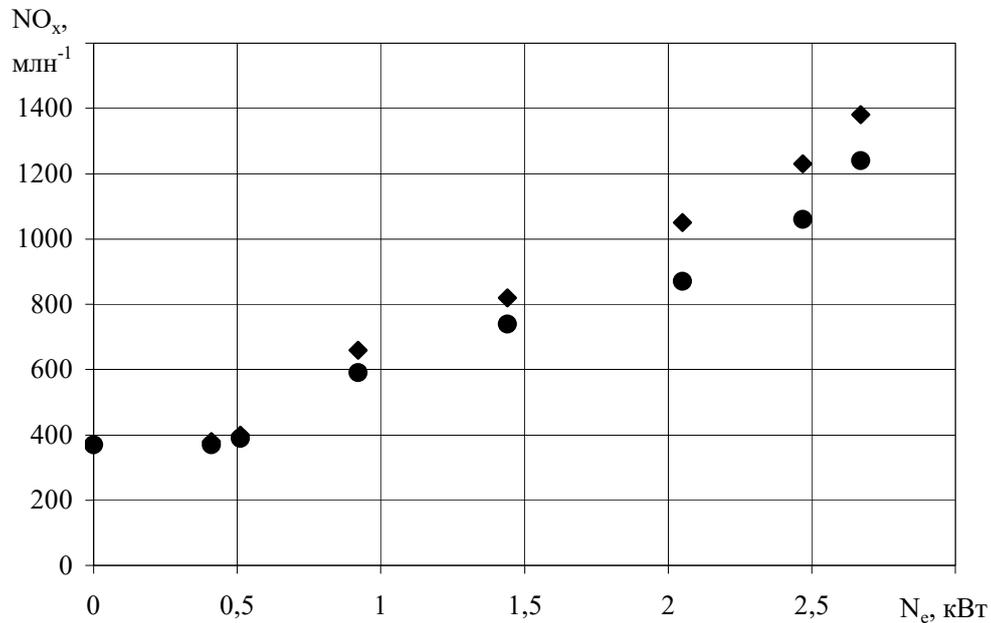


Рис. 2. Зависимость эмиссии оксидов азота от нагрузки при работе двигателя без и с локальной подачей метана:

- ◆ - при работе без локальных добавок,
 - - при работе с локальной добавкой метана,
- $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $\Theta_z = 21 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$; $\tau_{\text{впр}} = 1 \text{ мс}$

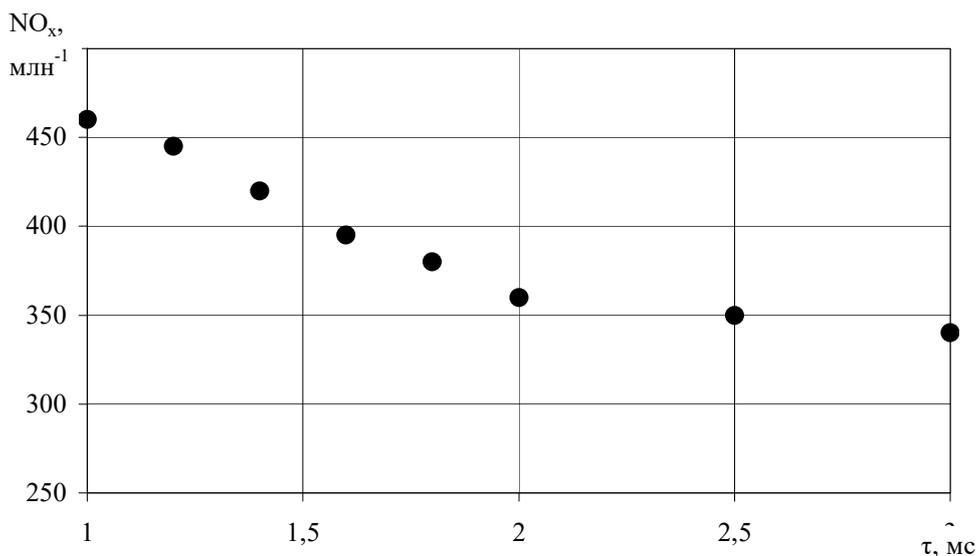


Рис. 3. Влияние продолжительности подачи метана на эмиссию оксидов азота:
 $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 0,41 \text{ кВт}$; $\alpha_\Sigma = 1,15$; $\Theta_z = 21 \text{ }^\circ\text{ПКВ}$

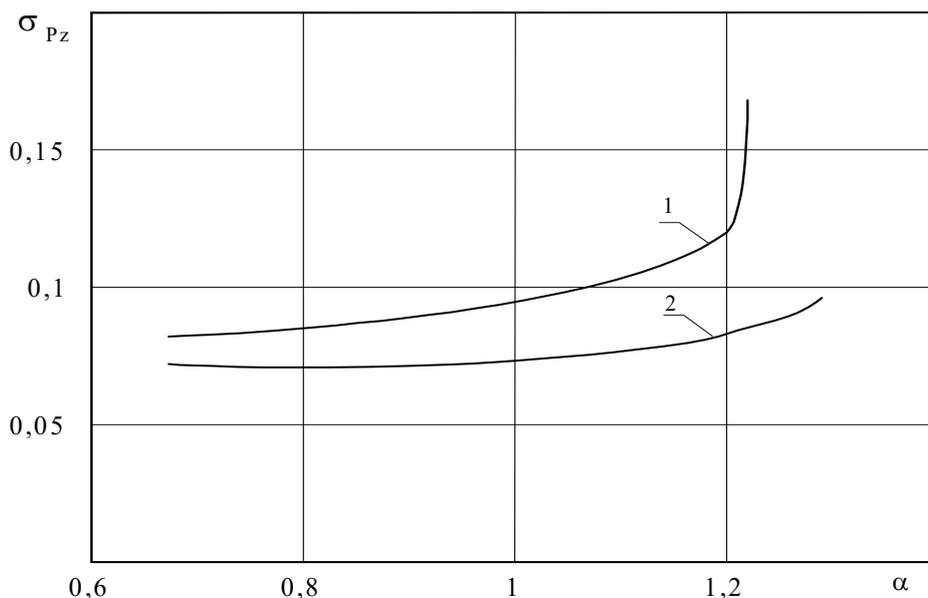


Рис. 4. Влияние локальных добавок метана на стабильность рабочего процесса: 1 – без добавок метана; 2 – с добавками метана

ИЗМЕРЕНИЕ СКОРОСТИ ПОТОКА РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА ВРЕМЯПРОЛЕТНЫМ МЕТОДОМ

Еськов А.В., Матиевский Д.Д., Свистула А.Е.

Алтайский государственный технический университет, г. Барнаул

Для увеличения эффективности использования воздушного заряда цилиндра, лучшего распределения топлива по окислителю необходимо использование специальных методов исследования развития топливной струи, взаимодействия ее с окружающей средой и стенками камеры сгорания, позволяющими установить взаимосвязь между параметрами топливной струи, геометрией камеры сгорания и др. с показателем эффективности использования воздушного заряда цилиндра. От скорости частиц в струе зависит доля топлива, попавшая на стенки камеры сгорания и определяющая процесс догорания.

В Алтайском государственном техническом университете на кафедре Экспериментальной физики совместно с кафедрой ДВС на базе топливного стенда MIRKEZ разработан и апробирован измерительный стенд для получения скоростных характеристик топливного потока [1]. На топливном стенде MIRKEZ 1 установлен насос высокого давления 2 (см. рисунок 1.а). Топливо под давлением по трубопроводу 3 поступает в форсунку 5, установленную на штативе 4. Распылитель форсунки генерирует дисперсный

топливный поток 6, развивающийся через сечения 7 и 8. Сечение состоит из кольца, в котором оппозитно друг другу расположены светоизлучатель и фотодатчик. С фотодатчика электрический сигнал поступает на цифровой осциллограф 11 (С9-8), и далее в цифровой форме в ЭВМ 12. Параллельно осуществляется регистрация динамики изменения давления тензодатчиком 9, сигнал с которого обрабатывается на специальном тензометрическом усилителе 10 (УТ4-1) и подается на вход цифрового осциллографа 11. С осциллографа сигналы передаются в ЭВМ 12 для дальнейшей обработки и получения результатов. Работа осциллографа синхронизируется от вала топливного насоса 2, установленного на топливный стенд Mirkez. На рисунке так же отображен индуктивный датчик хода иглы распылителя 13, который подключался к другому каналу тензометрического усилителя 10.

На рисунке 2 изображено изменение оптической плотности топливного потока в сечениях на расстоянии 5 см и 10,3 см от носика по оси распылителя Алтайского завода прецизионных изделий с 5 сопловыми отверстиями $d=0,25$ мм, установленный на форсунку ФД-22. Опыты проводились при атмосферных условиях с частотой вращения вала топливного насоса 500 мин^{-1} и расходом топлива $100 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

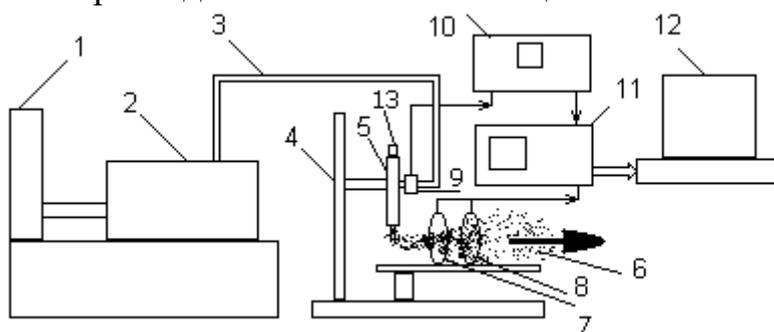


Рис. 1. Схема стенда определения скоростных характеристик топливного потока.

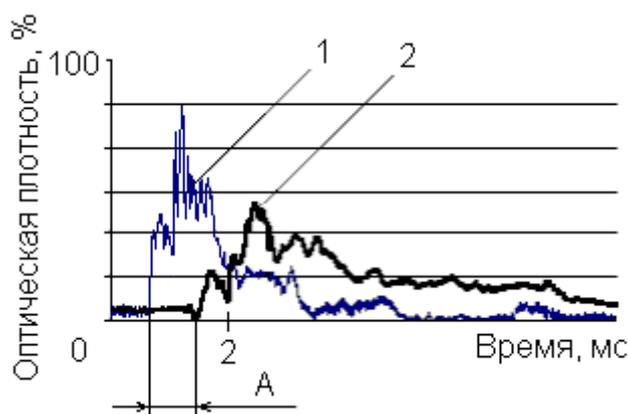


Рис. 2. Изменение оптической плотности топливного потока в сечении на расстоянии 5 см и 10,3 см от носика распылителя; А - время для определения скорости фронта.

Из рисунка 2 видно, что начало впрыска сопровождается резким (80 градаций за 200 мкс) уменьшением интенсивности световой волны, регистрируемой фотодатчиком. В результате наблюдается подъем напряжения на выходе схемы обработки сигнала от фотодатчика по причине прохождения уплотненной головной части струи с высокой концентрацией капель топлива. Спад же сигнала в конце впрыска относительно плавный (80 градаций за 2 мс), что объясняется процессом распада жидкой струи и образованием шлейфа из мелких капель, следующих за основной массой потока.

После пролета основной части потока через сечения, мелкая фракция топлива в хвосте потока движется с относительно малой скоростью и образует топливо-воздушную взвесь, остающуюся от части в диагностической камере. Избавиться от этого недостатка поможет применение продувания диагностической камеры с оптическими сечениями воздухом с минимальной скоростью топливного потока. Экспериментально полученные значения скорости вершины факела на оси струи [2, 3], лежащие в интервале от 20 до 80 м/с для дизеля 2Д70, позволяют сделать вывод о соответствии экспериментально полученных значений скорости фронта общеизвестным исследованиям [5].

Регистрация динамики давления топлива в трубопроводе перед форсункой позволит объяснить получаемые результаты распределения скоростей топливных масс в потоке. На рисунке 3 приводится изменение давления в трубопроводе перед форсункой по времени. График имеет два максимума, что свидетельствует о сложном характере впрыска - с провалом давления и возможным подвпрыском при частоте вала топливного насоса 500 мин^{-1} . С увеличением частоты высота второго максимума уменьшается и при 750 мин^{-1} провал давления исчезает вовсе.

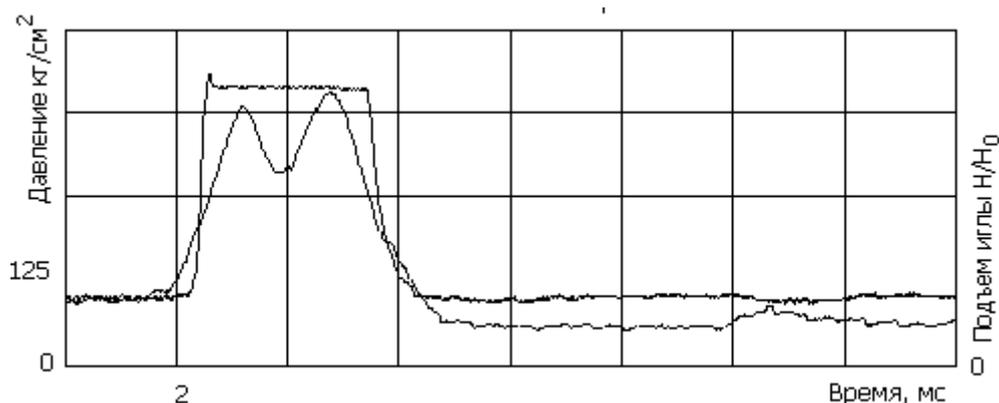


Рис. 3. Изменение давления в трубопроводе перед форсункой и характеристика подъема иглы распылителя.

Исследование скорости топливного потока по зарегистрированному изменению интенсивности световой волны дает интегральную характеристику впрыска - изменение массы потока, проходящего через выбранные

сечения (см. рисунок 4). Из интегральной характеристики определяются времена задержек порций масс топлива, выраженных в %, и зная базовое расстояние, строится гистограмма распределения скоростей масс топливного потока.

Из рисунка 2 видно, что основная масса частиц, вероятно находящаяся в головной части топливного потока, встречая сопротивление неподвижной среды, движется со скоростью 10-20 м/с. Частицы топлива, находящиеся в шлейфе потока, могут двигаться с большими скоростями, но их масса на много меньше частиц во фронте. Большая масса частиц в головной части свидетельствует о переобогащении этой зоны топливом.

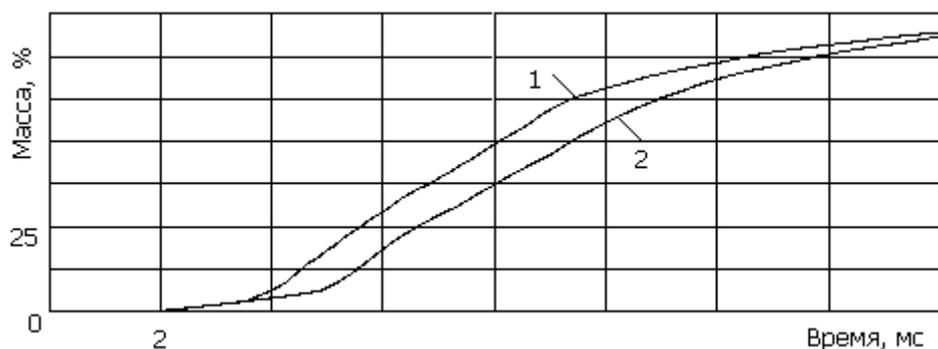


Рис. 4. Изменение массы потока в первом и во втором сечениях соответственно.

В ходе эксперимента увеличивалась частота вращения кулачкового вала ТНВД, вследствие чего увеличивалась скорость объемной подачи и максимальное давление топлива перед форсункой. При увеличении частоты вращения кулачкового вала с 500 до 850 мин⁻¹ максимальное давление топлива перед форсункой возросло с 39,6 до 54,8 МПа (на 38 %) за счет возрастания объемной скорости вытеснения топлива плунжером и снижения утечек, а средняя скорость фронта увеличилась с 76,7 до 90,6 м/с (на 18 %).

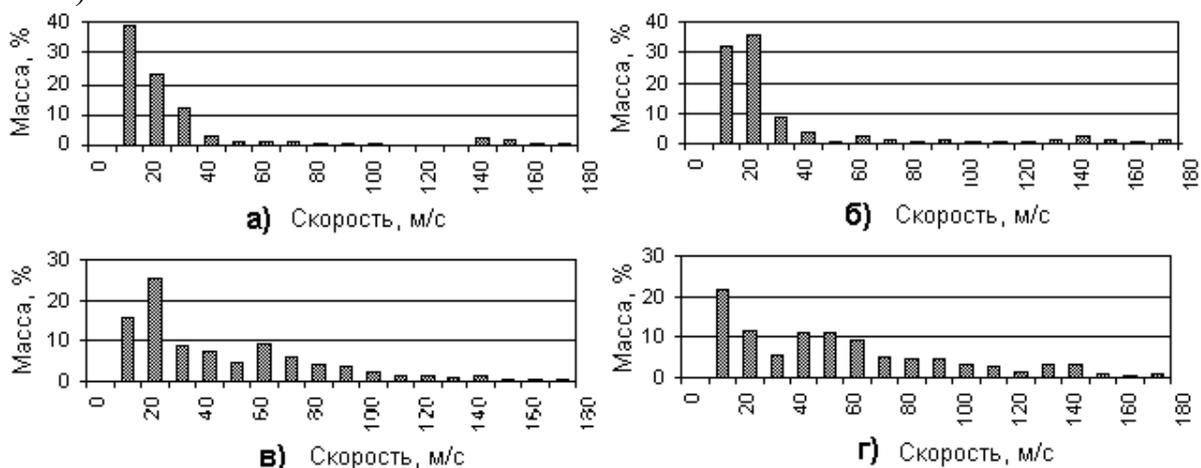


Рис. 5. Гистограмма распределения масс топлива в потоке по скоростям: а) $n_{\text{кул}}=500 \text{ мин}^{-1}$; б) $n_{\text{кул}}=650 \text{ мин}^{-1}$; в) $n_{\text{кул}}=750 \text{ мин}^{-1}$; г) $n_{\text{кул}}=850 \text{ мин}^{-1}$.

Анализ гистограмм распределения частиц потока по скоростям для различных частот вращения вала ТНВД [4], полученного в результате обработки экспериментальных данных (рисунок 5) выявил: при увеличении частоты вращения вследствие роста давления топлива перед форсункой наблюдается перераспределение скоростей частиц топливного потока в зависимости от массы.

С возрастанием давления топлива перед форсункой происходит увеличение количества массы топлива, движущейся с большими скоростями (например, при $n_{\text{кул}} = 500 \text{ мин}^{-1}$ около 26 % массы топлива движется со скоростью больше 50 м/с, а при $n_{\text{кул}} = 850 \text{ мин}^{-1}$ уже 52 %).

Приведенная методика определения скоростных характеристик массопереноса топливного потока дает предпосылки к созданию стенда комплексной диагностики топливных распылителей в условиях массового производства с целью разбивки их на группы однотипных параметров. Такой подход предполагает принятие производственного эталона - распылителя и топливного насоса с наилучшей скоростной характеристикой впрыска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Матиевский Д.Д. Экспериментальный стенд диагностики и контроля характеристик массопереноса распыленного топлива дизельной форсункой. / Матиевский Д.Д., Свистула А.Е., Еськов А.В., Ключков А.В. // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". - 2004, №2(5). - 156 с. С.90-91.
2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. - Харьков: «Вища школа», 1980. – 170 с.
3. Калужин С. А. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле / Калужин С. А., Романов С. А., Свиридов Ю. Б. // Двигателестроение. - 1980. - N 7. С. 5-8.
4. Евстигнеев В.В. Способ определения скорости импульсного аэродисперсного потока / Евстигнеев В.В., Гуляев П.Ю., Еськов А.В. // Патент RU №2147749. Опубл. в БИМП №11 20.04.2000. с. 226-227.
5. Матиевский Д.Д. Исследование повторяемости и определение скорости фронта импульсного дисперсного потока жидкого топлива. / Матиевский Д.Д., Свистула А.Е., Еськов А.В., Огнев И.В. // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003, - 263 с. С. 116-118.

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

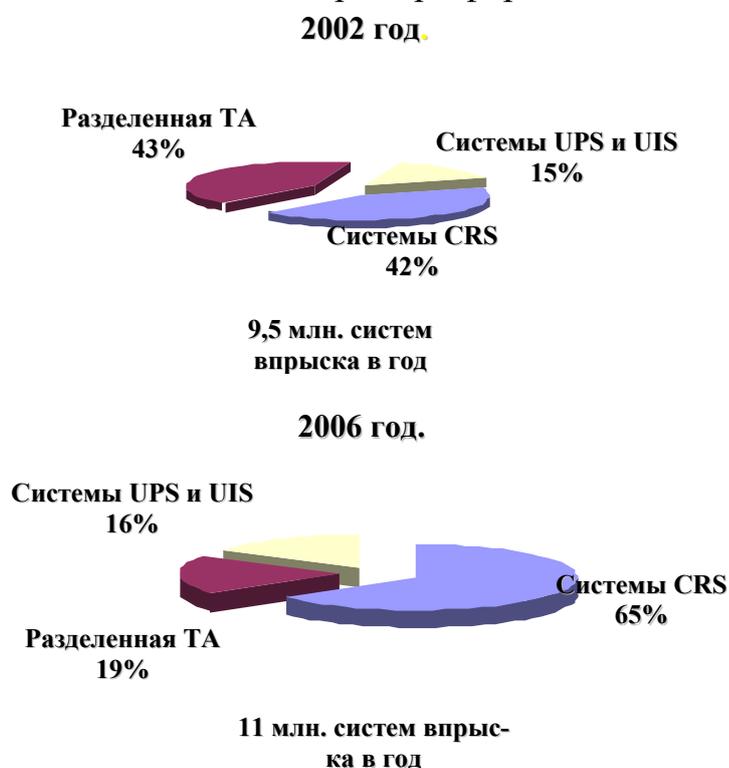
Олисеви́ч О.В.

ФГУП «НАМИ», г. Москва

Дальнейшее развитие традиционных систем топливоподачи уже ограничивается самим принципом дозирования цикловой подачи и формирования характеристики впрыскивания – выходом из этого положения является внедрение новых типов топливной аппаратуры с высокой энергией впрыска и гибким управлением характеристикой.

В число таких новых систем входят системы с индивидуальными насосными секциями, насос-форсунки и аккумуляторные системы, причем наибольшее распространение получили аккумуляторные системы высокого давления типа Common Rail. Основным преимуществом таких систем является разделение во времени процессов создания энергии впрыскивания топлива и управления формой характеристики впрыскивания в зависимости от совокупности всех внешних и внутренних факторов, воздействующих на работу дизеля.

Все ведущие фирмы – производители топливовпрыскивающей аппаратуры занимаются разработкой и выпуском систем типа Common Rail. Причем происходит поэтапное сокращение выпуска традиционной топливной аппаратуры и наращивание объемов выпуска систем Common Rail. Эта тенденция на примере фирмы R. BOSCH приведена на рис.1.



В настоящее время принципиальная схема системы Common Rail и конструкции составляющих ее элементов в основном определились. Аккумуляторная система включает топливный насос высокого давления (ТНВД) с регулируемой производительностью и давлением, топливный аккумулятор, комплект форсунок с быстродействующими электроприводными клапанами и микропроцессорную систему управления.

Рис.1. Структура выпуска топливной аппаратурой фирмой R.BOSCH (Германия)

Компоновка ее основных элементов (насоса, аккумулятора, топливопроводов) на двигателе значительно упрощена по сравнению с традиционными системами топливоподачи. Основные элементы аккумуляторной системы (блок управления, датчики, насос высокого давления, электромагнитные клапаны, регулятор давления, алгоритм управления), предназначенной для двигателей разного класса и назначения, обладают высокой степенью унификации.

При практически одинаковом характере управления процессом топливоподачи и, как следствие, близкими параметрами топливоподачи топливные системы Common Rail производства разных фирм различаются по конструктивному исполнению основных элементов и принципам их работы. Прежде всего, это относится к топливным насосам высокого давления и форсункам с электроприводными управляющими клапанами.

Электрогидравлическая форсунка - основной исполнительный орган системы Common Rail (рис. 2). Электрогидравлические форсунки фирм BOSCH и SIEMENS VDO конструктивно выполнены по практически одинаковой принципиальной схеме с однозатворным управляющим клапаном и отличаются приводом управляющего клапана - фирма SIEMENS VDO является пионером в применении пьезокерамики для дизельной топливной аппаратуры. Форсунка фирмы DELPHI отличается от форсунок фирм BOSCH и SIEMENS по принципиальной схеме и конструктивному исполнению управляющего клапана и приводу иглы распылителя.

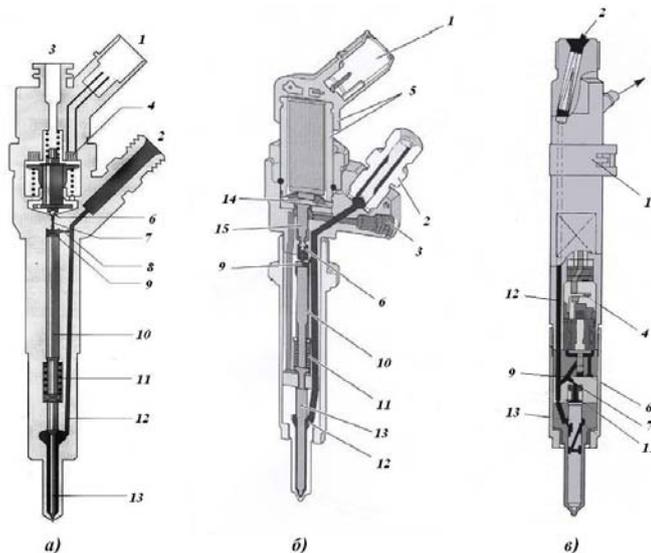


Рис.2. Электрогидравлические форсунки аккумуляторных систем второго поколения фирм R.Bosch (а), Siemens VDO (б) и Delphi (в): 1 - электроштекер; 2 - подводящий штуцер; 3 - слив топлива; 4 - электромагнит; 5 - пьезоактюатор; 6 - управляющий клапан; 7 - перепускной дроссель; 8 - наполнительный дроссель; 9 - управляющая камера; 10 - поршень; 11 - пружина иглы; 12 - канал высокого давления; 13 - игла распылителя; 14 - рычаг увеличения хода клапана; 15 - шток клапана

По схеме с двухзатворным управляющим клапаном выполнены электрогидравлические форсунки фирмы DENSO.

Пьезоэлектрический привод управляющих клапанов форсунок обеспечивает более высокое быстродействие, улучшая управление характеристикой впрыскивания и снижая расход топлива на управление. Поэтому они применяются уже в системах последнего третьего поколения.

В настоящее время в связи с развитием технологии производства и применения пьезокерамики, в системах третьего поколения используют пьезопривод уже все основные производители системы Common Rail (BOSCH, SIEMENS VDO, DELPHI).

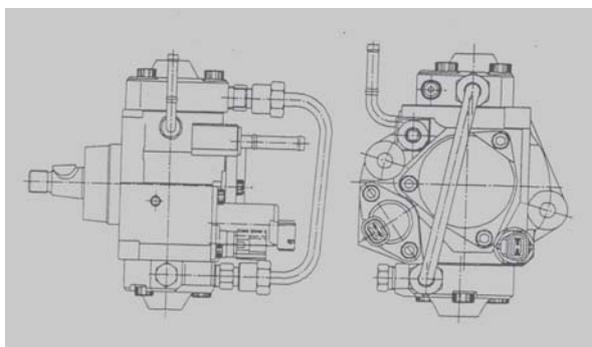
Развитие ТНВД идет от рядных многоплунжерных в системах первого поколения (система HP0 фирмы DENSO) до звездообразных ТНВД в последних модернизациях системы. Фирмой DELPHI и DENSO для систем второго поколения применяется роторный ТНВД. Для систем третьего поколения с увеличенными до 180 МПа давлениями впрыскиваниями фирмы DELPHI и DENSO разработали многоплунжерные топливные насосы звездообразной компоновки. Фирмы BOSCH и SIEMENS VDO используют ТНВД этого типа уже при выпуске систем первого поколения (рис.3).



а)



б)



в)

Рис. 3. Топливные насосы высокого давления для систем типа Common Rail.

а) – фирмы R. BOSCH; б) – фирмы SIEMENS VDO;

в) – фирмы DENSO (для системы HP3)

Сравнительный анализ ТНВД для системы CR показывает, что все варианты насосов обеспечивают практически одинаковые давления в аккумуляторе и производительность при относительно низкой и стабильной величине момента на приводном валу. Для дозирования топлива во всех насосах применен принцип дросселирования на впуске, позволяющий снизить затраты мощности на привод и уменьшить нагрев топлива.

Объем аккумулятора топлива зависит, прежде всего, от условия стабильного обеспечения цикловой подачи топлива и расхода топлива на управление на всех режимах работы дизеля. Компоновка топливных аккумуляторов зависит от конструкции двигателя и приоритетов фирмы, например: для дизелей V-образной компоновки фирма BOSCH применяет схему с двумя и тремя топливными аккумуляторами, в то же время фирма DENSO применяет один аккумулятор на оба полублока.

Таким образом, все ведущие фирмы – производители топливной аппаратуры ведут активные разработки в области модернизации существующих аккумуляторных систем и разработку новых поколений систем. В частности, фирмой R. BOSCH ведется разработка системы Common Rail 4-го поколения – Variojet. Данная система будет иметь изменяемое эффективное проходное сечение распылителя μf с непосредственным пьезоуправлением иглой форсунки. Кроме того, проводятся работы по усовершенствованию микропроцессорного управления системой топливоподачи. Современные системы обладают возможностью производить многофазное впрыскивание топлива – например, системы третьего поколения с пьезоуправляемым клапаном могут обеспечивать до шести тактов впрыскивания за рабочий цикл двигателя. Для будущих систем ведутся работы по увеличению дискретности впрыскивания топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мазинг М.В., Пинский Ф.И., Олисевиц О.В. Дизельные аккумуляторные топливные системы нового поколения типа «Common Rail» // Мобильная техника. – 2004. - № 1. - с.31-36.
2. Diesel drives onward // 2004. - № 6. – p.22.
3. Generation Pkw – Common – Rail von Bosch mit Piezo – Inline – Injectoren // MTZ 3/2004 Jahrgang 65, pp 180-189.
4. Common Rail oder Pumpeduse? Dieseleinspritzung auf neuen Wegen // MTZ 4/2005 Jahrgang 66, pp 254-257.
5. DENSO EUROPE B.V. - Материалы презентации фирмы «DENSO Corp.» - 2002.
6. The 3rd generation of Common Rail from Bosch: reduced emissions with piezo-inline injectors// Press Release Robert Bosch GmbH, March 2004 PI 4341 DS Ba/Au.
7. Delphi Multec Medium Duty Diesel Common Rail // Delphi Energy & Chassis - 2004 Delphi Corporation. EC-P&M-0048-0-Dec04.

8. High pressure for top form Siemens VDO Automotive presents 3rd generation piezo diesel // Press Realise Siemens VDO Automotive, Vienna, 16 May 2003

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Марков В.А., Мальчук В.И.¹, Сиротин Е.А.²

МГТУ им. Н.Э.Баумана, ¹ГТУ «МАДИ», ²ФГУП «НАМИ», г. Москва

Совершенствование рабочих процессов транспортных дизелей с целью достижения требуемых экономических и экологических показателей проводится в настоящее время в направлении повышения эффективности смесеобразования путем интенсификации процесса топливоподачи, т.е. повышения давления впрыскивания [1,2]. Однако при повышении давления впрыскивания может иметь место нестабильность некоторых параметров и характеристик топливоподачи. Ряд проведенных экспериментальных исследований показывают, что эффективным способом решения проблемы стабилизации процесса топливоподачи является использование специальных стабилизирующих нагнетательных клапанов [3,4,5]. Применение таких клапанов позволяет стабилизировать топливоподачу практически без усложнения конструкции топливной аппаратуры.

В мировой практике наибольшее распространение получили клапаны грибового типа, в которых перьевидная направляющая часть и коническая запирающая поверхность обеспечивают высокую стабильность динамики клапана и остаточного давления в линии нагнетания, что и предопределяет стабильность топливоподачи во времени (т.е. от цикла к циклу). Достоинство систем с клапанами грибового типа - относительно невысокая чувствительность аппаратуры к изменениям эквивалентного проходного сечения распылителя ($\mu_{р/р}$) [6]. Однако, клапан грибового типа имеет существенный недостаток. При значительном увеличении давления впрыскивания в системе повышается остаточное давление и наблюдаются дополнительные впрыскивания, устранение которых предусматривает, в частности, увеличение объема разгрузки V_p клапана. Но существенное увеличение V_p приводит к переразгрузке системы на режимах с малыми частотами вращения и цикловыми подачами и появлению в линии нагнетания разрывов сплошности (двухфазной среды). В результате наблюдается увеличение неравномерности и нестабильности топливоподачи, а на режимах холостого хода и малых нагрузок - даже пропуски подач [7]. Клапаны грибового типа позволяют осуществлять корректирование внешней скоростной характеристики транспортного дизеля (рис.1,а). Но при значительном увеличении V_p возникают проблемы с формированием внешней скоростной ха-

рактеристики, т.к. системы со значительными величинами V_p имеют отрицательную самокоррекцию.

Стабилизация топливоподачи достигается при использовании нагнетательных клапанов, представленных на рис.1,б,в (авторские свидетельства СССР № 1288334 и № 1370292). Клапан на рис.1,б состоит из запирающего элемента 1, включающего пружину 2 и штифт 3, дроссельной шайбы 4 с отверстием 6 и штифтом 3, установленной в седле 5. С помощью штуцера насоса (не показан) седло 5 прижато к втулке 7 плунжера. Динамика перемещения клапана определяется дросселирующим сечением щели между штифтом и шайбой. Клапаны были изготовлены на базе серийных нагнетательных клапанов ТНВД модели 1.427 производства НЗТА. Конструкция клапана на рис.1,в представляет собой модификацию предыдущей конструкции. Но в отличие от клапана, показанного на рис.1,б, дросселирующая щель располагается не до запирающего элемента, а после него.

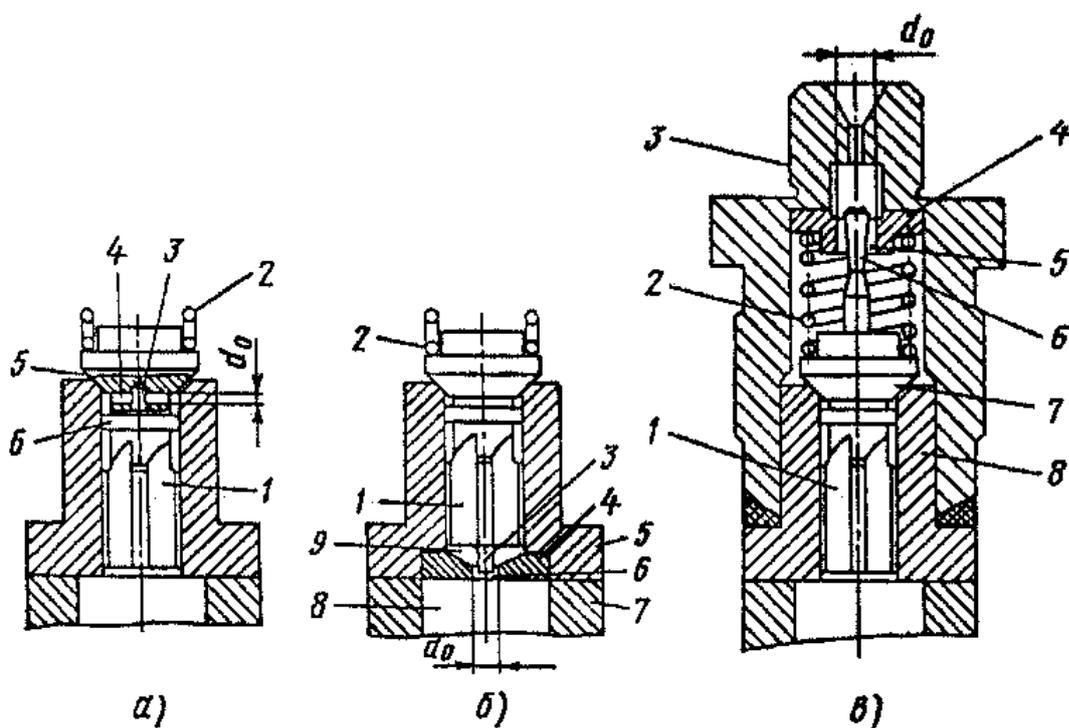


Рис. 1. Конструктивные схемы корректирующего (а) и стабилизирующих (б, в) нагнетательных клапанов

а): 1 – запирающий элемент; 2 – пружина; 3 – осевое сверление ($\varnothing 2,0$ мм); 4 – перепускные отверстия; 5 – уплотнительный конус; 6 – разгружающий пояс.

б): 1 – запирающий элемент; 2 – пружина; 3 – штифт; 4 – дроссельная шайба; 5 – седло; 6 – отверстие в шайбе; 7 – втулка плунжера; 8 – надплунжерная полость; 9 – полость.

в): 1 – запирающий элемент; 2 – пружина; 3 – штуцер ТНВД; 4 – дроссельная шайба; 5 – дроссельная щель; 6 – хвостовик; 7 – уплотнительный конус; 8 – седло.

Представленные конструкции нагнетательных клапанов позволяют:

- сократить или даже исключить период нагнетания топлива в линию высокого давления при неполностью закрытых наполнительных отверстиях, что при прочих равных условиях увеличивает активный ход плунжера, создавая предпосылки для повышения интенсивности впрыскивания и стабильности топливоподачи, увеличения самокоррекции системы;

- в период выхода разгружающего пояска клапана из канала седла осуществлять направленное воздействие на динамику запирающего элемента и самокоррекцию топливной системы;

- осуществлять плавную и безударную посадку запирающего элемента на седло клапана, устраняя, тем самым, возможность появления дополнительных впрыскиваний.

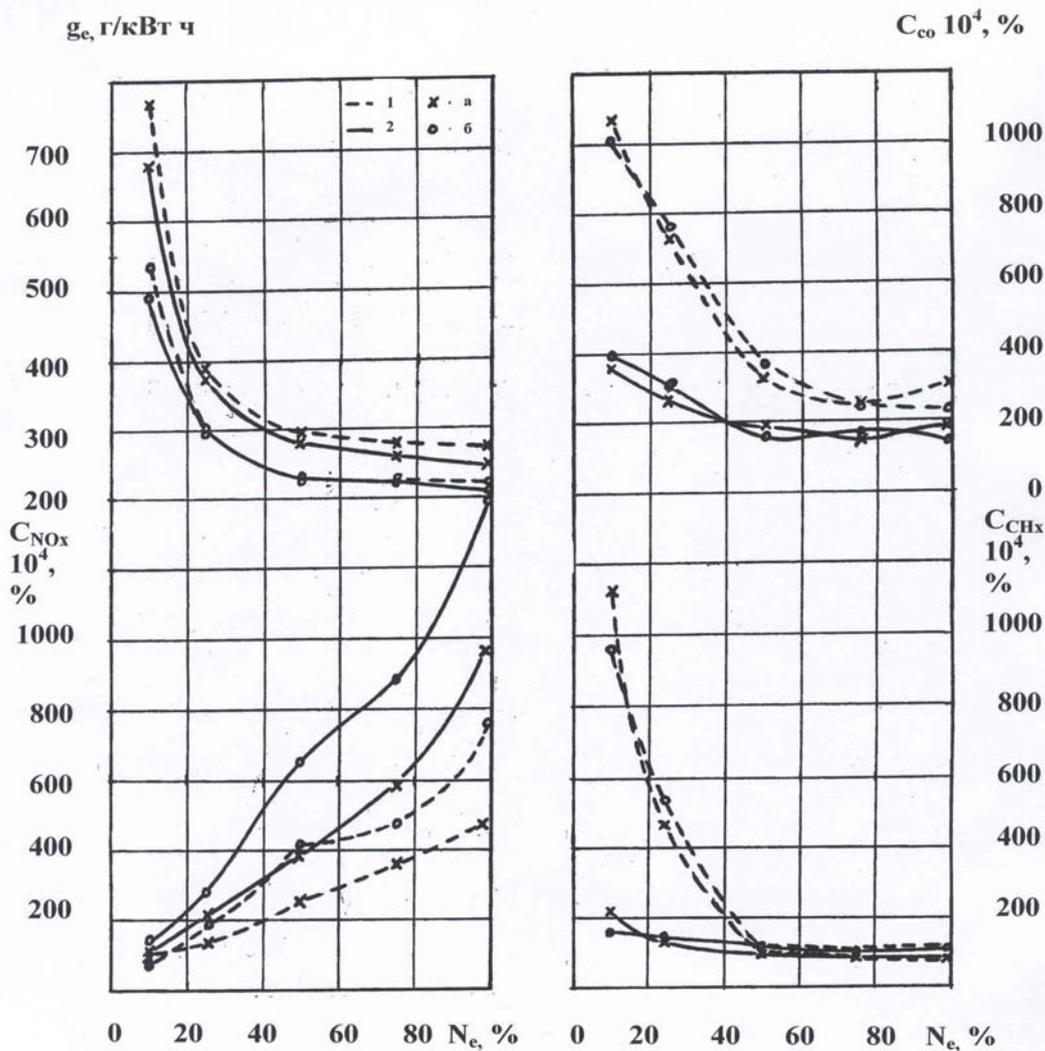
Экспериментальные исследования дизеля Д-245 с описанными клапанами проведены на моторном стенде АМО «ЗиЛ». При этом топливный насос модели 1.427 НЗТА выполнен с подвесными насосными секциями с диаметром плунжеров $d_{пл}=11$ мм, их полным ходом $h_{пл}=12$ мм и опытными клапанами, приведенными на рис. 1,б.

Показатели дизеля Д-245 с серийными и опытными нагнетательными клапанами на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла приведены на рис.2. На представленных графиках процент нагрузки определялся для каждой из комплектаций, исходя из развиваемой максимальной мощности дизеля на исследуемом скоростном режиме. Данные рис.2 показывают, что при $n=2400$ мин⁻¹ установка опытных клапанов приводит к улучшению топливной экономичности дизеля во всем диапазоне нагрузочных режимов. При $n=1700$ мин⁻¹ снижение g_e отмечается на режимах с малыми нагрузками ($N_e < 25\%$) и с большими нагрузками ($N_e > 75\%$). Так, на режиме максимального крутящего момента замена серийных клапанов на опытные сопровождается уменьшением g_e на 9,6 г/(кВт·ч). На режимах с $n=1700$ мин⁻¹ и средними нагрузками ($25\% < N_e < 75\%$) расходы топлива дизеля со штатными и опытными клапанами примерно одинаковы.

Тип нагнетательного клапана оказывает значительное влияние и на эмиссию токсичных компонентов ОГ. Повышение эффективности рабочего процесса дизеля с более высокими температурами сгорания и показателями экономичности цикла при использовании опытных клапанов приводит к увеличению концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} практически на всем диапазоне нагрузочных режимов (см. рис.2).

Концентрации в ОГ продуктов неполного сгорания - монооксида углерода СО и углеводородов $СН_x$ - также в значительной степени зависят от

Рис.2. Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e и объем-



ных концентраций в ОГ оксидов азота C_{NOx} , монооксида углерода C_{CO} и легких углеводородов C_{CHx} от скоростного (n) и нагрузочного (N_e) режимов дизеля Д-245 с серийными (1) и опытными (2) нагнетательными клапанами при частоте вращения коленчатого вала: а – $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$.

конструкции нагнетательных клапанов (см. рис.2). На большинстве рассматриваемых режимов замена серийных клапанов на опытные приводит к значительному уменьшению концентраций C_{CO} и C_{CHx} в ОГ. Наибольшее снижение содержания в ОГ продуктов неполного сгорания топлива имеет место на режимах малых нагрузок. Так, на режиме с $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ и 10-процентной нагрузкой замена серийных клапанов на опытные сопровождалась снижением C_{CO} с 0,1050 до 0,0360 % и C_{CHx} с 0,1100 до 0,0205 %.

При анализе интегральных показателей токсичности ОГ на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, соответствующих работе со штатным установочным углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ) $\theta=13^\circ$ поворота коленчатого вала (п.к.в.) до ВМТ, отмечено, что дизель, оснащенный серийными и опытными нагнетательными клапанами, не обеспечивает требований норм EURO-2 к токсичности ОГ. Исследования

также показали, что дизель, укомплектованный опытной аппаратурой, с позиции g_e менее чувствителен к уменьшению установочного УОВТ.

Уменьшение установочного УОВТ до $\theta=7^\circ$ п.к.в. до ВМТ и использование опытных клапанов обеспечивает массовые удельные выбросы всех нормируемых газообразных токсичных компонентов ОГ - $e_{\text{NOx}}=6,069$ г/(кВт·ч), $e_{\text{CO}}=3,261$ г/(кВт·ч), $e_{\text{CHx}}=1,098$ г/(кВт·ч) в пределах, требуемых нормами EURO-2. Обеспечиваются при этом и требования Правил 24-03 ЕЭК ООН по дымности ОГ. Но при работе двигателя с опытными клапанами и таким небольшим УОВТ отмечается некоторое увеличение расхода топлива на режимах с полной подачей топлива. Так, на режиме внешней скоростной характеристики с $n=1800$ мин⁻¹ и $\theta=7^\circ$ п.к.в. до ВМТ имеет место увеличение удельного расхода топлива до $g_e=233,3$ г/(кВт·ч), что больше предельного значения $g_e=228,9$ г/(кВт·ч), установленного требованиями ТУ на исследуемый дизель. Эти результаты были получены при фиксированном значении θ . Поэтому дальнейшее совершенствование показателей дизеля должно предусматривать управление УОВТ.

Применение опытных клапанов позволяет стабилизировать топливоподачу на режиме холостого хода и значительно снизить минимально устойчивую частоту вращения дизеля. Так, если при использовании серийных клапанов минимальная частота вращения холостого хода была равна около $n=600$ мин⁻¹, то при установке опытных клапанов и $\theta=13^\circ$ п.к.в. до ВМТ она была снижена до $n=435$ мин⁻¹, а при $\theta=7^\circ$ п.к.в. до ВМТ - до $n=360$ мин⁻¹. Часовой расход топлива и массовые выбросы токсичных компонентов ОГ были при этом значительно снижены.

Результаты проведенных исследований показали возможность значительного улучшения топливной экономичности, снижения дымности ОГ и эмиссии продуктов неполного сгорания топлива при использовании стабилизирующих нагнетательных клапанов предложенной конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для ВУЗов. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. - 344 с.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 376 с.
3. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В.Астахов, Л.Н.Голубков, В.И.Трусов и др. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
4. Лышевский А.С. Системы питания дизелей. - М.: Машиностроение, 1981. - 216 с.
5. Голубков Л.Н., Еремин Г.В., Скороделов С.Д. Влияние нагнетательных клапанов на неравномерность подачи топлива по цилиндрам // Совершенствование автомобильных и тракторных двигателей: Сб.науч.трудов МАДИ. - М.: Изд-во МАДИ, 1992. - С.56-62.

6. Голубков Л.Н., Мальчук В.И., Хакимов А.М. Исследование влияния некоторых параметров топливной аппаратуры на чувствительность насосной секции к перестановке форсунки // Автотракторные двигатели внутреннего сгорания: Сб.науч.трудов МАДИ. - М.: Изд-во МАДИ, 1975. - Вып.92. - С.71-76.

7. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян и др. Под ред. И.В. Астахова. - М.: Машиностроение, 1971. - 359 с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ В ДИЗЕЛЯХ

Девянин С.Н., Марков В.А., Коршунов Д.А.

МГАУ им. В.П. Горячкина, МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Основным источником моторного топлива является нефть, запасы которой ограничены. Производство нефтяных топлив все больше отстает от спроса на него и это проявляется на стоимости товарных топлив. На рис. 1 приведены данные ОПЕК по разведанным мировым запасам нефти и прогноз их истощения [1]. Приведенный прогноз показывает, что через 15-20 лет останется только четыре нефтедобывающих страны, а значит топливно-энергетическая проблема еще более обострится, если не будет решен вопрос замещения нефтяного топлива для ДВС.

Прогноз истощения разведанных запасов нефти

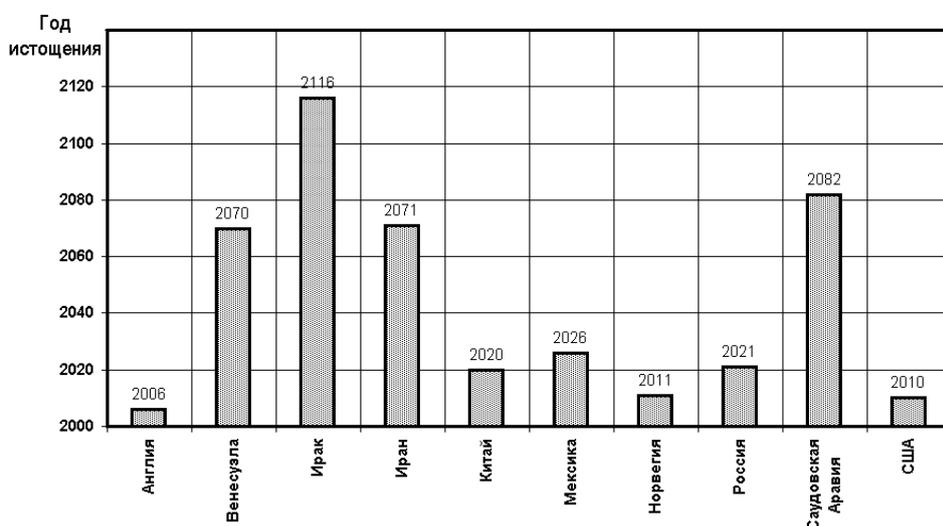


Рис.1. Прогноз истощения разведанных мировых запасов нефти

Каждые пять лет мировой автомобильный парк увеличивается на 5%, а следовательно, увеличиваются и потребности в топливе. Возникающий дефицит топлива растет с каждым годом. Ожидается, что после 2015 года дефицит нефти превысит 10% от объема добычи. В России ситуация аналогичная. Разведанных запасов нефти хватит до 2021 года, а открытие и

разработка новых месторождений потребует существенно больших затрат. Поэтому все более актуальной становится проблема применение в дизелях альтернативных топлив. Одним из наиболее перспективным среди них является рапсовое масло (РМ). Это возобновляемый источник энергии: высокая урожайность рапса дает возможность получать с одного гектара посевов рапса 1000-1500 литров масла, служащего основой для производства топлива. Схематично получение РМ из семян рапса и топлив на его основе показано на рис.2.

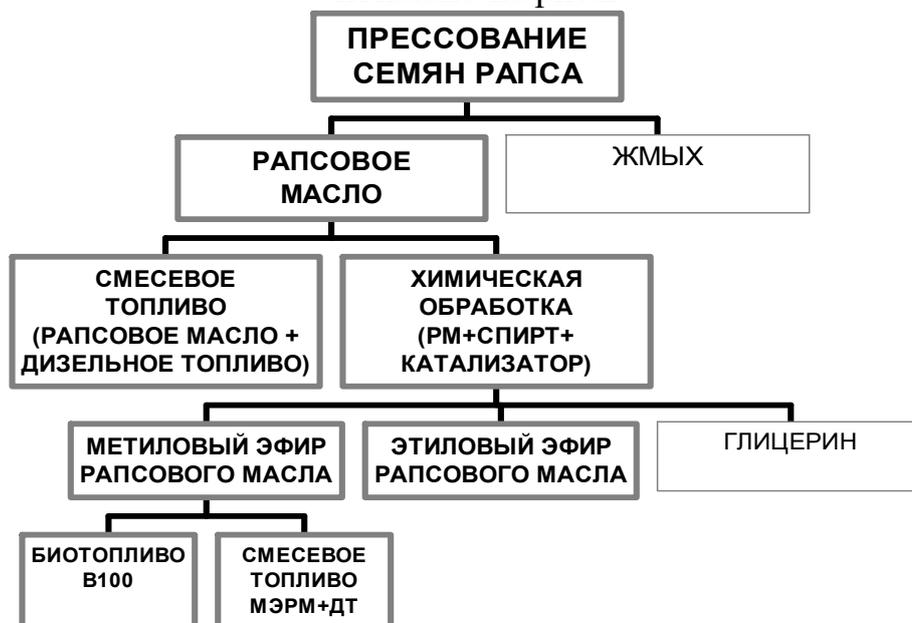


Рис.2. Схема получения различных топлив на основе рапсового масла

Преимуществом использования на транспорте РМ являются его высокие экологические свойства. Оно не загрязняет почву и грунтовые воды при утечках, так как в атмосферных условиях полностью разлагается в течение трех недель. Содержание в РМ около 12% кислорода (по массе) позволяет заметно снизить выбросы в атмосферу с отработавшими газами (ОГ) продуктов неполного сгорания топлива - монооксида углерода СО и легких углеводородов $СН_x$, являющихся нормируемыми токсичными компонентами. РМ не содержит соединений серы, что приводит к отсутствию в ОГ оксидов серы SO_x - сернистых газов и образующихся из них кислот. В рапсовом масле отсутствуют и полициклические ароматические углеводороды, являющиеся канцерогенами. Использование в качестве топлива рапсового масла не нарушает баланс между кислородом и углекислым газом в атмосфере.

Существует несколько способов использования РМ в качестве топлива для дизелей. Самым доступным является использование РМ в виде смеси с ДТ.

Так как РМ и ДТ хорошо перемешиваются в любых пропорциях, то в получении таких смесей также не возникает проблем. Более глубокая переработка РМ на специальных заводах позволяет получать эфиры рапсового масла, которые по своим свойствам ближе к ДТ, особенно метиловый эфир

рапсового масла (МЭРМ). Возможно использование в дизелях и этилового эфира рапсового масла (ЭЭРМ). Во многих странах Западной Европы и в Америке МЭРМ уже несколько лет находит применение в качестве биотоплива для дизелей. Общее его производство в 2004 году превысило 3млн. тонн и с каждым годом увеличивается. Рыночная стоимость биотоплив за рубежом на 5-10% ниже стоимости ДТ.

Использование биотоплива в дизелях может осуществляться как в виде чистого МЭРМ (В100), так и в виде его смесей с РМ или ДТ в любых пропорциях. Широкое применение находит смесь 20% МЭРМ и 80% ДТ. Так как ДТ хорошо перемешивается с МЭРМ в любых пропорциях, то не возникает проблем с заправкой транспортных средств. Мощностные характеристики дизелей на этих топливах практически одинаковы. Физико-химические свойства отмеченных топлив приведены в табл. 1.

Таблица 1. Физико-химические свойства топлив

Физико-химические свойства	Топлива						
	ДТ	0,8 ДТ+ 0,2 РМ	0,6 ДТ+ 0,4 РМ	0,4 ДТ+ 0,6 РМ	РМ	МЭРМ	ЭЭРМ
Плотность при 20° С,	830	848	865	882	916	877	895
Вязкость кинематическая при 20° С, мм ² /с	3,8	9	19	30	75	8	32
Теплота сгорания низшая Н _ц , МДж/кг	42,5 (35,3)	41,5 (35,0)	40,4 (34,8)	39,4 (34,6)	37,3 (34,2)	37,8 (33,2)	36,8 (32,9)
Цетановое число	45	-	-	-	36	48	-
Температура самовоспламенения, ° С	250	-	-	-	318	230	-
Стехиометрическое соотношение по массе	14,3 : 1	13,9 : 1	13,5 : 1	13,1 : 1	12,5 : 1	12,6 : 1	12,6 : 1
Содержание, % по массе							
С	87,0	85,0	82,0	81,0	77,0	77,5	77,6
Н	12,6	12,5	12,4	12,2	12,0	12,0	12,0
О	0,4	2,5	5,6	6,8	11,0	10,5	10,4
Содержание серы, % по массе	0,20	0,16	0,12	0,08	0,002	0,002	-
Коксуемость 10% - ного остатка, % по массе	0,2	-	-	-	0,4	0,3	0,3
Удельное содержание углерода (по Н _ц), г/МДж	20,5	20,5	20,5	20,6	20,6	20,5	20,5

Отличия свойств топлив вызывает определенные трудности их использования в дизелях. В первую очередь, это относится к большей вязкости РМ, которая является важнейшим параметром, определяющим качество процессов распыливания и смесеобразования. РМ отличается и худшей вос-

пламеняемостью в условиях камеры сгорания дизеля - его цетановое число заметно ниже, чем у дизельного топлива (соответственно 36 против 45 единиц). Меньше и удельная теплота сгорания рапсового масла: низшая теплота сгорания ДТ составляет около 43 МДж/кг, а рапсового масла - 37 МДж/кг. Все эти факторы снижают эффективность использования чистого РМ в качестве топлива для транспортных дизелей. Указанные различия физико-химических свойств приводят к тому, что при работе дизеля на чистом РМ возникает целый ряд проблем, связанных с худшим смесеобразованием, более высокой температурой самовоспламенения, повышенной дымностью ОГ, меньшей эксплуатационной мощностью, затрудненным запуском. Но эти проблемы могут решаться использованием его в смеси с ДТ. Определение допустимых концентраций содержания РМ в смесевом топливе (СТ) позволит использовать его в серийных дизелях без существенных конструктивных переделок, ухудшения показателей их работы и в ближайшее время начать замещение ДТ на транспорте.

Для осуществления такой оптимизации состава СТ проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245 (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода при его работе на топливах, состоящих из смеси РМ и ДТ в различных соотношениях при отсутствии дополнительных регулировок. При этом содержание РМ в СТ варьировалось от 0 до 60 % (объемных). Результаты экспериментов представлены в табл. 2 и на рис. 3.

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245, работающего на дизельном и смесевых топливах

Показатели дизеля		Объемная концентрация рапсового масла в смесевом топливе, %			
		0	20	40	60
Номинальный режим	Удельный эффективный расход топлива, $g_e^{N_{max}}$, г/(кВт·ч)	249	255	258	265
	Эффективный КПД, $\eta_e^{N_{max}}$	0,340	0,340	0,345	0,345
	Дымность ОГ, $K_x^{N_{max}}$, %	11,0	8,0	7,0	8,0
Режим максимального крутящего момента	Удельный эффективный расход топлива, $g_e^{M_{max}}$, г/(кВт·ч)	226	232	240	243
	Эффективный КПД, $\eta_e^{M_{max}}$	0,375	0,374	0,372	0,376
	Дымность ОГ, $K_x^{M_{max}}$, %	25,0	16,5	13,0	11,0
Интеграль-	Оксиды азота, e_{NOx} , г/(кВт·ч)	7,44	7,16	7,03	6,60

ные удельные выбросы	Монооксид углерода, e_{CO} , г/(кВт·ч)	3,48	3,81	3,88	3,77
	Углеводороды, e_{CHx} , г/(кВт·ч)	1,52	0,97	0,95	1,08

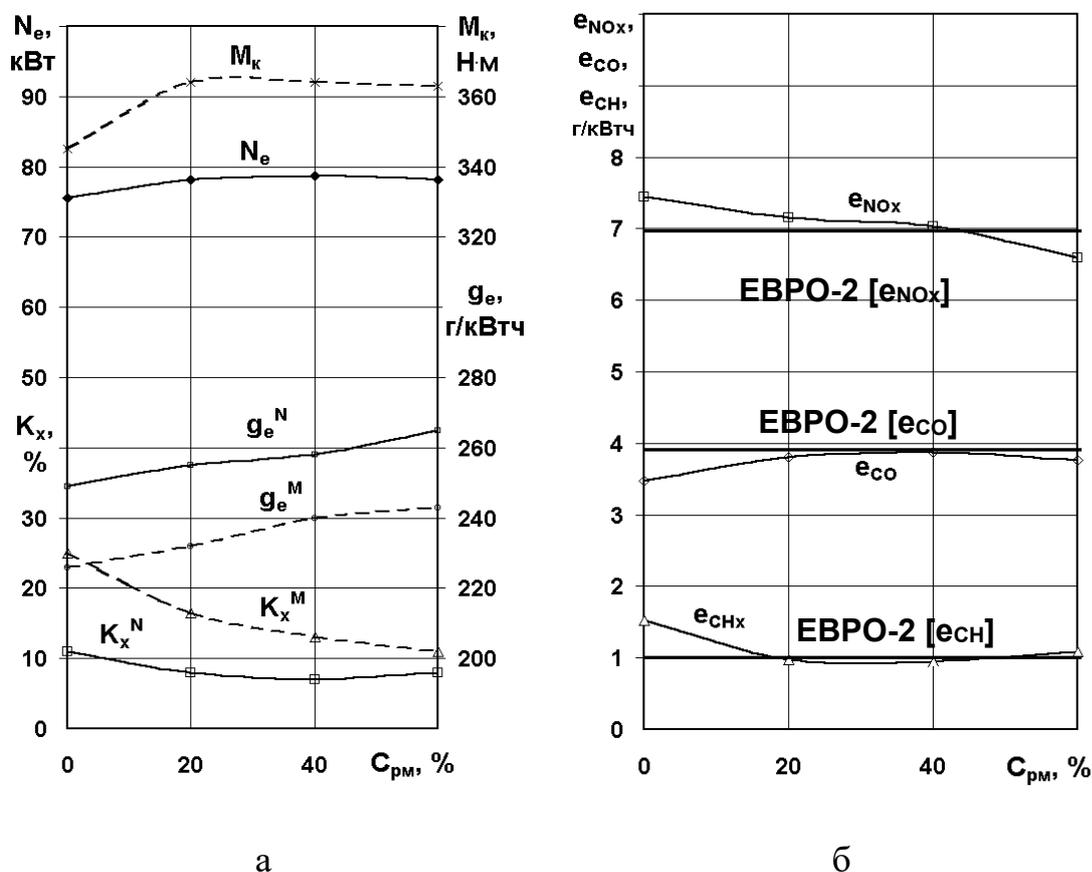


Рис.3. Изменение показателей дизеля от концентрации РМ в СТ:
а – мощностные, экономические показатели и дымность ОГ;
б – удельные выбросы токсичных компонентов ОГ;
— - номинальный режим;
- - - - режим максимального крутящего момента

Анализ результатов исследований показывает существенное влияние добавки РМ в топливо. Концентрация РМ 20% уже существенно (на 27-34%) уменьшает дымность ОГ как на номинальном режиме, так и на режиме максимального крутящего момента, причем номинальное значение мощности увеличилось на 3,3 %, а максимального крутящего момента – на 11,5 % (рис.3,а). Удельный эффективный расход топлива увеличивается по мере роста концентрации РМ в СТ в среднем на 2,7-2,8 г/(кВт·ч) на каждые 10 % увеличения концентрации, в основном, из-за снижения теплотворной способности топлива при добавлении РМ. Эффективный КПД при изменении концентрации РМ в СТ от 0 до 60 % практически не меняется.

На рис. 3,б показано изменение удельных выбросов токсичных компонентов на режимах 13-ти ступенчатого цикла при изменении концентра-

ции РМ в СТ. При работе на ДТ не обеспечиваются нормы по выбросам NO_x и CH_x , а увеличение концентрации РМ более 40 % позволяет обеспечить выполнение норм ЕВРО-2 по всем нормируемым газовым составляющим. Приведенные экспериментальные данные подтвердили возможность оптимизации состава СТ с учетом обеспечения требуемых экономических и экологических показателей дизеля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пронин Е.Н. В поисках ответов // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2003. – №6. – С. 5-10.

ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Кузнецов А.Г., Марков В.А., Шатров В.И., Афанасьев В.Н., Фурман В.В.¹

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва,

¹*ППП «Дизельавтоматика», г. Саратов*

Работа транспортных дизелей с турбонаддувом на неустановившихся режимах характеризуется рассогласованием работы различных систем двигателя [1,2]. В частности, в переходных процессах разгона и наброса нагрузки дизелей с турбонаддувом турбокомпрессор не успевает своевременно увеличить подачу воздуха в соответствии с быстрым увеличением подачи топлива. Это вызывает кратковременное снижение коэффициента избытка воздуха α , неполное сгорание топлива, ухудшение экономических, экологических и динамических качеств дизеля.

Экспериментальное исследование переходных процессов достаточно трудоемко и не всегда возможно из-за многообразия этих процессов. Следует отметить и сложность точного воспроизведения динамических возмущающих воздействий, оказываемых на объект регулирования. На практике применяется лишь оценка дымности отработавших газов (ОГ) при свободном ускорении двигателя.

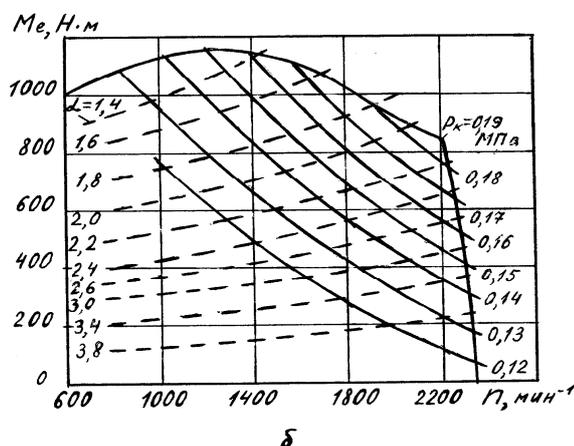
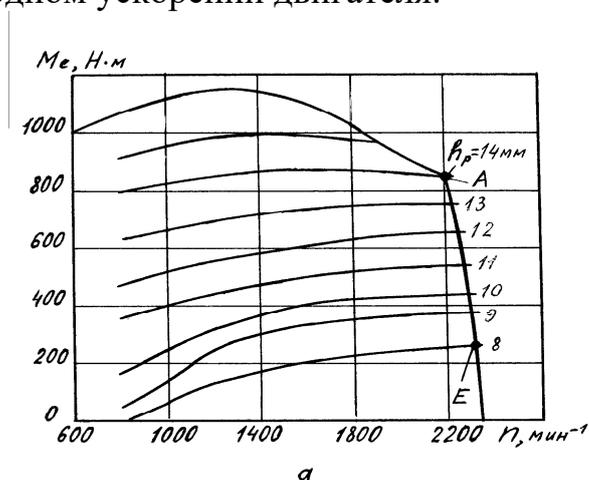


Рис.1. Характеристики положения h_p рейки ТНВД (а), давления наддувочного воздуха p_k и коэффициента избытка воздуха α (б) дизеля КАМАЗ-740

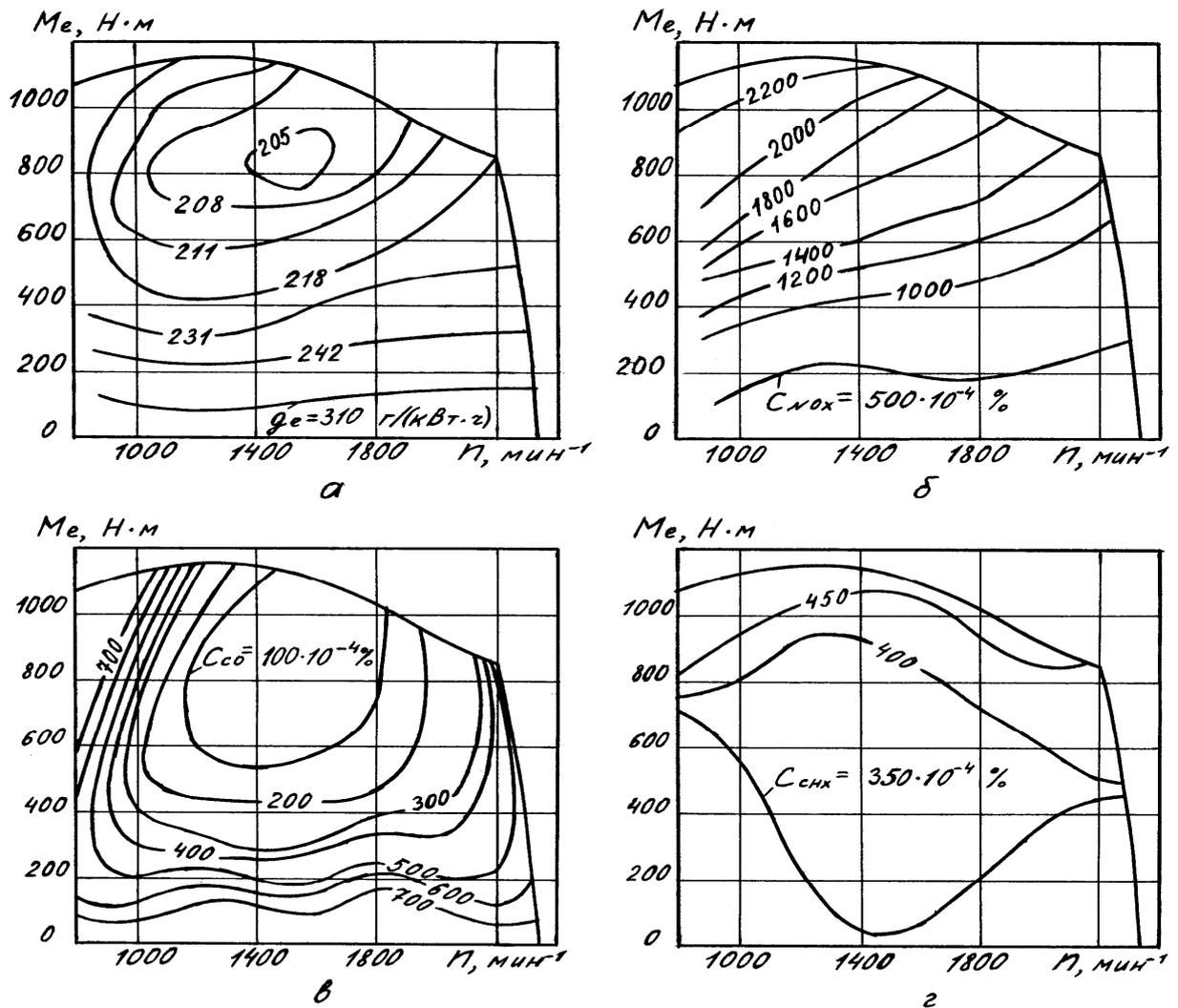


Рис.2. Характеристики удельного эффективного расхода топлива g_e (а), концентраций оксидов азота C_{NOx} (б), монооксида углерода C_{CO} (в), углеводородов C_{CHx} (г) в ОГ дизеля КАМАЗ-740

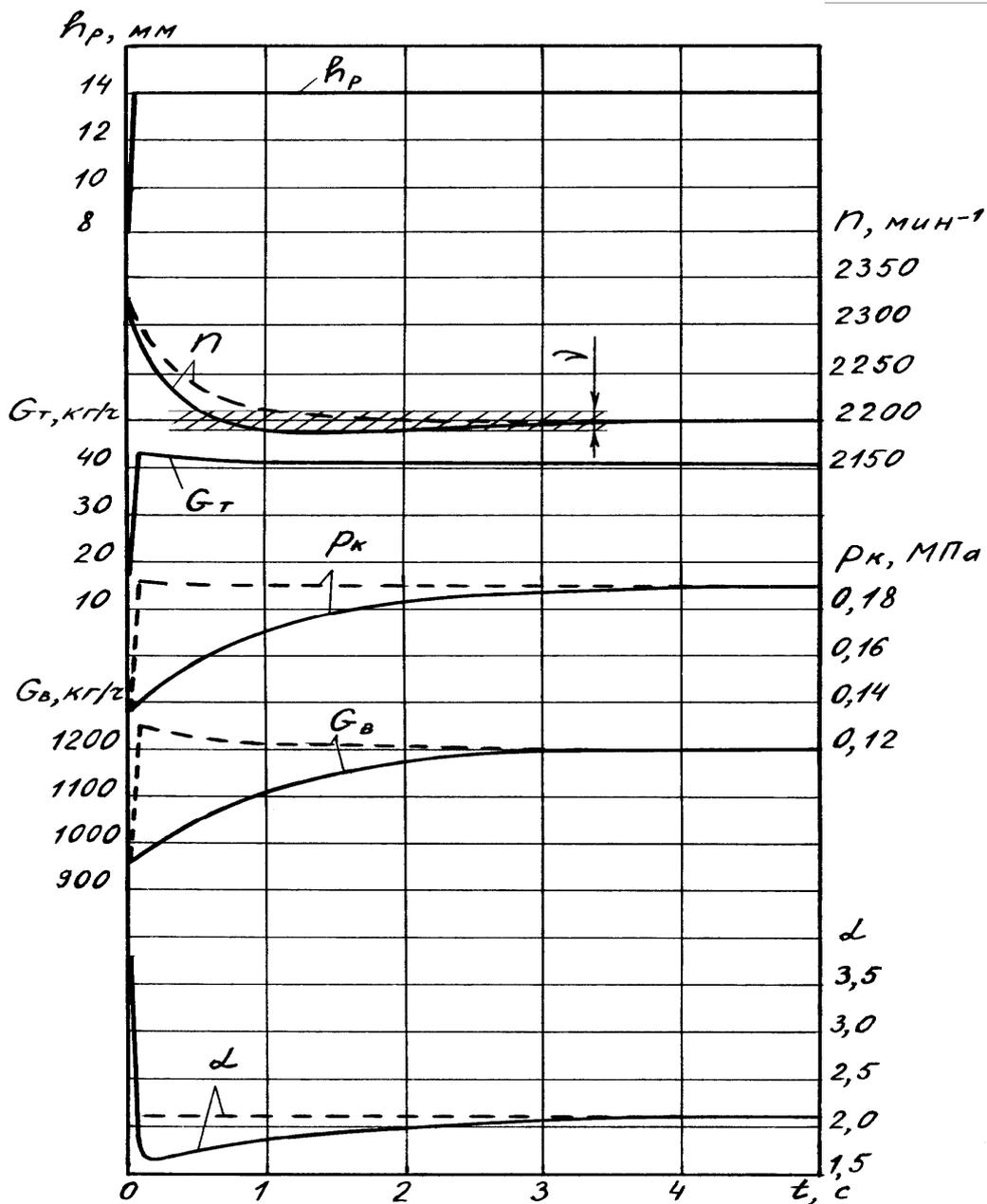


Рис.3. Зависимость параметров дизеля КамАЗ-740 от времени переходного процесса t : 1 - наброс нагрузки без применения средств снижения дымности ОГ; 2 - наброс нагрузки с подачей дополнительного воздуха

Известные методики расчета переходных процессов дизелей также не позволяют оценить изменение показателей токсичности ОГ дизеля в переходных процессах.

При определении показателей дизеля на неустановившихся режимах необходимо предварительно определить зависимости параметров дизеля от времени t на этих режимах, которые можно получить либо экспериментально, либо расчетным путем с использованием математических моделей систем автоматического регулирования (САР).

Исследование динамических качеств дизеля с турбонаддувом проведено по линейной математической модели САР. Базой для создания такой модели является дифференциальные уравнения элементов САР, предложенные в работах В.И. Крутова, например [1,2]. С использованием этих уравнений проведено моделирование переходного процесса наброса нагрузки на дизель КамАЗ-740, получаемого путем изменения настройки потребителя - увеличения момента сопротивления потребителя M_c с 250 до 850 Н·м и соответствующего переводу двигателя из точки E (рис.1,*a*) предельной регуляторной характеристики в точку A номинального режима. Характеристики давления наддувочного воздуха p_k и коэффициента избытка воздуха α на этих режимах работы двигателя представлены на рис.1,*б*, а характеристики удельного эффективного расхода топлива g_e и объемных концентраций в ОГ оксидов азота C_{NOx} , монооксида углерода C_{CO} и углеводородов C_{CHx} - на рис.2 [3,4]. Полученные при моделировании характеристики переходного процесса наброса нагрузки исследуемой САР показаны на рис.3.

Резкое перемещение регулятором дозирующей рейки из положения $h_p=8$ мм в положение $h_p=14$ мм приводит к снижению коэффициента избытка воздуха α до 1,65 за счет инерционности ротора турбокомпрессора и, как следствие – к неполному сгоранию топлива, снижению экономичности, потере приемистости двигателя. Исправление этого недостатка возможно при оснащении дизеля системой дополнительной подачи воздуха с соответствующей системой управления. В этом случае коэффициент избытка воздуха не уменьшается ниже $\alpha=2,1$, переходный процесс с провалом частоты вращения трансформируется в переходный процесс без переуправления (сплошная и пунктирная характеристики $n=f(t)$ на рис.3), а его продолжительность t_n сокращается с 1,55 до 1,03 с.

В рассматриваемом переходном процессе двигатель, работающий на исходном установившемся режиме E (рис.1,*a*) предельной регуляторной характеристики с неполной нагрузкой, переходит на новый установившийся режим A с полной нагрузкой. При этом двигатель последовательно проходит через неустановившиеся режимы, отличающиеся от сходственных установившихся режимов предельной регуляторной характеристики значениями коэффициента избытка воздуха α , а также температурным состоянием деталей двигателя. Поэтому при определении показателей топливной экономичности и токсичности ОГ на указанных неустановившихся режимах в предлагаемой методике использованы аналогичные показатели для сходственных установившихся режимов (рис.2), которые корректировались с учетом значений α на рассматриваемых неустановившихся режимах. При этом учитывалось, что подавляющую часть исследуемых неустановившихся режимов составляют режимы с максимальной подачей топлива ($h_p=14$ мм), но с недостаточной подачей воздуха. То есть эти режимы близки к номинальному режиму (точка A на рис.1,*a*), но отличаются от не-

го пониженными значениями коэффициента избытка воздуха α . Поэтому для корректирования показателей дизеля в соответствии со значениями α использованы обобщенные характеристики этих показателей, полученные путем подачи воздуха в двигатель от постороннего источника при различных давлениях p_k и постоянной номинальной подаче топлива (рис.4) [3].

Для сравнительного анализа показателей дизеля выбран номинальный режим (точка A на рис.1, a), а также интегральные показатели работы дизеля на 14-ти установившихся режимах предельной регуляторной характеристики между точками E и A с крутящим моментом M_e от 250 до 850 Н·м и интервалом между смежными узловыми точками $\Delta M_e=50$ Н·м (табл.1).

Таблица 1.
Показатели дизеля на различных режимах работы

Режимы работы	g_e , г/(кВт·ч)	e_{NOx} , г/(кВт·ч)	e_{CO} , г/(кВт·ч)	e_{CHx} , г/(кВт·ч)	t_n , с	σ , %
Номинальный режим	218,0	13,10	3,07	1,37	-	-
Статические режимы предельной регуляторной характеристики	235,1	11,63	4,41	1,58	-	-
Наброс нагрузки без применения средств снижения дымности ОГ	229,5	12,55	3,75	1,54	1,55	0,55
Наброс нагрузки с подачей воздуха от постороннего источника	228,5	13,00	3,62	1,41	1,03	0

При расчете интегральных показателей переходного процесса дизеля, не оснащенного системой подачи дополнительного воздуха, выделены узловые точки с интервалом между смежными точками $\Delta t_n=0,2$ с. Таким образом, расчет показателей дизеля проведен для 9-ти точек, соответствующих времени переходного процесса $t_n=0$ с (начало переходного процесса); 0,2 с ... 1,4 с; 1,55 с (окончание переходного процесса). Для каждой узловой точки по характеристикам переходного процесса (см. рис.3) определена соответствующая ей частота вращения коленчатого вала n и по этому значению n с использованием данных рис.2 получены показатели топливной экономичности (g_e) и токсичности ОГ (C_{NOx} , C_{CO} , C_{CHx}) для сходственных установившихся режимов предельной регуляторной характеристики. Затем эти показатели были скорректированы с использованием значений α на рис.3 и зависимостей на рис.4.

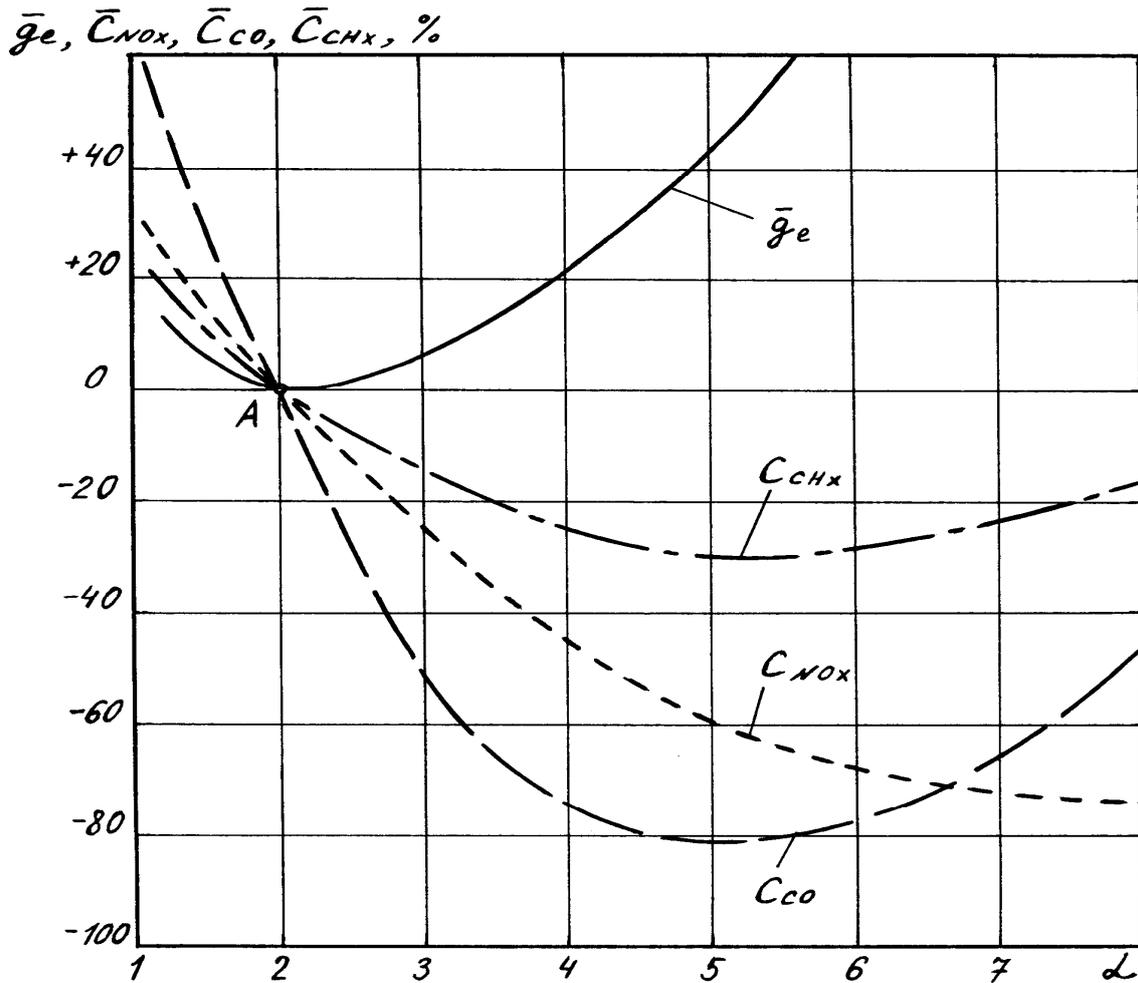


Рис.4. Обобщенная зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e , концентраций оксидов азота C_{NOx} , монооксида углерода C_{CO} , углеводородов C_{CHx} в ОГ дизеля КаМАЗ-740 от коэффициента избытка воздуха α

В исследуемом переходном процессе после наброса нагрузки дозирующая рейка практически мгновенно перемещается регулятором в положение максимальной подачи топлива. Однако, мощность N_e дизеля (его крутящий момент M_e) увеличивается более плавно по мере раскрутки ротора турбокомпрессора и соответствующего увеличения подачи воздуха в цилиндры. Поэтому при расчете удельных показателей двигателя (g_e , C_{NOx} , C_{CO} , C_{CHx}) его крутящий момент в выбранных узловых точках определялся по статической характеристике $M_e=f(n)$ на рис.2 в соответствии с определенными ранее значениями n . По скорректированным g_e , C_{NOx} , C_{CO} , C_{CHx} и найденным M_e определены интегральные показатели дизеля на выделенных 9-ти неустойчившихся режимах (табл.1).

Аналогичным образом получены интегральные показатели дизеля с системой подачи дополнительного воздуха в переходном процессе наброса нагрузки для временного интервала переходного процесса $t_{п}=0 \dots 1,03$ с - для шести узловых точек $t_{п}=0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,03$ с (табл.1). По данным

табл.1 следует отметить более предпочтительные показатели дизеля, работающего на номинальном режиме (в точке А на рис.1,*a*), по сравнению с интегральными показателями дизеля на 14-ти установившихся режимах предельной регуляторной характеристики. Это обусловлено сравнительно невысоким качеством рабочего процесса дизеля на установившихся режимах с неполной нагрузкой (например, в точке Е на рис.1,*a*). Показатели на установившемся номинальном режиме более предпочтительны и по сравнению с интегральными показателями дизеля в исследуемом переходном процессе. Однако, отмечено улучшение показателей в переходном процессе набора нагрузки на дизель, оснащенный системой дополнительной подачи воздуха по сравнению с переходным процессом дизеля без системы подачи дополнительного воздуха.

Проведенные расчетные исследования подтвердили эффективность предложенной методики и возможность ее использования для практических расчетов экономических и экологических показателей в наиболее характерных для транспортного дизеля переходных процессах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. - М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989. - 416 с.
3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для ВУЗов. - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2004. - 344 с.
4. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 376 с.

МНОГОРЕЖИМНЫЙ ДИНАМИЧЕСКИЙ КОРРЕКТОР ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

Смирнов А.Б.

ГТУ «МАДИ», г. Москва

В работе показана возможность применения искусственных нейронных сетей (ИНС) как в качестве алгоритма реализации динамической цикловой подачи топлива, так и в качестве классификатора динамических режимов работы двигателя при обучении динамического корректора подачи топлива (ДКТ). Решения отработывались на динамических моделях, реализованных в приложении SIMULINK математического пакета MATLAB. Объектом управления являлась многопараметрическая модель смесеобразования с распределёнными по режимам параметрами. Идентификация модели двигателя производилась на основе экспериментов, проведённых на

двигателе 3МЗ-406, оснащённого микропроцессорной системой управления (МСУ) «МИКАС 10». Возмущения имитировались резким перемещением дроссельной заслонки (ДЗ) со случайно выбираемой амплитудой.

Анализ токсичных выбросов легкового автомобиля при испытаниях по ездовому циклу показывает, что их основная доля приходится на режимы холодного пуска, динамического прогрева и резкого перемещения дроссельной заслонки на прогретом двигателе [1]. Это связано с отклонением состава смеси от стехиометрического значения из-за присутствия топливной плёнки во впускном трубопроводе, что приводит к неэффективной работе нейтрализатора. Поэтому, в современных МСУ для реализации более точного динамического управления подачей топлива применяются многопараметрические модели с распределёнными по режимам параметрами. Это приводит к необходимости проведения большого объёма моторных испытаний. При этом в процессе эксплуатации параметры ДКТ не адаптируются к изменениям процессов в двигателе, что негативно сказывается на показателях автомобиля. Поэтому применение самоорганизующихся ИНС в качестве алгоритма управления динамической подачей топлива может обеспечить не только настройку без участия человека при калибровочных работах, но и подстройку параметров ДКТ к двигателю на протяжении всей эксплуатации автомобиля [2]. В связи с этим в последние годы за рубежом значительно увеличился интерес к использованию ИНС в качестве алгоритма управления динамической подачей топлива [3].

Функционально нейронный ДКТ разделён на две части: 1-я часть содержит «основную» ИНС, служащую для расчёта необходимой цикловой подачи топлива, а вторая содержит «вспомогательную» ИНС для классификации данных, поступающих для обучения «основной» ИНС. Выходом «основной» ИНС может быть как значение цикловой подачи топлива, реализуемой форсункой, так и значение массы топливной плёнки (см. рис. 1).

Во всех исследованных схемах управления в качестве «основной» применялась ИНС следующего типа: статическая двухслойная прямого распространения, с нелинейной функцией активации 1-го слоя и линейной функцией активации 2-го слоя. Алгоритм обучения: Левенберга-Макгвардта с использованием регуляризации по количеству нейронов 1-го слоя и с применением обучающего, тестового и контрольного множеств. В качестве «вспомогательной» применялась однослойная ИНС конкурирующего типа. Вид моделей «основной» и «вспомогательной» ИНС представлен на рис. 2. Так как решение обрабатывалось для прогретого двигателя, то в качестве контролируемых параметров для «основной» ИНС были приняты: цикловое наполнение воздухом двигателя (GBC) и частота вращения (FREQ), а для обучения также использовался сигнал динамического состава смеси (ALF).



Рис. 1. Возможные функции ИНС в составе многорежимного ДКТ.

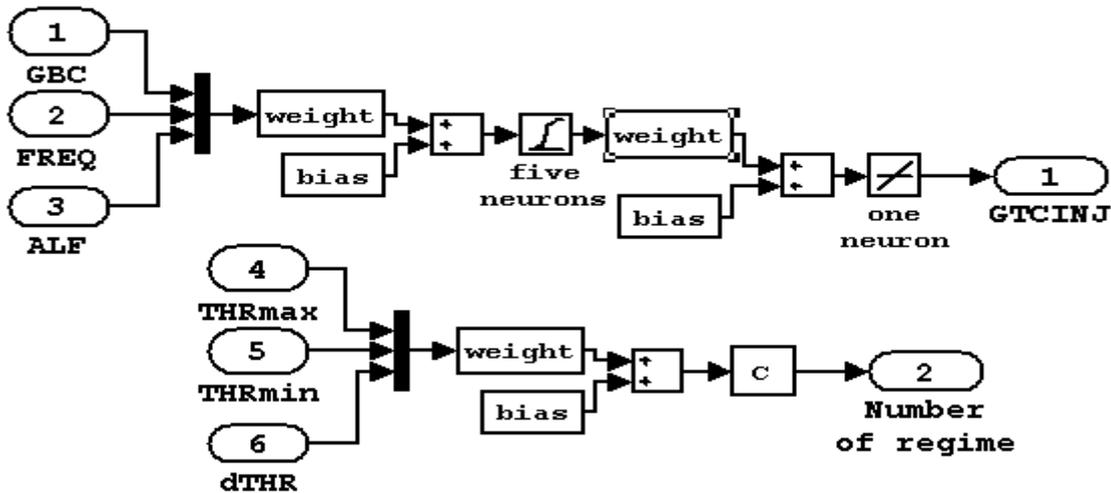


Рис. 2. Вид моделей «основной» и «вспомогательной» ИНС корректора.

Использование ИНС для классификации данных обусловлено наличием большого множества динамических режимов работы двигателя, которое трудно формализовать с помощью конечного набора лингвистических правил типа «если..., то...».

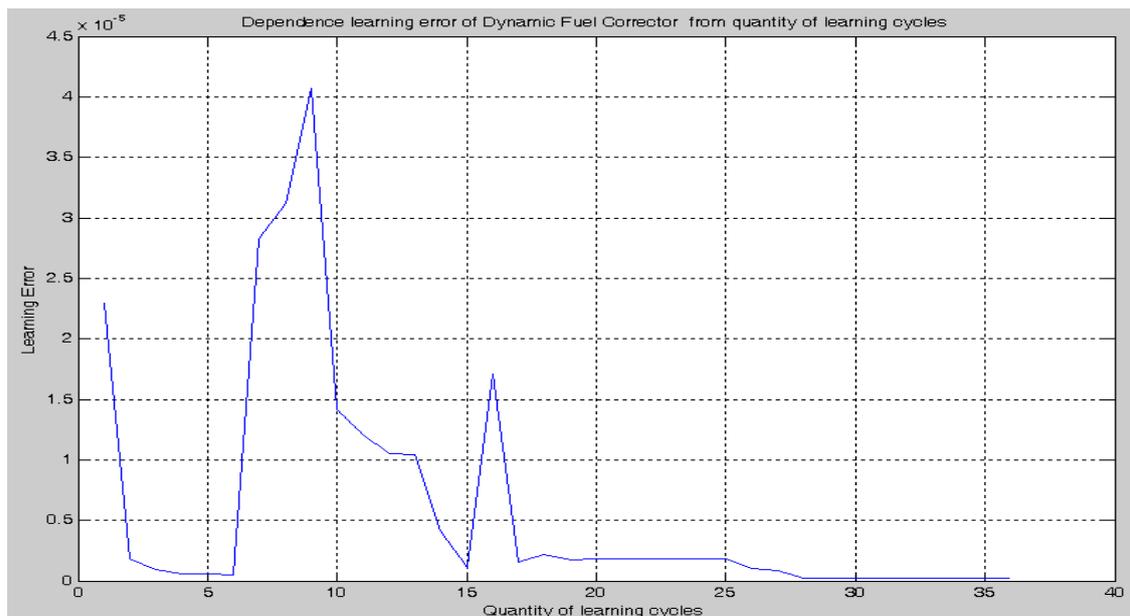


Рис. 3. Динамика настройки нейронного ДКТ при работе двигателя на 40–а произвольных характерных динамических режимах работы двигателя.

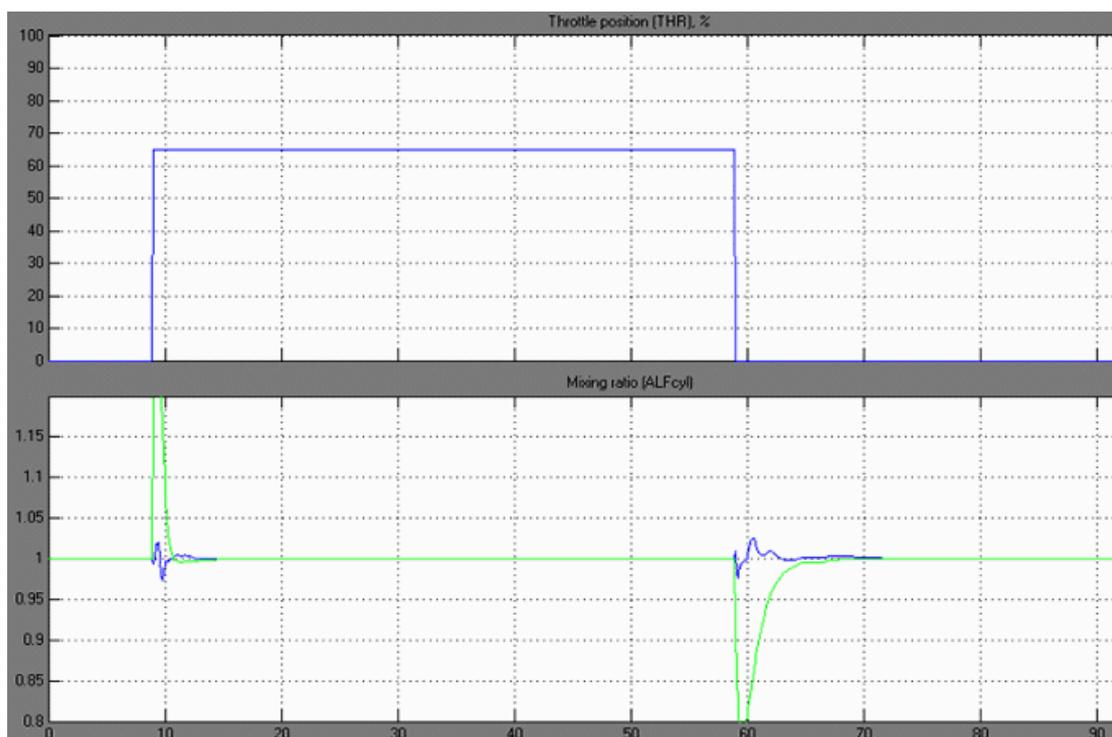


Рис. 4. Пример протекания составов смеси (нижний рисунок) до и после обучения нейронного ДКТ при произвольном резком перемещении ДЗ (верхний рисунок).

Классификация данных для обучения «основной» ИНС производилась по сигналу датчика положения дроссельной заслонки (ДЗ), и в качестве контролируемых параметров переходного процесса для «вспомогательной» ИНС были приняты: максимальное положение ДЗ (THR_{max}), минимальное положение ДЗ (THR_{min}) и направление изменения положения ДЗ ($dTHR$) – бинарного типа «1»- открытие, «-1» - закрытие). На рис. 3 и рис. 4 приведено протекание ошибки обучения и составов смеси до и после обучения ДКТ при настройке на 40-а характерных динамических режимах двигателя.

Использование ИНС непосредственно для расчёта цикловой подачи позволяет компенсировать не только динамическое отклонение состава смеси, но и ошибку расходомера воздуха на статических режимах работы двигателя. Недостатком является длительный итерационный подбор параметров управления, т.е. один режим должен повториться несколько раз, но при длительной эксплуатации автомобиля это не является критичным.

При использовании ИНС в качестве наблюдателя топливной плёнки ошибка в определении начальной массы плёнки не влияет на результат коррекции. Значение текущей массы топливной плёнки получается интегрированием величины изменения массы плёнки за цикл. В свою очередь, изменение массы топливной плёнки за цикл определяется разницей между цикловой подачей топлива, реализованной форсункой, и количеством топ-

лива, поступившего в цилиндр, рассчитанного по сигналу линейного лямбда-зонда и цикловому наполнению воздухом двигателя.

Как следует из рис. 3, процессу уменьшение ошибки обучения свойственен колебательный характер, что определяется взаимным влиянием процедур обучения «основной» и «вспомогательной» ИНС. Причём такой характер протекания ошибки характерен как при использовании ИНС для расчёта цикловой подачи, так и при использовании в качестве наблюдателя массы топливной плёнки. При настройке нейронного ДКТ на 40-а динамических режимах удовлетворительная компенсация (см. рис. 4) достигается за 35 циклов обучения.

Недостатком схемы нейронного ДКТ с использованием двух ИНС является очень плохое управление на начальных этапах обучения по сравнению с ДКТ, использующим диспетчер с жёсткой, заранее определённой логикой, хотя при использовании ИНС в качестве наблюдателя массы топливной плёнки негативного влияния на протекание состава смеси можно избежать, временно отключив ДКТ до удовлетворительного обучения. В случае применения ИНС для реализации цикловой подачи топлива такой вариант исключён, т.к. последующий целевой вектор топливоподачи ИНС зависит от предыдущего. Следует отметить, что на практике целесообразно применять комбинацию описанных методов использования ИНС в одном ДКТ в зависимости от наличия достаточных данных для обучения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Silva, Carla M., Farias, Tiago L., Mendes-Lopes, José M. C. Cold start, part warm start and warm up simulation of vehicles in ECOGEST / Instituto Superior Técnico, Portugal, F2004V045, 2004.
2. Омату С., Халид М., Юсоф Р. Нейроуправление и его приложения. - М.: Радиотехника, 2000.
3. Alippi C., Russis C., Piuri V. A Neural-Network Based Control Solution to Air-Fuel Ratio Control for Automotive Fuel-Injection Systems / IEEE transactions on systems, man and cybernetics –part C: applications and reviews, VOL. 33, NO. 2, 2003.

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ЦИФРОВЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Хрящев Ю.Е., Скурыгин Е.Ф., Тихомиров М.В.
ЯГТУ, г. Ярославль

Проблема обеспечения устойчивости холостого хода автомобильных дизелей возникла при доводке электронной системы ЭСУ-1 на дизелях серии КАМАЗ-740.60-360, КАМАЗ-740.61-320, КАМАЗ-740.62-280, по-

сколькx двухкаскадный ПИД регулятор автоматически не обеспечивает устойчивой работы дизеля при отключении нагрузки. Алгоритмы управления получаютx более эффективными, если не создавать специальной СУ холостого хода, а найти универсальные, т.е. обеспечивающие устойчивую работу дизеля на всех нагрузочно-скоростных режимах как при сбросе нагрузки, так и при набросе, включая и режимы холостого хода, и режимы торможения двигателем. Целью настоящей работы является исследование возможностей повышения устойчивости работы дизеля на холостом ходу, а также уменьшения времени переходных процессов. Для достижения этих целей строится математическая модель системы управления, проводится анализ устойчивости алгоритмов регулирования частоты вращения.

Уравнение частоты вращения двигателя имеет следующий вид

$$J \frac{d\Omega}{dt} = M_{\Sigma}, \quad (1)$$

где Ω - частота вращения двигателя; J - суммарный момент инерции двигателя и нагрузки, приведенной к коленчатому валу; t – время; M_{Σ} - суммарный момент приложенных сил. Последний можно представить в виде

$$M_{\Sigma} = M_1 + M_2 + M_3, \quad (2)$$

где M_1 – крутящий момент, M_2 – момент сил внешнего сопротивления, M_3 – момент сил внутреннего трения. Мгновенное значение крутящего момента можно представить в следующем виде

$$M_1(t) = K_1 * h(t - \tau_1) + M'(t), \quad (3)$$

где в соответствии с [1] K_1 – коэффициент пропорциональности крутящего момента к координате рейки; τ_1 – запаздывание (время, необходимое на движение и сгорание топлива); $M'(t)$ – флуктуационная составляющая («шум» двигателя); среднее по времени значение $M'(t)$ равно нулю. Предположим, что момент сил внутреннего трения пропорционален частоте вращения

$$M_3 = -\theta \Omega, \quad (4)$$

где θ - коэффициент сопротивления.

С учетом (2) - (4) уравнение момента импульса (1) принимает следующий вид

$$J \frac{d\Omega(t)}{dt} + \theta * \Omega(t) = K_1 * h(t - \tau_1) + M'(t) - M_2(t). \quad (5)$$

Для классического ПИД регулятора по частоте вращения

$$\Delta h_{k+1} = -K_2 (\Delta \Omega_k + \frac{T_0}{T_2} (\Omega_k - \Omega_s) + \frac{T_3}{T_0} \Delta^2 \Omega_k) \quad (6)$$

где нижний индекс k соответствует характеристике в момент времени $t = kT_0$, T_0 – шаг квантования по времени, оператор Δ - конечная разность, т.е. $\Delta h_{k+1} = h_{k+1} - h_k$, K_2 - коэффициент регулятора, T_2 , T_3 - постоянные времени регулятора (интегральная и дифференциальная), Ω_s - задаваемая угловая скорость (частота).

Для модифицированного ПИД регулятора по координате рейки при явной схеме:

$$\Delta h_{k+1} = -[K_2 \Delta \Omega_k + K_3 T_0 (h_k - h_s) + \frac{K_4}{T_0} \Delta^2 \Omega_k], \quad (7)$$

при неявной схеме:

$$\Delta h_{k+1} = -[K_2 \Delta \Omega_k + K_3 T_0 (h_{k+1} - h_s) + \frac{K_4}{T_0} \Delta^2 \Omega_k], \quad (8)$$

где

$$h_s = fh(\Omega_k, \psi), \quad (9)$$

и функция $fh(\Omega, \psi)$ определяет задаваемое положение рейки топливного насоса для частоты Ω и настройки ψ .

Уравнение исполнительного механизма записывается в предположении, что положение рейки топливного насоса h , устанавливаемое исполнительным механизмом, отличается от величины h_1 , задаваемой регулятором частоты вращения, только запаздыванием на время τ_2 , т.е.

$$h(t) = h_1(t - \tau_2), \quad (10)$$

где τ_2 - время запаздывания исполнительного механизма.

В разомкнутой системе отклик угловой скорости (частоты) вращения на «шум» двигателя определяется частотной характеристикой

$$|W(\omega)| = \frac{1}{\theta \sqrt{1 + T_1^2 \omega^2}}, \quad T_1 = \frac{J}{\theta},$$

где T_1 – время релаксации двигателя. С ростом частоты колебаний ($\omega > T_1^{-1}$) амплитуда W_2 резко затухает. Отключение нагрузки приводит к уменьшению J . Поскольку момент инерции нагрузки в десятки раз больше момента инерции двигателя, то тем самым увеличивается отклик частоты вращения на «шумы» двигателя. Последнее объясняет резкое увеличение колебаний частоты вращения при переходе на холостой ход.

Анализ уравнений для замкнутой системы показал, что основными причинами неустойчивости является запаздывание исполнительного механизма и дискретизация сигналов по времени.

Для системы с цифровым ПИД регулятором (6) необходимое условие устойчивости выполняется в случае, если безразмерный параметр

$$A = \frac{K_1 K_2}{\theta}$$

не превосходит критического значения A_{cr} , равного

$$A_{cr} = \frac{T_0 + 2T_1}{T_0 + 2T_3} \quad (11)$$

Для случая $A < A_{cr}$ в области изменения переменных A , T_1 , T_2 , T_3 можно выделить следующие четыре характерные подобласти, в которых удастся получить аналитические решения для резонансной частоты и критического времени запаздывания (рис.1).

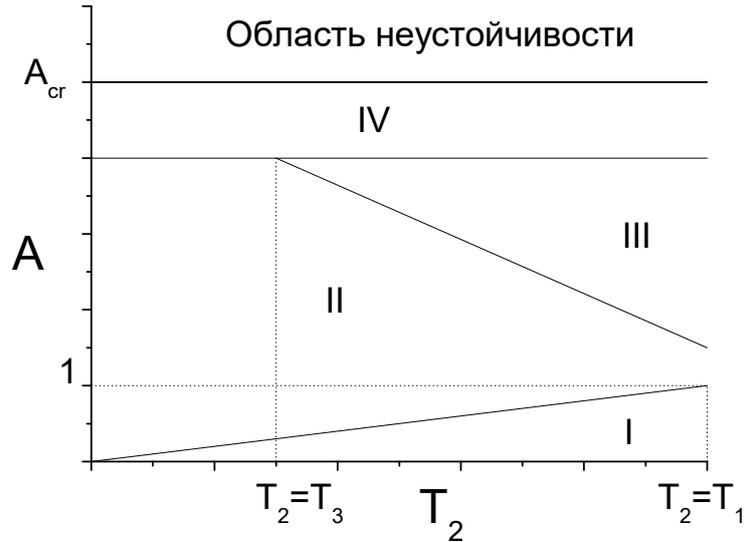


Рис.1. Режимы работы СУ с классическим ПИД регулятором (8): T_2 - интегральная постоянная времени, A – безразмерный коэффициент при пропорциональной составляющей ПИД регулятора, I – режим медленного интегрального регулятора, II – режим интегрального регулятора, III – режим пропорционального регулятора, IV – режим пропорционально- дифференциального регулятора

$$I) A \ll T_2/T_1 \quad \omega_{res} = \frac{A}{T_2} L \quad \tau_{cr} = \frac{T_2 \pi}{2A}; \quad (12)$$

$$II) A \gg T_2/T_1, A \leq 1 \text{ или } A > 1, A \ll A_{cr}, T_2 \ll T^*, T^* = \frac{A}{A^2 - 1} T_1$$

$$\omega_{res} = \sqrt{\frac{A}{T_1 T_2}} L \quad \tau_{cr} = \frac{A+1}{A} T_2; \quad (13)$$

$$III) A > 1, A \ll A_{cr}, T_2 \gg T^*,$$

$$\omega_{res}; \frac{\sqrt{A^2 - 1}}{T_1} L \quad \tau_{cr} = \frac{\pi T_1}{2\sqrt{A^2 - 1}}; \quad (14)$$

$$IV) A < A_{cr}, A_{cr} - A \ll A_{cr}$$

$$\omega_{res} \rightarrow \frac{\pi}{T_0} L \quad \tau_{cr} \rightarrow T_0 L \text{ при } L \quad A \rightarrow A_{cr} \quad (15)$$

В областях I и II в уравнении регулятора (8) доминирует интегральный член $\frac{T_0}{T_2} (\Omega_k - \Omega_s)$, влияние пропорционального и дифференциального членов пренебрежимо мало. В этих областях ПИД регулятор работает как интегральный регулятор. Причем в области I характерное время регулирования, равное T_2/A , значительно больше постоянной времени двигателя T_1 , поэтому область I) можно назвать областью медленного регулирования. В области III ведущим членом уравнения (8) является пропорциональный

член $\frac{T_3}{T_0} \Delta^2 \Omega_k$ (пропорциональный регулятор). В области IV резонансная частота и критическое время запаздывания определяются совместным действием пропорционального и дифференциального членов $\Delta \Omega_k + \frac{T_3}{T_0} \Delta^2 \Omega_k$ (пропорционально – дифференциальный регулятор).

Увеличение интегральной постоянной времени T_2 в областях параметров I и II приводит к уменьшению резонансной частоты и к увеличению критического времени запаздывания. Увеличение параметра A во всех областях параметров приводит к увеличению ω_{res} и уменьшению τ_{cr} . Величина шага квантования по времени T_0 влияет на устойчивость регулятора в области IV. Увеличение T_0 приводит к уменьшению A_{cr} и τ_{cr} .

Для регулятора (8) можно получить следующую оценку: при $K_3 \rightarrow \infty$

$$\tau_{cr} = \frac{\pi - \arctg(T_1 \omega_{res})}{\omega_{res}} \quad (16)$$

где

$$\omega_{res} = \frac{\sqrt{B^2 - 1}}{T_1} L \quad B = \frac{K_1 \varphi}{\theta} \quad (17)$$

В предельном случае $B \rightarrow \infty$ получаем более простую асимптотическую оценку

$$\tau_{cr} = \frac{\pi T_1}{2 B} = \frac{\pi J}{2 K_1 \varphi} \quad (18)$$

В соответствии с формулой (18) для известного времени запаздывания τ при $K_3 \rightarrow \infty$, $B \rightarrow \infty$ система с регулятором (8) будет работать в устойчивом режиме, если модуль градиента координаты рейки по частоте вращения φ не превосходит критического значения φ_{cr}

$$\varphi_{cr} = \frac{\pi J}{2 K_1 \tau} \quad (19)$$

Формула (21) будет справедлива и для регулятора (7) в предельном случае, когда шаг квантования по времени T_0 стремится к нулю.

С целью более детального изучения устойчивости системы управления были исследованы численные решения уравнения частоты вращения (7) совместно с уравнениями регуляторов (8)-(10) и с учетом эффекта запаздывания исполнительного механизма (12).

Для классического ПИД регулятора частоты вращения (8) критическое значение коэффициента A (как и K_1) существенно зависит от постоянной времени двигателя и нагрузки T_1 . Для каждой нагрузки, т. е. для каждого значения постоянной времени T_1 , существует свой оптимальный набор коэффициентов регулятора. На рис. 2 представлены два переходных процесса с ПИД регулятором (8) для двигателя с нагрузкой. Кривая 1 соответствует регулятору с оптимальными коэффициентами для данной нагрузки; кривая 2 – с коэффициентами, оптимальными для холостого хо-

да. При переходе на холостой ход в 20 раз уменьшается момент инерции системы и, соответственно постоянная времени T_1 . Для обеспечения устойчивости холостого хода коэффициент K_2 должен быть примерно в десять раз меньше, что резко уменьшает жесткость регулирования.

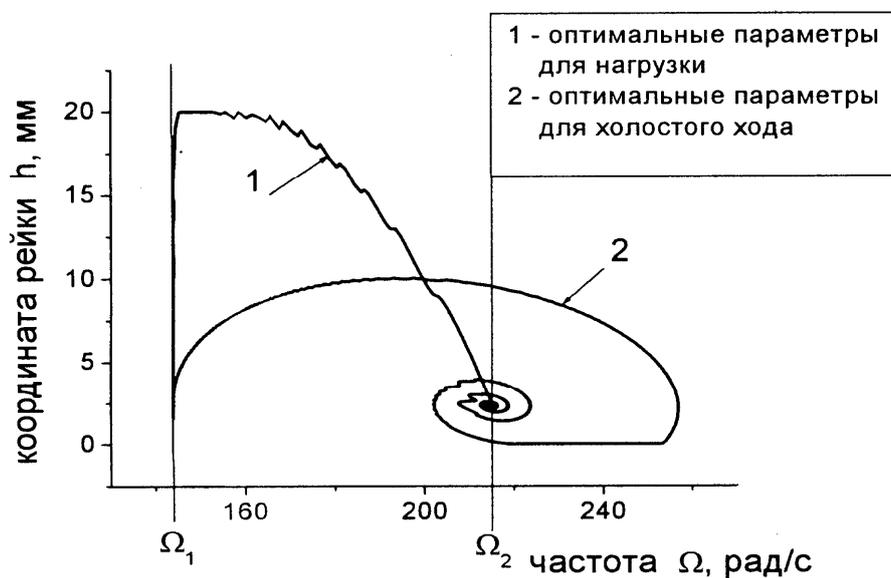


Рис.2. Переходный процесс координаты рейки в системе с ПИД регулятором (8) для двигателя с нагрузкой.

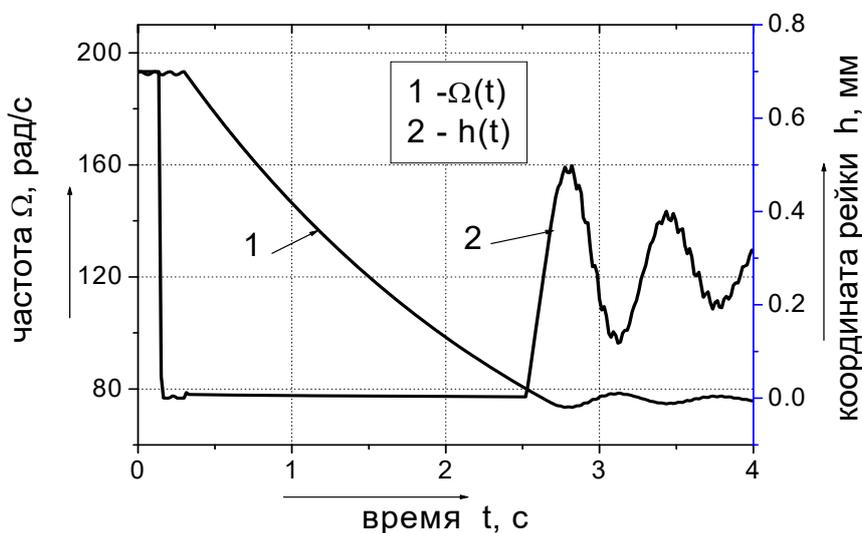


Рис.3. Переходные процессы с регулятором (10) (неявная схема) для холостого хода двигателя: зависимости частоты вращения Ω (1) и координаты рейки h (2) от времени

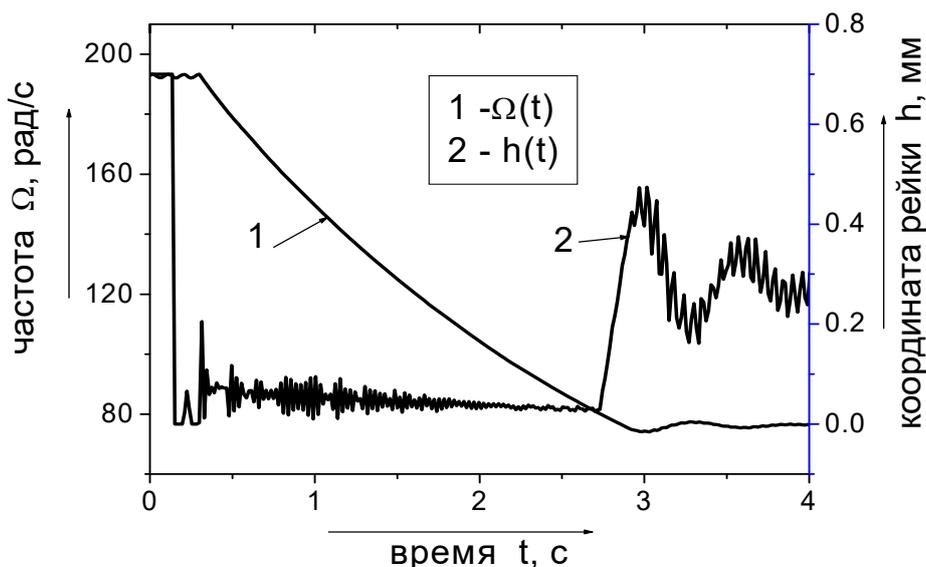


Рис.4. Переходные процессы с регулятором (9) (явная схема) для холостого хода двигателя: зависимости частоты вращения Ω (1) и координаты рейки h (2) от времени

Для модифицированного ПИД-регулятора устойчивость зависит главным образом от градиентной характеристики рейки и от величины нагрузки, при этом его настройки слабо зависят от нагрузки, что позволяет выбрать универсальные настройки, обеспечивающие устойчивую работу двигателя на всех режимах.

На рис. 3, 4 представлены переходные процессы для двигателя без нагрузки в точку холостого хода.

Максимальный градиент координаты рейки по частоте составляет примерно 0.8 критического значения. Для холостого хода в регуляторах (9) и (10) используются те же настройки, как и в случае двигателя с нагрузкой.

Переход от явной схемы (9) к неявной (10) для модифицированного ПИД регулятора приводит к резкому уменьшению колебаний органа дозирования топлива, что позволяет увеличить жесткость регулирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1979. - 616 с.
2. Изерман Р. Цифровые системы управления: пер. с англ. / Под ред. И.М. Маркова. - М.: Мир, 1984. - 541 с.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИКЛОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Азбель А.Б.¹, Аникин С.А.² Чухчин Н.Ф.³
ЗАО «Дизель-КАР»,¹ ФГУП «НАМИ»,² Холдинг «РусПромАвто»,
³ОАО «НАТИ», г. Москва

Предложенные ЗАО «Дизель – КАР» способ и устройство частотно-импульсного регулирования безнаддувных дизельных двигателей электроагрегатов позволяет обеспечивать поддержание усредненного коэффициента избытка воздуха в их цилиндрах на всех нагрузочных режимах при постоянной частоте вращения вала силового генератора.

В нормальных условиях и номинальном скоростном режиме ($n_{дв} = 750, 1500, 3000 \text{ мин}^{-1}$) оптимизации работы промышленного дизельного двигателя по различным критериям – топливной экономичности, экологии - достигается за счет согласования постоянного импульса цикловой подачи топлива с постоянным импульсом расхода воздуха. Регулирование крутящего момента осуществляется частотно-импульсной модуляцией цикловой подачи топлива при поддержании постоянной частоты вращения вала двигателя. Однако требования по улучшению удельных показателей по металлоемкости, мощности, топливной экономичности, токсичности отработавших газов (ОГ), обеспечению номинальной мощности на высотах эксплуатации выше 1000 – 4000 м над уровнем моря вызывают необходимость установки устройства подачи дополнительного воздуха.

Анализ работы промышленных дизельных двигателей в различных условиях эксплуатации показал, что оптимальное согласование систем наддува с рассмотренными выше способом и устройством частотно-импульсного регулирования цикловой подачи топлива промышленных дизельных двигателей целесообразно осуществлять только на основе электроуправляемых систем наддува, осуществляющих поддержание постоянной цикловую подачу воздуха не только на всех нагрузочных режимах, но и не независимо от давления и температуры окружающей среды (высоты над уровнем моря). В этой связи рассматриваются вопросы согласованного регулирования по выбранному критерию оптимальности работы двигателя системы топливоподачи и воздухообеспечения промышленных дизельных двигателей электроагрегатов. Система должна обеспечивать поддержание оптимальным коэффициентом избытка воздуха при различных нагрузочных режимах и разнообразных высотах эксплуатации над уровнем моря.

Традиционные системы импульсного регулирования топливоподачи дизельного двигателя осуществляют изменение его мощности путем пропуска такта впрыска топлива в цилиндры на один цикл поочередно через равные интервалы времени. В результате не обеспечивается оптимизация поддержания коэффициента избытка воздуха на различных режимах дви-

гателя, что исключает возможность улучшения экономических, экологических характеристик. Одновременно затруднено обеспечение номинальной мощности двигателя на высотах свыше 1000 м. По нашим исследованиям номинальная мощность дизельных двигателей на высоте 4000 метров над уровнем моря снижается до 35 – 40 %.

При поддержании постоянства частоты вращения вала дизельного двигателя электроагрегата и обеспечения его мощностных показателей независимо от высоты эксплуатации разработанная система автоматического регулирования позволяет согласованно управлять по двум каналам: топливоподачи и воздухообеспечения по выбранному критерию. По первому каналу регулирования осуществляется частотно-импульсное управление процессом впрыска топлива в цилиндры на основе оптимизированной постоянной цикловой подачи, согласованной с постоянным расходом воздуха (давлением наддува) и определенным скоростным режимом [1]. Частота впрыска топлива определяется внешней электрической нагрузкой электроагрегата. Изменение требуемой мощности, соответствующей текущему режиму внешней нагрузки, в результате частотно-импульсного регулирования топливоподачи осуществляется изменением частоты пропусков такта впрыскивания топлива в цилиндры двигателя. Таким образом, при нормальных условиях эксплуатации (до 1000 м над уровнем моря) обеспечивается неизменность частоты вращения коленчатого вала, цикловой подачи топлива в цилиндры двигателя, коэффициента избытка воздуха α в работающих цилиндрах, по выбранному критерию и оптимизированный расход топлива для данной нагрузки. Регулятор частоты вращения вала использует информацию о нагрузке и частоте вращения вала силового агрегата по значениям эффективного тока нагрузки силового электрогенератора и частоте вырабатываемого им переменного тока. При изменении внешней нагрузки, например при ее снижении, возникает необходимость уменьшения мощности двигателя и соответственно генератора переменного тока. В связи с этим требуется уменьшить расход топлива, сохраняя при этом неизменной частоту вращения. Снижение расхода топлива достигается путем увеличения числа пропусков такта впрыскивания топлива в цилиндры, при этом цикловая подача топлива и коэффициент избытка воздуха α остаются неизменными в каждом рабочем такте. Пропуск тактов осуществляется в соответствии со штатным порядком работы цилиндров двигателя. При этом частотно-импульсное регулирование топливоподачи может быть осуществлено путем перепусков топлива из магистрали высокого давления с помощью электромагнитного клапана РНД, управляемого электронным контроллером, либо на основе системы «Common Rail». Для оптимизации регулирования мощности и частоты вращения вала дизельного двигателя дополнительно введен подчиненный регулятор мощности, входными параметрами которого являются выходной сигнал регулятора частоты

ты вращения вала двигателя и эффективные значения силы тока (мощности) нагрузки вырабатываемой силовым электрогенератором.

На рис. 1 приведена гистограмма частоты пропуска такта впрыска топлива в цилиндры дизельных двигателей, где заштрихованные части столбцов гистограммы показывают минимально допустимые частоты пропусков тактов впрыска топлива в цилиндры, обеспечивающих устойчивые частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу электроагрегата.

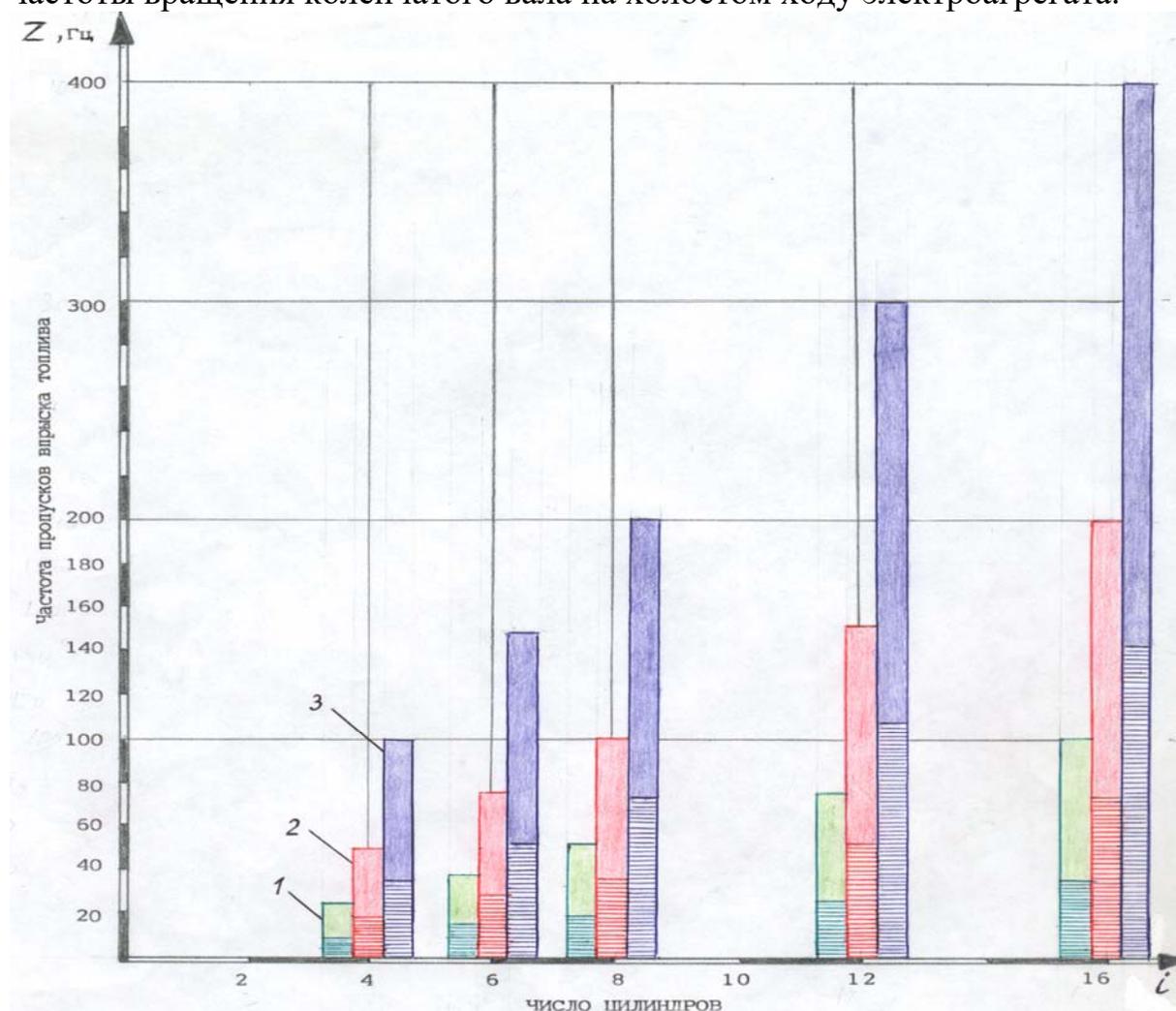


Рис.1. Гистограмма частоты пропусков такта впрыскивания топлива в цилиндры дизельного двигателя при стандартных частотах вращения n , мин⁻¹: 1 – 750; 2 – 1500; 3 - 3000

Применение регулирования с помощью пропусков впрыскивания топлива в цилиндры решает задачу снижения дымности ОГ и выброса сажи на частичных режимах и холостом ходу, так как с увеличением пропуска тактов впрыскивания топлива увеличивается количество свежего продувочного воздуха, отбрасываемого в выпускной коллектор, т.е. автоматически происходит «дожигание» несгоревшего топлива отбрасываемым продувочным воздухом неработающих цилиндров без дополнительной затраты энергии и повышение энергии ОГ для турбины турбокомпрессора.

С целью обеспечения мощностных, экономических и экологических показателей на всех переходных режимах и высотах эксплуатации выше 1000 метров над уровнем моря посредством поддержания оптимальным коэффициентом избытка воздуха по второму каналу регулирования двигателя осуществляется управление компрессором от электропривода с обратной связью по частоте вращения вала компрессора. Задающие устройства контура регулирования производительности (частоты вращения вала) компрессора рассчитывают оптимальное значение давления наддувочного воздуха $P_{вп}^{опт}$ для обеспечения требуемого коэффициента избытка воздуха α , а корректирующее устройство рассчитывает поправку в зависимости от изменения давления P_0 и температуры T_0 окружающей среды $\Delta P = f(P_0, T_0)$. Результат сравнения подается на контур регулирования электроуправляемого компрессора и последний в зависимости от изменения P_0, T_0 (высоты эксплуатации электроагрегата) осуществляет повышение или понижение давления надувочного воздуха $P_{вп}$. Проведенный анализ мощностного и теплового балансов дизельных электроагрегатов [2] показал, что утилизация тепла ОГ, целесообразно осуществлять на основе силовой турбины. В настоящее время имеется существенный опыт в разработке подобных систем с использованием регулируемых систем турбонаддува [3,4]. На рис. 2 представлены расчетные схемы турбокомпаундных дизельных двигателей с силовой турбиной, регенерирующей энергию ОГ непосредственно на дизельный двигатель. Положительная роль турбины особенно возрастает при высоких нагрузках на двигатель. Одновременно эффективность системы утилизации резко повышается при высоких суммарных КПД турбины и редуктора ($\eta_{т ред} = 0,75-0,9$). При этом целесообразно применять турбины малой размерности с использованием рабочего цикла с продленным расширением. В результате перепад давления $\pi_{т2}$ на силовой турбине будет тем более существенен, чем круче характеристика основной турбины $\pi_{т1}$ и выше номинальная частота вращения двигателя $n_{дв}$ (рис.3,а) [4].

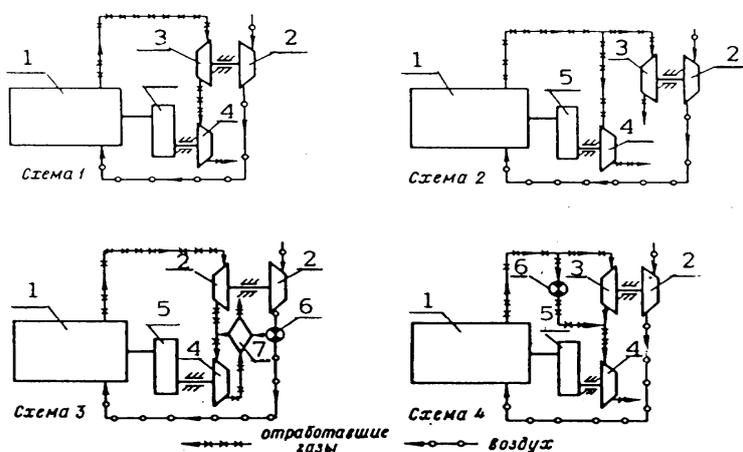


Рис.2. Варианты схем дизельных двигателей с силовой турбиной:
 1 – поршневая часть двигателя; 2 – компрессор; 3 – турбина турбокомпрессора; 4 – силовая турбина; 5 – редуктор; 6 – перепускной клапан; 7 – регенератор

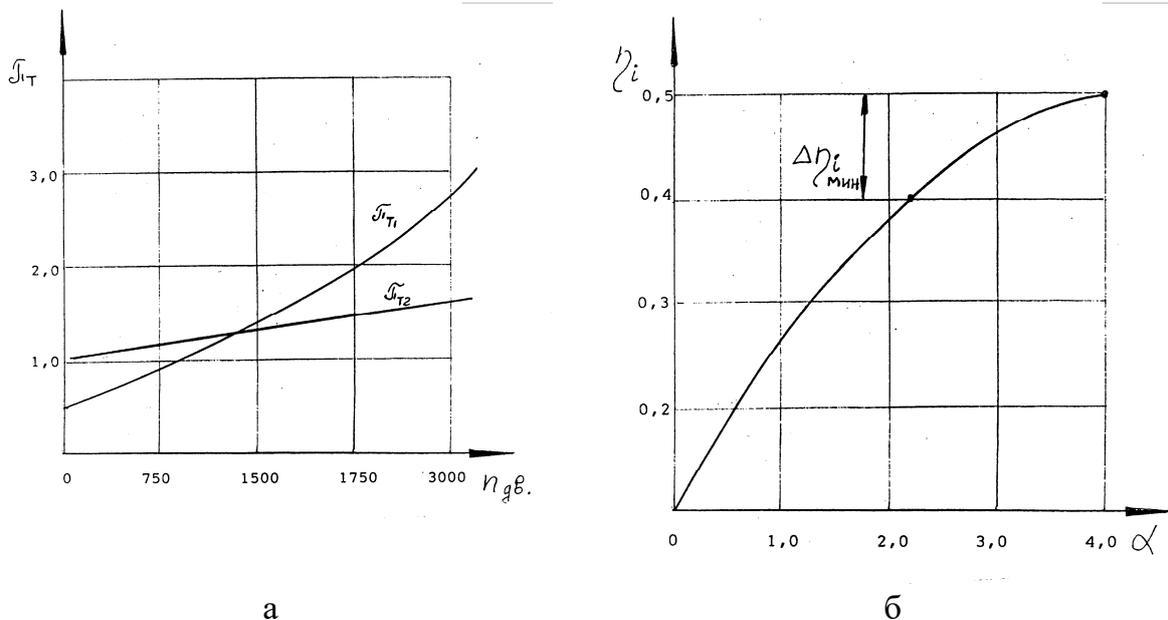


Рис.3. Скоростная характеристика совместной работы основной и силовой турбины (а) и согласование работы силовой турбины с дизельным двигателем по минимуму потерь индикаторного КПД (б)

Представляет существенный интерес использование силовой турбины, работающей на дополнительный электрогенератор для питания электронакопителей и аккумуляторов дизельного электроагрегата (рис.4). Следует отметить, что силовая турбина увеличивает насосные потери двигателя и при согласовании ее с двигателем необходимо минимально поступиться индикаторным КПД двигателя η_i при снижении рабочих значений коэффициента избытка воздуха до 2,0 – 2,5, рис.3,б.

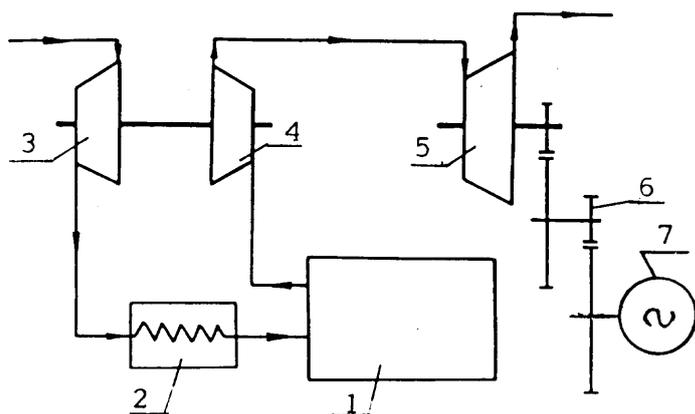


Рис.4. Схема турбокомпаундного дизельного двигателя: 1 – двигатель; 2 – охладитель наддувочного воздуха; 3 – компрессор агрегата наддува; 4 – турбина агрегата наддува; 5 – силовая турбина; 6 – редуктор; 7 – электрогенератор

Мощность силовой турбины может достигать 12 – 18 % от мощности дизельного двигателя. Применение силовой турбины усложняет конструкцию силовой установки, но дает возможность существенно повысить ее мощность и топливную экономичность. Целесообразность применения си-

ловой турбины возрастает с повышением мощности дизельного двигателя, начиная со 100 – 120 кВт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поликер Б.Е. и др. Частотно-импульсное регулирование режимов работы дизельного двигателя в составе электроагрегата // Мобильная техника, 2004, № 2.

2. Поликер Б.Е. и др. Системный подход к методам оптимальной конвертации тракторных дизелей для электроагрегатов и теплоэлектростанций / Тракторы и сельхозмашины, 2004, № 10.

3. Михальский Л.Л. и др. Улучшение показателей работы двигателей с помощью регулируемых систем топливоподачи и воздухообеспечения // Повышение экономичности тракторных и комбайновых двигателей: сб. трудов НПО ЦНИТА. – Л., 1987.

4. Азбель А.Б. и др. Оценка экономичности применения регулируемой системы турбонаддува // Повышение экономичности тракторных и комбайновых двигателей: сб. трудов НПО ЦНИТА. – Л., 1987.

ПРОБЛЕМЫ ФОРМИРОВАНИЯ ЕДИНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА ПДВС

Шатров М.Г.

Московский автомобильно-дорожный институт, г. Москва

Мы живем в быстроизменяющемся мире. Это объясняется объективными процессами, происходящими в нем. Так рост объема знаний, по крайней мере, его тиражирование, удваивается по оценкам отдельных специалистов от 2 до 5 лет. Повышается сложность технических объектов при естественном сокращении их жизненного цикла.

В настоящее время резко возрос уровень технологической поддержки реализации конструкторских идей. Технология производства технических систем из тормоза становится мощным инструментом их совершенствования.

ДВС – СТС, основная энергетическая установка транспортных средств. Развитие двигателя диктует необходимость совершенствования его качеств, при объективной тенденции сокращения сроков всех этапов жизненного цикла двигателя: от его создания, что определяется потребностями конкурентоспособности продукции, до его эксплуатации в силу снижения потребительских качеств относительно позже создаваемых образцов новой техники, а также в результате естественного старения.

Достижение требуемых высоких показателей сложных технических систем (СТС), к которым несомненно относится ПДВС, возможно за счет углубления интеграции отдельных элементов системы и высокоинтеллек-

туального комплексного управления ими.

Изменяется в обществе и технике соотношение потоков вещества, энергии и информации. К настоящему моменту значимость и роль информационного обмена резко возрастает. Растет объем обмена информацией между отдельными стадиями жизненного цикла (ЖЦ) сложной технической системы (СТС) и участниками жизненного цикла - людьми, обеспечивающими его. Однако рост несоординированного дублирования информации на отдельных стадиях ЖЦ СТС зачастую приводит к серьезным ошибкам и снижает эффективность их функционирования.

Следует отметить несомненный рост технических возможностей вычислительных систем и средств коммуникации. Активно развиваются инвариантные технологии обработки и передачи информации.

Традиционные технологии представления информации различным участникам жизненного цикла являются одним из сдерживающих факторов. Особенно это заметно на этапе обучения участников ЖЦ. При очевидных и объективных трудностях высшая школа России медленно, не поспевая и не всегда адекватно и в должном темпе отвечает вызову времени. Сейчас идет только поиск средств и отработка методик, соответствующих техническим возможностям новых средств и адаптация их под возможности индивидуума.

Информационный разрыв между наукой, образованием и производством увеличивается. Необходим поиск путей его устранения. Представим некоторые из них.

1 Формализация знаний в рамках единого информационного пространства (ЕИП). Знания в нем могут быть представлены в форме текстовой и числовой информации, а также моделей, описывающих предметную область.

2. Создание систем использования накопленных в ЕИП знаний наукой, образованием и производством.

3. Акцент на резкое повышение интеллектуального уровня участников жизненного цикла СТС.

Эффективность функционирования СТС в ЖЦ (создание, функционирование, ликвидацию) зависит от совокупности затрат на его сопровождение, которые в значительной степени определяется возможностями технологии, объемом и качеством знаний о предметной области СТС, уровнем квалификации участников его ЖЦ.

При этом затраты на подготовку участников предметной области объективно должны возрастать. Лишь тогда возможны различные инновационные прорывы. Отдельной строкой в этих затратах должны быть записаны расходы на подготовку преподавателей.

Анализ ЖЦ СТС позволяет выделить следующие категории участников жизненного цикла: люди разрабатывающие методологию формирования ЕИП; специалисты, формирующие ЕИП; участники ЖЦ (создатели,

эксплуатационники и ликвидаторы СТС); преподаватели формирующие и обеспечивающие заданный уровень квалификации участников ЖЦ СТС.

Современный уровень образования предполагает определенную специализацию преподавателей, которая их с определенной степенью условности на методистов – разработчиков методик передачи знаний о предметной области СТС с использованием новых информационных технологий и наставников (тьюторов), определяющих траекторию обучения, текущий контроль и ее коррекцию, а также контроль соответствия между заданным и достигнутым уровнем обучения. Очевидно, что оба типа преподавателей деятельность диалектически взаимосвязана и взаимозависима.

Одним из направлений совершенствования высшего образования является: преодоление недостатков узкой специализации; усиление междисциплинарных связей; развитие диалектического видения мира, системного мышления.

В соответствии с этим в вузе двигателю необходимо обеспечить: правильное восприятие общего состояния и перспектив развития предметной области ДВС; дать набор методов исследования и управления процессами в ДВС с целью его совершенствования; организовать узкую специализацию для оценки квалификационной пригодности обучаемого, определив, насколько эффективно как он за короткий временной интервал использует полученные знания, умения и навыки для решения поставленной перед ним текущей профессиональной задачи.

Задачи организации учебного процесса на современном этапе развития общества можно сформулировать следующим образом.

1. Повышение уровня системности при организации обучения путем создания учебно-методических комплексов (УМК) специальности, обеспечивающих четкую реализацию целевой функции обучения при минимальных материальных, человеческих, временных и финансовых затратах. При этом УМК дисциплины – основной элемент УМК специальности.

2. Непрерывный мониторинг состояния предметной области СТС и развитие ЕИП СТС, а также мониторинг и средств передачи знаний.

3. Обеспечение многовариантности и мобильности обучения – ответ на расширение потребностей и учет особенностей индивидуума и современного общества.

4. Учет тенденции на возрастание доли самостоятельного обучения в течении всего жизненного цикла, особенно в профессиональной деятельности, участников ЖЦ СТС. При этом задача состоит в том, что необходимо для обучаемого сформулировать и дать базовые знания о СТС, правильно описать текущее состояние и попытаться представить и спрогнозировать ближайшие и среднесрочные перспективы ее развития, а также научить самостоятельно учиться в будущей профессиональной деятельности.

5. Широкое использование в учебном процессе единого информаци-

онного пространства и новых информационных и коммуникационных технологий. При этом следует отметить, что роль преподавателя при такой организации учебного процесса не уменьшается, а наоборот возрастает и видоизменяется.

В настоящее время моделирование сложной технической системы - ДВС переживает определенный переломный момент. Это обусловлено тем, что достижения информатики и вычислительной техники позволили трансформировать многие теоретические разработки численных методов в определенные инвариантные средства, практическое использование которых в моделировании уже состоялось. К таким инвариантным средствам, прежде всего, можно отнести методы конечных элементов и граничных элементов, трехмерное моделирование объектов и процессов, использование различных «решателей» математических уравнений типа MatLab, MatCAD, экспертных систем, баз знаний и др.

Одной из основных проблем, которая возникает здесь, а в дальнейшем будет сказываться на эффективности функционирования участников жизненного цикла сложной технической системы и взаимодействия между ними – формы работы с большими массивами информации, которые зачастую необходимы для функционирования таких комплексов, а также методы анализа создаваемой ими информации и ее использование в дальнейшем аналогичными системами.

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (ГТУ) в рамках решения указанных проблем ведется работа по созданию компонентов системы единого информационного пространства ДВС на основании разработки ИОК «ДВС» и его фронтального использования. Акцент в его идеологии сделан на возможность обеспечения самостоятельной работы. ИОК «ДВС» - информационный компонент учебно-методического комплекса - обучающей системы нового поколения для участников ЖЦ ТС – ПДВС. Он характеризуется следующими отличительными особенностями.

- ИОК «ДВС» позволяет повысить качество учебного процесса и достичь заданного государственным образовательным стандартом уровня обучения по курсу ДВС. Комплекс - инструмент для расширения творческих возможностей реализации знаний и методического опыта высокопрофессионального преподавателя. Он незаменим для молодых преподавателей, так как аккумулировал опыт преподавания ведущих педагогов отечественной школы двигателистов.

- Комплекс включает инструментальные средства, обеспечивающие реализацию всех компонентов учебного процесса: лекций, лабораторных работ, проектирования (курсового и дипломного), моделирования, контроля качества обучения.

- ИОК разработан на единой методической платформе, принятой в "Концепции создания и развития единой системы дистанционного образо-

вания в России": иерархичность и модульность, гибкость, индивидуализация, игровая компонента, расширенный унифицированный сервис.

- ИОК ДВС позволяет перейти от фронтального описательного чтения лекций к проблемному, от группового метода проведения лабораторных работ к индивидуальному. Он может быть использован как при традиционных формах аудиторных занятий, так и при самостоятельной работе.

- Экономический эффект от использования ИОК "ДВС": уменьшение стоимости обучения, затрат на подготовку специалистов. ИОК ДВС снижает финансовые и временные затраты учебного заведения на самостоятельную сложную, трудоемкую и дорогостоящую разработку программных средств.

- Процесс обучения эффективен при гармоничном и тесном взаимодействии студента, преподавателя и ИОК «ДВС». Уровень участия в этой работе может быть различным в зависимости от поставленных задач обучения. ИОК не исключает преподавателя, а отводит ему более важную роль определения задач обучения, координации и анализа деятельности студента.

- Выполняемые эксперименты являются экологически чистыми и позволяют исследовать экстремальные ситуации, которые не всегда можно реализовать на лабораторной базе ВУЗа.

В первую очередь информационную поддержку учебного процесса на кафедре обеспечиваются средствами УМК "ДВС", составляющими которого являются: ИОК "ДВС" (новая компьютерная компонента) и учебник "ДВС" в трех томах (традиционная типографская компонента). Следует отметить, что в УМК "ДВС" входят и другие компоненты: натурные стенды, пособия, методические указания, раздаточный материал, журналы лабораторных работ и т.п. Самое важное заключается в том, что информация в них должна быть строго отобрана и скоординирована между всеми компонентами.

В соответствии с принятой концепцией организации обучения ИОК "ДВС" должен комплексно обеспечить все элементы учебного процесса: лекций, лабораторных работ, проектирования, моделирования, оценки качества усвоения курса. Это предопределило структуру ИОК "ДВС". Рассмотрим отдельные компоненты ИОК "ДВС".

Компьютерные лекции позволяют обеспечить обучаемого системной информацией о состоянии предметной области ДВС, представить возможные технические решения реализуемые в современных двигателях, дать их образ в виде графического образа, математической зависимости, пояснить их суть, дать качественную и количественную оценку и сравнить между собой по достоинствам и недостаткам, описать алгоритм проектирования, проверки, исследования (испытаний).

Работы по созданию компьютерных лекций привели к необходимости формирования системы обработки информации, получаемой из раз-

личных источников, оценки ее достоверности и формализованной записи.

Значительное количество возможных технических решений в ПДВС поставило на повестку дня вопрос формирования структуры базы данных ПДВС, как элемента его ЕИП.

Лабораторные работы практикума по теории и конструкции ДВС обеспечиваются в качестве *инструмента* проведения численного эксперимента с целью *получения информации* об изучаемом объекте при его испытаниях в различных условиях, включая и экстремальные ситуации. Практикум можно использовать в качестве *тренажера*, обеспечивающего отработку отдельных действий обучаемого с получением необходимых навыков работы как в штатных, так и проблемных ситуациях.

Работы в данном направлении вызывают необходимость проведения НИР, направленных на выявление существенных свойств исследуемых ДВС и создание соответствующих моделей.

Автоматизированная обучающе-контролирующая система позволяет организовать обучение через систему вопросов и рекомендаций-подсказок при неверных ответах, а также выполнить оперативный контроль с целью корректирования траектории движения обучаемого в информационном поле, а также обеспечить итоговый контроль качества обучения.

Система автоматизированного проектирования ДВС используется для практической отработки алгоритма проектирования двигателя, принятия проектных решений при компоновке и взаимной увязке отдельных элементов конструкции. САПР ДВС характеризуется многовариантностью возможных технических решений, что обеспечивает ее эффективное использование на стадии внешнего (концептуального) проектирования двигателя.

Пакеты моделирования процессов ДВС описывающие отдельные аспекты процессов в двигателе, обеспечивают внутреннее проектирование двигателя и более детальную проработку его отдельных процессов. Их использование в учебном процессе привело к определенному пересмотру как самой структуры моделей, так и к изменению оформления их интерфейса в сторону его интеллектуализации.

Рассмотренные дидактические подходы и принципы формирования ЕИП и реализация ИОК "ДВС" позволяют приступить к формированию ЕИП ПДВС для использования на различных этапах жизни двигателя и для всего спектра участников его жизненного цикла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш. шк., 2005. 400 с.: ил.

2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов/ В.Н.Луканин, М.Г.Шатров, Т.Ю.Кричевская и др.; Под ред. В.Н.Луканина и М.Г.Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш.шк., 2005. 414 с.: ил.

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ ПО НЕРАЗРЕЗНОЙ СХЕМЕ

Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Задача разработки и оптимизации деталей современного двигателя внутреннего сгорания, в частности коленчатого вала как одной из самых напряжённых, ответственных и дорогостоящих деталей, сложна и требует всестороннего использования математических моделей.

В этой ситуации наиболее целесообразен иерархический подход, принятый в инженерной практике расчётов базовых деталей ДВС. При таком подходе различные этапы общей задачи рационально выполнять с применением математических моделей различного уровня.

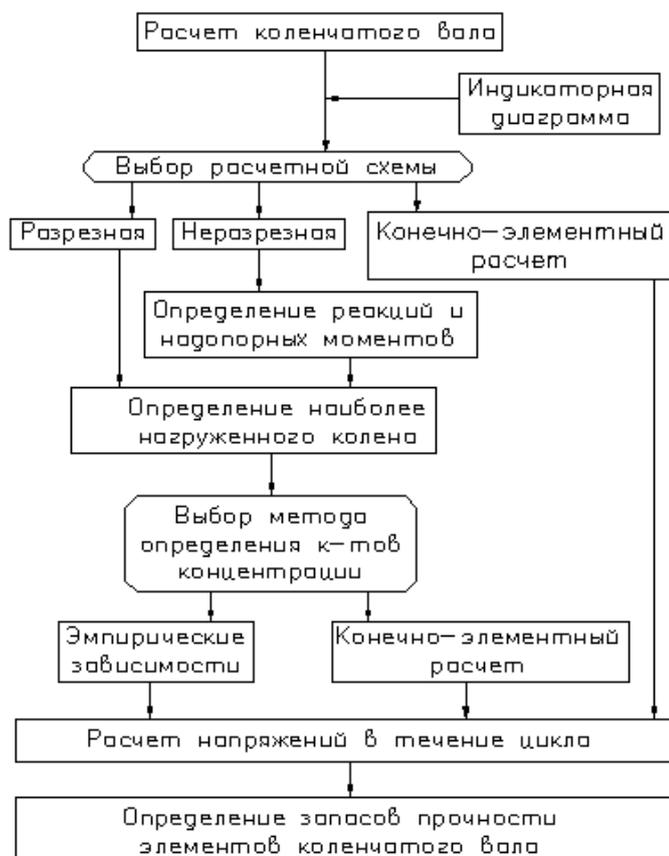


Рис.1. Схема расчёта вала с применением моделей различного уровня.

Первый шаг –выбор расчётной схемы. Возможны три варианта базовых расчётных схем:

- разрезная схема [1,2], которая благодаря простоте широко применяется до настоящего времени. В этой схеме рассматривается отдельное колено вала и отбрасывается влияние соседних колен;
- неразрезная схема теоретически хорошо проработанная модель [3], но не нашедшая широкого применения из-за большого количества вычислений. До настоящего момента не были разработаны программы, эффективно реализующие эту схему;
- полный конечно-элементный расчёт вала. Даже современный уровень развития вычислительной техники и прикладных расчётных программ не позволяет реализовать этот метод для сложного коленчатого вала многоцилиндрового двигателя в трёхмерной постановке и с учётом всего спектра нагрузок и граничных условий.

Для определения коэффициентов концентрации напряжений в основном используются эмпирические зависимости, где коэффициент является функцией различных безразмерных геометрических соотношений элементов вала [4]. Основной недостаток этих зависимостей заключается в том, что они составлены для узких диапазонов аргументов и неприменимы, когда геометрические параметры вала выходят за эти диапазоны. В этом случае альтернативой является конечно-элементный расчёт коэффициентов.

Объектом расчетного исследования являлся коленчатый вал двигателя 16ЧН26/26. Параметры рассматриваемого колена вала не позволяют применить эмпирические зависимости исследований Лейкина, так как колено имеет большое перекрытие шеек и наклонное сверление маслоподводящего канала. Для определения коэффициентов концентрации использован конечно-элементный расчёт в трёхмерной постановке

В ходе конечноэлементного расчёта создана твердотельная модель колена с подробным описанием зон концентрации в среде Solid Works (рис.2).

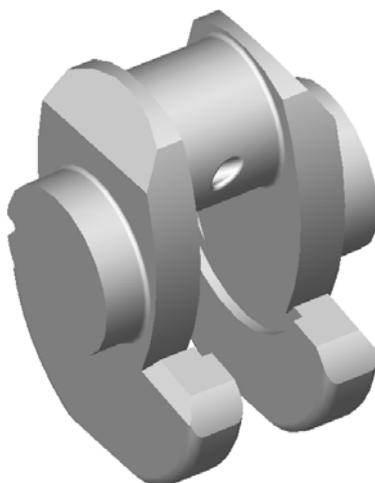


Рис.2. Твердотельная модель колена.

С помощью программы ANSYS создана конечноэлементная модель. Вследствие сложности модели выполнить расчеты с одновременным определением коэффициентов во всех зонах концентрации, и при этом уложиться в приемлемое число элементов, затруднительно. На первом этапе рассматривалось только скругление маслоподводящего отверстия на выходе в шейку, а на втором только галтель (рис.3). Модель нагружается условной единичной нагрузкой (крутящим и изгибающим моментом). Отношение полученных напряжений в зоне концентрации к номинальным и будет представлять собой искомый теоретический коэффициент концентрации.

Расчёт вёлся по методу “насыщения”, то есть сетка измельчалась до тех пор, пока последующий шаг не давал результаты, отличающиеся не более чем на 5% от предыдущего. Число квадратичных тетраэдрических элементов превышало 100 тыс.

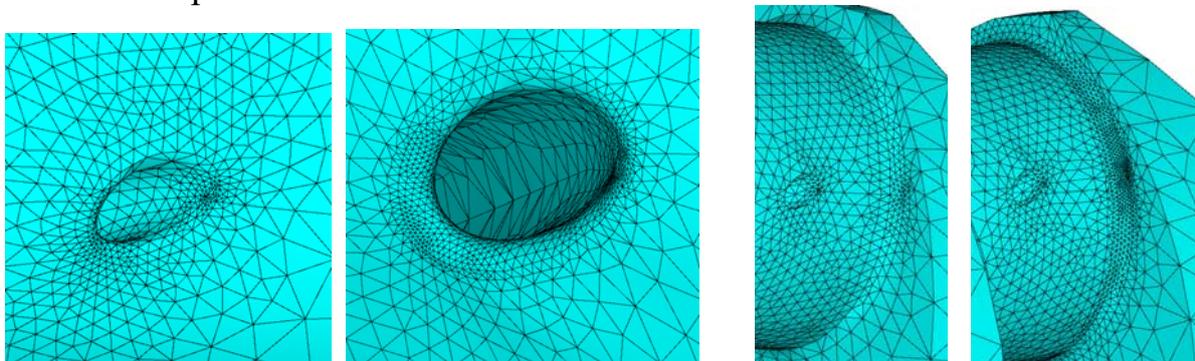


Рис.3. Конечноэлементные разбивки концентраторов колена вала.

На рис.4. показаны примеры распределения напряжений, полученные при действии момента крутящего момента в зоне галтели (а), а также изгибающего момента в перпендикулярной плоскости в зоне масляного отверстия (б).

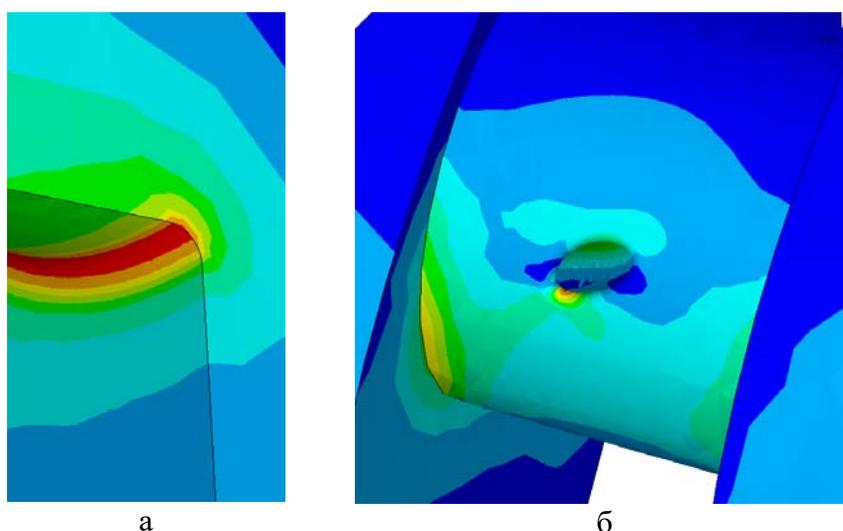


Рис.4. Распределение напряжений в зонах концентрации колена вала.

При расчёте по разрезной схеме колено вала представляют как отдельную двухопорную балку, на которую со стороны соседних колён передаются только крутящие моменты.

При использовании неразрезной расчётной схемы вал представляется как многоопорная балка переменного сечения рис.5.

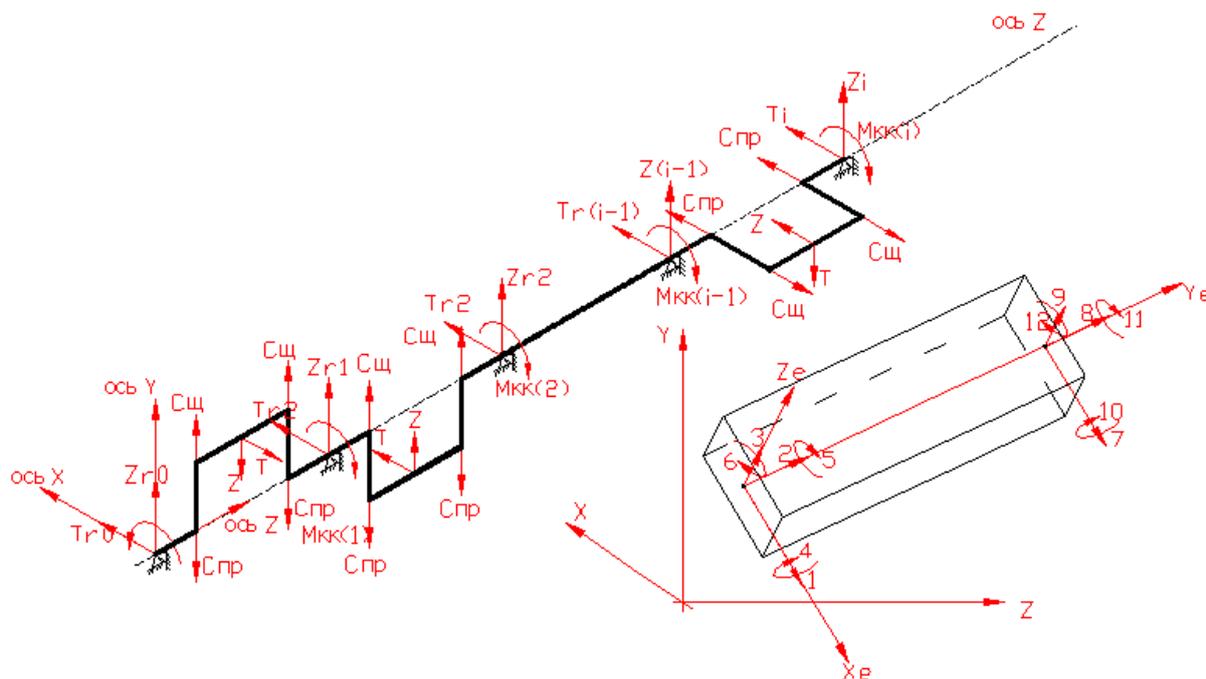


Рис.5. Расчётная модель колёчатого вала по неразрезной схеме

Так как эта система статически неопределима, для её решения был использован метод конечных элементов в его “балочной” реализации. При этом были использованы два вида элементов:

- элемент круглого концентрического сечения для представления шеек;
- элемент прямоугольного сечения, представляющий щёки.

Каждый элемент обладает внутренней, локальной системой координат. Силовые факторы в узлах удобно подставлять в глобальной, неподвижной системе координат. Однако система координат вала (T-Z) вращается вместе с валом. Элемент обладает двенадцатью степенями свободы (по 6 на каждый узел). Ориентация элемента в пространстве задаётся матрицей направляющих косинусов.

После нахождения силовых факторов в каждом узле определяются напряжения и коэффициенты запаса по формулам, аналогичным разрезной схеме. Так же, как и в разрезной схеме, используются коэффициенты концентрации, полученные расчётом по МКЭ. Что же касается коэффициента динамического усиления – последней эмпирической величины, входящей в уравнения, то в настоящее время ведутся работы по созданию единого ал-

горитма учёта в неразрезной схеме напряжений как от крутильных, так и, в перспективе, от изгибных колебаний вала.

Для исследования коленчатых валов по описанному алгоритму была создана программа KVAL. Программа работает в среде Windows, имеет современный графический интерфейс. Её возможности:

- расчёт валов многоцилиндровых рядных двигателей;
- расчёт валов двигателей с произвольным числом рядов и секций (в т.ч. многорядных звездообразных двигателей);
- учёт типа сочленения шатунов многорядных двигателей (прицепные или рядом сидящие);
- независимый учёт различий в кинематике и динамике главного и боковых цилиндров;
- взаимодействие с программой расчёта рабочего процесса;
- введение экспериментально полученной индикаторной диаграммы;
- вывод результатов расчёта в виде графиков, таблиц и дисковых файлов;

Программа наглядна и проста в использовании, что позволяет широко применять её как в исследованиях усталостной прочности валов, так и в учебном процессе по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”.

Для сравнительных исследований были отобраны следующие схемы двигателей: 1-цилиндровый, 4-цилиндровый рядный, 6-цилиндровый рядный, 2-цилиндровый V-образный, 12-цилиндровый V-образный, 16-цилиндровый V-образный. В таблице 1 приведены полученные коэффициенты запаса, и изменения минимальных коэффициентов при увеличении числа секций двигателя.

Таблица 1. Сравнение коэффициентов запаса при расчёте по разрезной и неразрезной схемам

N		1 цилиндр	4 цилиндра		6 цилиндров		1 V-секция	6 V-секций (12 цилиндров)		8 V-секций (16 цилиндров)	
			Нер азр.	Раз р.	Нер азр.	Раз р.		Нер азр.	Раз р.	Нера зр.	Раз р.
Кручение правой коренной шейки	$N_{\tau(кш)}$	8.814	8.575		7.078		6.739	4.981		4.216	
	№ КОЛ.	1	3		4		1	4		6	
Кручение шатунной шейки	$N_{\tau(шш)}$	11.6	6.21	5.79	5.27	5.01	8.871	3.805	3.52	3.137	2.81
	№ КОЛ.	1	3	3	4	5	1	4	4	6	6
Изгиб шатунной	$N_{\sigma(шш)}$	9.165	11.49	9.16	5.602	9.16	7.044	5.081	7.04	8.3437	7.04

N		1 цилиндр	4 цилиндра		6 цилиндров		1 V-секция	6 V-секций (12 цилиндров)		8 V-секций (16 цилиндров)	
			Нер азр.	Раз р.	Нер азр.	Раз р.		Нер азр.	Раз р.	Нера зр.	Раз р.
шейки	№ кол.	1	2	везде	5	везде	1	3	везде	8	везде
Общий запас шатунной шейки	$N_{(\text{шш})}$	7.19	5.47	4.89	3.898	4.39	5.516	3.048	3.15	2.98	2.61
	№ кол.	1	3	3	5	5	1	4	4	6	6
Изгиб левой щеки в плоскости колена,	$N_{\sigma(\text{ш1})}$	1.58	1.90	1.58	2.01	1.58	1.38	1.78	1.38	1.77	1.38
	№ кол.	1	1	везде	4	везде	1	1	везде	1	везде
Кручение левой щеки	$N_{\tau(\text{ш1})}$	27.34	34.52	27.32	16.76	27.32	20.9	15.33	20.9	14.08	20.9
	№ кол.	1	3	везде	2	везде	1	2	везде	2	везде
Общий запас левой щеки	$N_{(\text{ш1})}$	1.585	1.906	1.57	2.01	1.57	1.38	1.78	1.38	1.76	1.38
	№ кол.	1	1	везде	4	везде	1	1	везде	1	везде
Изгиб правой щеки в плоскости колена	$N_{\sigma(\text{ш2})}$	1.58	1.908	1.58	2.01	1.58	1.38	1.78	1.38	1.75	1.38
	№ кол.	1	4	везде	3	везде	1	6	везде	8	везде
Кручение правой щеки	$N_{\tau(\text{ш2})}$	27.34	34.52	27.35	16.48	27.35	20.9	15.89	20.9	14.22	20.9
	№ кол.	1	2	везде	5	везде	1	5	везде	7	везде
Общий запас правой щеки	$N_{(\text{ш2})}$	1.57	1.89	1.58	2.01	1.58	1.3`	1.78	1.38	1.75	1.38
	№ кол.	1	4	везде	3	везде	1	6	везде	8	везде

Анализ этих результатов показывает, что в случае применения разрезной схемы:

- запасы шатунных шеек по кручению получаются незначительно заниженными;
- запасы по изгибу шатунных шеек в ряде случаев получаются заниженными на 25%, а в ряде случаев (6-секционные валы) – завышенными, причём значительно – на 30-40%.
- суммарные запасы шатунных шеек занижены на 10%, а щёк - на 17-22%.

Следует отметить, что минимальные запасы прочности в 4-х цилиндровом рядном двигателе имеет место в 4-ом, а в 6-и цилиндровом в 3-ем

колоне вала, что согласуется с экспериментальными данными других типов двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984 г, 384 с.

2. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Карпов А.В. Расчеты нагрузок в элементах КШМ и прочности коленчатых валов поршневых машин. Учебное пособие. Изд. МГТУ им. Баумана, 2000, 32 с.

3. Совершенствование основных узлов турбопоршневых двигателей. Под ред. А.С. Орлина. М.: Машиностроение, 1974г. - 207 с.

4. Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М.: Машиностроение, 1968, 371 с.

ПРИМЕНЕНИЕ СМЕСЕЙ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В КАЧЕСТВЕ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬНОГО АВТОТРАНСПОРТА

**Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Жердев А.А., Рогов В.С.,
Калинин Д.Н., Борисенко Н.Е.**

МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

Автотранспорт является одним из крупнейших загрязнителей окружающей среды. В масштабах Российской Федерации его доля в суммарных выбросах загрязняющих веществ в атмосферу всеми техногенными источниками достигает в среднем 43%, в выбросах «климатических» газов — около 10%, в массе промышленных отходов — 2%, в сбросах вредных веществ со сточными водами — около 3%, в потреблении озоноразрушающих веществ — не более 5%. Доля автотранспорта в загрязнении атмосферного воздуха Москвы достигает 80% [1].

Основную массу выбросов вредных веществ от автотранспорта составляют: оксид углерода, углеводороды и оксиды азота. Для здоровья населения наибольшую опасность представляют выбросы канцерогенных веществ NO_x , а также: сажа, бензол, свинец, 1,3-бутадиен и опасных органических веществ (формальдегида, акролеина, толуола, ксилола).

В структуре ущерба окружающей среде и здоровью населения от выбросов автотранспорта в городах девять веществ определяют 95% суммарного ущерба: оксиды азота (44,5%), свинец (21%), акролеин (7,5%), сажа (7,4%), оксид углерода (6%), диоксид серы (3,4%), формальдегид (2,8%), бенз(а)пирен (1,3%), ацетальдегид (1,1%) [2].

Известны несколько путей улучшения экологических ДВС. К ним относятся совершенствование конструкции и способов управления ДВС, в частности, совершенствование систем топливоподачи, газораспределения,

улучшение смесеобразования, применение рециркуляции отработавших газов (ОГ) и др. Эффективна нейтрализация вредных компонентов ОГ в выпускной системе. Затягивание введения экологических норм Euro-II с 1999 до 2005 года, и, возможно и далее, провоцируют выпуск неэкологических двигателей и тормозит прогресс в двигателестроении. С другой стороны проблемы, связанные с автомобилизацией входят в жёсткое противоречие с отсталым экологическим законодательством. В частности, это противоречие вынудило правительство Москвы, не дожидаясь принятия новых нормативов на токсичность ОГ автомобилей, предпринять ряд мер не только организационного, но чисто технического характера.

Одним из путей снижения негативного влияния автомобиля на экологию города является использование альтернативных, экологически более чистых видов моторного топлива. Интенсивные работы в этом направлении ведутся во всех развитых странах мира. Одним из наиболее перспективных альтернативных топлив для дизелей является диметиловый эфир (ДМЭ), который производят путём синтеза из природного газа.

ДМЭ известен как хладагент для первых холодильных установок и был вытеснен аммиаком, а позднее фреонами. В последнее время возобновляется интерес к ДМЭ, как хладагенту ввиду отсутствия, в отличие от фреонов, озоноразрушающих свойств.

Применение ДМЭ позволяет снизить содержание вредных веществ в ОГ до норм Euro-III без использования нейтрализаторов, как на вновь выпускаемых автомобилях, так и на находящихся в эксплуатации. Наличие больших запасов природного газа в России, являющегося сырьем для получения ДМЭ при массовом производстве, позволит сделать его использование экономически выгодным.

Свойства ДМЭ как моторного топлива существенно отличаются от дизельного (ДТ) (табл. 1) [3,4,5]. Например, с учетом более низкой плотности и теплотворной способности для сохранения мощности дизеля необходимы в $1,7 \div 1,9$ раза большие объемные цикловые подачи. При проектировании топливного насоса высокого давления (ТНВД) приходится учитывать, что в силу значительно большей сжимаемости ДМЭ, необходимо увеличивать запас по объемной производительности на номинальном режиме в $2,4 \dots 2,7$ раза. Топливоподача и рабочий процесс дизеля при переходе с дизельного топлива на ДМЭ претерпевают значительные изменения (табл. 2). В результате повышенной сжимаемости ДМЭ подача начинается позднее. Оптимальный угол опережения с повышением частоты вращения вала растет, а действительный уменьшается. Это противоречие тем сильнее, чем больше сжимаемость топлива. Поэтому автоматическая муфта опережения должна быть сконструирована специально под работу на ДМЭ. Со стандартной муфтой работа дизеля неоптимальна, тем более без нее. Этот дефект компенсируется более быстрым воспламенением ДМЭ.

Таблица 1. Сравнение важнейших топливных свойств ДМЭ и ДТ.

Наименование показателя	ДМЭ	ДТ	Пропан
Химическая формула	CH ₃ -O-CH ₃	C _x H _y (C _n H _{1.8n})	C ₃ H ₈
Молярная масса	46,07	190...220	44,01
Плотность жидкой фазы при 20 ⁰ С, кг/м ³	668	831...840	501
Температура кипения, ⁰ С	-24	180...371	-43
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	28,8	42,7	46,3
Давление насыщенных паров (20 ⁰ С), кПа	530	< 0,001	840
Температура самовоспламенения, ⁰ С	235	250	470
Цетановое число	55...60	40...55	<10
Стехиометрическое соотношение	9,0	14,6	15,6
Кинематическая вязкость, мм ² /с	3	0,12	0,10
Коэффициент сжимаемости при 20 ⁰ С и 0,1 МПа, 1/МПа	210·10 ⁻¹¹	86·10 ⁻¹¹	230·10 ⁻¹¹
Содержание элементов, по массе %:			
- углерод	52,2	87	82
-водород	13,0	13	18
-кислород	34,8	0	0

Таблица 2. Показатели впрыскивания топлива в дизель Д245.12С

Показатели подачи	ДТ	ДМЭ	90% ДТ+ 10%ДМЭ
Цикловая подача, мг	79	118	82,7
Активный ход плунжера, мм.	2,15	5,56	2,56
Величина подвпрыскивания, % от g _ц	0	1,2	0
Максимальное давление перед форсункой, МПа	55,09	38,38	55,08
Максимальное давление впрыскивания, МПа	44,36	28,79	42,66
Среднее давление впрыскивания, МПа	23,95	19,56	23,93
Продолжительность подачи, град. повор. колен. вала	23,12	44,12	24,40
Запаздывание начала подачи, град. повор. колен. вала	11,60	22,32	12,90
Максимальный момент на кулачковом валу, Н·м	92,00	66,56	85,18

Другим значительным изменением подачи топлива является снижение давления впрыскивания. Этому не воспрепятствовало даже увеличение объемной цикловой подачи. Однако, это, если и не соответствует оптимальным условиям смесеобразования, то, по крайней мере, не является лимитирующим фактором: за счет меньшего поверхностного натяжения и вязкости легче обеспечивается распыливание жидкой струи ДМЭ, при температурах заряда в цилиндре эфир без видимой задержки испаряется. Важнее то, что возрастает продолжительность впрыскивания на номинальном режиме. Если за счет особых качеств ДМЭ удастся избежать дымности ОГ, то затягивание впрыскивания не позволяет улучшить экономичность дизеля. Предлагаемый выход из положения — увеличение сечения сопел распылителя, как и снижение давления впрыскивания — не соответствует возможностям универсального двухтопливного дизеля.

Возникают и другие специфические проблемы при питании дизеля чистым ДМЭ. Ухудшается наполнение плунжерной полости, в результате возрастает нестабильность подачи. Использование ДМЭ без импортной присадки Lubrizol, ввиду непривычно малой вязкости создает проблемы долговечности прецизионных пар. Затруднена подкачка топлива в линии низкого давления. Более короткая и широкая топливная струя приводит к перераспределению тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы, перегреву деталей центральной части камеры сгорания и др.

Становится совершенно очевидным, что для эффективной работы дизеля на ДМЭ необходимо заново проводить оптимизацию рабочего процесса. Но и в этом случае создание универсального двухтопливного дизеля на базе существующих технических решений все же остается проблематичным. Результаты такого подхода хорошо известны из 50-летнего опыта создания универсального двигателя с принудительным зажиганием на бензине и газе. Кроме того, структура современного товарного рынка моторных топлив и заправочных станций требует серьезных изменений для эксплуатации специализированного автомобиля на ДМЭ.

Наиболее обнадеживающим выходом из этой ситуации может быть создание нового поколения транспортных дизелей, использующих компромиссные технические решения, касающиеся механических элементов двигателя и системы электронного управления, оптимизирующей протекание рабочего процесса. На дальнюю перспективу целесообразно рассматривать систему с электронным управлением подачи топлива, типа Common Rail, а более близкую – топливную аппаратуру, базирующуюся на ныне выпускаемой, оснащенной системой электроклапанного управления подачей.

Пока же в МГТУ разработана и реализована система подачи ДМЭ в смеси с ДТ, базирующаяся на доработанной серийной. Процесс подачи ДМЭ и образование смесового топлива осуществляется по следующему принципу (рис. 1): ДМЭ из бака подается к двигателю под давлением 1,0...1,5 МПа, создаваемое сжатым азотом. Наддув азотом баллона с эфиром позволяет сохранить мало меняющееся давление по мере потребления ДМЭ, а также исключить вероятность образования паровых пробок, особенно в объеме подкапотного пространства. Кроме этого, безнасосная схема подачи ДМЭ соответствует требованиям противопожарной безопасности при температуре ниже -26°C , когда давление насыщенных паров ДМЭ становится ниже атмосферного, что не исключает вероятность попадания в баллон атмосферного воздуха.

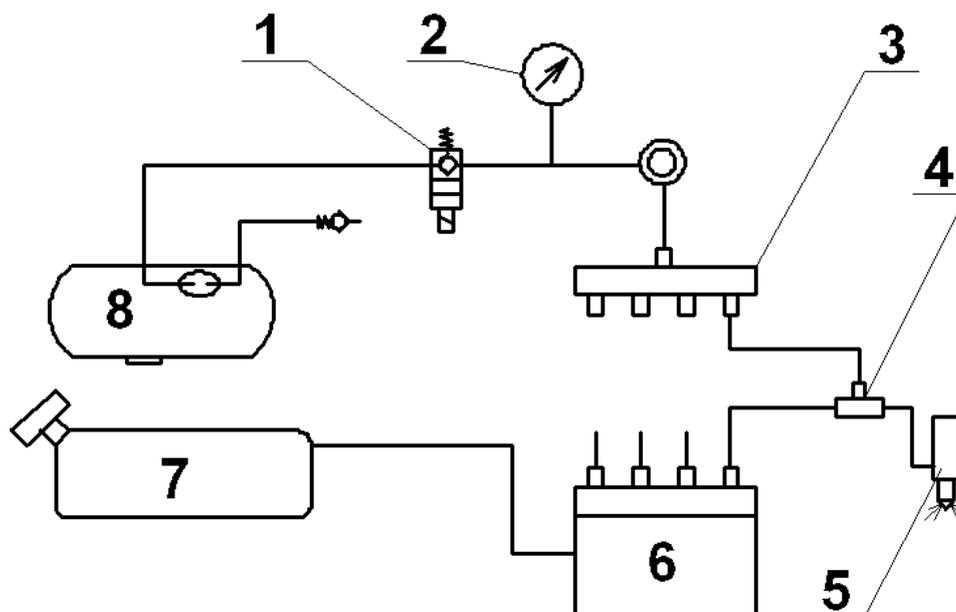


Рис. 1. Схема топливной системы автомобиля МГТУ: 1 – электроуправляемый клапан; 2 – манометр; 3 – рампа; 4 – клапан импульсной подпитки; 5 – форсунка; 6 – ТНВД; 7 – бак для ДТ; 8 – баллон с ДМЭ

Пройдя электромагнитный клапан отсечки подачи топлива, ДМЭ поступает к топливной рампе и далее к клапанам импульсной подпитки. Через них происходит многократное всасывание ДМЭ в трубопроводы высокого давления в условиях затухающего волнового процесса после окончания впрыскивания. Схема подачи ДМЭ в линию высокого давления с помощью клапанов импульсной подпитки, был предложен и апробирован для подачи сжиженных газов проф. РУДН Н.Н. Патрахальцевым. Именно с их помощью в лабораториях РУДН, МГТУ, Алт. ГТУ удавалось подавать в линию высокого давления различные топлива, включая вязкие суспензии, водород и т.д.

Оптимальное содержание ДМЭ в смеси обуславливается достигаемыми экологическими показателями и стоимостью ДМЭ. Оба фактора подвержены сильным колебаниям. Так, в течение года стоимость ДМЭ в Москве повысилась в 5,3 раза, достигнув 800 \$/Т. На период 2004-2005 г оптимальным содержанием ДМЭ признано 30% по объёму (25% по массе).

Проведена серия ходовых испытаний экспериментального автомобиля-рефрижератора ЗИЛ-47303А "Бычок" принадлежащего МГТУ и еще 10 автомобилей-рефрижераторов ЗИЛ-47303А "Бычок", предоставленных ГУП «Мосавтохолод» при финансовой поддержке МКНТ и Управления транспорта и связи Правительства г. Москвы, работающих на смесевом топливе.

Пробег экспериментального автомобиля МГТУ (рис. 2) за время испытания составил около 1300 км, из них около 50% автомобиль передвигался по улицам города. Средняя скорость автомобиля при движении за

городом составила 70 км/ч, а при движении по улицам города приблизительно 30 км/ч.



Рис. 2. Экспериментальный автомобиль МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Путевой расход дизельного топлива при движении в городском цикле составил примерно 17 л/100 км, при движении за городом около 13 л/100 км. Путевой расход ДМЭ при движении за городом составил примерно 8 л/100 км, что с учётом более низкой плотности и теплотворной способности ДМЭ по сравнению с ДТ эквивалентно 4 л/100 км ДТ. При этом путевой расход ДТ составил около 9 л/100 км.

Таким образом, приведённый с учётом более низкой плотности и теплотворной способности ДМЭ суммарный расход смесового топлива составил примерно 13 л/100 км. Расход ДМЭ в городском цикле не оценивался из-за небольших длин поездок.

Согласно «Нормам расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте» базовая норма расхода дизельного топлива для автомобиля ЗИЛ-5301 «Бычок» составляет около 14 л/100 км, а при эксплуатации автомобиля в городах с населением свыше 2,5 млн. человек, норма повышается до 20%, при пробеге первой тысячи километров новым автомобилем – до 10%, при использовании холодильной установки - до 5%.

Таким образом, предельное значение нормы расхода дизельного топлива для автомобиля ЗИЛ-5301 «Бычок» составляет: при работе в городе примерно 18 л/100 км, а при работе за городом около 17 л/100 км.

Как видно из приведённых выше цифр, экспериментальный автомобиль соответствует установленным нормам расхода топлива.

На протяжении всего срока эксплуатации экспериментального автомобиля, периодически брались пробы ОГ дизеля в лаборатории МГТУ им.

Н.Э. Баумана для определения содержания вредных веществ. Выявлено снижение дымности ОГ при переходе с дизельного на бинарное топливо (рис.3). Снижения дымности удается достичь за счет высокого содержания кислорода в молекуле — $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$.

Наличие кислорода в молекуле эфира углеродо-углеродные связи и обуславливает необходимость меньшего количества атмосферного кислорода при сгорании, улучшает сгорание в условиях дефицита воздуха. Немаловажную роль в снижении дымности играет повышенная испаряемость ДМЭ. Под действием высоких температур, легкокипящая фракция ДМЭ способствует разрушению капель, улучшая гомогенность смеси, увеличивая полноту сгорания и снижая дымность ОГ.

Были проведены контрольные испытания автомобиля-рефрижератора ЗИЛ-47303А "Бычок", работающего на смесевом топливе, по типовым методикам на ГУП "НИЦИАМТ".

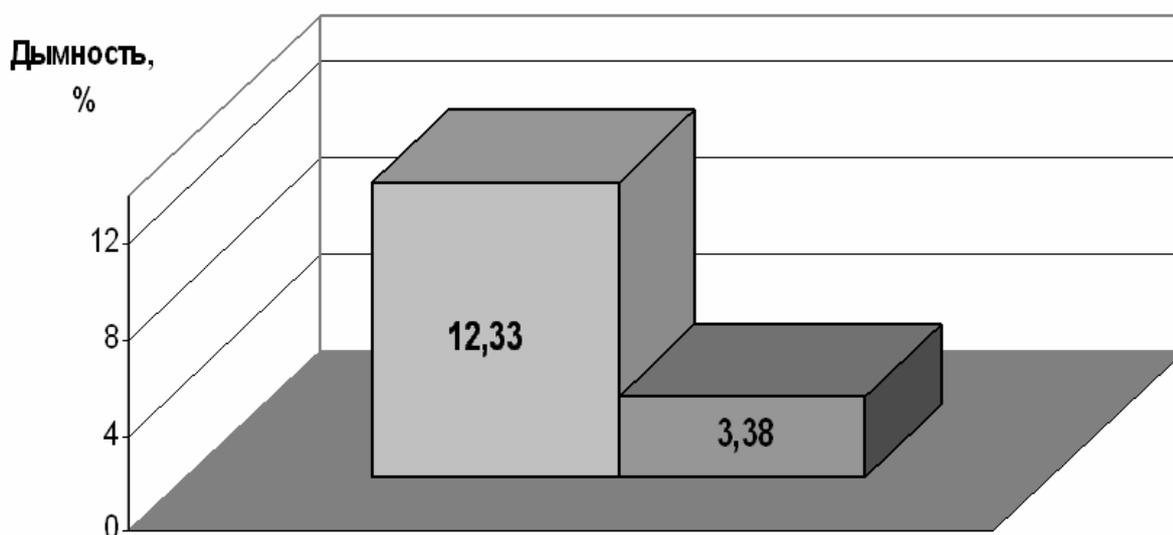


Рис.3 Дымность отработавших газов на режиме максимальной частоты вращения.

На основании испытаний, проведенных в ГУП "НИЦИАМТ, сделаны следующие выводы:

- содержание вредных веществ в кабине автомобиля не превышает нормативов ГОСТ Р 51206 на содержание окиси углерода, суммарного количества углеводородов, окислов азота и акролеина;
- выявлено сохранение или улучшение экономических показателей автомобиля на смесевом топливе;
- обнаружена необходимость более строгого контроля регулировки автоматического регулятора для сохранения мощностных, а, следовательно, и скоростных показателей автомобиля.

Питание смесевым топливом позволяет не только снизить токсичность ОГ, улучшить экономические показатели, но и уменьшить шумность работы дизеля ввиду большего значения цетанового числа ДМЭ в сравне-

ние с ДТ. За счет подачи ДТ как основного компонента смесового топлива, удается сохранить высокое давление и малую продолжительность впрыскивания, оставить в качестве основы серийную топливную аппаратуру и обеспечить простоту перехода на чистое ДТ, а также увеличить суммарный пробег автомобиля без заправки. Кроме того, ввиду малой трудоемкости и невысокой стоимости специализированной аппаратуры удается сохранить низкую стоимость автомобиля и ускорить обновление находящегося в эксплуатации парка автомобилей.

Необходимо также отметить схожесть свойств ДМЭ и сжиженного нефтяного газа — пропана, что позволяет при минимальных доработках использовать существующую систему газозаправочных станций и отчасти выпускаемую газовую аппаратуру. В нашем случае применялось газобаллонное оборудование московской фирмы САГА.

Система питания дизеля смесевым топливом отличается дешевизной от питания чистым ДМЭ доступностью, универсальностью, эффективностью, не требует решения специфических проблем, возникающих при использовании чистого ДМЭ и, очевидно, является наиболее приемлемой в настоящее время.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антифеев В.Н., Ровнер Г.М., Мкртычан Я.С. О новой московской программе использования альтернативных видов моторного топлива на автотранспорте // Автогазозаправочный комплекс. — 2002, №4, с. 8-17.
2. Плечов А.Л. Вопросы экологической безопасности // Легковое и грузовое автохозяйство — 2001, №5, с.40-44.
3. Ofner H., Tritthart P A Fuel injection system concept for dimethyl ether. C517/022/96/. AVL LIST GmbH, Gras, Australia, 1996. p.275-288.
4. Kapus P., Ofner H. Development of Fuel Injection Equipment and Combustion for DI Diesels Operated on Dimethyl Ether // SAE Paper 950062, 1995. 18 p.
5. Sorenson S. C., Svend-Erik Mikkelsen Performace and Emissions of 0.273 Liter Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Neat dimethyl Ether // SAE Paper 950064, 1995 . 11 p.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В., Габбасов А.В., Ильин В.А.

МГТУ им Н.Э. Баумана, г. Москва,

Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

Перспективной топливopодающей системой (ТПС), обеспечивающей выполнение требований гибкого управления параметрами топливopодачи, является аккумуляторная система типа Common Rail (CR) с электрогидроуправляемыми форсунками (ЭГФ) [1].

Одним из основных недостатков известных ЭГФ, применяющихся в автотракторных дизелях с системой CR, является повышенный расход топлива на управление через клапан форсунки, что требует увеличения габаритов ТНВД и мощности, затрачиваемой на его привод. Для решения этой проблемы наиболее эффективным представляется использование форсунок с обратными связями, обеспечивающими минимум расхода топлива на управление при любых подъемах клапана. Подобная схема реализована в разработанной в Башкирском ГАУ ЭГФ для ТПС CR, где расход топлива через электроуправляемый клапан определяется положением мультипликатора [1, 2].

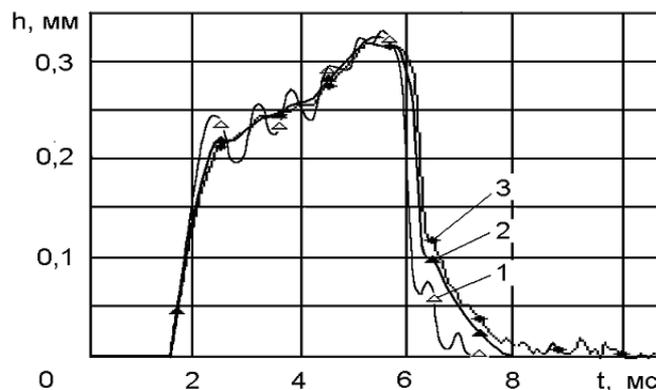


Рис.1. Ход иглы распылителя ЭГФ ($\mu F_c=0,026 \text{ мм}^2$, цикловая подача 22 мм^3 , ход клапана $h=0,55 \text{ мм}$): 1 – расчет без учета трения течения Куэтта (осциллирующая кривая); 2 – расчет с его учетом; 3 – экспериментальные данные.

Для проведения численных исследований и оптимизации разработанной ТПС с ЭГФ была усовершенствована математическая модель процесса впрыскивания и дополнен программный комплекс «Впрыск». В процессе идентификации модели установлено, что в отличие от традиционных конструкций ТПС необходимо учитывать гидродинамическое трение в тонких зазорах у иглы и мультипликатора (трение течения Куэтта). Это обусловлено тем, что в процессе впрыскивания топлива в ЭГФ систем

Common Rail поверхность трения на игле и мультипликаторе велика, давление в зазоре постоянно высокое, а игла может находиться в состоянии равновесия вдали от упора. После внесения соответствующих поправок в математическую модель процесса топливоподачи совпадение результатов повысилось (рис.1).

Оптимизация основных конструктивных параметров ЭГФ проводилась с целью минимизации расхода топлива на управление и формирования заданных закона, среднего и максимального давлений впрыскивания топлива применительно к тракторному дизелю Д-120. Параметрами оптимизации являлись: сечения клапана и главного жиклера, диаметр мультипликатора, предварительная затяжка пружины, подъем клапана и сечение управляющих окон. Наиболее выгодные значения остальных параметров находились в рамках однофакторных экспериментов [3].

В результате оптимизационных расчетов была подготовлена конструкторская документация и на ЗАО «Алтайский завод прецизионных изделий» изготовлена электрогидравлическая форсунка с диаметром мультипликатора 7 мм, диаметром иглы 6 мм, диаметром жиклера на входе в камеру управления 0,2 мм, максимальным ходом клапана-дозатора 0,5 мм, двумя отверстиями (с диаметром 0,5 мм) золотникового клапана-дозатора, наружным диаметром якоря электромагнита 20 мм (рис. 2).

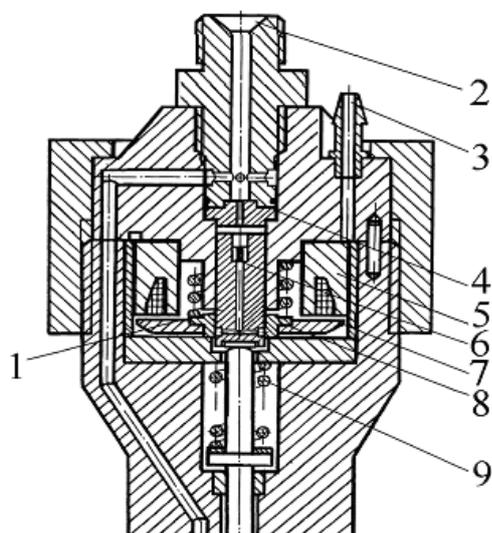


Рис.2. Фрагмент конструкции модернизированной электрогидравлической форсунки: 1 – мультипликатор; 2 – штуцер подачи; 3 – сливной штуцер; 4 – жиклер; 5 – электромагнит; 6 – жиклер мультипликатора; 7 – якорь; 8 – дозатор; 9 – пружина.

Микропроцессорный блок управления и электромагнит ЭГФ были разработаны и оптимизированы с привлечением специалистов НПО «Молния». Блок управления с напряжением питания 12 В позволяет формировать форсирующий импульс напряжением 42 В, удерживающий и размагничивающий импульсы с бесступенчатым изменением продолжительности от 0,5 до 10,0 мс при частоте сигнала в диапазоне от 1,5 до 50 Гц. Система топливоподачи включала также двухсекционный рядный топливный насос высокого давления с эксцентриковым приводом плунжеров и аккумулятор.

Безмоторные эксперименты подтвердили результаты численных исследований. В частности, полученные экспериментально зависимости цикловой подачи от продолжительности управляющего импульса (рис. 3, 4) доказывают возможность многофакторного управления процессом впрыс-

кивания в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы. Работоспособность форсунки и стабильность характеристик впрыскивания сохраняется с увеличением частоты впрыскиваний с 5 до 20 Гц, что соответствует увеличению частоты вращения коленчатого вала четырехтактного дизеля с 600 до 2400 мин⁻¹.

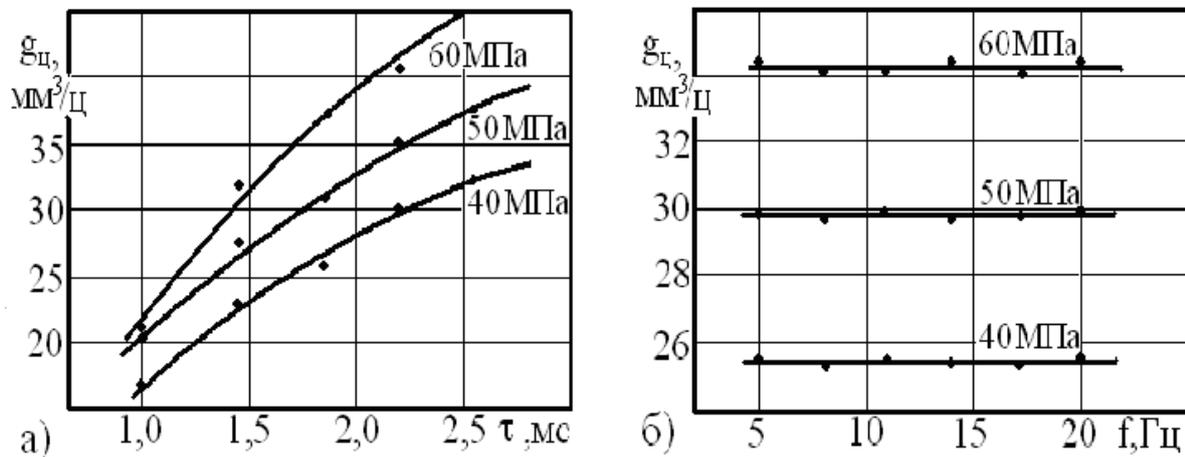


Рис.3. Зависимость цикловой подачи топлива g_c опытной ЭГФ от продолжительности управляющего импульса t (а) и частоты впрыскиваний f (б) при различном давлении в аккумуляторе (показано цифрами).

Высокие показатели работы опытной системы топливоподачи подтверждаются стабильностью цикловых подач. Так, при управлении давлением топлива в аккумуляторе, межцикловая неравномерность топливоподачи в зоне рабочих подач не превышала 6% (рис.4).

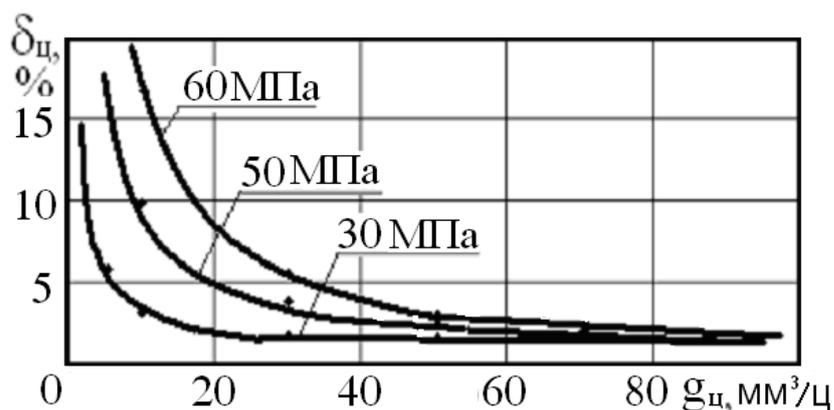


Рис.4. Влияние величины цикловой подачи и давления топлива в аккумуляторе на межцикловую неравномерность топливоподачи.

Моторные исследования на экспериментальной установке на базе электротормозного стенда КИ-5527 с одноцилиндровой секцией безнаддувного тракторного дизеля Д-120 доказали работоспособность опытной ЭГФ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей/ Учебник для ВУЗов. М: Легион-Автодата, 2004.- 344 с.

2. Патент РФ 2159864 F 02M 65/00. Форсунка с электрогидравлическим управлением для аккумуляторных систем топливоподачи. / Баширов Р.М., Габитов И.И., Гафуров М.Д. и др. Уфа: БГАУ.- Заявлено 24.11.98 , Опубликовано 27.11.2000 .- Бюлл. № 33.

3. Опытная система Common-Rail для тракторного дизеля двигателей / А.В.Неговора, И.И.Габитов, Л.В.Грехов и др. // Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: Матер. науч.-техн. конф., посв. 30-летию ЯЗДА – Ярославль, 2002. - С.84-86.

РАЗРАБОТКА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ТНВД ДЛЯ СИСТЕМЫ COMMON RAIL

**Грехов Л.В., Борисенко Н.Е., Потапов А.И.,
Миронычев М.А.¹, Павельев В.Н.¹, Ильичев А.Г.¹**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва,

¹ОАО Заволжский моторный завод, г. Заволжье

Значительная роль в обеспечении экологических требований, предъявляемых к современным транспортным дизелям, отводится улучшению топливоподачи. Наибольшими возможностями в направлении оптимизации рабочего процесса, даже по сравнению с иными системами с электронным управлением, обладают системы Common Rail (CR).

Согласно планам производства фирмы R.Bosch, к 2010 году доля Common Rail составит 66% относительно всех систем дизельной топливной аппаратуры фирмы. Перспективность таких систем обусловлена рядом достоинств:

- возможностью оптимального управления давлением впрыскивания;
- возможностью формирования оптимальных характеристик впрыскивания, включая двухфазную и многофазную;
- гибким регулированием цикловой подачи и угла опережения впрыскивания (УОВ) в соответствии с заданным режимом работы двигателя;
- простое обеспечение и управление скоростной характеристикой;
- минимальная неравномерность подачи по цилиндрам или оптимальная неравномерность подачи и УОВ для каждого цилиндра;
- автоматизация пуска, повышение подачи при пуске, ее выключение на принудительном холостом ходу, регулирование на переходных режимах;

- отключение цилиндров и циклов на частичных режимах;
- система управления обеспечивает самодиагностику цепей, компенсацию выбывших из строя элементов с помощью резервных программ.

Широкое внедрение электронного управления тормозится рядом проблем, стоящих перед разработчиками и производителями. Одна из них – создание программ управления. Их формирование относится к числу самых трудоемких и дорогостоящих. Другая проблема – проектирование эффективных форсунок. Известно большое число схем электроуправляемых форсунок для систем Common Rail, различающихся способом воздействия на иглу распылителя, типом привода клапанов, типом и количеством управляющих элементов. Наиболее подходящими для Common Rail являются электрогидравлические форсунки, как правило, с дроссельным управлением. Стоит задача снизить расход топлива на управление и повысить быстродействие. Как показало исследование, проведенное в МГТУ, большие перспективы в этом плане имеют форсунки с обратными гидромеханическими связями, с двухзатворными управляющими клапанами.

Создание простого, дешевого, надежного и технологичного насоса при умеренной массе и габаритах, обеспечивающего требуемую производительность и давление подачи до 200МПа – серьезная проблема создания аккумуляторных систем. Это обусловлено также и отсутствием опыта проектирования и производства насосов для Common Rail в России.

В аккумуляторных топливных системах до середины 90-х годов применялись традиционные ТНВД. Однако, это не лучшее решение. Так, кулачковый привод существенно увеличивает контактные нагрузки. Роликовые толкатели ограничивают давление подачи. Регулирование производительности ТНВД отсечкой подачи недопустимо. То же относится к нагнетательному клапану с разгружающим пояском.

В промышленной гидравлике применяются аксиальные насосы высокого давления. Они рассчитаны на максимальные давления 28 или, реже, на 40 МПа и использование гидравлических масел, вязкость которых на два порядка выше, чем у дизельного топлива. Такие насосы неприменимы в CR. Можно сделать вывод об отсутствии готовых подходящих насосов для CR и необходимости создания специализированного ТНВД.

В МГТУ им. Н.Э.Баумана при создании насоса системы CR ориентированного на дизель ЗМЗ-514 Заволжского моторного завода, были рассмотрены и проанализированы конструкции зарубежных аналогов. Известны ТНВД для аккумуляторных систем известных производителей (Bosch, Siemens, Delphi). Анализ зарубежных насосов выявил нецелесообразность прямого копирования, что ввиду отсутствия необходимой технологической базы, может привести к ухудшению качества создаваемого насоса и увеличению его стоимости.

При проектировании первого же варианта ТНВД, предпочтение было отдано рядной схеме расположения плунжеров с числом рабочих секций равным двум для дизелей легковых автомобилей и четырем – для грузовых (рис. 1). Привод плунжера в насосе осуществляется через эксцентриковый привод с промежуточной втулкой, обкатывающей торец цилиндрического толкателя с развитой боковой поверхностью, разгружающей плунжер от боковой силы. В ТНВД CR, как и в традиционных насосах, возможно использование кулачкового привода и роликового толкателя, однако такой привод неоправдано увеличивает контактные напряжения. Замена кулачка на эксцентрик с промежуточной втулкой при том же ходе плунжеров привела к уменьшению максимальной скорости движения плунжера в 4,45 раза, угла давления – 3,91 раза, максимального контактного напряжения в – 2,21 раза, максимального крутящего момента на валу ТНВД – 4,51 раза. Вместо впускного клапана, применяемого в немецких насосах, в ТНВД МГТУ впуск топлива осуществляется через впускное окно. Это упрощает конструкцию, увеличивает надежность работы, уменьшает габариты.

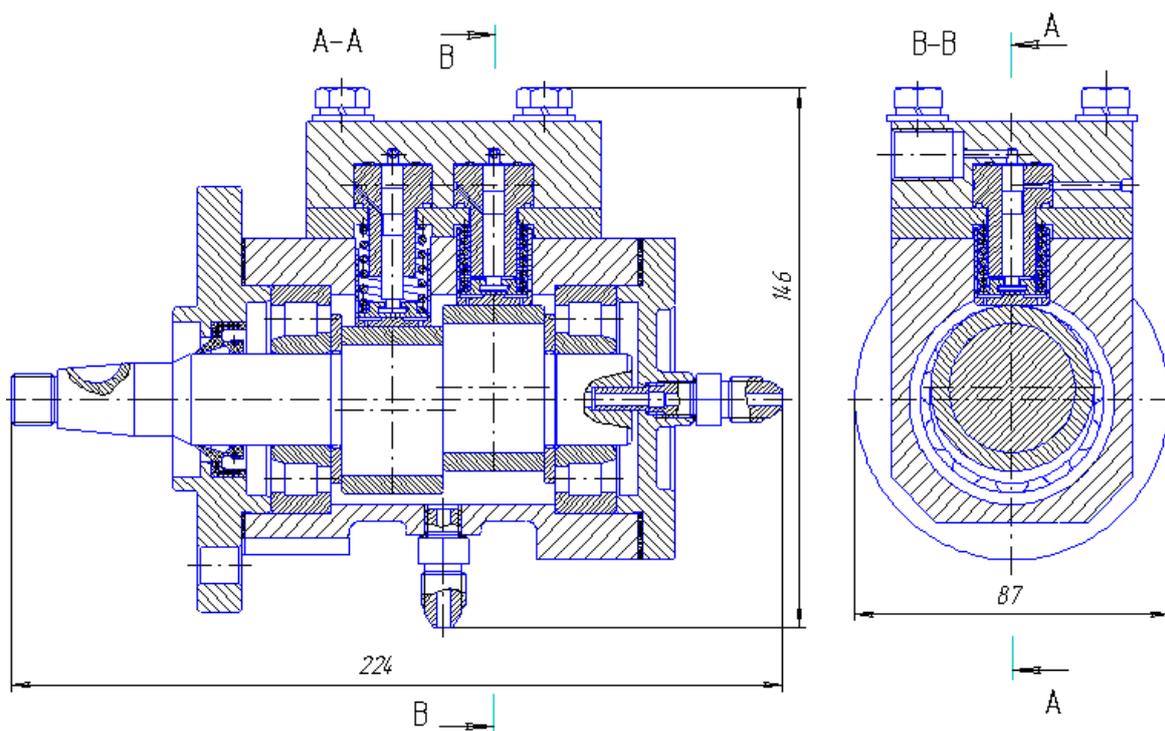


Рис. 1. Общий вид опытного ТНВД для топливной системы Common Rail.

Для разобщения аккумулирующего объема и надплунжерного пространства используется нагнетательный клапан грибового типа без разгружающего пояса. Высота подъема клапана 0,1мм. Шариковые клапаны имеют бесспорные достоинства (малая масса, габариты, стоимость). Но их производство для работы с давлениями до 200 МПа требует специальной технологической проработки и опыта производства.

Регулирование производительности опытного ТНВД осуществляется золотником с электромагнитным приводом, установленным во впускной полости. Известны и другие способы регулирования производительности ТНВД СР. При регулировании активным ходом плунжера, как в традиционных насосах, плунжер снабжается лишь одной верхней управляющей кромкой. При этом отсечная кромка недопустима во избежание потерь сжатого топлива. Перемещение рейки осуществляется пропорциональным электромагнитом. В ранних модификациях насосов BOSCH регулирование производительности осуществлялось блокированием впускного клапана. Такое регулирование требует использование быстродействующего привода на каждой секции, увеличивая габариты насоса и снижая надежность.

В последних вариантах насосов фирм производителей Bosch, Siemens регулирование также осуществляется дросселированием на впуске, что обеспечивает наибольший КПД насоса и требует одного исполнительного механизма.

Смазка деталей насоса и отвод теплоты от нагретых деталей насоса осуществляется циркулирующим через корпус насоса дизельным топливом.

При проектировании ТНВД МГТУ учитывались дополнительные расходы топлива, связанные с утечками в распылителе, в мультипликаторе, в электроуправляемом клапане, а также расход на управление форсунки. При проектировании ТНВД оказались необходимыми расчеты наполнения плунжерных пар на высоких частотах вращения, расчеты на применимость насоса для пускового режима, максимального крутящего момента и номинальной мощности.

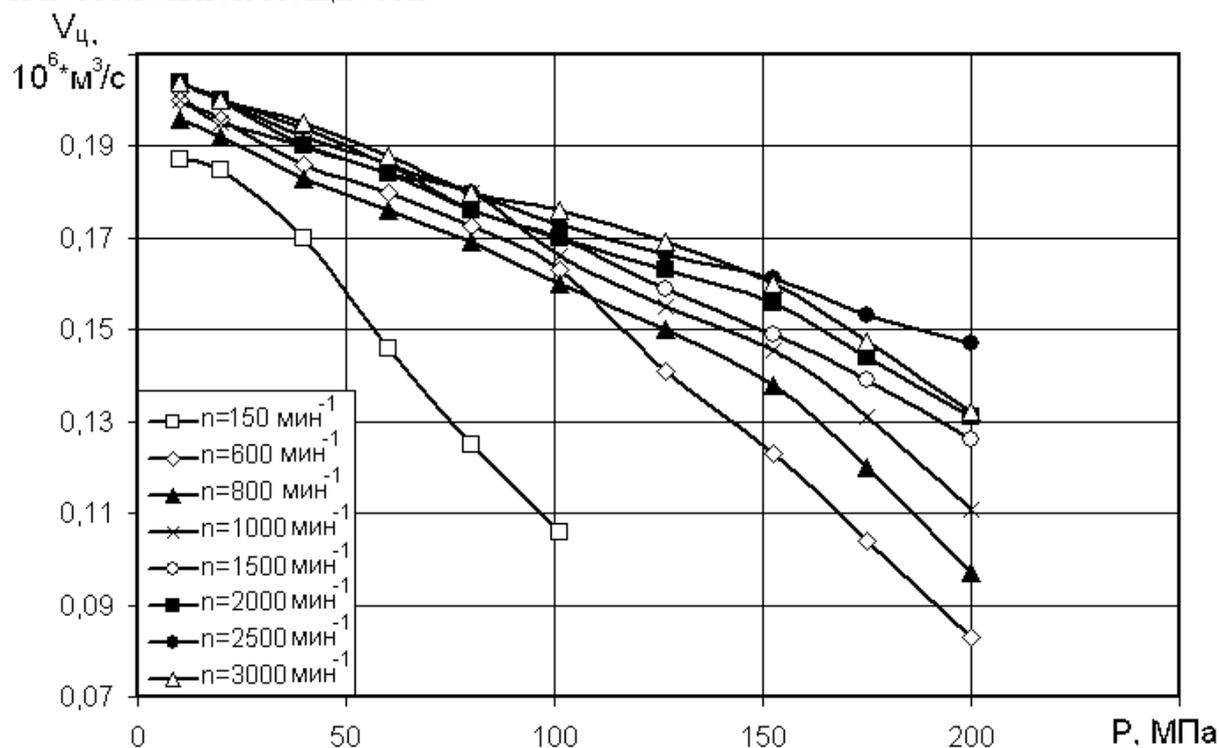


Рис. 2. Гидравлическая характеристика опытного ТНВД

Проведенные испытания на безмоторном стенде в диапазоне частот вращения 150...3000 мин⁻¹ и давлений подачи до 200 МПа показали, что гидравлические характеристики (рис. 2) соответствуют типичному характеру протекания для насосов объемного типа. При росте давления подачи в результате роста утечек, потерь на сжатие топлива в мертвых объемах, обратных забросов топлива из аккумулирующей полости в плунжерную из-за ограниченности динамических свойств клапанов, производительность ТНВД снижается. В целом, в представленном диапазоне изменения параметров, гидравлические характеристики насоса удовлетворяют требованиям со стороны топливной системы, а использование возможностей управления насоса позволяет получить требуемую производительность для изменения давления в аккумуляторе.



Испытания разработанного ТНВД не ограничились безмоторными испытаниями. Разработанная в ОАО НИКТИД (г. Владимир) оригинальная отечественная система CR в своем составе содержит все отечественные компоненты: блок управления, электрогидравлические форсунки, клапаны управления, а также описанный ТНВД (рис. 3). Система установлена и дорабатывается на дизеле ЗМЗ 514. Несмотря на необходимость совершенствования, система является работоспособной и обеспечила работу дизеля на моторном стенде ОАО НИКТИД.

Рис. 3. Установка ТНВД на дизель ЗМЗ 514 в ОАО НИКТИД

На основании проведенных испытаний можно сделать вывод о том, что насос имеет приемлемые по производительности и работоспособности показатели, при массовом производстве будет иметь невысокую стоимость и при увеличении или уменьшении числа секций сможет удовлетворить широкий диапазон потребителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением: Учебно-практическое пособие. М.: Легион-Автодата, 2003. – 176 с.

2. Klingmann V.R., Bruggemann H. Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common-Rail-Einspritzung. Teil 2: Verbrennung und Motormanagement // MTZ. Motortechnische Zeitschrift. - 1997. - Bd. 58, N 9.

3. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей: Учебное пособие. Барнаул – Москва: АлтГТУ, 2002. – 165 с.

ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ АДАПТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Лашко В.А.

Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск

Аннотация: Рассмотрены основные проблемные вопросы создания адаптивных двигателей. Показано, что КДВС – сложная техническая система (СТС), имеет сугубо нелинейное взаимодействие между подсистемами. Установлено, что необходимо внедрение фундаментальной теории управления в практику проектирования и создания современных поршневых двигателей.

В настоящее время ведется интенсивный поиск путей создания адаптивных двигателей. Однако это остается пока на уровне элементов адаптации. Нет теоретического подхода к разрешению данной проблемы. Очевидно, причина кроется в отсутствии современных методов приложения фундаментальной теории управления к практике проектирования поршневых двигателей.

Остановимся на основных проблемных вопросах создания адаптивных поршневых двигателей.

1. До сих пор остается аддитивный принцип, принятый в практике проектирования и доводки современных двигателей.

Традиционно в процессе создания или совершенствования комбинированных двигателей внутреннего сгорания (КДВС) в специальных конструкторских бюро дизелестроения (СКБД) заводов, проектных организациях отработка отдельного модифицированного элемента конструкции ДВС осуществляется автономно с последующим включением в общую систему КДВС и соответствующей доводкой на экспериментальном стенде. В процессе автономной оптимизации элементов, например, проточных частей термогазогидродинамической системы КДВС (впускные и выпускные каналы, турбина, компрессор и т.д.) целевой функцией являются, как правило, локальные характеристики выделенных элементов (коэффициент расхода, гидравлического сопротивления, КПД и т.д.). В то же время достижение оптимума по локальным характеристикам не гарантирует того, что будет получено пропорциональное улучшение конечного технико-

экономического показателя двигателя – удельного эффективного расхода топлива. Это связано с тем, что установка на двигатель модифицированного элемента вызывает перераспределение термогазодинамических параметров и приводит к установлению нового состояния, как правило, не наилучшего.

2. Проблема описания нелинейного взаимодействия различных физических процессов в элементах сложной системы Σ (КДВС) при иерархически изменяемой структуре.

Следует отметить, что необходимы фундаментальные компоненты, представляющие основу поисковых исследований в области разработки сложных систем:

- теории исследуемого класса систем;
- методики и аппарата построения сложных проектных решений;
- технических (вычислительных) средств реализации соответствующих методик.

3. Проблема внедрения в практику проектирования КДВС основ современной фундаментальной теории управления сложными системами.

Сложность системы - Σ (КДВС) обусловлена тем, что приложение фундаментальной теории имеет ряд проблемных аспектов. Во-первых, в поле зрения исследователей попадает целый ряд новых категорий и понятий чисто математического характера. Прежде всего, необходимо сформулировать систему нового класса, относящихся к сложным системам с логико-динамическими процессами управления. Сложность заключается в том, что в функционировании логико-динамических систем (ЛДС) объединены два сложившихся принципа функционирования, связанных с управлением на континуальном и конечном (возможно счетном) множестве состояний. По существу необходимо «органическое» объединение фундаментальных моделей в виде конечных динамических систем (КДС) и динамических дифференциальных систем (ДДС). Во-вторых, функционирование ДДС рассматривают в континуальной области конечномерного пространства, а КДС на конечном множестве обобщенных координат. Время задается дискретно (на счетном множестве). В-третьих, конечный (логический) автомат рассматривается как математическая модель функционирования физической системы. Универсальность такой модели заключается в том, что формализованные элементы автомата: вход, выход, состояние задаются с помощью абстрактных символов, не связанных через соотношения размерностей.

Выделенный класс сложных систем - Σ (КДВС) относится к иерархическим системам, которые обладают следующими свойствами:

- традиционные метрические свойства (нижний уровень – дифференциальная динамика);
- логические свойства (средний уровень – структурная динамика);

- комбинаторные свойства (верхний уровень – динамика взаимодействия подсистем).

Нижний уровень – динамическая дифференциальная система, например, термогазогидродинамической системы в КДВС представлена на удовлетворительно. Известно, что для таких систем существует средний и верхний уровень. Пока необходимо констатировать, что даже на нижнем уровне существует ряд нерешенных вопросов:

1. Проблема односторонней вариации. Известно, что любая система так же, как и комбинированный двигатель внутреннего сгорания реализует свое функциональное назначение в ограниченном пространстве. С другой стороны, необходимо отметить, что основное необходимое условие экстремума – уравнение Эйлера – выведено в предположение свободы варьирования. Это констатирует, что методы классического вариационного исчисления не могут быть прямо приложены к задачам с ограничением в виде неравенств.

2. До конца не решена проблема выбора функции дополнительного управления. При тщательном рассмотрении функций управления, воздействующих на энергетический поток в термогазогидродинамической системе КДВС, проходящей через впускные и выпускные органы и топливоподающую аппаратуру, было предложено в качестве нелинейных функций преобразования s_λ использовать соотношение вида

$$s_\lambda = (u_{\max \lambda} / u_\lambda) \cdot \sin v_\lambda,$$

где v_λ - дополнительное управление, $\lambda = 1, \dots, L$.

Однако следует остановиться на проблемах, которые в дальнейшем придется решать:

Прежде всего, необходимо расшифровать параметр дополнительного управления v_λ , что позволит решить задачу синтеза нелинейных законов управления.

Достаточные условия достижения максимума функционала комбинированного двигателя (η_e – эффективный КПД) потребуют доказательную базу ряда утверждений и в большей степени это относится к теореме о переключении границ экстремалей.

3. Стоит вопрос о сходимости несобственного интеграла вида, $\int dt / q(t)$, где t - время, а $q(t)$ – нормальные характеристики ограничений.

4. Проблема определения локального изменения эффективного КПД поршневых двигателей. Прежде всего, это связано пока с невозможностью расшифровки природы сгорания в двигателях внутреннего сгорания.

Что касается среднего и верхнего уровня, то эти области в поршневых двигателях остаются нерешенными для специалистов.

4. Согласование характеристик поршневого двигателя с другими характеристиками систем, входящие в комбинированные установки.

Основные проблемы:

- нелинейное взаимодействие между подсистемами сложной системы Σ (КДВС);
- отсутствуют характеристики регулируемых турбин, компрессоров, поршневых двигателей;
- нет ясности с постановкой вариационной задачи по согласованию характеристик турбины, компрессора и поршневого двигателя;
- нет «рулей», позволяющих обеспечить оптимальное протекание согласованных характеристик.

5. Аналитическое конструирование оптимальных регуляторов по управлению.

Адаптивный двигатель должен быть оборудован автоматизированными регуляторами по управлению: фазами газораспределения, степенью сжатия, энергетическими потоками в системе наддува, теплоносителями в системе охлаждения надувочного воздуха, тепловыми режимами в деталях КДВС (ЦПГ, крышка, гильза цилиндра и т.д.), износов в деталях движения, колебаниями в двигателях (крутильные, продольные, изгибные) и т.д.

Однако при аналитическом конструировании оптимальных регуляторов по управлению необходимо разрешить следующие проблемы:

1. Как обосновать квадратичный функционал для описываемых систем?
2. Какой физический аналог потребуется при замене механических систем?
3. Как найти оптимальную траекторию управления, которая непосредственно связана с особенностями управления физических процессов в двигателях?

6. Проблема создания математических моделей с изменяемым рабочим процессом в комбинированных двигателях внутреннего сгорания.

Двигатели, имеющие большое число управляемых параметров и позволяющие осуществлять оптимальную настройку на каждый режим работы комбинированного двигателя внутреннего сгорания, получили название КДВС с изменяемым рабочим процессом или адаптивных двигателей.

Необходимо констатировать, что отсутствует теоретическая база физических процессов при работе адаптивного двигателя в реальных условиях эксплуатации. Существующая теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания ограничена и описывает частные случаи. Она далека от реальных частичных режимов работы двигателя. Требуется разработка новых концепций, подходов, принципиально новых теорий. Нельзя механически переносить на частичные режимы уже разработанные теории рабочих процессов при максимальной мощности. Теория рабочих процессов адаптивных двигателей на несколько порядков сложнее, более общая и рассматривает сугубо нелинейные процессы, которые до настоящего вре-

мени не расшифрованы. Скорее всего можно предположить, что распознавание физических процессов адаптивного двигателя можно начать с понимания изменяемого рабочего процесса в КДВС при работе его в реальных условиях эксплуатации, которая требует разрешение следующих проблем:

1. Расшифровка физических процессов различной природы в двигателях внутреннего сгорания при работе его на частичных режимах.
2. Понимание «нелинейной деформации» рабочих процессов при переходе от номинального режима к частичным нагрузкам, природа которой неясна до настоящего времени.
3. Привлечение современных теорий: вариационного исчисления, гибридного графа, логико-динамических систем к глубокому пониманию физических процессов адаптивных двигателей.
4. Широкое использование экспериментальных исследований для реального понимания физических процессов при работе двигателя на частичных режимах.

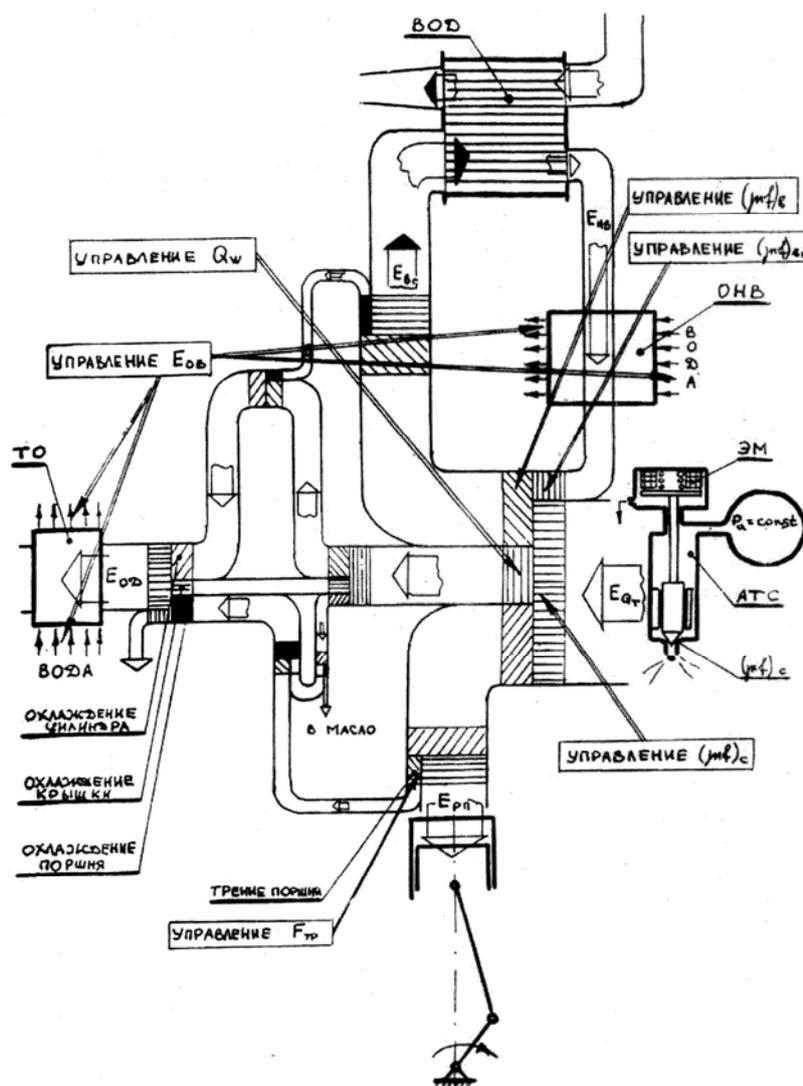


Рис. 1. Формирование интеллектуальной системы двигателя

Подводя итог вышеизложенному, можно констатировать, что исследования и разработки по созданию адаптивного двигателя осуществляются в двух направлениях:

1. Первое базируется на дальнейшем расширении возможностей ДВС традиционных схем путем увеличения числа управляемых элементов. Конструктивные исполнения, реализующих управление по какому-либо параметру называют «элементами адаптации».

2. Второе связано с разработкой двигателей, у которых в зависимости от условий рядовой эксплуатации происходит изменение (конвертирование) самой схемы. Это направление потребует «глобального» пересмотра существующей технологии проектирования двигателя и использование самой современной фундаментальной теории управления.

И в заключении предлагается концептуальный подход формирования адаптивного двигателя (рис. 1). В основе её лежит принцип управления энергетическими потоками в сложной технической системе – КДВС. Как будет реализован адаптивный двигатель в практике, покажет будущее.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТРЕХМЕРНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Лобов Н.В.

Пермский государственный технический университет, г. Пермь

Одной из проблем, препятствующих существенному сокращению сроков разработки и доводки новых схем и конструкций двухтактных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), является отсутствие высокоточных (пространственных) математических моделей, позволяющих получать полную и достоверную картину о протекающих в их системах газодинамических процессах. В настоящей статье приводится краткое описание созданной трехмерной математической модели двухтактного двигателя. Эффективность ее использования продемонстрирована на примере отработки конструкции отечественного серийного двигателя бензодвигательной пилы "Урал-2Э".

Расчетная схема двигателя представлена на рис.1. Основной отличительной особенностью данной математической модели двигателя является то, что двигатель рассматривается как единая система, в которой имеются системы впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипная камера [1]. Для описания нестационарных газодинамических процессов во внутренних полостях двигателя был использован отечественный метод – метод крупных частиц (МКЧ) [2].

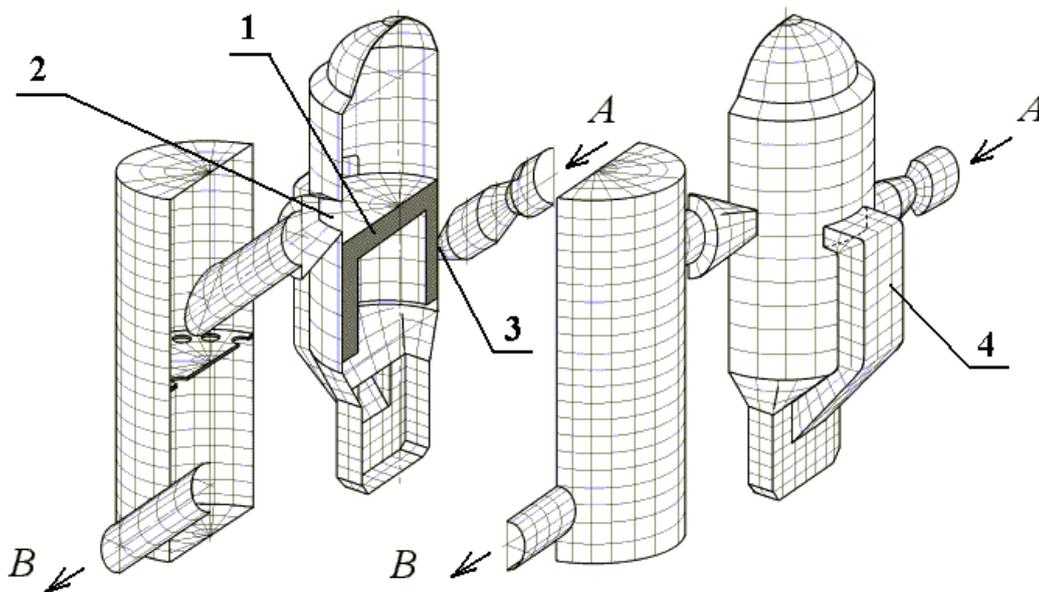


Рис.1 Объемное представление расчетной схемы одноцилиндрового двухтактного бензинового двигателя внутреннего сгорания: 1-поршень, 2-выпускной канал, 3-впускной канал, 4-продувочный канал, А,В – направление движения заряда.

При разработке математической модели двигателя были приняты следующие допущения:

1. Рабочее тело – совершенный газ.
2. Процесс сгорания представляется традиционным в теории ДВС подводом тепловой энергии по закону И.И. Вибе. В данном случае подвод тепловой энергии осуществлялся ко всем ячейкам, находящимся в камере сгорания.
3. Процесс подачи топлива карбюратором задается в виде фиксированного в процессе расчета соотношения расхода топлива к расходу воздуха.

В качестве исходной газодинамической системы дифференциальных уравнений была взята система уравнений Эйлера, записанная в дивергентном виде. В нее вошли: уравнение неразрывности (сохранения массы); уравнения сохранения импульса по осям координат; уравнение сохранения полной удельной энергии и уравнение неразрывности (сохранения массы) для продуктов сгорания. Для замыкания системы было использовано уравнение состояния для идеального газа.

В процессе реализации численного интегрирования исходной системы дифференциальных уравнений с помощью МКЧ вся расчетная область покрывалась фиксированной в пространстве Эйлеровой расчетной сеткой. Сетка состояла из прямоугольных элементарных ячеек - объемов. Общее

количество таких ячеек в процессе исследования не превышало 150-180 тысяч. Все вычислительные операции производились для половины двигателя. Более подробное описание трехмерной математической модели двигателя приведено в работе [3].

Разработанная на базе математической модели ДВС компьютерная программа была протестирована, а достоверность получаемых с ее помощью расчетных данных оценена с помощью большого количества экспериментальных данных. Для тестирования программы использовались индикаторные диаграммы двигателя, снятые одновременно в трех местах: в цилиндре, в кривошипной камере и системе выпуска при его работе по внешней скоростной характеристике, а также расходные характеристики (расход воздуха и топлива). Степень совпадения расчетных и экспериментальных кривых достаточно высокая.

Моделирование пространственных газодинамических процессов внутри двигателя, когда последний рассматривается как единая система, позволило на более высоком количественном и качественном уровне оценить эффективность процесса газообмена и спрогнозировать уровень шумовой эмиссии.

В качестве оценочного параметра при отработке конструкции по минимизации расхода топлива в двухтактном бензиновом двигателе использовался коэффициент использования свежего заряда, который определялся по формуле [4]:

$$\eta_{\text{и}} = \frac{\langle q_{\text{вх}} \rangle - \langle q_{\text{вых}} \rangle}{\langle q_{\text{вх}} \rangle},$$

где $\langle q_{\text{вх}} \rangle$ – средний массовый расход свежей смеси на входе в цилиндр двигателя (стык продувочного канала(ов) с цилиндром); $\langle q_{\text{вых}} \rangle$ – средний массовый расход свежей смеси на выходе из цилиндра двигателя (стык выпускного канала(ов) с цилиндром).

Массовый расход свежей смеси через контрольные сечения определялся по формулам:

$$q_{\text{вх}} = \sum_{i=1}^N A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i) \quad \text{и} \quad q_{\text{вых}} = \sum_{i=1}^M A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i)$$

где N - число целых ячеек в контрольном сечении продувочного(ых) канала(ов); M - число целых ячеек в контрольном сечении выпускного(ых) канала(ов); ρ_i - плотность газа, находящегося в ячейке; b_i - плотность продуктов сгорания, находящихся в ячейке; u_i - скорость газа в ячейке, перпендикулярная контрольному сечению; A - площадь ячейки в контрольном сечении.

При отработке конструкции двигателя с целью снижения уровня шума во внимание принималось следующее. Источниками шума у ДВС

подобного класса являются: шум впуска, шум выпуска, корпусной шум, шум от сгорания и механический шум. Поскольку разработанная математическая модель позволяла расчетным образом оценивать только характер течения газа в ГВТ двигателя, то основное внимание в исследовании было уделено минимизации уровня шума выпуска отработавших газов и шума от поступающего в двигатель свежего воздуха. В качестве параметра оценки использовалась амплитуда массового расхода газа. Исследования, проведенные Рудым Б.П. [5] показали, что при увеличении амплитуды расхода на входе и выходе из двигателя шум возрастает и наоборот.

В ходе совместных опытно – конструкторских работ (ОКР) с ФГУП «Машзавод им. Ф. Э. Дзержинского» г. Перми с использованием разработанной модели были выполнены численные расчеты двигателя "Урал-2Э" с серийным (объем внутренней полости 570 см^3 , рис.2,а) и модифицированным глушителем (930 см^3 , рис.2,б). При этом оценивалось влияние конструкции глушителя на эффективные параметры его работы, на параметры газообмена и, в частности, потери свежего заряда при продувке.

На рис.3. приведены результаты расчета массового расхода газа на выходе. У двигателя с модифицированным глушителем амплитуда расхода оказалась значительно меньше. При этом было зафиксировано снижение среднего индикаторного давления при использовании модифицированного глушителя, а также повышение коэффициента использования свежего заряда.

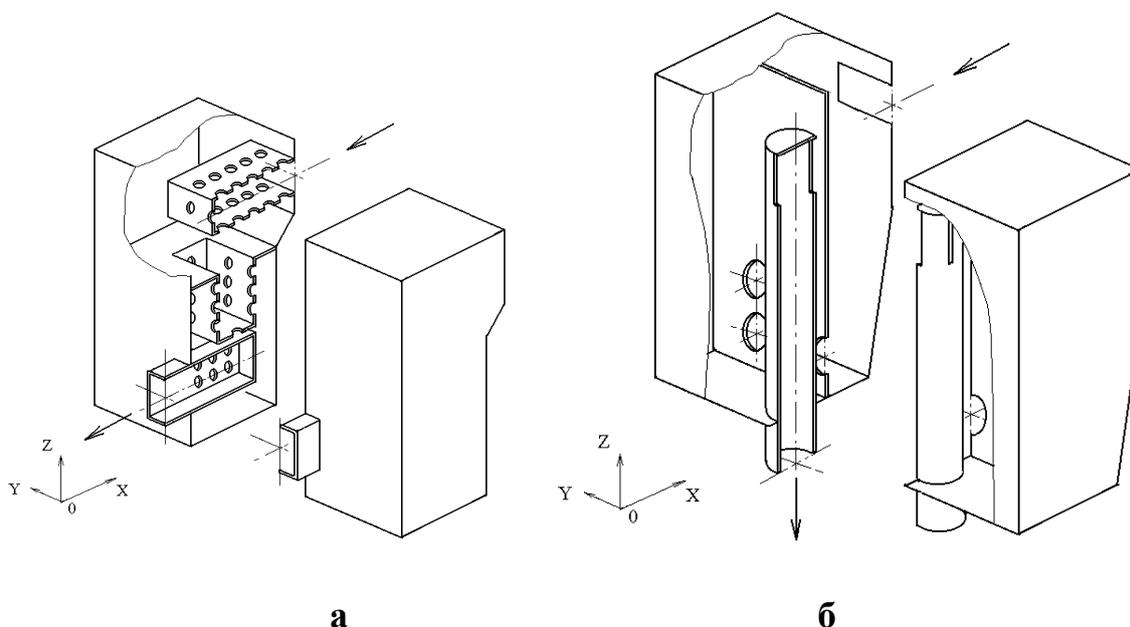


Рис.2. Исследованные глушители бензомоторной пилы "Урал-2Э":
а) серийный вариант;
б) модифицированный вариант

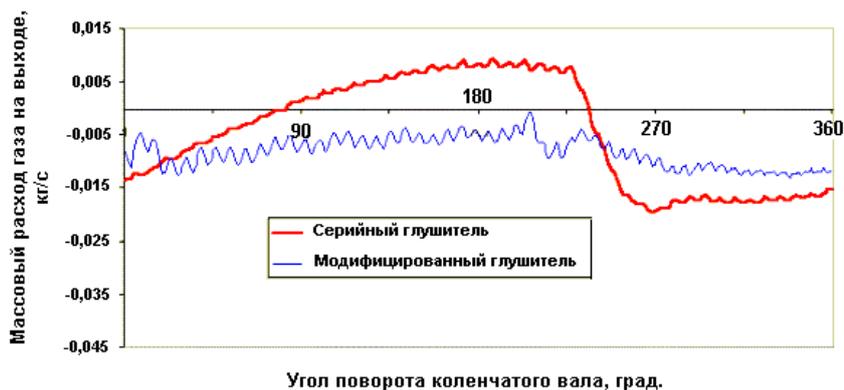


Рис. 3. Изменение массового расхода газа на выходе из двигателя

Выполненные расчеты позволили на этапе численной отработки конструкции двигателя утверждать, что применение модифицированного глушителя должно привести к снижению уровня шума производимого двигателем, относительному снижению расхода топлива и мощности.

Натурные испытания, проведенные на заводе, подтвердили данный прогноз. Двигатель с серийным глушителем показал общий уровень шума 108 дБа, с модифицированным – 105 дБа. Иначе говоря, шум удалось уменьшить почти в 2 раза. Снижение уровня шума было основной задачей проводимой ОКР. Было зафиксировано также, что использование модифицированного глушителя позволяет снизить расход топлива на 3 % при 2 % снижения мощности.

Вывод. Представленные результаты использования пространственно-трехмерной математической модели двухтактного двигателя при численной отработке его конструкции доказали ее эффективность. Достоверность и точность воспроизведения структуры газодинамических потоков в полостях двигателя в данном случае значительно выше в сравнении с известными одномерными моделями. Комплексный подход в исследовании газодинамических течений внутри ДВС, когда двигатель рассматривается как единая система, состоящая из системы впуска и выпуска, цилиндра с функциональными каналами и кривошипной камеры, позволяет на принципиально ином, более высоком количественном и качественном уровне оптимизировать конструкцию двигателя и оценивать перспективность разработки еще на стадии проектирования. Созданный программный комплекс может быть полезен при совершенствовании конструкции впускного и выпускного тракта двигателя, оптимизации характера течения газа внутри цилиндра и фаз газообмена. Последующее развитие математической модели связано с использованием турбулентных моделей процесса сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лобов Н.В. Трехмерная математическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового ДВС// В журнале «Строительные и дорожные машины», 2003, №2, с. 40-42.
2. Ю.М. Давыдов. Крупных частиц метод. – В кн.: Мат. энциклопедия, Т.3, 1982, с. 125-129.
3. Лобов Н.В. Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания, Пермь, ПермГТУ, 2003, 82 с.
4. Лобов Н.В. Оценка эффективности процесса газообмена в двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой // Ползуновский вестник. – 2004. – №1. – С.225–229.
5. Рудой Б.П., Галлиулин Ф.Ф. Концепция проектирования выпускного тракта ДВС по шумовым характеристикам// Двигатель – 97: Материалы МНТК.– М., 1997. – С.93.

О РАЦИОНАЛЬНОМ ОПИСАНИИ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ДВС

Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н.

Тульский государственный университет, г. Тула

Современный этап теоретических исследований ДВС характеризуется существенной сложностью используемых математических моделей [1 – 4]. Это прежде всего касается многомерных математических моделей, описывающих течение жидкого или газообразного рабочего тела в проточных частях двигателя. Используемые математические модели, как правило, на достаточно высоком уровне описывают течение жидкой или газовой среды в отдельных элементах гидрогазодинамических систем. При этом процесс функционирования двигателя в целом часто исключается из рассмотрения, а его влияние на исследуемый элемент заменяется соответствующими граничными условиями.

При исследовании гидрогазодинамических систем ДВС, как правило, наибольший интерес представляют система топливоподачи и газоздушный тракт в различных конструктивных сочетаниях, зависящих от типа двигателя. Названные системы представляют собой совокупность звеньев различной физической природы: твердых, жидких, газообразных и при их движении имеет место комплекс механических, тепловых и других движений и процессов. Кроме того, эти системы имеют глубокие внутренние связи, которые при динамическом анализе (анализе их функционирования) не позволяют расчленять каждую систему на независимые составляющие,

так как сложная система в целом обладает новыми качествами, не свойственными отдельным элементам [5].

Особенность предлагаемого единого подхода заключается в представлении гидрогазодинамических систем ДВС в виде совокупности взаимодействующих элементов и в выборе в зависимости от поставленных задач исследования и характера потока соответствующих математических моделей (табл. 1).

При использовании разработанного комплекса математических моделей для описания гидрогазодинамических систем ДВС одним из важнейших вопросов является отыскание рациональной формы уравнения состояния, позволяющего правильно описать поведение вещества в широкой области параметров состояния. Так при расчете газоздушного тракта ДВС для большинства решаемых задач в качестве уравнения состояния, как правило, используется уравнение состояния идеального газа. При описании изменения состояния топлива (дизельного топлива и бензина) в данной работе использовались уравнение состояния, зависимости для определения скорости звука, удельных теплоемкостей, приведенные в работе [4]. На основании этих данных были получены уравнения для определения внутренней энергии, энтальпии и расхода с учетом изменения температуры рабочего тела.

Таблица 1
Характеристики и область применения разработанного комплекса математических моделей

№ п/п	Размерность математических моделей	Характеристики и область применения математических моделей
1	Нульмерные (термодинамические)	Используются для описания термодинамических по своей природе процессов (процессов энергопреобразования в цилиндрах и полостях), которые являются доминирующими. В основу моделей положены уравнения тепломеханики: законы сохранения энергии, массы рабочего тела в полости цилиндра, законы движения твердых звеньев и уравнение состояния.
2	Одномерные	Используются для расчета течения в прямолинейных или незначительно искривленных участках трубопроводов. В основу моделей положены дифференциальные уравнения неразрывности, количества движения (в форме Эйлера), энергии и уравнение состояния. Для численного решения уравнений использовался метод С.К. Годунова. В одномерной постановке выполнен учет трения и теплообмена потока со стенками кана-

		лов, а также течения потока через местные сопротивления. Предусмотрена возможность задания основных типов граничных условий на непроницаемых и открытых границах [6].
3	Двух- и трехмерные	<p>Двухмерные модели используются для исследования осесимметричных течений и разветвлений трубопроводов.</p> <p>Трехмерные модели используются для определения детальной структуры течения в проточных частях двигателя.</p> <p>В основу моделей положены дифференциальные уравнения неразрывности, количества движения (в форме Эйлера или Навье-Стокса), энергии и уравнение состояния. Для численного решения уравнений использовался метод С.К. Годунова. Реализована возможность пространственного расчета взаимодействия потока с движущейся контактной границей.</p>

Поскольку выполнение расчетов во всех проточных частях ДВС с использованием трехмерных моделей требует значительных затрат машинного времени, для сокращения этих затрат необходимо обеспечить переход от одного типа течения к другому за счет процедуры осреднения потока. В данной работе для объединения математических моделей с различным числом пространственных координат использовался наиболее распространенный метод, состоящий в сохранении в исходном и осредненном потоках одинаковыми величин расхода газа, импульса и полной энергии.

Как показали проведенные расчеты, наиболее целесообразно использовать комбинацию нульмерного и пространственного подходов, которая позволяет с невысокими затратами машинного времени выполнить совместные исследования процессов функционирования двигателя и газодинамических процессов в проточных его частях. В данном случае основной является нульмерная математическая модель, поскольку именно она отражает процессы преобразования химической энергии топлива в механическую работу и позволяет оценить возможности двигателя как генератора механической энергии.

К настоящему времени накоплен определенный положительный опыт применения разработанного комплекса математических моделей для решения практически важных задач [7]. На примере дизеля ТМЗ-405Д разработано математическое описание газодинамических процессов в проточных его частях, а также получена связь основных конструктивных и эксплуатационных параметров системы газообмена с выходными характеристиками двигателя. Некоторые результаты расчетов приведены на рис.1–3.

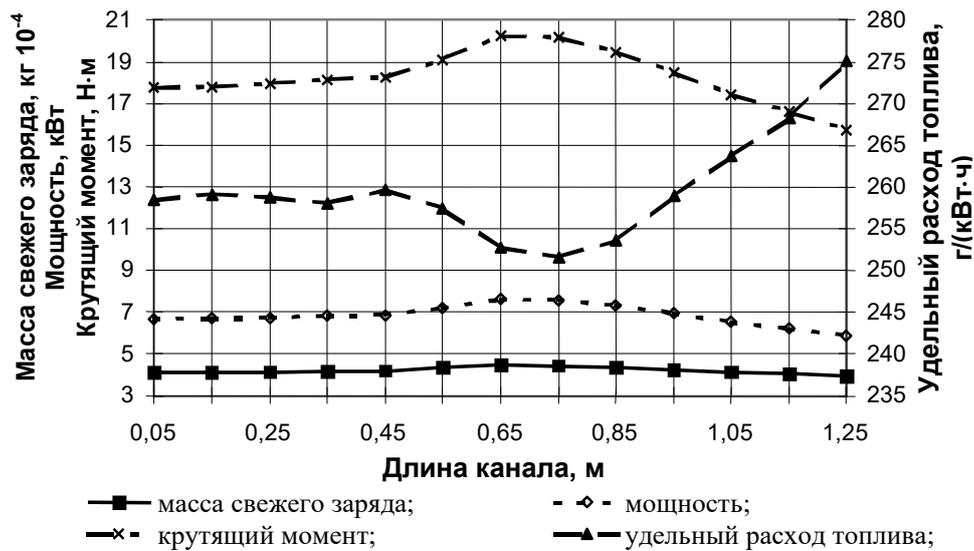


Рис.1. Влияние протяженности впускного канала на массовое наполнение цилиндра и эффективные показатели работы двигателя

Предложенный единый подход к описанию гидрогазодинамических систем ДВС по сравнению с существующими позволяет на стадии проектирования с меньшими временными затратами осуществить выбор основных параметров названных систем, что обеспечит наилучшие характеристики двигателя. При этом могут быть обоснованно сформулированы требования к гидрогазодинамическим системам ДВС по требованиям, предъявляемым к двигателю в целом.

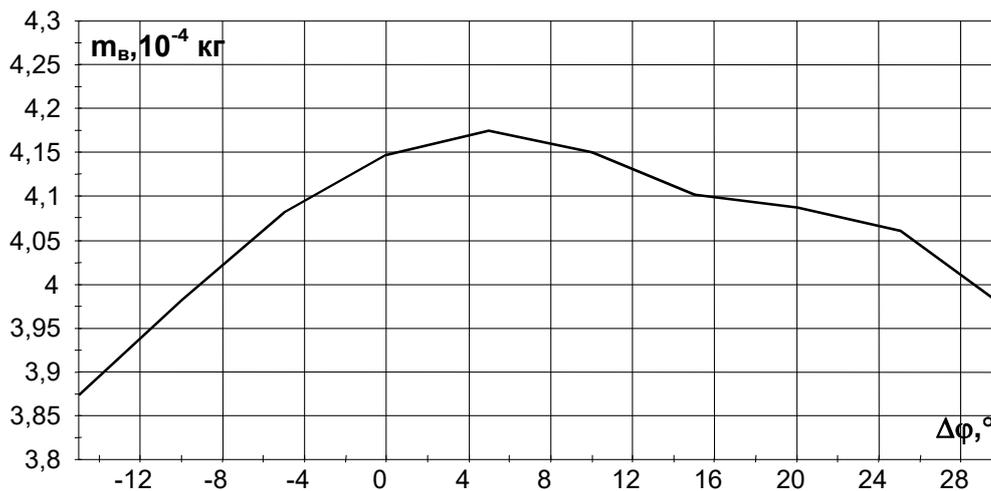


Рис. 2. Зависимость массы свежего заряда от смещения фаз газораспределения

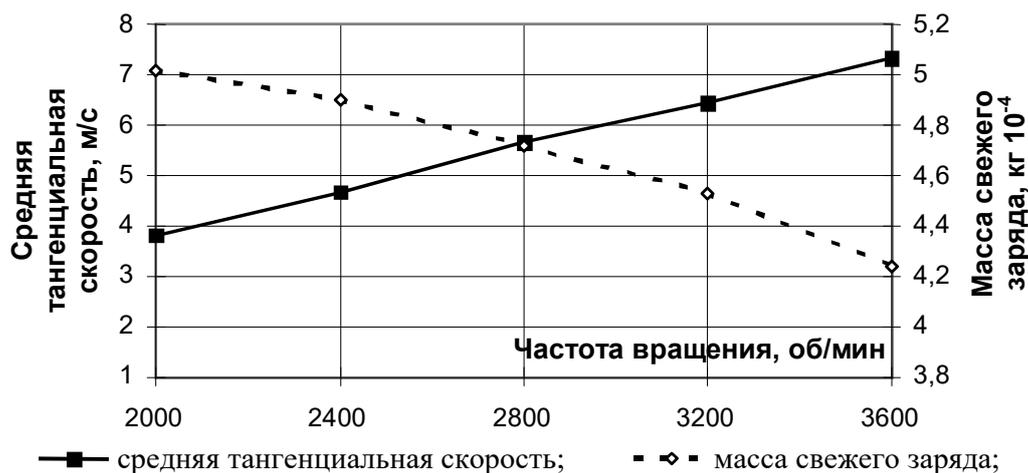


Рис. 3. Зависимость газодинамических характеристик винтового впускного канала от скоростных режимов работы двигателя

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришин Ю.А. Газодинамическое совершенствование проточной части ДВС: Дисс... докт. техн. наук. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.
2. Лобов Н.В. Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания. – Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 2003. – 81 с.
3. Керимов З.Х. Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. №1(4). – С. 20 – 24.
4. Грехов Л.В. Использование линеаризованного распада разрыва для расчета топливоподачи в дизелях // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. Вып. XVI. – М.: МАМИ, 1999. – С. 81 – 85.
5. Подчуфаров Ю.Б., Кирик Г.Б., Андреев В.М. Математические модели автоматических систем. Гидромеханические системы: Учебное пособие. – Тула: ТулПИ, 1987. – 96 с.
6. Гришин Ю.А., Хмелёв Р.Н. Способы постановки граничных условий при численном моделировании газодинамических процессов в ДВС. // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 7 – Тула: ТулГУ, 2003. – С. 161-167.
7. Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н. Разработка комплекса математических моделей для описания газодинамических процессов в ДВС // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. №1(4). – С. 43 – 45.

РАЗВИТИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Марченко А.П., Парсаданов И.В.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков

Традиционно одним из приоритетных направлений научных исследований кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ») является разработка методов и математических моделей расчета рабочего процесса дизелей. Начало этому направлению положено выдающимися учеными профессорами Цветковым В.Т. и Глаголевым Н.М. и получило дальнейшее развитие в многочисленных трудах их учеников.

Огромный вклад в разработку расчетных методов оптимизации параметров сгорания внес профессор Разлейцев Н.Ф. Рациональное сочетание расчета, основанного на физико-химическом представлении смесеобразования и сгорания, и эксперимента позволило:

- реализовать высокоэффективные рабочие процессы в современных форсированных дизелях;
- выявить закономерности образования в цилиндре двигателя наиболее агрессивных вредных веществ – монооксида азота и сажевых частиц.

Проводимые в настоящее время на кафедре исследования смесеобразования и сгорания в дизелях связаны с учетом микро- и макрораспределения в характерных зонах камеры сгорания (КС): в оболочке и переднем фронте топливной струи (ТС), в пристеночной зоне поверхностей КС, головки и гильзы цилиндра, в зоне контакта соседней ТС у поверхности поршня.

Результатом проведенных исследований стали разработанные расчетные методики согласования характеристик впрыскивания топлива и формы КС для форсированных среднеоборотных дизелей, включающие:

1. Методику расчета движения и распределения элементарных порций капель топлива в струе и КС при свободном развитии струи, ее взаимодействии с вихревым движением заряда и со стенками КС. На основании анализа и обобщения экспериментальных исследований, в том числе данных, полученных профессором Гавриловым В.В. [1] предложены простые аппроксимирующие зависимости для описания динамики движения и распределения массы топлива в струе для различных условий впрыскивания.

2. Методику расчетного профилирования поверхности неразделенных КС и выбора рациональных параметров топливной аппаратуры по критерию выравнивания воздушно-топливного отношения вдоль радиуса цилиндра ($\alpha_r = f(r) \rightarrow const$), что позволяет согласовать распределение топлива в объеме КС за счет характеристик впрыскивания топлива и уточнить форму и размеры отдельных элементов камеры.

3. Уточненные методы расчета испарения и сгорания топлива по кинетическим уравнениям профессора Разлейцева Н.Ф. с учетом микро- и макрораспределения топлива в зонах, отличающихся условиями испарения и выгорания капель представительного размера (d_{32}) в оболочке струи, ее переднем фронте, в пристеночной зоне поршня, у головки и гильзы цилиндра, а также в зоне смыкания соседних струй у стенки поршня (различие условий испарения в этих зонах учтено путем соответствующего задания граничных условий по средней температуре заряда и критерию Нуссельта для процессов диффузии). Уточненные и обобщенные эмпирические зависимости для поправочных коэффициентов кинетических уравнений испарения и горения топлива, обеспечивают качественное и количественное воспроизведение характера динамики тепловыделения в дизелях с диаметром цилиндров 120–360 мм, частотой вращения коленчатого вала 500–2200 мин⁻¹. На рис.1 приведены результаты идентификации по динамике тепловыделения в дизелях типа ЧН26/34 и ЧН32/32.

4. Методику обработки и анализа экспериментальных индикаторных диаграмм для получения характеристик тепловыделения. Для устранения «шума» и ошибок в исходном массиве ординат давлений, применен алгоритм сглаживания, использующий аппарат кубических сплайнов.

5. Разработанный комплекс программного обеспечения с интерактивным оконным интерфейсом, обеспечивающий функционирование вышеуказанных расчетных методов анализа индикаторных диаграмм и позволяющий выполнять компьютерную оптимизацию рабочего процесса дизелей.

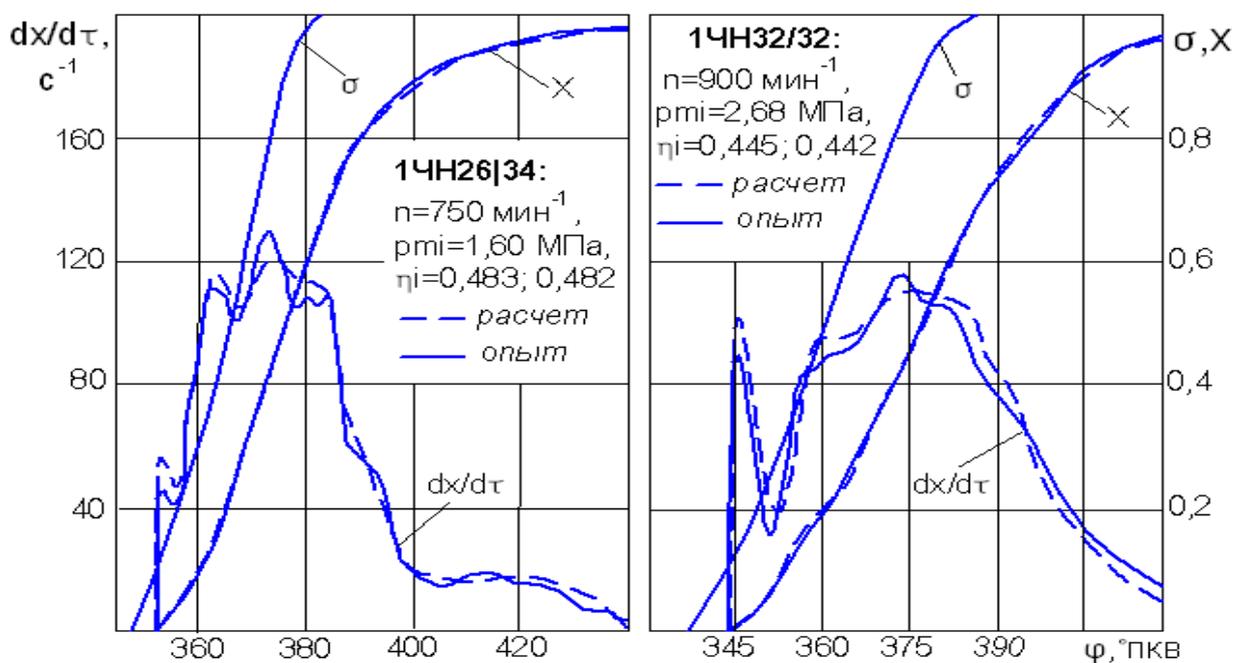


Рис. 1. Результаты идентификации модели расчета тепловыделения в дизелях ЧН26/34 и ЧН32/32

Проведенные исследования по согласованию параметров впрыскивания топлива и формы неразделенной КС подтвердили идеи, заложенные в расчетных методиках [2]. Сравнением расчетных и экспериментальных данных установлена приемлемая для решения практических задач достоверность результатов на каждом этапе математического моделирования (топливоподача, развитие струи испарение и сгорание топлива). Установлено, что модель реагирует на изменения параметров топливной аппаратуры и КС аналогично реальному дизелю. Ошибка расчета удельного эффективного расхода топлива около 0,3%, что не превышает погрешности эксперимента. Уточнение конструктивных и регулировочных параметров топливной аппаратуры и геометрических характеристик КС, обеспечивают снижение эксплуатационного расхода топлива дизелей от 1,5 до 3%.

Известно, что в соответствии с кинетической моделью образования оксидов азота соотносится не с величинами локальных температур и концентраций реагирующих веществ, а непосредственно с динамикой сгорания и другими факторами, определяющими рабочий процесс дизеля. Совершенствование данной модели предусматривает при выполнении расчетов учитывать динамику образования NO по дифференциальным выражениям [3]. В этом случае длительность первого периода сгорания определяется из расчета дифференциальных характеристик тепловыделения. Это позволяет с большей точностью учесть особенности сгорания в цилиндре дизеля, а также чувствительность модели к изменению влияющих факторов, в том числе и к низшей теплоте сгорания (рис. 2) Применение уточненной модели позволило оценить выброс NO при использовании в дизелях различных видов альтернативных топлив растительного происхождения.

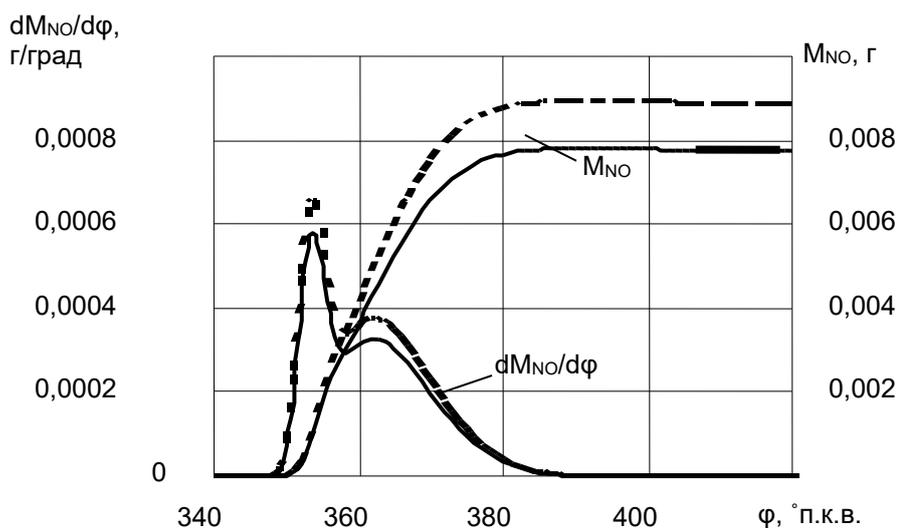


Рис. 2. Уточнение модели образования NO (дизель 6ЧН 12/14, топливо – этиловый эфир рапсового масла, режим работы дизеля: $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $P_e = 1,13 \text{ МПа}$): — расчет по базовой модели; — расчет по уточненной модели; — эксперимент.

Для оценки показателей сгорания и токсичности отработавших газов (ОГ) на кафедре двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ» применен безразмерный комплексный топливно-экологический критерий. В основу критерия положен средний эксплуатационный эффективный КПД двигателя, который уменьшается с ухудшением экологических качеств двигателя, характеризуемых коэффициентом относительных эксплуатационных экологических затрат

$$\beta = Z_{\text{Э}} / Z_{T\text{Э}}, \quad (1)$$

где β – коэффициент относительных эксплуатационных экологических затрат, $Z_{\text{Э}}$ – затраты на возмещение экологического ущерба от вредного воздействия ОГ двигателя в эксплуатации, $Z_{T\text{Э}}$ – суммарные затраты на топливо (Z_T) и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия ОГ двигателя в эксплуатации, отнесенные к единице мощности ($Z_{T\text{Э}} = Z_T + Z_{\text{Э}}$).

Коэффициент β учитывает долю затрат на возмещение экологического ущерба от вредного воздействия на окружающую среду ОГ двигателя в суммарных затратах на топливо и возмещение экологического ущерба с учетом всех представительных фиксированных режимов модели эксплуатации двигателя.

Комплексный топливно-экологический критерий определяется по формуле:

$$K_{T\text{Э}} = \eta_{e\text{cp}\text{Э}} (1 - \beta) \quad (2)$$

$K_{T\text{Э}}$ имеет максимальное значение, равное среднему эксплуатационному эффективному КПД при условии отсутствия эксплуатационных экологических затрат, т.е. в том случае, когда в отработавших газах двигателя, поступающих в окружающую среду, будут полностью отсутствовать токсичные компоненты. С увеличением доли экологических затрат, т.е. с ухудшением экологических характеристик двигателя, величина комплексного критерия будет снижаться.

Комплексный критерий учитывает:

- условия эксплуатации двигателя;
- топливную экономичность двигателя в эксплуатации;
- массовый расход вредных веществ, выбрасываемых в окружающую среду с отработавшими газами двигателя в эксплуатации с учетом их агрессивности;
- относительную опасность загрязнения территорий, на которой эксплуатируется двигатель;
- характер рассеивания отработавших газов в атмосфере;
- характеристики применяемого топлива.

K_{73} позволяет оценить качество двигателя при применении его на различных машинах или дать оценку топливно-экологической эффективности различных двигателей при применении на одной и той же машине.

Использование комплексного критерия или при необходимости – коэффициента относительных эксплуатационных экологических затрат позволяет проводить анализ компромиссной ситуации, когда требуется принятие решения о допустимом росте затрат на топливо при условии уменьшения общего уровня топливно-экологических затрат. На основе предлагаемых комплексных оценок с использованием топливно-экологического критерия возможны системный анализ, выбор и научное обоснование путей повышения качества, а значит, и конкурентоспособности дизелей. Примером практического применения критерия служит реализация мероприятий, направленных на повышение конкурентоспособности дизелей 6ЧН 12/14 (СМД-31), и проведенный анализ эффективности применения альтернативных топлив для дизелей в зависимости от их назначения [4].

ВЫВОДЫ

В данной статье дан обзор, проведенных в последние годы кафедрой двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ», результатов исследований сгорания в дизелях. Эти исследования направлены на создание расчетных методик для согласования характеристик впрыскивания топлива и формы КС форсированных среднеоборотных дизелей, совершенствование кинетической модели, учитывающей динамику образования NO в цилиндре дизеля по дифференциальным выражениям, а так же на разработку комплексного топливно-экологического критерия.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.В. Гаврилов. Методы повышения качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле на основе математического и физического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов / Автореф. дис. на соиск. учен. степени докт. техн. наук.- Санкт-Петербург, 2004.- 43 с.

2. Марченко А.П., Сукачев И.И., Прохоренко А.А. Современные методы расчета тепловыделения и результаты оптимизации перспективных дизелей // Информационные технологии: наука, технология, образование, здоровье: Тр. междунар. науч.-техн. конф. Ч.3- Харьков, Мишкольц, Магдебург.- Издат. Харьк. гос. политехн. университета, 1997.- С. 336-340.

3. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Осетров А.А. Моделирование процесса образования оксидов азота в дизеле, работающем на биотопливах // Вестник науки и техники. – Харьков: ООО «ХДНТ», 2005. - №2. – С. 7-10.

4. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: Издат. центр НТУ “ХПИ”, 2003.– 244 с.

РАСЧЕТНОЕ ФОРМИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗАКОНОВ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ ПРОГРАММ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЯМИ

Грехов Л.В., Кулешов А.С.
МГТУ им. Н.Э.Баумана, г. Москва

На территории Европы прекращается производство топливной аппаратуры транспортных дизелей без электронного управления. Это обусловлено не только возможностями улучшения показателей дизелей в широком поле рабочих режимов, но и жесткой необходимостью: переход к нормам выбросов вредных веществ уровня Евро-IV, вступающих в силу с 2005, оказывается невозможным без использования электронного управления.

Путь к созданию наиболее дорогостоящего компонента систем управления – программы оптимального управления лежит через проведение обширных испытаний данного дизеля в многопараметрическом поле действующих факторов. Эта экспериментальная работа требует специального дорогостоящего оборудования (в том числе для анализа отработавших газов) и по оценкам ведущих зарубежных специалистов может занимать до трех лет непрерывной работы.

Предлагаемый нами альтернативный путь подхода к проблеме – формирование базовой программы управления с использованием результатов компьютерной оптимизации рабочих процессов и дальнейшее экспериментальное уточнение (калибровка) алгоритма по сокращенной программе. Другой путь – полная замена или еще большее сокращение объема экспериментальной работы за счет применения самообучающихся систем управления. Однако, этот подход применительно к дизелям на сегодня не проработан и является скорее пожеланием, чем реальным предложением.

В данной статье излагается методика компьютерной оптимизации рабочего процесса для создания простейшей программы управления. Она излагается на примере задачи управления топливной системой Common-Rail для дизеля типа ЗМЗ-514.8. Работа проведена МГТУ им. Н.Э.Баумана для нужд и при финансовой поддержке ОАО НИКТИД (г.Владимир). Работа также использована для нужд проектирования ТНВД системы Common-Rail, т.к. позволяет получить поле рациональных давлений нагнетания по режимам работы дизеля.

Метод получения полей оптимальных параметров – математическое моделирование и оптимизация рабочего процесса – базируется на использовании программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э.Баумана под руководством к.т.н. Кулешова А.С. [1].

Оптимизация параметров управления велась в поле частот и нагрузок дизеля для ограниченного числа точек, выбор которых обуславливался

стремлением точнее обеспечить эффективную работу дизеля вблизи важнейших контрольных режимов оговоренных нормативами ЕЭК ООН, а также со стремлением учета весовой доли каждого режима в суммарных выбросах. Принималось во внимание, что не все параметры рабочего процесса могут регулироваться в процессе работы дизеля и необходимо найти компромиссные значения, обеспечивающие минимум суммарных выбросов. К таким параметрам относятся, например, число, диаметр и углы ориентации сопловых отверстий, расположение распылителя, форма камеры сгорания, степень сжатия и др.

Проведению оптимизационных исследований предшествовал этап идентификации математической модели ДВС, которая проводилась на 9 режимах работы двигателя. В качестве прототипа был взят базовый дизель ЗМЗ-514.3 (4ЧН8,7/9,4) с механическим ТНВД типа VE Bosch. Целью идентификации является такой выбор эмпирических коэффициентов заложенных в математические модели, который обеспечит высокую точность расчета всего рабочего процесса ДВС без перенастройки коэффициентов для каждого режима. В процессе идентификации сравнивались расчетные и экспериментальные данные по удельному эффективному расходу топлива, по максимальному давлению в цилиндре, расходу воздуха, выбросам частиц (дымности ОГ). В результате экспериментальные данные были подтверждены расчетом с довольно высокой точностью. Погрешности в 3-5% обусловлены естественными ошибками моделирования, дефицитом и неточностью исходных данных, индивидуальными особенностями испытанного дизеля и др.

В процессе разработки алгоритма управления использовались характеристики однофазного впрыскивания, обеспечиваемые топливными системами Common-Rail. Они рассчитывались для каждого режима с использованием программного комплекса ВПРЫСК разработанного в МГТУ им. Н.Э.Баумана проф. Греховым Л.В.[2]. Для оптимального поиска были выбраны 9 опорных точек (отмечены кружками на рис. 3,4). В каждой выделенной точке поля режимов рабочий процесс оптимизировался по минимуму целевой функции S_e .

$$S_e = C_{PM} \frac{PM_{действ}}{PM_{норм}} + C_{NOx} \frac{NOx_{действ}}{NOx_{норм}};$$

где: $PM_{действ}$, $NOx_{действ}$ – удельные выбросы твердых частиц и окислов азота, полученные в результате расчетов;

$PM_{норм}$, $NOx_{норм}$ – нормируемые удельные выбросы (например, для норм Евро-II соответственно 0,15 и 7 г/кВт·ч);

C_{PM} , C_{NOx} – эмпирические коэффициенты, полученные при идентификации математической модели для данного типа двигателя.

Согласно нашей концепции, физический смысл критерия S_e , заключается в удалении полученной расчетной точки от начала координат на по-

ле с координатами выбросов “ NO_x - частицы”. Чем меньше S_e , тем ближе наш результат к минимальным выбросам (рис. 1).

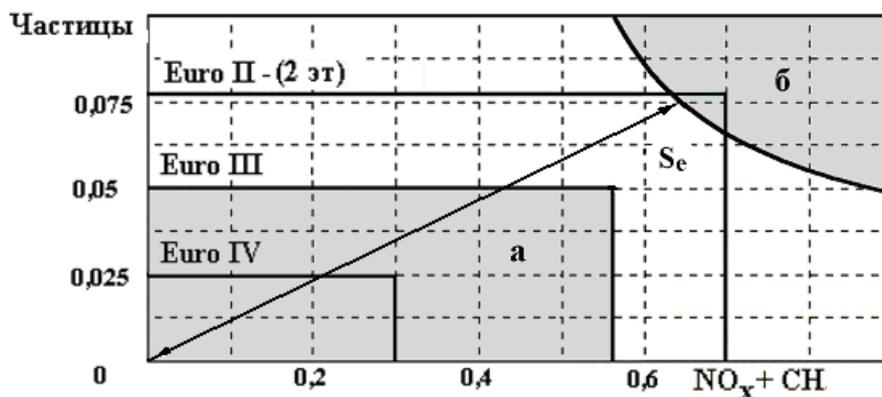


Рис. 1. Выбросы быстроходными дизелями твердых частиц и газообразных вредных веществ: а – допускаемое нормами поле, б – поле действительных выбросов дизеля, S_e – критерий оптимизации.

При поиске алгоритма оптимального управления производилась оптимизация рабочего процесса дизеля в каждой из девяти выбранных точек по продолжительности (ϕ_i) и углу опережения впрыскивания (θ_i). В качестве ограничений принималось максимальное давление в цилиндре $P_{max} < 13$ МПа и максимальное давление впрыскивания $P_{inj} < 165$ МПа. Варьированием продолжительности впрыска ϕ_i и опережением θ_i добивались минимума S_e на каждом режиме. Для удобства выбора оптимума на расчетное поле наносились изолинии удельного эффективного расхода топлива (SFC) и P_{inj} и конечно же, целевой функции S_e . Пример анализа результатов оптимизации приводится на рис. 2, соответствующем режиму максимального крутящего момента.

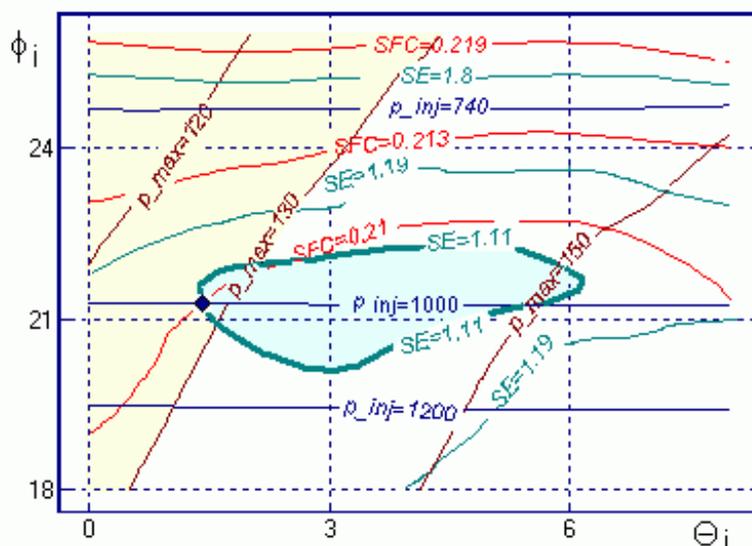


Рис. 2. Результаты расчета рабочего процесса дизеля ЗМЗ-514 на режиме максимального крутящего момента ($n = 2200$ мин⁻¹) в координатах оптимизируемых параметров: продолжительности и опережения впрыскивания.

Так на номинальном режиме минимума S_e не позволяли достигнуть ограничения и по P_{max} и по P_{inj} (рис. 3). В зоне минимальной частоты и нагрузки пришлось еще более ухудшить экономичность дизеля. Пока отбор рабочих точек производится “вручную”. Однако, с накоплением опыта, возможно создание алгоритма автоматизированного выбора рабочих точек (на рис. 2 и 3 они выделены ромбом).

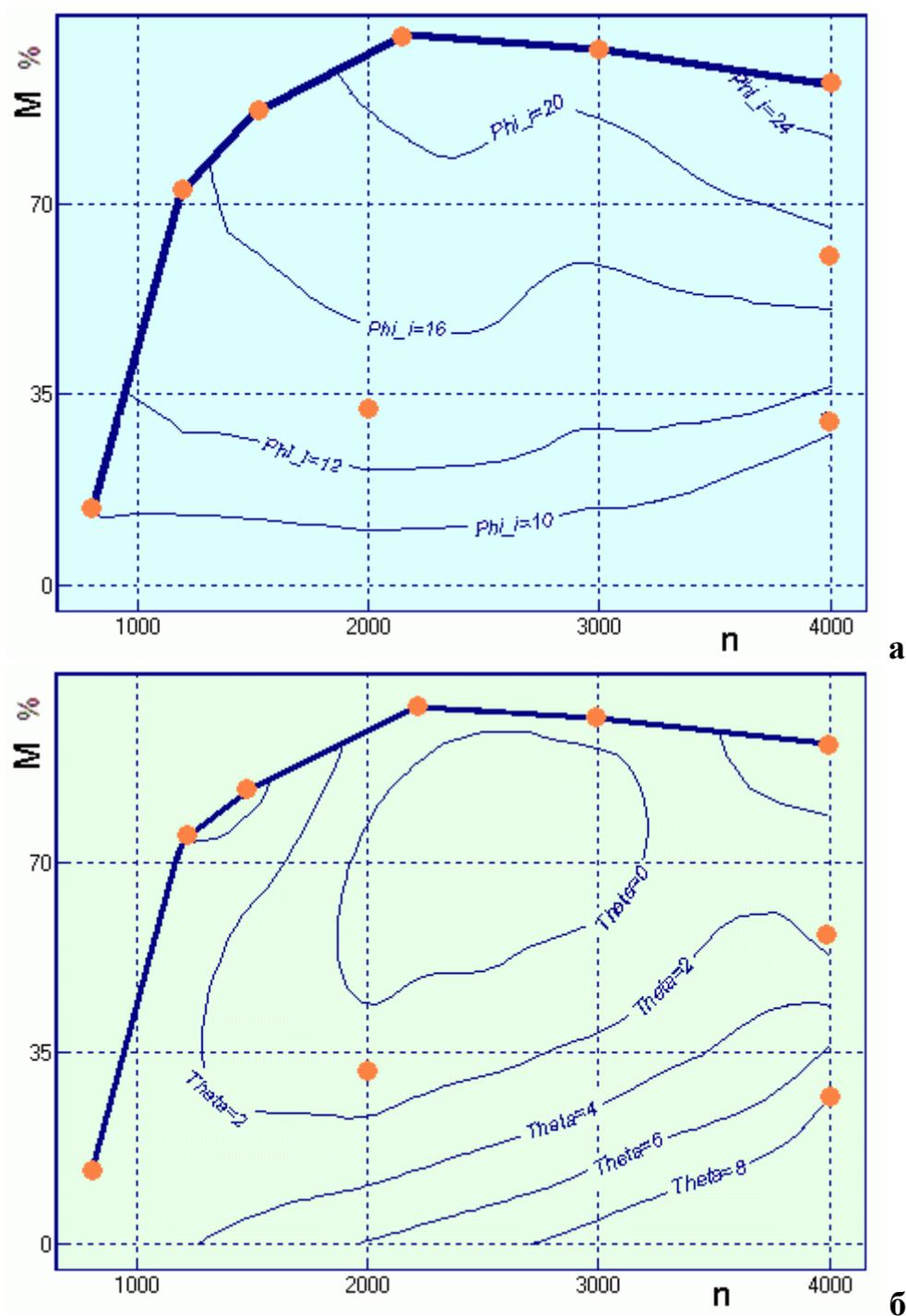


Рис. 4. Результаты оптимизации для продолжительности (а) и опережения впрыскивания (б) в поле частоты (n) и нагрузки (M) дизеля.

По результатам оптимизации в выбранных точках, с использованием интерполяции, были построены поля оптимальных параметров в рабочем диапазоне режимов дизеля, так на рис. 3. представлено поле давления впрыска. Аналогично построены поля продолжительности и опережения впрыскивания (рис. 4).

Полученные результаты позволяют сформировать программы оптимального управления топливоподачей. В данном случае они были получены для достижения минимума загрязнения воздуха. При постановке других целей, например, достижения наилучшей экономичности, результаты будут другими. Однако и те и другие цели могут обеспечиваться на одном объекте при смене программ управления.

В заключение следует отметить, что для практической работы потребуется обработать более 12...14 точек, но затраты времени даже трудно сравнивать с затратами на натурные испытания. Приведенные результаты отражают работу на установившихся режимах. Формирование программ управления переходными режимами – отдельная тема разговора. Предложенный метод допускает автоматизацию, в этом случае заменить такой подход в плане оперативности получения алгоритма управления не может никакая другая методика решения задачи. Применимость результатов обусловлена апробацией и достоверностью математической модели, эксплуатируемой и совершенствуемой на протяжении 20 лет. Полученные результаты использованы также для нужд проектирования ГНВД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kuleshov A.S.: "Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range", SAE Paper No. 2005-01-2119, 2005.

2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с., ил.

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК АВТОМОБИЛЕЙ В ПОЛНОМ ЖИЗНЕННОМ ЦИКЛЕ

Козлов А.В.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

В настоящее время автомобилестроение и автомобильный транспорт являются основными потребителями энергии, природных ресурсов и одним из главных источников загрязнения атмосферы. Наиболее ресурсоёмким и экологически опасным компонентом автомобиля является силовая установка.

В современных условиях совершенствование конструкции двигателей и улучшение их экологических показателей должно опираться на оценку полного жизненного цикла (ПЖЦ). Для более полного учета негативного воздействия силовых установок на окружающую среду целесообразно производить такую оценку, учитывая все стадии жизненного цикла: добычу сырья, получение материалов (конструкционных и эксплуатационных), изготовление деталей и узлов, сборку, эксплуатацию, переработку и утилизацию силовой установки. Для проведения оценки показателей (расходования сырья и энергии, выбросов вредных веществ) силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле, а также интегральной оценки негативного воздействия на окружающую среду в ПЖЦ силовой установки необходимо создание комплекса математических моделей и методик расчета.

Актуальность оценки жизненного цикла подчеркивается тем, что Международной организацией по стандартизации в период с 1997 по 2000 г. разработан, а в России принят к прямому исполнению, ряд стандартов (ГОСТ Р ИСО 14040 – 14043), регламентирующих вопросы оценки ПЖЦ продукции.

Разработана математическая модель материальных и энергетических потоков в полном жизненном цикле силовой установки автомобиля. При оценке жизненный цикл силовой установки представляют в виде производственной системы – совокупности материально и энергетически взаимосвязанных единичных процессов, реализующих одну или более определенных функций. Единичный процесс представляет собой наименьшую часть производственной системы, выделяемую при проведении оценки полного жизненного цикла. Единичные процессы связаны: друг с другом элементарными потоками промежуточных продуктов и (или) отходов, проходящих последующую переработку; с другими производственными системами потоками продукции; с окружающей средой элементарными потоками сырья, энергии, выбросов, сбросов, отходов. Единичные процессы могут быть объединены в отдельные стадии.

Для составления математической модели была разработана функциональная модель, отображающая все потоки между процессами. Такое представление существенно сокращает затраты времени на составление модели и уменьшает вероятность ошибок. Функциональная модель отражает структуру и функции производственной системы, а также потоки материалов и энергии, связывающие единичные процессы. Методология функционального моделирования является частью CALS-технологий и служит для анализа бизнес процессов (методология IDEF0). Эта методология была адаптирована автором применительно к анализу жизненного цикла силовых установок и другой промышленной продукции.

Функциональная модель представлена в виде иерархии диаграмм, начиная с верхнего уровня и вплоть до нижнего. Диаграмма верхнего (пер-

вого) уровня представляет полный жизненный цикл, диаграммы второго уровня – стадии жизненного цикла, а третьего уровня – единичные процессы. Рис. 1 иллюстрирует принцип построения функциональной модели полного жизненного цикла силовой установки. Полный жизненный цикл разбит на три стадии: производства, эксплуатации и утилизации, которые, в свою очередь, включают единичные процессы (на рисунке не показаны).

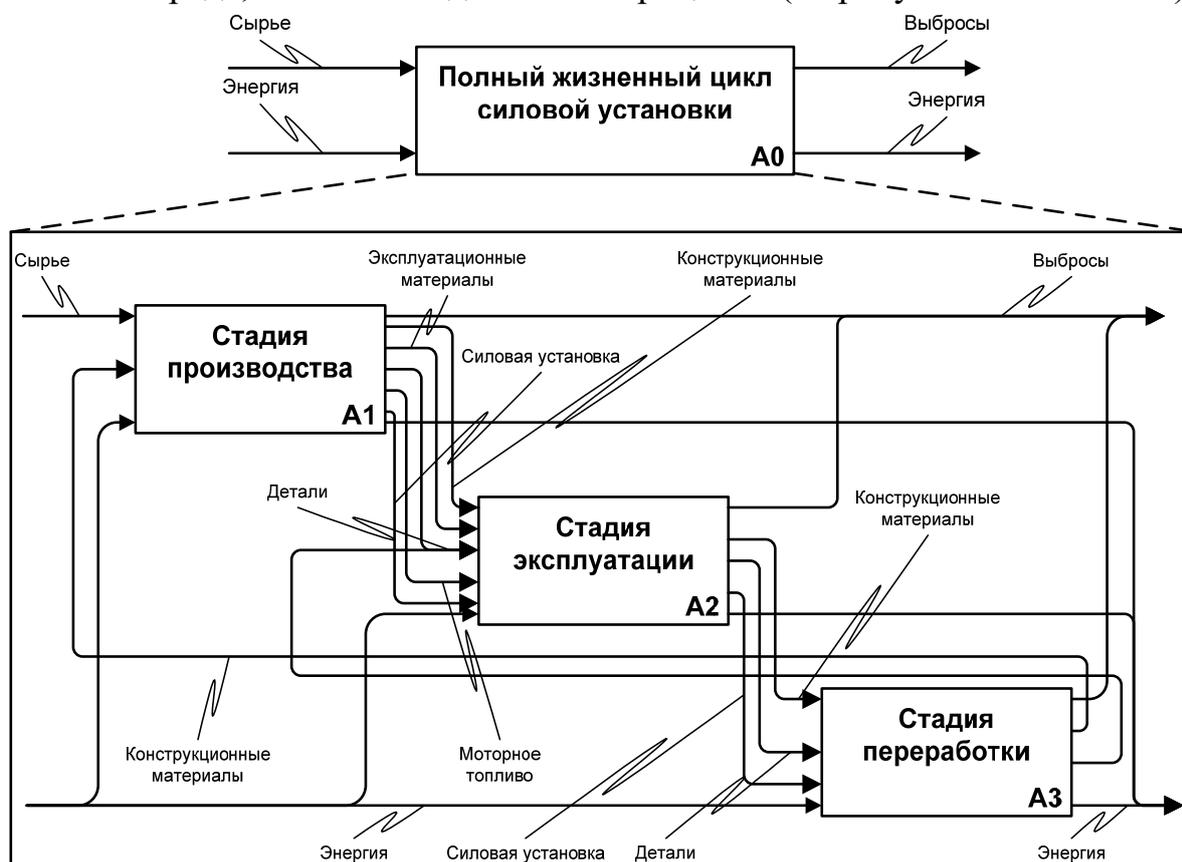


Рис. 1. Принцип построения функциональной модели полного жизненного цикла силовой установки

Любой единичный процесс, стадию жизненного цикла или производственную систему в целом можно схематически представить в виде процесса, который имеет «вход», то есть входные потоки веществ и энергии, и «выход», то есть выходные потоки веществ и энергии. Все процессы в жизненном цикле силовых установок можно классифицировать, как процессы: преобразования материи; преобразования энергии; композиции/декомпозиции; обслуживания; транспортировки. При моделировании любого процесса должны соблюдаться законы сохранения массы и энергии:

$$M_{\text{проц}}^{\text{вх}} = M_{\text{вых}}^{\text{проц}} ; \quad (1)$$

$$E_{\text{проц}}^{\text{вх}} = E_{\text{вых}}^{\text{проц}} , \quad (2)$$

где M – поток массы; E – поток энергии (включая энергию, вносимую или выносимую с топливом или сырьем для его получения, а также затраты энергии на процесс и потери энергии в окружающую среду); индексы: «вх» – входной поток; «вых» – выходной поток; «проц» – идентификатор процесса. Эти законы должны соблюдаться на любом уровне иерархии процессов – от единичных до жизненного цикла в целом. Расчет материального и энергетического баланса используется для оценки точности инвентаризационного анализа. Однако на практике не всегда стремятся обеспечить точное соблюдение материального баланса. Так, например, в процессе работы силовая установка расходует топливо и воздух (входной поток), а выбрасывает отработавшие газы (выходной поток). Обычно не учитывают расход воздуха при сгорании топлива и выбросы азота и кислорода с отработавшими газами.

Для построения модели выделены наиболее значимые единичные процессы в жизненном цикле силовой установки (см. табл. 1). Единичные процессы объединяют в стадии жизненного цикла, как показано в таблице.

Для каждого единичного процесса, стадии и жизненного цикла в целом рассчитываются материальные и энергетические потоки по следующей схеме:

- рассчитывается входной поток материалов;
- определяется входной поток энергии;
- рассчитывается выходной поток материалов;
- определяется выходной поток энергии.

В качестве примера ниже приведен расчет материальных и энергетических потоков для процесса работы силовой установки. Формулы (3)–(5) записаны в общем виде для многотопливной силовой установки, для монотопливной установки $k = 1$.

Таблица 1

Стадии и единичные процессы в жизненном цикле силовой установки

№ п/п	Стадия	Наименование	Усл. обозначение
1.	Производство	Получение конструкционных материалов	КМ
2.		Получение эксплуатационных материалов	ЭМ
3.		Получение топлив	ТОПЛ
4.		Получение электроэнергии	ЭН
5.		Изготовление деталей и узлов, производство запасных частей	ДЕТ
6.		Сборка силовой установки	СБ
7.	Эксплуатация	Работа силовой установки	РАБ
8.		Проведение технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР)	ТОТР

9.		Проведение капитального ремонта (КР)	КР
10.	Пере- работ-	Разборка силовой установки	РА
11.		Рециклирование материалов	РЕЦ
12.		Утилизация материалов, узлов и деталей	УТ

Входной поток топлива, кг:

$$M_{\text{раб}}^{\text{топл}} = \sum_k M_{\text{раб},k}^{\text{топл}}, \quad (3)$$

где $M_{\text{раб},k}^{\text{топл}}$ – расход k -го топлива при работе силовой установки, кг:

$$M_{\text{раб},k}^{\text{топл}} = \sum_k L_{\text{нжц}} g_k^{\text{раб}}, \quad (4)$$

где $L_{\text{нжц}}$ – пробег автомобиля за полный жизненный цикл, км; $g_k^{\text{раб}}$ – удельный расход k -го топлива на 1 км пробега автомобиля, кг топлива/км пробега.

Входной поток энергии, МДж:

$$E_{\text{раб}}^{\text{топл}} = \sum_k (M_{\text{раб},k}^{\text{топл}} H_{u_k}), \quad (5)$$

где H_{u_k} – низшая теплота сгорания k -го топлива (тепловой эффект реакции в случае, если используется электрохимический источник энергии), МДж/кг топлива.

Выходной поток материалов, кг:

$$M_{\text{вых}}^{\text{раб}} = \sum_c M_{\text{вых},c}^{\text{раб}}, \quad (6)$$

где $M_{\text{вых},c}^{\text{раб}}$ – выброс c -го вещества при работе силовой установки, кг, определяется по формуле:

$$M_{\text{вых},c}^{\text{раб}} = L_{\text{нжц}} e_c^{\text{раб}}, \quad (7)$$

где $e_c^{\text{раб}}$ – удельный выброс c -го вещества на 1 км пробега, кг вещества/км пробега.

Выходной поток энергии, МДж:

$$E_{\text{вых}}^{\text{раб}} = E_{\text{раб}}^{\text{топл}}, \quad (8)$$

в том числе, полезная работа, МДж:

$$E_{\text{вых}}^{\text{раб}}(\text{полезная работа}) = L_{\text{нжц}} l^{\text{раб}}, \quad (9)$$

где $l^{\text{раб}}$ – удельная работа, совершаемая силовой установкой для перемещения автомобиля на 1 км, МДж/км.

В математической модели учтены процессы рециклирования материалов и утилизации (восстановления) деталей и узлов. Рециклированные конструкционные материалы возвращаются на стадию производства сило-

вой установки (см. рис. 1) и используются для получения новых деталей, а восстановленные детали и узлы используются для осуществления текущего и капитального ремонта силовой установки. Таким образом формируется «обратная связь», за счет чего происходит снижение расхода сырья и энергии на получение новых материалов и запасных частей.

На основании расчетов материальных и энергетических потоков для единичных процессов определяются потоки для выделенных стадий: производства, эксплуатации и переработки, а затем и для полного жизненного цикла в целом.

В связи с тем, что для проведения оценок жизненного цикла необходимо большое количество инвентаризационных данных, на основе анализа отечественной и зарубежной информации была создана инвентаризационная база данных по расходу сырья, топлива, энергии и выбросам вредных веществ в полном жизненном цикле силовых установок. Собранные данные охватывают следующие процессы: производство конструкционных и эксплуатационных материалов; производство моторных топлив; получение электроэнергии; изготовление деталей и узлов, сборка силовых установок, их техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонт; рециклирование материалов и утилизацию деталей и узлов.

Для оценки ущерба, наносимого окружающей среде вследствие выбросов вредных веществ, разработана соответствующая методика. За основу для оценки ущерба от загрязнения окружающей среды была выбрана российская «Временная методика определения предотвращенного экологического ущерба» 1999 г. В соответствии с этой методикой экономическая оценка ущерба, от выбросов загрязнений в атмосферный воздух определяется по формуле, руб./ПЖЦ:

$$U = \gamma \sigma f M_{np}, \quad (10)$$

где γ – нормативная константа, переводящая условную оценку выбросов в денежную, руб./усл. т; σ – показатель опасности загрязнения атмосферы над различными территориями; f – поправка, учитывающая характер рассеивания примесей в атмосфере; M_{np} – приведенная к диоксиду серы масса выброса загрязнений, усл. т/ПЖЦ.

Приведенный выброс вредных веществ M_{np} определяется по относительной агрессивности индивидуальных веществ, полученной на основе ПДК этих веществ, то есть в методике главным образом учитывается воздействие на здоровье людей. Воздействие на других реципиентов (животных, растения, здания) учитывается косвенно, введением дополнительных коэффициентов.

На основе математической модели материальных и энергетических потоков в полном жизненном цикле силовой установки и методики оценки ущерба окружающей среде разработана компьютерная программа «CarLCA 2.5», позволяющая производить соответствующие расчеты для единичных процессов, стадий и жизненного цикла в целом. В программе

используется собранная инвентаризационная информация, реализованная в виде базы данных.

С помощью разработанной программы «CarLCA 2.5» проведен анализ показателей следующих типов силовых установок:

- традиционной силовой установки с бензиновым двигателем (этот вариант используется как база для сравнения);
- традиционной силовой установки с метанольным двигателем;
- гибридной силовой установки с параллельной схемой включения элементов;
- гибридной силовой установки с последовательной схемой включения элементов;
- силовой установки на базе водородного топливного элемента;
- силовой установки на базе топливного элемента, использующего водород, полученный конверсией бензина на борту автомобиля.

Было принято, что все силовые установки на базе ДВС оборудованы трехкомпонентными каталитическими нейтрализаторами.

Для проведения расчетов использовались результаты оценки показателей силовых установок в ездовом цикле, а также среднестатистические данные по расходу сырья, энергии, выбросам загрязняющих веществ в различных единичных процессах в полном жизненном цикле силовых установок. Принято, что все рассматриваемые типы силовых установок за полный жизненный цикл выполняли работу, обеспечивающую пробег автомобиля 200 тыс. км (с загрузкой автомобиля по требованиям Правил №83 ЕЭК ООН). Воздействие силовых установок на окружающую среду оценивается по экономическому ущербу. В расчетах учитывалось рециклирование конструкционных материалов по окончании срока службы силовой установки.

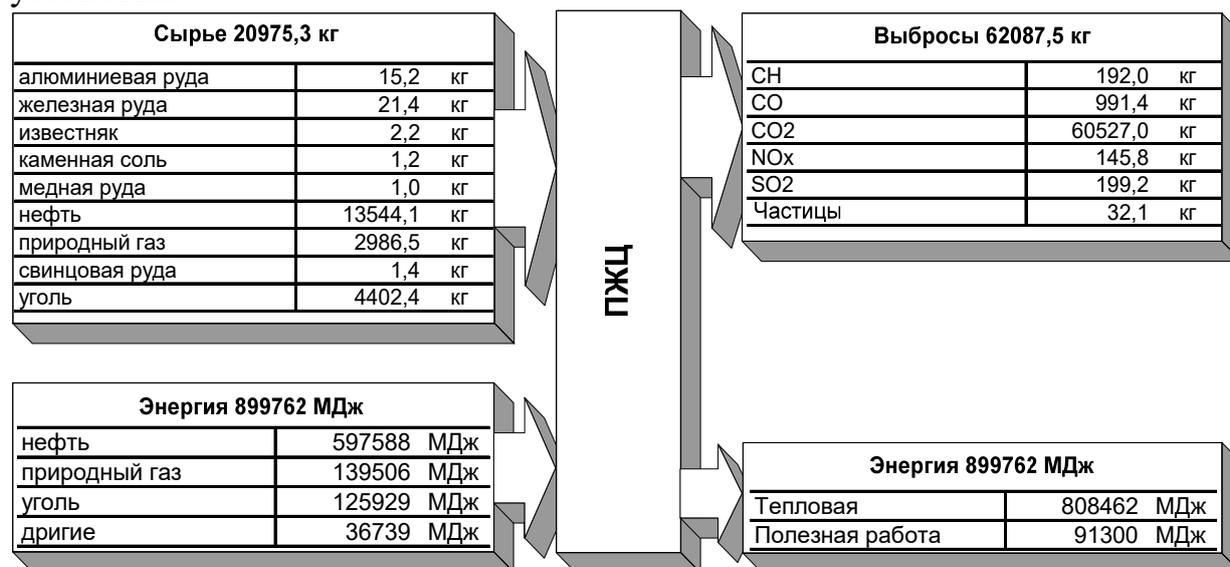


Рис. 2. Результаты инвентаризационного анализа полного жизненного цикла традиционной силовой установки

Результаты инвентаризационного анализа за полный жизненный цикл для традиционной силовой установки (принятой за базовую) представлены на рис. 2.

Общие результаты оценки полного жизненного цикла традиционной силовой установки можно представить следующим образом. Расход сырья за полный жизненный цикл составляет 20975 кг. Наибольшая доля в расходуемых ресурсах приходится на нефть – около 65%. Расход энергии за ПЖЦ составляет 899762 МДж, при этом на долю полезной работы приходится около 10%. Наибольшее количество энергии потребляется на стадии эксплуатации – около 62%, в том числе при работе силовой установки – около 54%. Количественная оценка воздействия силовой установки на окружающую среду показала, что ущерб от загрязнения атмосферы составил 17306 руб. (25235 руб. с учетом выброса CO₂). Проведен анализ влияния различных факторов на показатели традиционной бензиновой силовой установки в полном жизненном цикле, который позволил выявить наиболее значимые из них.

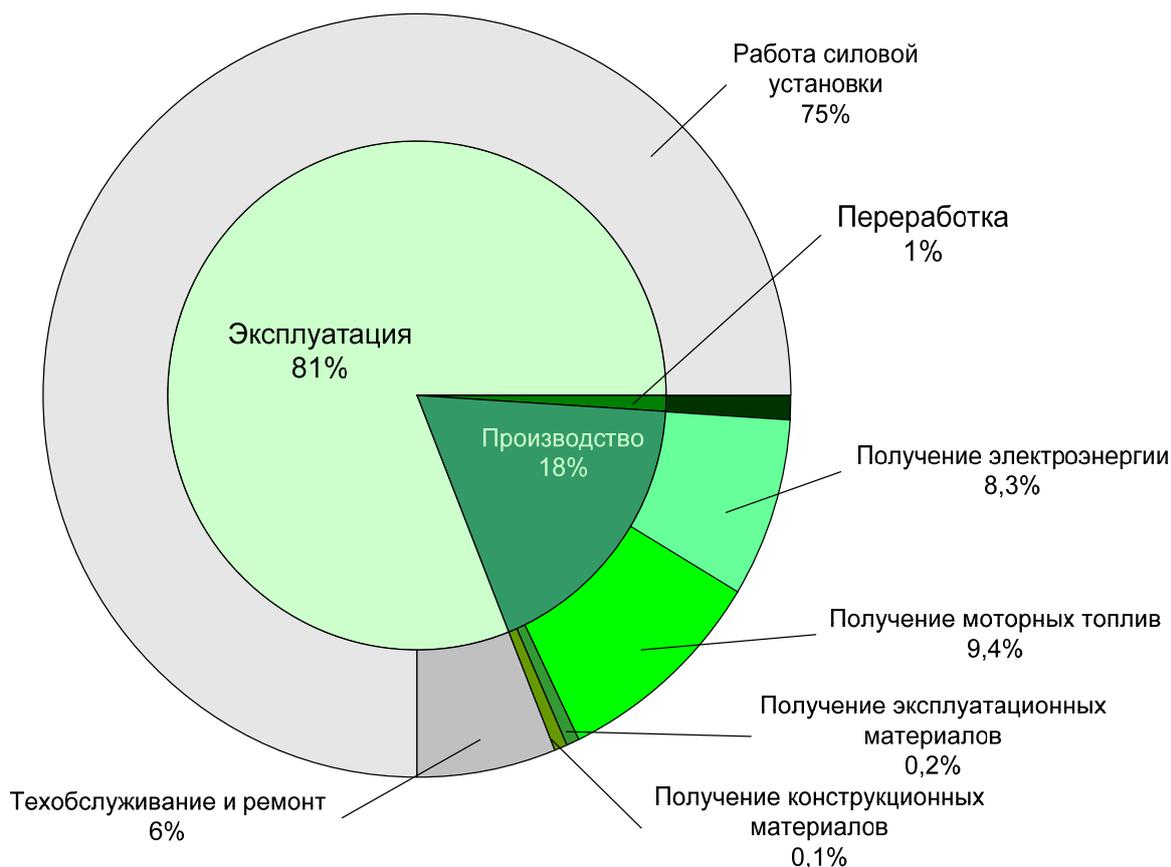


Рис. 3. Вклад отдельных стадий и единичных процессов в ущерб за полный жизненный цикл

Наибольший вклад в ущерб составляют процессы движения силовой установки и получения моторных топлив (см. рис. 3). Если рассмотреть вклад загрязняющих веществ (с учетом выброса CO_2), то наибольший вклад в ущерб за полный жизненный цикл вносят выбросы оксидов азота и диоксида углерода – 32 и 31%, соответственно.

Сравнительное исследование показателей бензиновой и метанольной силовых установок (при условии получения метанола из природного газа) позволяет сделать заключение, что применение метанола позволяет на 17% сократить валовой выброс загрязняющих веществ, на 5% расход природных ресурсов. Ущерб от загрязнения окружающей среды в полном жизненном цикле снижается в 2,8 раза, а с учетом выброса CO_2 – в 1,8 раза. Основные результаты расчета представлены на рис. 4.

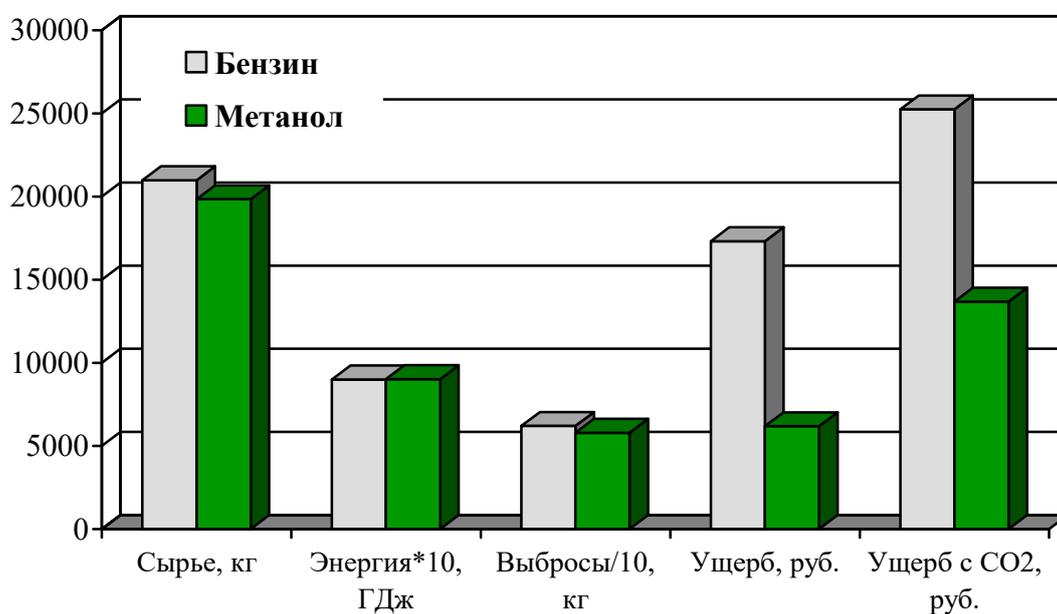


Рис. 4. Основные результаты оценки по полному жизненному циклу ДВС, работающего на бензине и метаноле

Исследования полного жизненного цикла гибридных силовых установок в сравнении с традиционной показали, что в зависимости от применяемой схемы (параллельной или последовательной) возможно сократить расход энергии и природных ресурсов на 29...46%, а ущерб, наносимый окружающей среде, на 27...56%.

Оценка по полному жизненному циклу силовых установок на базе топливных элементов в сравнении с традиционной показала, что применение водорода, полученного электролизом воды (с КПД равном 70%) в стационарных условиях в качестве топлива, приводит к уменьшению расхода энергии на 5% при снижении ущерба от загрязнения воздуха в 13 раз, а использование бензина в качестве первичного топлива для получения водо-

рода позволяет сократить затраты энергии на 47% и уменьшить ущерб примерно в 10 раз по сравнению с традиционной силовой установкой.

Приведенные примеры показывают, что комплекс разработанных математических моделей, методов расчета и программного обеспечения позволяет производить оценку показателей в полном жизненном цикле, как существующих типов силовых установок, так и перспективных вариантов, в том числе на основе альтернативных источников энергии, таких как топливные элементы.

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ОКСИДОВ АЗОТА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Толшин В.И.

Московская государственная академия водного транспорта, г. Москва

Известно, что оксиды азота образуются в локальных зонах КС с высокой температурой, имеющих место, прежде всего, в фазе кинетического сгорания, когда концентрация кислорода и испарившегося топлива в этих зонах обеспечивает резкий подъем давления и температуры. Поэтому рост жесткости процесса сопровождается повышенной концентрацией NO_x в ОГ дизеля. В камерах сгорания высокооборотных автомобильных дизелей отвод теплоты от локальных зон увеличивается благодаря вихреобразованию и первое место по вредности могут занимать токсичные составляющие CN и CO . В камерах сгорания малооборотных и среднеоборотных судовых дизелей процессы отвода теплоты от локальных зон не столь интенсивны, как в многооборотных автомобильных дизелях, и поэтому первое место по вредности занимают оксиды азота.

Точные методы расчета выбросов оксидов азота с учетом температуры, характера и расположения локальных зон с точки зрения использования их для оценки токсичности дизеля в условиях эксплуатации являются сложными, так как для осуществления расчетов по этим методам необходимо большое количество исходных данных. В частности, необходимо иметь сведения по параметрам топливной аппаратуры, камеры сгорания и необходимо провести расчет смесеобразования. Эти методы целесообразно использовать на заводах - изготовителях дизелей при проектировании и доводке дизелей.

В ряде случаев, например для контроля оксидов азота на борту судна или для их приближенной оценки при расчетах, могут использоваться менее трудоемкие упрощенные методы, которые рассматриваются ниже.

Теоретическое обоснование упрощенного метода оценки оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей изложено в (1).

В основе метода лежат следующие предпосылки:

1. Образование оксидов азота происходит в фазе кинетического сгорания в локальных зонах камеры сгорания, где коэффициент избытка воздуха близок к 1.

2. При определении температуры локальных зон они условно рассматриваются, как одна зона, температура которой может быть определена по формуле:

Образование NO_x поставлено в зависимость от температуры локальных зон в цилиндре. Предполагается, что локальная зона, независимо от места ее расположения, охватывает только объем со стехиометрическим отношением топлива и воздуха ($\alpha'_1 = 1$). Если по результатам анализа осциллограмм найдено, что в период от начала сгорания до точки P_{\max} сгорела часть цикловой подачи $b_{\text{ц}}$ равная $b_{\text{ц}}^*$, то значения T_z , $T_{\text{л.з}}$ и $b_{\text{ц}}$ определяется из уравнений теплового баланса:

$$T_{\text{л.з.}} = \frac{b_{\text{ц}}^* \cdot H_{\text{и}}}{C_{\text{v}}''' \cdot M_{\text{л.з.}}} + \frac{\bar{C}_{\text{v}}'}{C_{\text{v}}'''} \cdot T_{\text{с}} \quad (1)$$

здесь $M_{\text{л.з.}} = (14.3 \cdot 0.21 / K_{\text{O}_2}) \cdot b_{\text{ц}}^*$ - масса локальной зоны;

K_{O_2} - концентрация кислорода, о.е.;

3. Образование оксидов азота происходит в результате химических реакций (согласно формулам академика Зельдовича) по бимолекулярному цепному механизмам. Например по бимолекулярному механизму:



На основании сопоставления расчетных и экспериментальных исследований в дальнейших расчетах принимается бимолекулярный механизм образования NO_x .

4. Образование молекул NO_x происходит при высокой температуре, когда кинетическая энергия молекул достаточна для эффективного столкновения молекул N_2 и O_2 и в результате столкновения образуется NO .

5. Количество эффективных столкновений пропорционально массе локальной зоны, и зависит от температуры в локальной зоне, подчиняется закону распределения скоростей Максвелла и пропорционально произведению концентраций N_2 и O_2 за локальной зоной. В результате скорость изменения концентрации составляет:

$$d(\text{NO}_x) / d\tau_{\text{к.с.}} = J \sqrt{\frac{2RT_{\text{л.з.}}}{\mu}} \cdot \sqrt{2} M d^2 \cdot K \pi \left[\frac{1}{c} \right] \quad (2)$$

$$\text{где } J = \left[\int_{C_{1M}/c}^{\infty} \frac{4M}{\sqrt{\pi}} \chi^2 e^{-\chi^2} dx \right]$$

где K - произведение концентрации O_2 и N_2 ;

$T_{\text{лз}}$ - температура локальных зон;

M - число молекул в локальной зоне

$$K \cong 0,16(\alpha_1' - 1) / \alpha_1'$$

$$v = \frac{c}{L}$$

где $c = x \cdot V_0$ - скорость движения молекулы;

$$L = \frac{1}{\sqrt{2Md^2\pi}} - \text{свободный пробег;}$$

d - диаметр молекулы.

Интегрирование уравнения (2) представляет собой сложную задачу, т.к. неизвестно распределение температур и коэффициенты теплопередачи за локальной зоной. Поэтому в дальнейшем в основу упрощенного расчета положена полуэмпирическая зависимость, основные члены которой повторяют члены зависимости (2):

$$NO_x = J \cdot X_{p \max} \cdot R_{N_2} \cdot R_{O_2} \cdot \frac{\alpha_1' - X_{p \max}}{\alpha_1'} \cdot \bar{P}^m \cdot \frac{1}{\alpha_1 \varphi_{np}} \quad (3)$$

где m – постоянная ($\sim 1,2$)

$$X_{p \max} = b_{\varphi}^* / b_{\varphi}$$

Предложенный метод удобен тем, что основные параметры, входящие в уравнение (3), могут быть получены на судне путем непосредственных замеров во время эксплуатации:

P_{\max} , P_c , B (часовой расход топлива), α_1 - коэффициент избытка воздуха, температура на входе в дизель. Для определения коэффициента избытка воздуха предлагается использовать датчик кислорода в отработавших газах. Авторами испытан такой датчик.

На рис. 1 представлены результаты оценки NO_x с помощью расчетной методики и сравнения с результатами экспериментов. В соответствии с приведенными данными, точность метода лежит в пределах 5% допускаемых по МАРПОЛ.

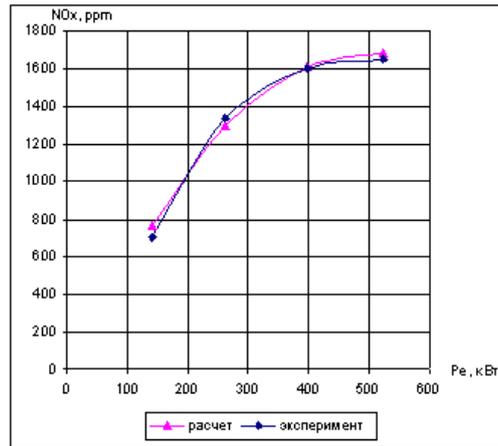


Рис. 1 Результаты расчетов и эксперимента по концентрации оксидов азота двигателя 6ЧН25/34 $P_e = 520$ кВт (эксперимент по данным к.т.н. С.Литвина)

Судовые среднеоборотные дизели оборудованы кранами для подсоединения индикаторов, с помощью которых определяется максимальное давление конца сжатия. Для оценки коэффициента избытка воздуха α_1 необходимо измерить концентрацию кислорода в ОГ, после замера расхода топлива V и α_1 определяется значение расхода воздуха.

На Рис. 2 представлены сравнительные результаты испытания датчика и показания прибора, отличия в которых не более 1 %. Зависимость между напряжением на выходе из датчика и концентрацией кислорода имеет вид:

$$O_2 (\%) = 0,3767 \cdot U (\text{мВ}) + 10,813.$$

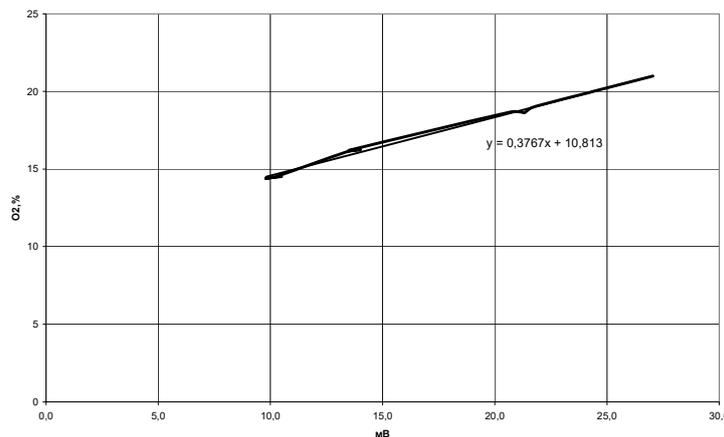


Рис. 2 Зависимость концентрации кислорода от напряжения на выходе датчика кислорода

Вывод: таким образом разработан и рекомендуется метод экспресс-оценки концентрации оксидов азота при эксплуатации на борту судна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Толшин В.И. Оценка характера изменения концентрации NOx при рециркуляции отработавших газов // Двигателестроение 2002, №1, с.32.
2. Толшин В.И., Якунчиков В.В., Кирпиченков С.В., Амбросов Д.Б. Снижение выбросов оксидов азота с выпускными газами судовых дизелей мощностью 100 – 200 кВт речных судов и оценка в условиях эксплуатации. // Речной транспорт 2004 г.

ВЛИЯНИЕ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБКАТКИ ГАЛТЕЛЕЙ РОЛИКАМИ НА ИХ УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Марусланов А.Е.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Несмотря на большой опыт, накопленный отечественным и зарубежным машиностроением по расчету и конструированию, изготовлению и эксплуатации коленчатых валов, в практике еще нередки случаи их поломок по причинам конструкторского и технологического характера. Причем главная из них — недостаточный запас усталостной прочности в галтелях коренных и шатунных шеек, щеках, а также у радиальных отверстий в шейках. И чаще всего коленчатые валы разрушаются по галтелям коренных и шатунных шеек (рис. 1).

Анализ поломок коленчатых валов показал, что примерно 60-80 % поломок происходит из-за разрушений от изгибных нагрузок по щекам в плоскости кривошипа [3]. Теоретические исследования также показали, что наибольшие напряжения возникают в галтелях шатунных и коренных шеек коленчатых валов при действии знакопеременного изгибающего момента в плоскости кривошипа.

Наличие поломок свидетельствует о недостаточном запасе прочности, который определялся по известному выражению Серенсена-Кинасошвили [1]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_{\sigma D} + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (1)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала детали; σ_a , σ_m — амплитуда и среднее значение напряжений, действующих при эксплуатации; $k_{\sigma D}$ — коэффициент концентрации напряжений в детали; ψ_{σ} — коэффициент влияния асимметрии цикла нагружения.

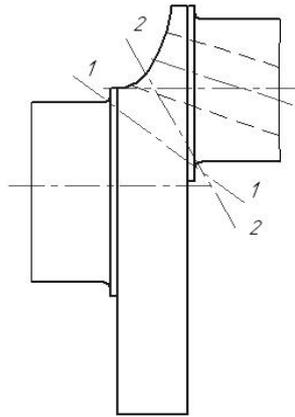


Рис. 1 Опасные сечения коленчатого вала

С ростом долговечности деталей машин значительно снижаются расходы на их ремонтные работы, сокращается потребность в запасных частях и механизмах, сводится к минимуму простой оборудования. Предпринято не мало попыток улучшить эксплуатационные свойства шеек коленчатых валов, которые можно условно разделить на два направления конструктивное и технологическое.

К конструктивным мероприятиям относятся следующие:

- создание валов с перекрытием шеек;
- увеличение радиуса галтели или выполнение многорадиусной галтели с целью уменьшения концентрации напряжений при сохранении неизменной опорной длины подшипника;
- увеличение толщины h и ширины b щеки;
- бочкообразная форма полостей в шейках;
- расположение маслоподводящего канала в шатунной шейке под углом 90° .

Технологические мероприятия сведены в таблицу 1.

Таблица 1.

Технологические методы упрочнения галтелей коленчатых валов

Способ упрочнения галтелей	Прирост предела выносливости, %
Закалка ТВЧ	30÷50
Химико-термическая обработка	25÷70
Дробеструйная обработка	20÷30
Накатывание роликами	30÷90
Накатывание роликами + азотирование	45÷95
Накатывание роликами + хромирование	66

Как видно из таблицы 1, наименее эффективна обработка дробью. Далее по возрастающей следуют: закалка ТВЧ, химико-термическая обработка, накатывание роликами. Комбинированные способы занимают особое положение: оценивать их следует исходя из целей упрочнения. Если же учитывать еще и другие факторы, такие, как простота конструкции приспособлений и оборудования, трудоемкость и себестоимость операций, то на первое место выходит накатывание роликами (рис.2). Он позволяет повысить усталостную прочность галтелей коленчатых валов в два раза, при этом твердость на поверхности накатанных галтелей в полтора раза выше по сравнению с исходным материалом, происходит измельчение зерна в микроструктуре металла, так же пропадает пористость металла [3]. Повышение усталостной прочности галтелей коленчатых валов объясняется повышением прочностных свойств поверхностного слоя, и появлением благоприятных остаточных напряжений сжатия.

Из роликов, которыми обрабатывается галтель, можно выделить ряд наиболее часто применяемых для обкатки [2]: ролики, профильный радиус которых равен радиусу кривизны галтели, ролики без материальной оси вращения, ролики с увеличенной кривизной осевого сечения, ролик с биением рабочего профиля и другие. Но наибольшее применение нашли ролики с клиновидным профилем, так называемые клиновидные ролики (рис.3). В них широкая сторона клиновидного сечения ролика равняется хорде, стягивающей дугу обкатываемой галтели, узкая несколько превосходит удвоенный радиус профиля ролика. Рабочие радиусные поверхности клиновидного ролика оставляют на поверхности обкатываемой галтели одновременно два синусоидальных следа, которые по мере вращения вала и ролика постепенно смещаются в круговом направлении, пока вся поверхность галтели не окажется деформированной.

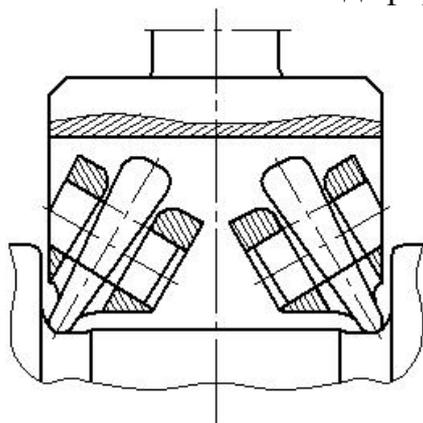


Рис. 2 Обработка галтелей роликами

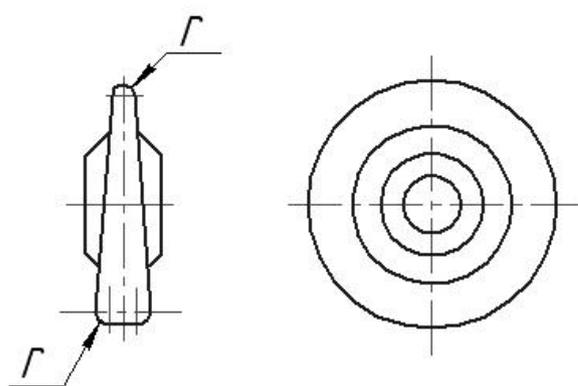


Рис. 3 Клиновидный ролик

Повышение усталостной прочности деталей, обкатанных роликами, является следствием изменения механических свойств поверхностного слоя металла и благоприятного действия сжимающих остаточных напря-

жений, возникающих в результате поверхностной пластической деформации.

Указанная особенность вводится в формулу Серенсена-Кинасошвили (1) с помощью коэффициента концентрации напряжений, который рассчитывается по формуле (2):

$$k_{\sigma D} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta \beta_{упр}}, \quad (2)$$

где k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_{σ} — масштабный фактор; β — коэффициент, учитывающий состояние среды или коэффициент коррозионного воздействия; $\beta_{упр}$ — и есть коэффициент упрочнения, учитывающий пластическое упрочнение;

В работах [4,5] определение коэффициента $K_{\sigma D}$ изложено достаточно подробно, хорошо расписаны все его составляющие, однако мало внимания уделено коэффициенту упрочнения $\beta_{упр}$ после обкатки роликами. Для материалов даны лишь пределы, в которых он может находиться, и при расчете запаса прочности n этот коэффициент выбирается довольно приближенно. Пользуясь приблизительными значениями коэффициента, получаются не точные, приблизительные значения запасов прочности при изгибе и при кручении, а при вычислении полного запаса прочности это расхождение получается весьма большим.

Для более точного определения запаса прочности детали необходима разработка расчетно-экспериментальной методики определения коэффициента упрочнения галтели, необходимо создание математической модели расчета коэффициента, которая поможет с приемлемой точностью определять $\beta_{упр}$, а следовательно и запас прочности n .

В настоящее время разрабатывается методика расчета остаточных напряжений в поверхностном слое галтелей коленчатого вала при обкатке роликами. Такой подход требует рассмотрения упруго-пластических деформаций на базе теории течения с изотропным упрочнением на первом этапе. Методика определения коэффициента упрочнения носит экспериментальный характер, смысл которого заключается в получении количественной связи между величиной остаточных напряжений и пределом выносливости детали. Последний и определяется экспериментальным путем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. - М.: Машиностроение, 1975. -488 с.
2. Браславский В. М. Технология обкатки крупных деталей роликами.- М.: Машиностроение, 1975. - 160 с.

3. Кудрявцев И. В. Повышение долговечности деталей машин методом поверхностного наклепа. - М.: Машиностроение, - 1965.

4. Чепан П. А., Андрияшин В. А. Эксплуатационные свойства упроченных деталей / Под ред. О. В. Берестнева.- Минск: Наука и техника, 1988. - 192 с.

5. Проскуряков Ю. Г. Упрочняюще-калибрующие методы обработки: Справочное пособие. - М.: Машиностроение. - 1965, - 207 с.

6. Лейкин А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. - М.: Машиностроение. - 1968. – 371 с.

7. Сидякин Ю. И. Повышение эффективности упрочняющей механической обработки валов обкаткой их роликами или шариками // Вестник машиностроения. - 2001. № 2. с. 43-49.

ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Голубков Л.Н., Корнилов Г.С., Грачев А.Ю.

*МАДИ, НАМИ, Департамент транспорта и связи города Москвы,
г. Москва*

Автопарк Москвы насчитывает уже более 2,5 млн. автомобилей. Эксплуатация такого числа машин приводит к значительным объемам выбросов загрязняющих веществ в воздушную среду города. В виде отработавших газов, продуктов испарения бензина и других вредных примесей в атмосферу города ежегодно выбрасывается более 1 млн. тонн загрязняющих веществ, а ущерб оценивается в миллиарды рублей.

Доля автотранспорта в загрязнении атмосферного воздуха Москвы уже достигает 85%.

В последние годы все большее распространение на автомобильном транспорте получают дизельные двигатели. Например, в Европе доля продаж автомобилей с дизельными двигателями возросла с 1,3% (1970г.) до 27-28% (2000г.), эта тенденция прослеживается и в Москве. Суммарно все виды дизелей, работающих в Москве, потребляют в год приблизительно 1 млн. тонн дизельного топлива.

Анализ выбросов основных компонентов токсичных веществ показывает, что не только по выбросу частиц, но и по оксидам азота дизельные двигатели вносят решающий вклад в суммарные выбросы.

С одной стороны их количество не так велико, но с учетом высоких значений коэффициентов относительной агрессивности влияние этих компонентов на окружающую среду и здоровье человека становится очень заметным.

Одним из основных путей снижения негативного влияния автомобиля на экологию мегаполисов является использование экологически более чистых альтернативных топлив. Важно отметить, что если для двигателей с искровым зажиганием набор этих топлив достаточно широк (Сжатый природный и сжиженный нефтяной газы, спирты), то как альтернативные топлива для дизелей можно в настоящее время рассматривать, в основном, только диметиловый эфир (ДМЭ) и рапсовый метилэфир.

Проведя расчеты по предотвращению суммарного экологического ущерба от дизельных автомобилей при переводе на ДМЭ, получим следующие значения годового снижения выбросов на единицу подвижного состава:

- для ЗИЛ-5301 с 3730 кг до 390 кг;
- для КамАЗ с 8520 кг до 840 кг;
- для автобуса большой пассажироместимости с 7200 кг до 780 кг.

Такие положительные экологические результаты достигаются благодаря физико-химическим свойствам диметилового эфира.

Содержание кислорода (34,8%) и отсутствие связей С-С исключает образование сажи при сгорании топлива.

Меньшие температуры цикла обеспечивают снижение выбросов оксидов азота.

Исходя из элементного состава и теплотворной способности выбросы CO_2 при работе на ДМЭ должны по сравнению с ДТ уменьшаться на 7,8-10,4% (при условии полного сгорания).

Дополнительно к достоинствам ДМЭ можно отнести:

- ДМЭ является экологически чистым продуктом, не наносящим никакого вреда окружающей среде.
- Снижение шумности работы двигателя примерно на 10 дБ (А)
- Отсутствие необходимости строительства специализированных АЗС. Так как по своим физико-химическим свойствам (за исключением цетанового числа) ДМЭ аналогичен пропан-бутану и для заправки автомобильного транспорта ДМЭ можно использовать существующие автомобильные газозаправочные станции (АГЗС).

К недостаткам можно отнести следующие моменты:

- Меньшая вязкость ДМЭ может привести к повышенным износам прецизионных соединений и утечкам и требует применения противоизносных присадок типа Лубризол.
- Высокое давление насыщенных паров требует разработки специальной линии низкого давления топливной системы.
- Необходимость обеспечения увеличенной почти в 2 раза подачи ДМЭ по сравнению с ДТ.

С 2002 года в Москве активно ведутся работы по созданию топливной аппаратуры, адаптированной под ДМЭ для двигателя Д-245.12 в трех модификациях (однотопливная, двухтопливная, смесевая аппаратура).

Концепция системы, разработанной институтом НАМИ, позволяет наиболее объективно оценить все плюсы и минусы работы двигателя на ДМЭ, т.к. полностью исключает использование ДТ. На сегодняшний день система обеспечивает бесперебойную работу двигателя.

Моторные испытания на одноцилиндровой установке, проведенные в НАМИ с участием МАДИ, показали следующее. Как и предполагалось из рассмотрения химической формулы ДМЭ ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$), 34,8% кислорода и отсутствие связи углерод-углерод обеспечивают полное отсутствие сажи в отработавших газах (ОГ). При переходе с дизельного топлива на ДМЭ зафиксировано уменьшение выбросов NO на 60% по нагрузочной характеристике ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$), причем, большее снижение получено при высоких нагрузках (P_i). В современных дизелях с целью уменьшения NOx используют работу с более поздним углом опережения впрыскивания (УОВ). Регулировочная характеристика по УОВ, снятая при той же частоте, показывает, что уменьшая УОВ можно получить выигрыш в снижении NO по сравнению с работой на дизельном топливе при оптимальном (по P_i) УОВ в 4 раза. Если же сравнивать с работой на дизельном топливе с поздним УОВ, то преимущество по NO можно получить в 2,3 раза. Однако уменьшение NO может быть и больше, учитывая, что при работе на ДМЭ не накладывается ограничение по дыму на уменьшение УОВ.

Анализ индикаторных диаграмм показал, что при работе на ДМЭ наблюдается уменьшение максимальной температуры цикла на 175...280 К на максимальных и средних нагрузках ($n=1600 \text{ мин}^{-1}$). Следовательно, снижаются и локальные температуры в зонах горения и образования NO. Кроме того, наличие внутреннего кислорода в ДМЭ сокращает площадь фронта пламени и, следовательно, зону возможного образования NO. Получено также сравнительное уменьшение максимальной скорости нарастания давления в 1,8...3,9 раз (при оптимальном по P_i УОВ), что свидетельствует об уменьшении уровня шума.

Одной из проблем, требующих решения, является некоторое увеличение выбросов CO и CH. Эта проблема, как показывает практика, может быть решена частично доводкой рабочего процесса и более кардинально установкой окислительных нейтрализаторов. Следует также отметить, что если на больших нагрузках индикаторный КПД η_i при работе на ДМЭ сопоставим с η_i при работе на ДТ, то на частичных нагрузках η_i ухудшился (до $\eta_i=0,34...0,24$). Следовательно, необходима дальнейшая работа по доводке рабочего процесса и оптимизации параметров топливной аппаратуры. К проблемам использования ДМЭ как топлива следует отнести пони-

женную вязкость и, следовательно, возможность увеличения износа прецизионных соединений топливной аппаратуры.

С 2004 года в ГУП «Мосавтохолод» проходят эксплуатационные испытания первой опытной партии авторефрижераторов «Бычок» на ДМЭ с топливными системами трех модификаций:

- 10 ед. однотопливные разработки НАМИ
- 10 ед. двухтопливные разработки НИИД
- 10 ед. смесевые разработки МГТУ им. Баумана.

Годовая эксплуатация автомобилей наряду с доказательством преимуществ использования ДМЭ по сравнению с дизельным топливом, также подтвердила и вышеуказанные проблемы его применения, над решением которых разработчикам топливной аппаратуры необходимо работать в ближайшие годы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голубков Л.Н., Филипосянц Т.Р., Иванов А.Г., Ишханян А.Э. Результаты испытаний дизеля, использующего в качестве топлива диметиловый эфир // Автомобили и двигатели: Сб. науч. Тр. / НАМИ – 2003 вып.231.

2. Смирнова Т., Захаров С., Болдырев И., Аникин С., Новое топливо для городского транспорта // Двигатель. 1999, №2

3. Голубков Л.Н., Ишханян А.Э. Разработка и исследование топливной системы дизеля, использующего в качестве топлива диметиловый эфир // Тезисы докладов научно-технической конференции «Луканинские чтения. Проблемы и перспективы автотракторного комплекса» – М.: МАДИ (ГТУ), 2003

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ

Шибанов А.В., Савченков Д.А.¹, Гайворонский А.И.¹

МГТУ им Н.Э. Баумана, ¹ВНИИГАЗ, г.Москва

Топливо-энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в Российской Федерации и в мире, свидетельствуют о том, что природный газ, используемый в качестве моторного топлива, является реальной единственной альтернативой жидким углеводородным топливам. В условиях конвертации находящихся в эксплуатации двигателей внутреннего сгорания для работы на природном газе, т.е. для так называемого вторичного рынка газоиспользующей техники выбор способа организации рабочего процесса ограничивается технологическими возможностями ремонтных подразделений транспортных предприятий. Поэтому самым распространенным является увеличение камеры сгорания под степень сжатия, исключающую появление детонации в цилиндре двигателя, с последующей организацией процессов подачи и воспламенения топливно-воздушной смеси. При этом на конфигурацию камеры сгорания, как правило, не обращают никакого внимания. Однако образование токсичных компонентов в продуктах сгорания во многом определяется характером распространения фронта пламени, что в свою очередь, зависит от геометрии впускных органов и камеры сгорания. Имея ввиду выше сказанное, во ВНИИГАЗе и в МГТУ им Н.Э. Баумана проводятся исследования рабочих процессов газовых двигателей, направленные на совершенствование камеры сгорания с целью улучшения, в первую очередь, экологических характеристик конвертированных двигателей.

В представленной статье приведены результаты расчетно-теоретической работы по совершенствованию камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения, созданного на базе надвального дизельного двигателя КамАЗ-740 (таблица 1). Целью такого исследования являлось получение качественных показателей, подтверждающих значительное влияние геометрии камеры сгорания на протекание термодинамических процессов в цилиндре газового двигателя. Основное содержание работы включает задачи по проектированию и оптимизации камеры сгорания, определению и оценке факторов, оказывающих влияние на процессы смесеобразования, воспламенения и сгорания топливовоздушной смеси, а также образование токсичных основных компонентов в цилиндре газового двигателя размерностью 120x120.

В рамках данной работы были проведены исследования с камерами сгорания цилиндрического типа и камерой ω -образной формы, имеющими одинаковое значение степени сжатия 11,5.

Таблица 1. Характеристика базового и конвертированного двигателя

Модель	КамАЗ-740	Конвертированный
Тип	дизельный с турбонаддувом	газовый с турбонаддувом
Номинальная мощность, брутто, кВт	191	176
при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	2200	2200
Максимальный крутящий момент, Нм	931	864
при частоте вращения коленвала, мин ⁻¹	1300 - 1500	1300 - 1500
Расположение и число цилиндров	V - образное , 8	V – образное, 8
Рабочий объем, л	10,85	10,85
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	120/120	120/120
Степень сжатия	17	11,3

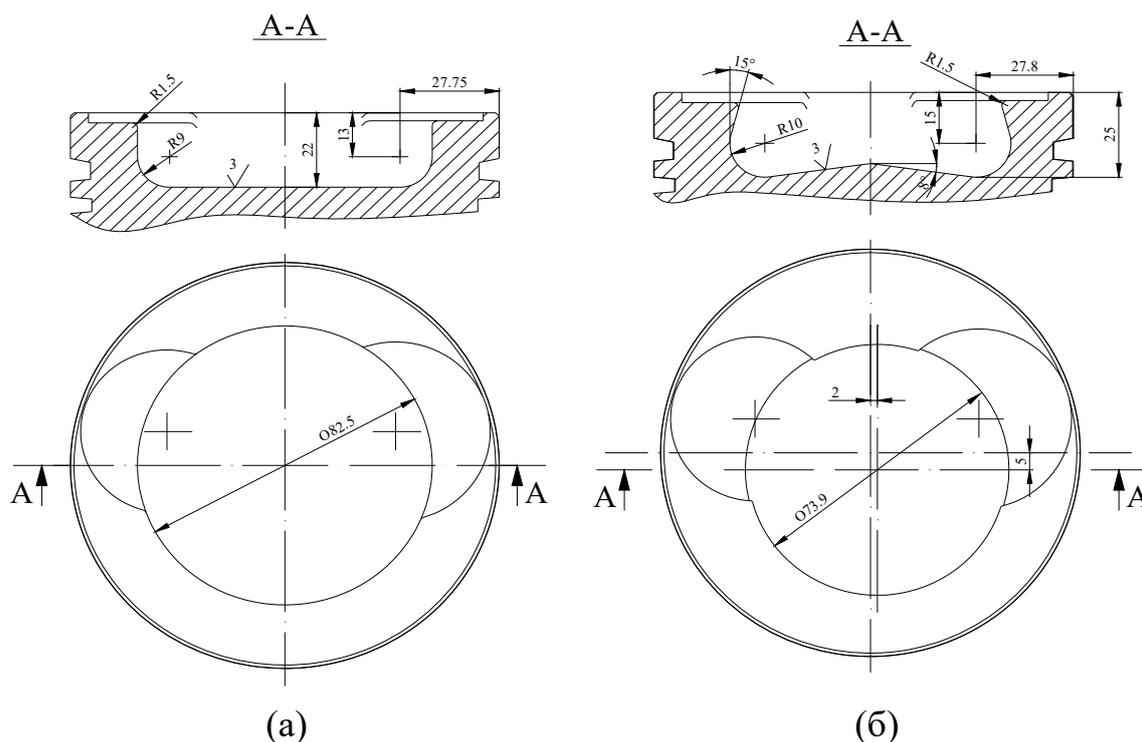


Рис. 1. Камеры сгорания цилиндрической (а) и ω-образной формы (б)

После проведенного анализа работ ведущих зарубежных фирм и исследовательских институтов, работающих в данной области, для исследования были выбраны две различные формы камер сгорания (рис.1).

Далее на основе трехмерного твердотельного описания каждой камеры были созданы, конечно-элементные, модели исследуемых цилиндров. Для

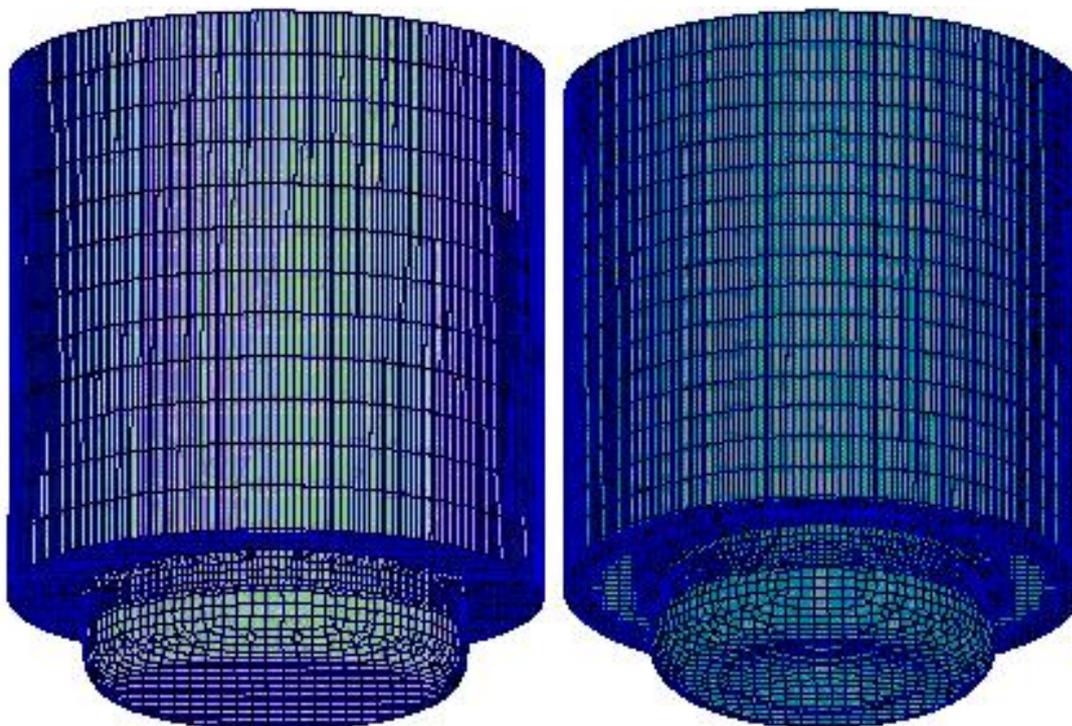


Рис. 2. Разбивка трехмерной твердотельной модели на контрольные объемы

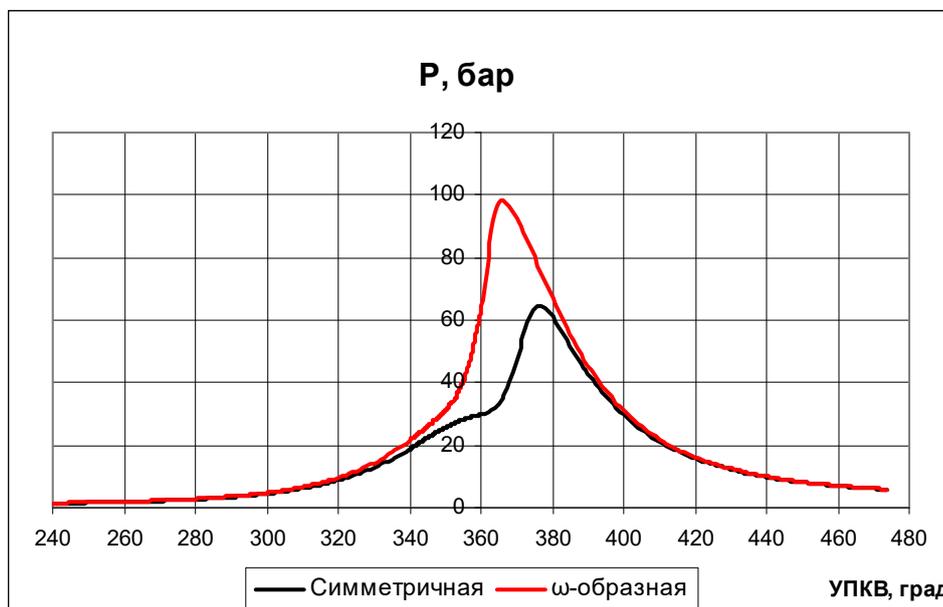


Рис. 3. Давление внутри цилиндра

этого твердотельная модель всего рабочего объема цилиндра была разбита на конечное число ячеек маленького размера (не более 2 мм).

Для расчета рабочего процесса, использовался программный комплекс “FIRE”, разработанный фирмой AVL (Австрия). В основе математи-

ческой модели которого, лежит метод контрольных объемов Патанкара-Сполдинга. Сумма таких ячеек для каждой камеры равна приблизительно 80 000 (рис. 2). Время генерирования трехмерной сетки и подготовка расчета составило 8 часов, время расчета – 24 часа.

В исследовании важное значение имел выбор модели турбулентности. Критерием выбора являлись, хорошая точность результатов при

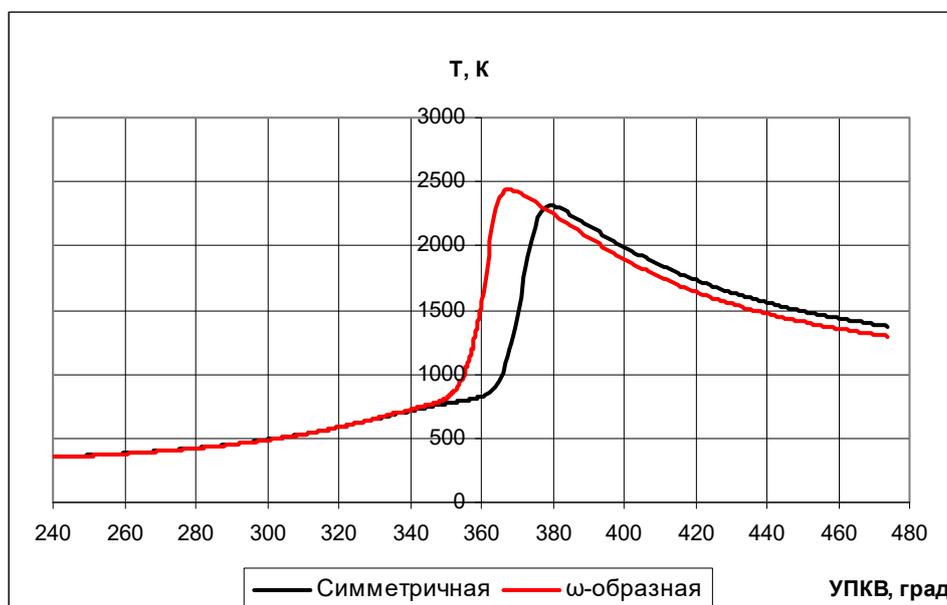


Рис. 4. Температура внутри цилиндра

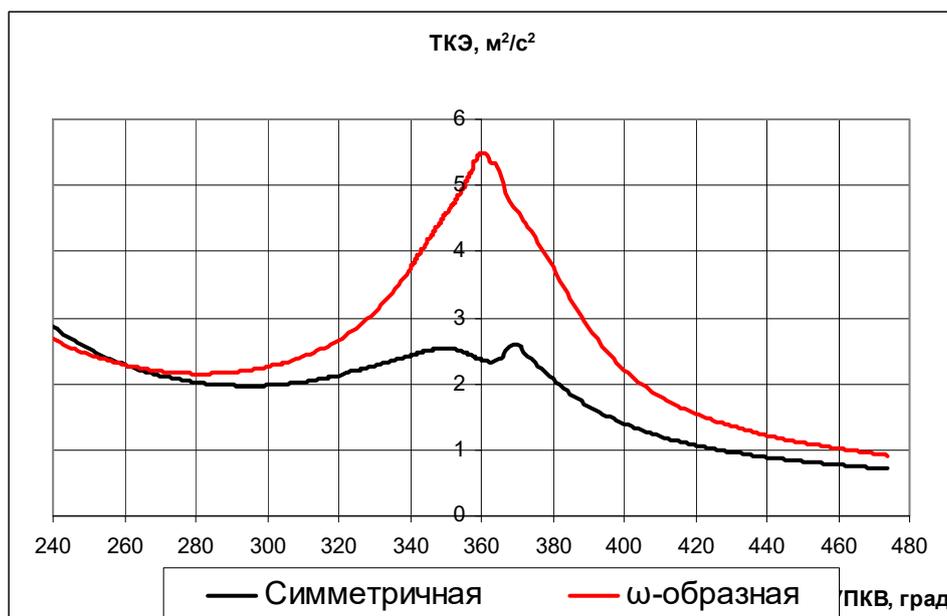


Рис. 5. Турбулентная кинетическая энергия

достаточно не большом времени расчета. Таким образом, была выбрана стандартная модель к-ε.

На рис. 3-7 показаны интегральные значения основных параметров рабочего процесса в цилиндре для двух конфигураций камер.

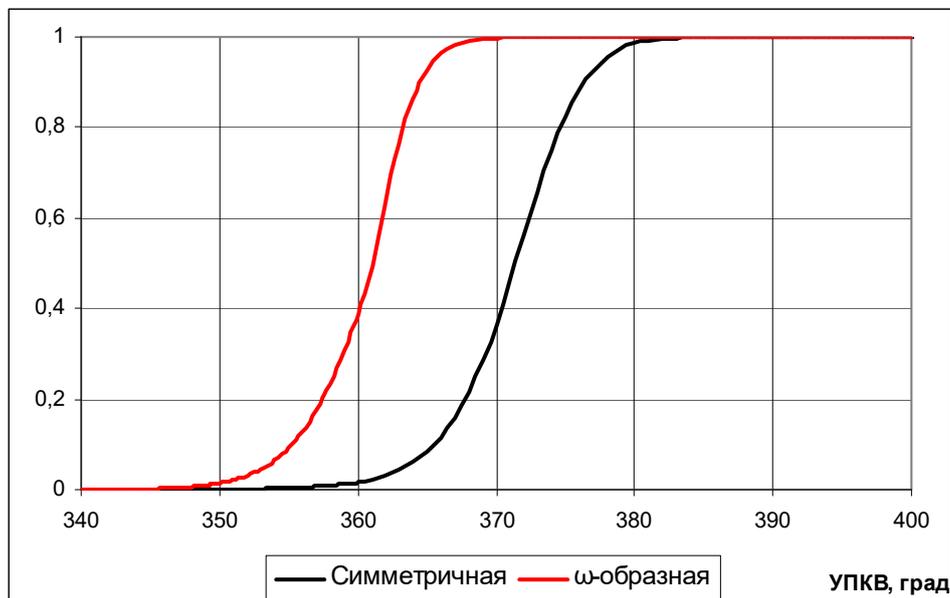


Рис. 6. Доля выгоревшего топлива

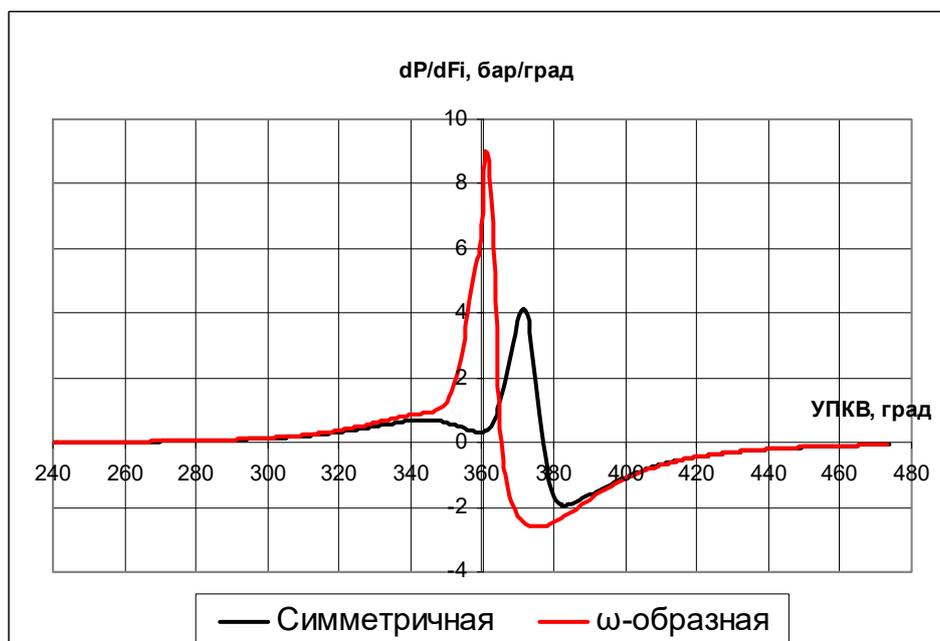


Рис. 7. Жесткость рабочего процесса

Хорошо видно, что в цилиндре с ω -образной камерой процесс сгорания проходит быстрее, и соответственно сопровождается большими локальными температурами (рис. 8) и скоростью нарастания давления. Это можно объяснить тем, что в момент начала воспламенения, турбулентная кинетическая энергия в ω -образной камере выше (более чем в 2 раза), что приводит к интенсификации начальной стадии сгорания и увеличению турбулентной скорости пламени во всем объеме. В свою очередь высокие значения локальных температур способствуют к образованию окислов азота NOx (рис. 9).

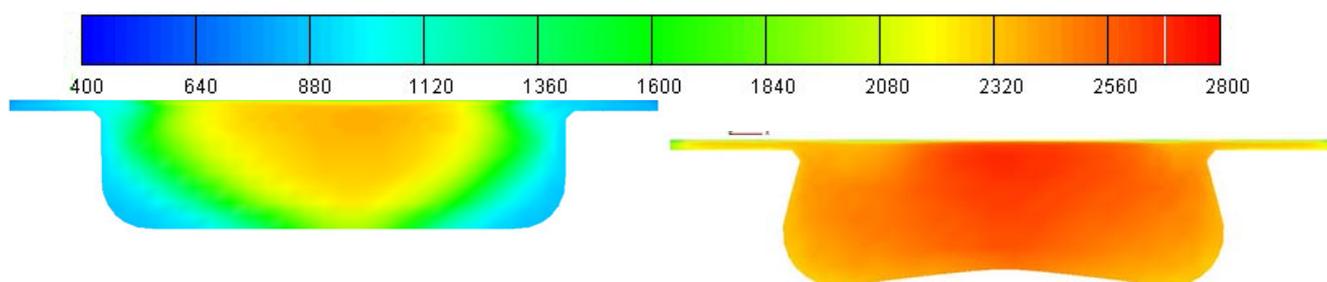


Рис. 8. Локальные значения температур (К).

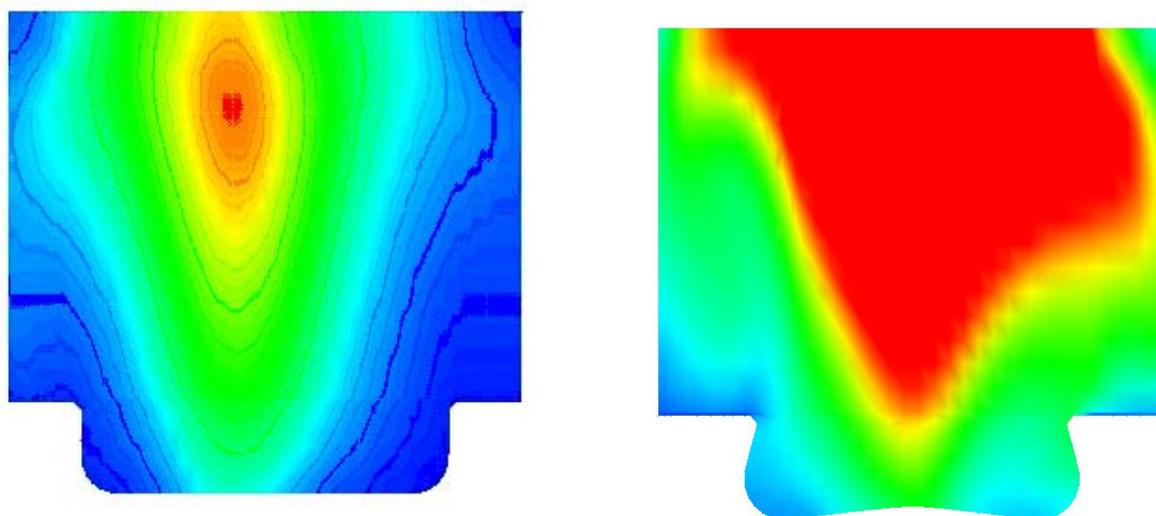


Рис. 9. Локальные значения NOx (диапазон 0 – $0,06 \cdot 10^{-3}$ гр)

Проведенная работа наглядно подтверждает, что геометрия камеры сгорания оказывает определяющее влияние на процесс сгорания, характеризуемый скоростью протекания, распределением температур и образованием токсичных компонентов. Представленные результаты дают возмож-

ность провести качественную и количественную оценку основных показателей рабочего процесса и позволяют сделать следующие выводы:

- цилиндрическая камера обладает более низкой скоростью нарастания давления (снижение шумности);
- величина и характер распределения температур цилиндрической камеры свидетельствуют о менее интенсивном образовании оксидов азота, по сравнению с ω -образной камерой.
- низкое теплонапряженное состояние двигателя с использованием цилиндрической камеры благоприятно влияет на надежность и долговечность его эксплуатации.

Кроме того, в данной работе был освоен хороший инструмент для описания внутрицилиндровых процессов газового двигателя, использование которого может значительно сократить временные и финансовые затраты на многократное проведение экспериментальных исследований, а также дать достаточно точную предварительную оценку на этапах проектирования и доводки двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Development of a low emission Volvo 9.6 liter natural gas fueled bus engine. – Kevin D. Beaty, Southwest Research Institute, SAE 1992.
2. Combustion chambers for natural gas SI engines part 1: fluid flow and combustion.- Bengt Johansson and Krister Olsson, Lund Institute of Technology, SAE 1995.
3. Combustion chambers for natural gas SI engines part 2: combustion and emissions.- Bengt Johansson and Krister Olsson, Lund Institute of Technology, SAE 1995.
4. An experimental and numerical study of combustion chamber design for lean-burn natural gas engines. – R.L. Evans, J. Blaszczyk, P. Matys, University of British Columbia, SAE 1996.
5. An exploratory study on combustion modeling and chamber design of natural gas engines. – Keh C. Tsao and Zhiyu Han, University of Wisconsin-Milwaukee, SAE 1993.
6. Development of a cng engine, - Roy C. Meyer, James J. Cole, Southwest Research Institute, SAE 1991.
7. Fire_v83_combustion. – Manual, 2004.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Иващенко Н.А.

*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
г. Москва*

Циклический характер работы ДВС – один из его недостатков, но вместе с тем именно благодаря этому недостатку в ДВС реализуются высокие максимальные температуры и давления, что и обуславливает высокую экономичность ДВС. В отдельных образцах малооборотных судовых дизелей эффективный КПД достиг величины 0,52...0,56. В комбинированных силовых установках с дизелем и системами вторичного использования теплоты (силовые газовые турбины, другие типы расширительных машин, и др.) коэффициент использования теплоты достигает 80. .. 90%.

Основными факторами, обеспечивающими силовым установкам с поршневыми двигателями внутреннего сгорания преимущество перед другими типами силовых установок, являются: низкая удельная стоимость (цена/кВт энергии установки); высокая объемная (массовая) энергоемкость (кВт/кг , кВт/м.куб); способность удовлетворять непрерывно ужесточающимся законодательным ограничениям по эмиссии вредных веществ, шуму, экономичности, безопасности; адаптация к рециклированию; резервы дальнейшего развития и адаптация к требованиям развития транспортных средств и энергоустановок. Именно эти показатели качества силовых установок с ДВС дают основания рассматривать их и на ближайшую перспективу как основной вид первичных источников энергии на транспорте и в малой энергетике.

Совершенствование показателей качества транспортных дизелей в последние десятилетия XX века происходило в направлении непрерывного повышения их удельной мощности, снижения выбросов токсичных веществ с отработавшими газами, ограничения уровня виброакустического излучения и повышения надежности. Главным средством для повышения удельной мощности по-прежнему является наддув дизелей и в меньшей степени удельная мощность увеличивалась путем повышения частоты вращения. Наддув двигателей обеспечил транспортным дизелям высокие мощностные показатели, превосходные показатели по маневренности (прежде всего улучшил их внешние характеристики), а повышение частоты вращения легких дизелей до 4000-5000 мин⁻¹ несколько сократил разрыв в литровой мощности между бензиновыми двигателями и дизелями. Характерно, что фирмы для достижения высоких показателей решительно пошли на внедрение технических решений, связанных со значительным усложнением конструкции двигателей и их систем. В конструкции двигателей внедрены системы воздухообеспечения с переменной геометрией, агрегаты

наддува с разнообразнейшими средствами регулирования турбин и компрессоров, управляемые фазы газораспределения, интегрированные электронные системы управления топливоподачей, воздухообеспечением, нейтрализации выпускных газов, бортовые системы диагностирования и др. Произошло значительное форсирование двигателей по параметрам рабочего процесса. Например, максимальное давление сгорания в автомобильных дизелях достигло 15-16 МПа, создается топливная аппаратура с максимальным давлением впрыскивания 160-200 МПа. При этом достижение высоких показателей дизелей по показателям функционирования, экологическим показателям и надежности неразрывно связано с повышением качества изготовления деталей, применением новых конструктивных и композитных материалов.

Наибольшая эффективность при решении проблемы повышения экономичности, снижения токсичности и улучшения внешней характеристики может быть достигнута при совместном управлении топливоподачей и воздухообеспечением. Это управление позволяет целенаправленно изменять коэффициент избытка воздуха α путем согласования подачи воздуха с величиной цикловой подачи топлива в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля. Увеличение давления наддува p_k с низкими α дает возможности уменьшать угол опережения впрыскивания с целью снижения эмиссии оксидов азота NO_x без заметного снижения экономичности и увеличения выбросов CO и CH_x и сажи. Требуемый закон управления давлением наддувочного воздуха может быть реализован с использованием различных способов воздействия на процессы воздухообеспечения: регулирование компрессора поворотными лопатками на входе и выходе, дросселирование воздуха после компрессора; выпуск в атмосферу части сжатого воздуха; дросселирование воздуха на входе в компрессор; подвод дополнительной энергии к турбокомпрессору; перепуск части сжатого в компрессоре воздуха в турбину; дросселирование газа на выходе из турбины; регулирование турбины поворотом сопловых лопаток (РСА); регулирование проходного сечения турбины; перепуск части газов мимо турбины; применение дополнительной (форсажной) камеры сгорания перед турбиной; управляемый привод клапанов. Эти способы имеют различную эффективность, надежность и технические трудности при реализации. В последнее время ряд зарубежных фирм разработали для транспортных двигателей турбины с РСА либо турбины с регулируемым сечением соплового аппарата (Гаррет, ККК, Холсет, Хино, Альфа Ромео, Швитцер, Аэродайн Даллас и др.). Внедрение турбокомпрессоров с таким способом регулирования позволило снизить эксплуатационные расходы топлива на 7-12%. Ряд фирм стал применять в бензиновых двигателях и дизелях турбокомпрессоры с встроенным электродвигателем для подкрутки турбокомпрессора на некоторых режимах для получения большего давления

наддува и расхода воздуха или системы наддува с приводным нагнетателем и свободным турбокомпрессором.

Наибольшее распространение для управления воздухом снабжением в транспортных дизелях с наддувом получил способ перепуска части газа мимо турбины. Он оказался наиболее простым в реализации для дизелей с невысоким уровнем наддува ($\pi_k = 1,5 - 2,0$) и позволяет регулировать частоту вращения ротора турбокомпрессора и давление наддува в довольно широких пределах.

Большое внимание при разработке системы воздухообеспечения имеет согласование характеристики турбокомпрессора с гидравлической характеристикой дизеля. При этом для транспортных дизелей стремятся подобрать турбокомпрессор, максимальный КПД которого достигается на режимах с $n = 0,4 - 0,7 n_{\text{ном}}$. Формирование базовых характеристик, обеспечиваемых регулируемым турбокомпрессором и системой топливоподачи, управляемой электронным регулятором, позволяет снизить среднеэксплуатационный расход топлива на 1,5%, уменьшить эмиссию оксидов азота NOx на 45%, эмиссию CO на 30%, эмиссию CH на 23% (по сравнению с характеристиками дизеля с нерегулируемым турбокомпрессором). Хорошие результаты дает применение так называемой комбинированной системы наддува с изменяемой геометрией впускного тракта, в которой сочетаются турбонаддув и инерционный наддув.

В последнее время усилился интерес к управляемым фазам газораспределения и многие фирмы имеют двигатели с достаточно эффективными механизмами изменения фаз газораспределения. Так, японские фирмы для своих бензиновых двигателей применяют системы VTEC (фирма Honda), VVT-I и VVT-L (фирма Тойота), позволяющие в широких пределах изменять фазы открытия и закрытия клапанов и ступенчато изменять их подъем. Фирма BMW применяет механическую систему регулирования фаз газораспределения, основанную на бесступенчатом сдвоенном механизме VANOS и механизме Valvetronic, бесступенчато изменяющим высоту подъема клапана.

Однако наибольшими функциональными возможностями и эффективностью воздействия на показатели двигателей обладает система с электромагнитным приводом клапанов с электронным управлением. Она позволяет реализовывать различные циклы, такие как цикл Аткинсона, цикл Миллера, организовывать требуемое перекрытие клапанов, изменять высоту подъема клапанов, организовывать процесс газообмена с повышенным содержанием остаточных газов (цикл с внутренней рециркуляцией остаточных газов) / 2 /.

Важнейшее влияние на рабочий процесс, эффективные и экологические показатели дизелей оказывает топливоподающая аппаратура (ТПА). Ведущими тенденциями в развитии ТПА являются электронное регулирование топливоподачи, двигателем и интенсификация впрыскивания.

Значительные резервы в повышении показателей качества двигателей кроются в совершенствовании систем управления двигателями. Электронные системы управления значительно расширили перечень управляемых параметров, включив в них давление и характеристики впрыскивания, сечения распыливающих сопел, количество и фазы впрысков, параметры воздухообеспечения, фазы газораспределения и др. Оптимальные значения этих параметров зависят большого числа факторов, учесть которые удается только при переходе к электронным регуляторам. Электронное управление позволяет решить и проблемы создания эффективных газовых двигателей.

Экономически целесообразный процентный выход из нефти отдельных видов топлив (керосин, бензин, дизельное топливо, топлива широкого фракционного состава и тяжелые топлива) оставляет актуальной проблему совершенствования бензиновых двигателей. В последнее время существенно вырос КПД бензиновых двигателей нового поколения с распределенным впрыском топлива во впускной трубопровод и с непосредственным впрыском бензина в цилиндр / 3 /. Повышение экономичности было достигнуто благодаря переходу на четырехклапанное газораспределение, повышению турбулентности заряда в цилиндре, повышению степени сжатия двигателей до 10,5...12,0, применению управляемых фаз газораспределения (в первую очередь, момента закрытия впускных клапанов), расширению пределов эффективного обеднения смеси и переходу на качественное регулирование мощности (двигатели с впрыском топлива непосредственно в цилиндр). Кроме повышения экономичности бензиновых двигателей в последние годы достигнуто значительное (на 90 ... 95%) снижение токсичных выбросов с отработавшими газами. Это было обеспечено прежде всего массовым внедрением электронных систем впрыска бензина, микропроцессорных систем управления рабочими процессами с обратной связью, поддерживающих в так называемых стехиометрических двигателях состав смеси в узких пределах ($\alpha=0,995 \dots 1,005$), либо в двигателях с непосредственным впрыском в цилиндр, обеспечивающих изменение коэффициента избытка воздуха в широких пределах ($\alpha=0,9 \dots 4,0$).

Эксплуатационный расход топлива ДВС можно существенно уменьшить путем применения интегрированных электронных систем управления двигателем и всей силовой установкой машины, в составе которой работает двигатель.

Наряду с повышением экономичности и улучшением экологических характеристик ДВС весьма актуальной задачей является расширение сортамента применяемых видов топлив и улучшение их качества. Прежде всего речь идет о более широком использовании двигателями природного и попутного газа, что позволяет уменьшить выброс в атмосферу токсичных веществ и примерно вдвое сократить выброс углекислого газа CO_2 . Следует отметить возможность более широкого использования синтетических

топлив, получаемых из угля и горючих сланцев, водноугольных и топливноугольных суспензий, а также топлив из возобновляемых источников (биогаз, спирты, эфиры, растительные масла). Значительный интерес в качестве моторного топлива представляет диметиловый эфир CH_3OCH_3 , который можно применять в дизелях со сравнительно небольшой модернизацией топливной аппаратуры, получая значительный выигрыш по экологии.

С точки зрения теплотворной способности и эмиссии токсичных компонентов в выпускных газах водород является самым лучшим из возможных альтернативных топлив, однако себестоимость получения водорода электролизом воды, гидрированием угля, частичным окислением углеводородных топлив и другими способами в пересчете на энергетическую единицу пока в 2-10 раз выше себестоимости получения природного газа и традиционных жидких топлив.

Видное место в обосновании концепции транспортного двигателя принадлежит средствам снижения эмиссии токсичных веществ двигателями. Все известные на сегодня методы можно разделить на три группы. К первой группе следует средства, обеспечивающие уменьшение образования токсичных веществ в двигателе (совершенствование конструкции двигателя, систем топливоподачи, процессов смесеобразования и сгорания, турбонаддув и управляемое воздухом снабжение, рециркуляция отработавших газов, комплексное электронное управление топливоподачей и воздухом снабжением, рециркуляция отработавших газов). Ко второй группе относятся мероприятия химмотологического характера, такие как уменьшение содержания серы в топливе (до величин 50 ppm и в перспективе до величины 30 ppm), ограничение содержания в топливе ароматических углеводородов (не более 10%), увеличение цетанового числа, обогащение топлива кислородом, применение антидымных и других присадок к топливу, применение смазочных материалов с повышенными экологическими свойствами. Третья группа мероприятий связана с нейтрализацией вредных веществ в выпускном коллекторе (фильтры твердых частиц, каталитические окислительные и восстановительные нейтрализаторы). К этой же группе следует отнести и средства ограничения акустического излучения (глушители, капсулирование, экранирование).

Уровень шума на впуске и выпуске снижают путем соответствующей организации рабочего процесса (выбором угла опережения впрыскивания топлива или воспламенения смеси, закона подачи топлива, многократным впрыском, подбором формы камеры сгорания и др.), применением конструкционных материалов с повышенным уровнем вибропоглощения (пластмассы, композиты, многослойные материалы), правильным выбором расположения ребер жесткости и опор, минимизацией зазоров в сопряжениях, подверженных знакопеременным нагрузкам (поршень-цилиндр, ше-

стеренчатые и цепные передачи и др.) а также применением глушителей шума и капсулированием двигателя.

Успехи в развитии ДВС достигнуты на фоне острой конкурентной борьбы с другими видами энергоустановок. Так, в 1960-е годы велись интенсивные работы по созданию паровых двигателей. В 1970 годах зарубежные фирмы вкладывали огромные средства на создание автомобильных газотурбинных двигателей и двигателей Стирлинга. Но автомобильные газотурбинные двигатели и двигатели Стирлинга не смогли конкурировать с ДВС в основном по двум показателям – стоимости и экономичности.

В конце XX века и начале XXI века усилия автомобилестроительных фирм сосредоточились в основном на создании силовых установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (бензиновыми, газовыми, дизелями), гибридных силовых установок и силовых установок на топливных элементах. Каждый из этих видов силовых установок весьма перспективен и имеет свои экологические ниши. Причем наиболее реально в ближайшем будущем широкое применение силовых установок с поршневыми двигателями и гибридных силовых установок различных схем. Тем более, что к гибридизации силовых установок подталкивает непрерывное увеличение мощности бортовых потребителей электроэнергии. Широкие возможности комбинации в различных схемах элементов гибридных силовых установок (первичного двигателя, электрических машин, накопителей и преобразователей энергии) открывают перспективы снижения эксплуатационного расхода топлива в полтора раза за счет оптимизации работы двигателей, электрических машин, рекуперации энергии торможения транспортного средства, движения в электрической моде в режимах трогания и остановки.

Что же касается силовых установок на топливных элементах, несмотря на всю их привлекательность по экономичности и экологическим характеристикам, трудно рассчитывать на значительное снижение стоимостных и массогабаритных показателей. Существует множество проблем, требующих решения на пути внедрения топливных элементов. Упомянем некоторые из них / 1 /.

Стоимость крупномасштабного производства топливно-элементных систем, основанного на современном уровне технологии (350 дол/кВт установки), пока в семь раз превышает стоимость, которую необходимо иметь для конкурентоспособности с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Стоимость только платины в современной системе с топливными элементами мощностью 50 кВт оценивается величиной 57 долл/кВт. Только эта составляющая стоимости выше величины, которую должна иметь вся силовая установка к 2004 г. (50 долл/кВт). Потребности в платине, необходимой для создания каталитического покрытия электро-

дов топливных элементов, слишком велики и не могут быть обеспечены промышленностью.

Долговечность работы таких компонентов, как мембрано-электродная сборка и каталитический топливный процессор, пока не достигла требуемого уровня в 5000 часов.

Время подготовки системы с топливными элементами к работе, определяемое топливным процессором, лежит в пределах 6-20 минут, что неприемлемо для владельцев автомобилей.

Современные компрессоры не могут обеспечить требуемую управляемую подачу воздуха в батарею топливных элементов. Это приводит к излишней подаче воздуха в топливный элемент, дополнительной нагрузке на компрессор, понижению общего КПД системы, увеличению размеров батареи топливных элементов, ее массы и стоимости.

Фундаментальной проблемой в топливно-элементной технологии является получение и хранение топлива. Выбор способа хранения на борту водорода теснейшим образом связан с инфраструктурой получения и распределения топлива. Фактически инфраструктуры получения водорода и метанола отсутствуют. В США, Германии, Японии и других развитых странах существуют несколько станций, в которых можно пополнить запас водорода или метанола в автомобиле. Создание таких инфраструктур требует огромных капитальных вложений. Водород можно хранить на борту автомобиля в сжатом виде в баллонах под давлением 10-90 МПа, в криогенной емкости в жидком состоянии при температуре -253 С, в металлгидридных аккумуляторах, а также может храниться на борту в составе другого топлива и по мере надобности выделяться из этого топлива (электролиз воды, получение водородосодержащего газа в термохимическом реакторе-реформинге и др.). В любом случае хранение или получение водорода на борту из другого носителя порождает массу инженерных проблем, приводящих к необходимости создания на борту устройств, имеющих большие габариты, массу и представляющих опасность в эксплуатации.

Получение водорода на борту из метанола, бензина или другого углеводородного топлива, электролизом или другим способом приводит к необходимости создания миниатюрной бортовой водородной фабрики, увеличивающей массу автомобиля и усложняющей его системы. Кроме того, получаемый в топливных процессорах водород (водородосодержащий газ) не является химически чистым и для использования в топливном элементе должен быть очищен от примесей, способных вызвать отравление катализатора топливного элемента (окись углерода, соединения серы и др.).

И в то же время, хоть водород по массе обладает наивысшей теплотворной способностью (в три раза больше бензина), учитывая его невысокую объемную плотность чрезвычайно трудно запастись достаточным его количеством в емкости обычного размера. В приемлемых габаритах ком-

мерчески доступные баллоны с давлением газа 24 Мпа при полном наполнении водородом обеспечивают пробег автомобилю 190 км. Увеличить запас водорода на борту можно увеличением давления в баллоне. Созданы устройства, способные хранить водород под давлением о 69 МПа (7,5% водорода по массе). Создаются баллоны, рассчитанные на большие давления и способные вмещать больше водорода.

Хранение жидкого водорода в криогенной емкости при температуре 20 К (-253 градуса С) приводит к излишнему весу, сложности системы и проблемам с безопасностью.

Альтернативным способом хранения водорода на борту автомобиля является использование материалов, которые способны при определенных условиях поглощать водород и хранить его в своей кристаллической структуре (металлгидриды) и выделять его при нагревании. Создан аккумулятор, который обеспечивает зарядку водородом 7% от массы гидрида (7г водорода на 100г гидрида). Однако в центре внимания создателей металлгидридного аккумулятора по-прежнему остаются задачи снижения его размеров и массы, а также стоимости. Магний – гидридная пудра стоит примерно 4\$ за фунт, поэтому только магниевый порошок увеличит стоимость автомобиля примерно на 1000\$.

Для обеспечения работы топливного элемента требуется определенное число достаточно сложных устройств, потребляющих энергию. Поэтому в разработку автомобиля и его систем вкладывают не меньше усилий, чем в разработку батарей топливных элементов. В частности, для функционирования батареи топливных элементов автомобиль должен иметь на борту эффективный компрессор, промежуточный охладитель воздуха, фильтры, обеспечивающие приемлемое содержание примесей в потоках воздуха, водорода и воды, увлажнители, поддерживающие влажность потоков газов в пределах, предотвращающих высыхание протонно-обменной мембраны, различные устройства, преобразующие энергию для обеспечения ею некоторых химических процессов в топливном процессе. Кроме того, энергия батареи топливных элементов должна быть распределена по потребителям. Обычно автомобили с топливными элементами используют такие же системы электронного управления и компоненты (датчики, мультиплексоры, аналого-цифровые преобразователи), как и автомобили с двигателями внутреннего сгорания, хотя алгоритмы микропроцессорного управления другие. Управление трансмиссией почти такое же, как и в электромобилях на аккумуляторных батареях, однако система управления состоит из двух подсистем: подсистемы управления величиной крутящего момента трансмиссии и подсистемы управления мощностью батареи топливных элементов.

Другой редко упоминаемой проблемой, связанной с разработкой силовых установок на топливных элементах, является проблема теплорассеивающих устройств. В ДВС две трети сбросового тепла уходит с выпуск-

ными газами, треть рассеивается радиатором. В энергоустановках на топливных элементах около 80% теплоты сбрасывается через радиатор, который должен иметь соответствующие размеры для рассеивания большого количества теплоты при повышенных температурах окружающей среды. Специалисты по теплопередаче сталкиваются с новыми проблемами в создании систем охлаждения для автомобилей с топливными элементами, что требует новых подходов в их решении.

Еще одной проблемой является совместимость материалов. Очень важным для топливных элементов является контроль цепей проводимости. Топливные элементы требуют отсутствия ионизируемых материалов в полостях, поэтому необходимо использовать деионизированную воду и специальные охлаждающие жидкости. В некоторых охлаждающих контурах используют деионизированные покрытия, нержавеющие стали, некоторые сплавы алюминия и изолирующие полимеры.

Ахиллесовой пятой топливных элементов может стать склонность к замораживанию. Если воду не удалять из топливного элемента после остановки автомобиля, то при низкой температуре кристаллы льда могут разрушить ультратонкую полимерную мембрану (толщина мембраны несколько десятков микрон).

Понятно, что топливные элементы имеют больший КПД, более низкий уровень шума, они могут быть базой для создания энергоустановок с нулевым или близким к нулевому уровнями выбросов вредных веществ, которые могут работать на возобновляемых топливах. Следует учесть, что топливные элементы можно эффективно использовать в гибридных силовых установках в комбинации с аккумуляторными батареями, конденсаторными или другими накопителями, что даст возможность использовать топливные элементы с меньшей мощностью, но с большим КПД. Однако масштабы проблем, стоящих перед разработчиками силовых установок на топливных элементах, настолько серьезны, что не дают оснований на перспективы массового внедрения этих силовых установок на транспорте в ближайшие десять-пятнадцать лет, поэтому силовые установки с ДВС останутся на ближайшую перспективу как основной вид первичных источников энергии на транспорте и в малой энергетике. Вторыми по масштабу распространения станут гибридные силовые установки с поршневыми ДВС в качестве первичных источников энергии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Automotive Engineering, 2001, March, pp. 64-80.
2. Automotive Engineering, 2000, February, pp. 36-40.
3. Nohira H., Ito S. Development of Toyota's Direct Injection Gasoline Engine AVL Conference // Engine and Environment 97.- Vol. 1, 1997.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Гоц А.Н., Эфрос В.В.
Владимирский ГУ, г. Владимир

Предлагается методика прогнозирования долговечности коленчатого вала поршневого двигателя, основанная на вероятностных представлениях. Рассмотрен принцип испытания коленчатого вала с определением величины изгибающего момента, который наиболее просто вычисляется при испытаниях.

Как известно, нагрузка на коленчатый вал поршневого двигателя в условиях эксплуатации носит, как правило, случайный характер, так как большую часть времени двигателя эксплуатируются на неустановившихся режимах. Кроме того, характеристики сопротивления усталости материалов, из которых изготавливаются коленчатые валы, также являются случайными величинами. Поэтому трактовка условий прочности должна основываться на вероятностных представлениях [1].

Анализ результатов разрушения коленчатых валов в эксплуатации свидетельствует, что наибольшее их количество происходит по щеке с зарождением усталостной трещины в галтели сопряжения шатунной шейки и щеки со стороны перекрытия. Основной причиной таких поломок является высокая концентрация напряжений в галтелях из-за их малого радиуса или подрезов при обработке. Так, например, из 100 обследованных поломок коленчатого вала дизеля 4С13/14 более 90 произошло по щёкам из-за появления усталостных трещин в галтелях. Аналогичные исследования, проведённые в Краковском институте материаловедения и технологии металлов [2], показали, что причиной выхода из строя коленчатых валов тракторных ДВС в 85 случаях из 100 являлись изломы щёк по перекрытию из-за усталостных трещин в галтелях как следствия высокой концентрации напряжений в них.

Поломки при кручении часто начинаются с трещин, возникающих в зоне отверстия для смазки шейки вала или в зоне галтелей из-за крутильных колебаний. В этих случаях разрушение проходит по сечению шейки.

Усталостная долговечность коленчатого вала измеряется числом циклов нагружения до появления трещины определённого размера или полного разрушения. Так как поломки в эксплуатации происходят в основном от действия циклического переменного изгибающего момента, то этот принцип заложен в машине для усталостных испытаний, схема которой показана на рис. 1 [3].

Машина состоит из станины 1, на которую через упругие пружины 2 устанавливается на крайние коренные шейки коленчатый вал 3. На тех же шейках устанавливают маятники 4, один конец которых жёстко закрепля-

ется на шейках, а на противоположных концах маятников для создания циклических знакопеременных нагрузок устанавливают два инерционных (дисбалансных) вибратора 5, вращающихся с одинаковой угловой скоростью ω и создающих в горизонтальной плоскости две равные силы P . Неуравновешенную силу груза (рис. 1) $P = mr\omega^2 \sin\varphi$ (m – масса неуравновешенного груза вибратора, r и ω – радиус и частота его вращения, $\varphi = \omega t$ – угол поворота при вращении груза m от вертикальной оси Y , t – текущее время) разложим на две составляющие. При этом $P \cdot \cos\varphi$ уравновешивается аналогичной составляющей от верхнего груза, а силы $2P \cdot \sin\varphi$ от каждого вибратора (слева и справа) создают равные и противоположно направленные силы. Таким образом, коленчатый вал нагружен чистым изгибом по симметричному циклу с моментом $M_{\text{сж}} = 2Pl \sin\varphi$, где l – длина маятника.

Для контроля нагружения коленчатого вала на шатунные шейки в плоскости сечения первого кривошипа наклеивались тензорезисторы 6, которые подключались к контрольно-измерительной аппаратуре 7. Перед началом испытаний проводилась градуировка тензорезисторов, наклеенных на шейки коленчатого вала, для чего к обоим концам маятников 4 прикладывалась статическая нагрузка P . Стенд для градуировки тензорезисторов состоял из жёсткой рамы, опор в виде призм, гидравлического домкрата и динамометра сжатия ДОСМ-3 [4].

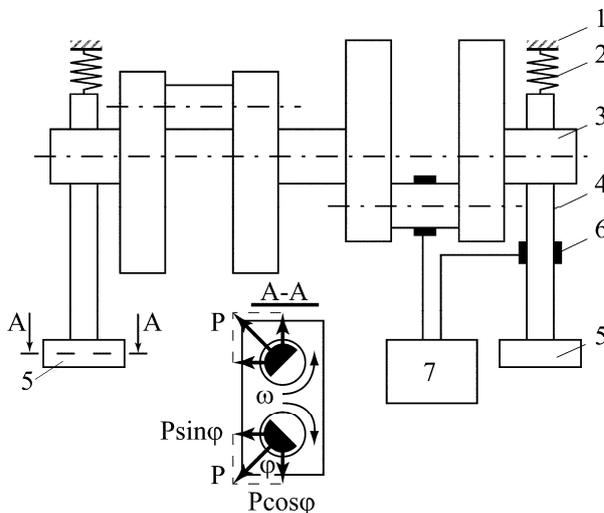


Схема испытательной машины

Появление и рост усталостной трещины в испытываемом колене коленчатого вала регистрировались по возрастанию величины сигнала, поступающего от тензорезисторов на контрольно-измерительную аппаратуру. Появление трещины в сечении коленчатого вала снижает частоту его собственных колебаний ω_c . Поскольку испытания проводились в резонансном режиме, то снижение ω_c приближало её к частоте вынужденных колебаний ω и амплитуда колебаний увеличивалась.

Испытания прекращались, если она увеличивалась на 15 % от первоначального значения.

Коленчатый вал может быть установлен в испытательной машине так, что нагружаются одновременно все кривошипы или каждый кривошип в отдельности (рис. 1). Величина изгибающего момента, действующего в испытываемом колене, контролируется непрерывно на протяжении всего времени испытаний. Изменение амплитуды колебаний свидетельствует о

появлении усталостной трещины в испытываемом колене коленчатого вала. Привод вибратора 5 осуществлялся от балансирной машины.

При нагружении каждого кривошипа чистым изгибом в его плоскости с моментом $M_{\text{изг}}$ разрушение должно произойти по сечению наименьшей жесткости – от галтели сопряжения шатунной шейки со щекой с выходом на галтель сопряжения коренной шейки и щеки.

Для получения кривой выносливости в логарифмических координатах $\lg N - \lg M_{\text{max}}$ (N – число циклов нагружения до разрушения коленчатого вала; M_{max} – максимальное значение изгибающего момента) необходимо провести испытания коленчатого вала не менее, чем на трех уровнях нагружения, что позволит определить значение $M_{\text{max}0}$ в точке перелома усталостной кривой при числе циклов $N_0 = 10^6 \dots 10^7$.

Для определения ресурса коленчатого вала в часах предположим, что за время t_i работы двигателя в эксплуатации на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_i и угловой скоростью вращения вала ω_i в течение всего срока службы (до разрушения) T , на него будет произведено n_i циклов нагружения, которое для четырехтактных двигателей равно

$$n_i = \frac{30\omega_i}{2\pi} 60t_i = \frac{900\omega_i}{\pi} f_i T, \quad (1)$$

где $t_i = f_i T$; f_i – плотность вероятности работы на данном режиме.

Из уравнения кривых выносливости $\lg N - \lg M_{\text{max}}$ коленчатого вала определяем количество циклов нагружения, необходимое для его разрушения

$$N_i = \left(\frac{M_{\text{max}0}}{M_{\text{max}i}} \right)^m N_0, \quad (2)$$

где m – показатель наклона кривой усталости в логарифмических координатах ($m = ctg\alpha$); α – угол наклона левой ветви усталости; $M_{\text{max}i}$ – амплитуда максимального изгибающего момента при i -ом режиме нагружения.

Таким образом, за время t_i коленчатым валом будет накоплена определенная мера повреждения:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{900\omega_i f_i T}{\pi \left(\frac{M_{\text{max}0}}{M_{\text{max}i}} \right)^m \cdot N_0}. \quad (3)$$

Согласно скорректированной линейной гипотезе накопления усталостных повреждений разрушение вала произойдет тогда, когда сумма накопленных повреждений будет равна:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = \frac{900T}{\pi N_0} \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \right)^m = a_p, \quad (4)$$

где k – режимы работы двигателя в эксплуатации.

Следуя [5] и, учитывая, что напряжения заменены предельными изгибающими моментами, величина a_p при стендовых ускоренных испытаниях [1] определяется также по формуле:

$$a_p = \frac{\zeta M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}{M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}; \quad (5)$$

$$\zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m} \quad (M_{\max i} > 0,5 M_{\max 0}); \quad (6)$$

$$v_m = \sum_{i=1}^{i=k} v_{ai} - \text{общее число циклов нагружения; } v_{ai} - \text{число циклов}$$

повторения амплитуд $M_{\max i}$ в блоке нагружения.

При использовании ограниченного предела выносливости следует полагать:

$$a_p = \zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m}, \quad (7)$$

где суммирование распространяется по всем амплитудам нагружения без отбрасывания малых амплитуд.

Согласно линейной гипотезе накопления усталостных повреждений, разрушение коленчатого вала произойдет тогда, когда $a_p = 1$.

Из (4) может быть найдена долговечность коленчатого вала по условию усталостного сопротивления:

$$T = \frac{\pi N_0 a_p}{900 \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \right)^m}. \quad (8)$$

Следовательно, для прогнозирования долговечности коленчатого вала необходимо располагать информацией о пределе усталостной прочности $M_{\max 0}$, вероятностно-статистической загруженности f_i двигателей в эксплуатации, а также нагрузками $M_{\max i}$ на коленчатый вал.

Зависимость между уровнем максимального изгибающего момента $M_{\max i}$ и числом циклов нагружения N_i до разрушения даже при самом строгом соблюдении идентичности испытаний коленчатых валов на усталостную прочность в силу неоднородности самого материала имеет ярко выраженный случайный характер. Чтобы учесть это обстоятельство, надо положить, что параметры кривой усталости – случайные величины, подчи-

няющиеся некоторым статистическим распределением. В связи с этим долговечность коленчатого вала будет определяться выражением:

$$T = \bar{T} \chi^m,$$

где \bar{T} – средняя долговечность коленчатого вала, вычисляемая по формуле (8); χ – случайный параметр, плотность распределения которого имеет вид:

$$f(\chi) = \frac{1}{v(1-\varepsilon)} \left(\frac{\chi - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{1/v} \exp \left[- \left(\frac{\chi - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{1/v} \right],$$

где v – коэффициент вариации; $\varepsilon = 0,6$ – доля от среднего предела усталости $M_{\max 0}$, ниже которого не происходит накопление усталостных повреждений.

С учетом указанных факторов вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения за время работы T определяется из выражения

$$F(T) = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{(T/\bar{T}) - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right] \right\}. \quad (9)$$

Разработанная методика прогнозирования долговечности коленчатого вала предусматривает выполнение следующих этапов работ: экспериментально определяется предел выносливости коленчатого вала $M_{\max 0}$; а по данным обработки условий нагруженности коленчатого вала в эксплуатации – величин $M_{\max i}$ и число блоков нагружения; по формуле (8) вычисляется средняя долговечность \bar{T} ; по формуле (9) при заданном ресурсе T находится вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.
2. Burok S. Przyczyny pekania walow korbowych silnikow spalinowych. – Motoryzacja, 1982. – Т. 37, № 2. – Р. 51 – 55.
3. Гоц А.Н. Способ испытания коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания // Сб. докладов V национальной научн.-техн. конф. «Дизельные двигатели». Т. 2. ФНТО Болгарии. – Варна, 1989. – С. 580 – 585.
4. Гоц А.Н., Куделя И.Н., Некрасов С.И. Прогнозирование долговечности коленчатых валов ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000, № 3. – С. 23 – 25.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение. – 1977. – 232 с.

ТОКСИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-21102 ПРИ ДОБАВКЕ ВОДОРОДА НА РЕЖИМАХ ПУСКА И ПРОГРЕВА

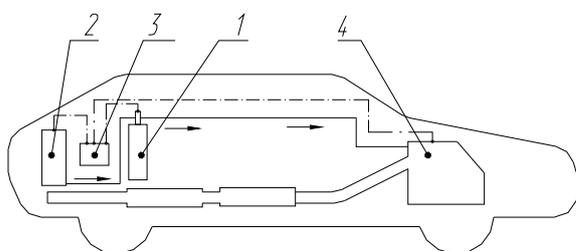
Павлов Д.А., Бортников Л.Н., Афанасьев А.Н.,
Русаков М.М., Тимчук В.А.¹, Лукашев В. Е.¹

Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти,

¹АО «АвтоВАЗ», г.Тольятти

Известно, что режим пуска и прогрева ДВС характеризуется значительными выбросами СН, СО [1,2]. Для их снижения можно использовать «активные» добавки, в частности водород [3,4,5].

Схема системы подачи водорода
на автомобиле



1 – водородный баллон, 2 – электролизер, 3 – блок управления, 4 – ДВС.

Рис.1

ИЗМЕНЕНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ СН И СО ПРИ ПУСКЕ И ПРОГРЕВЕ ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМЕ ХХ

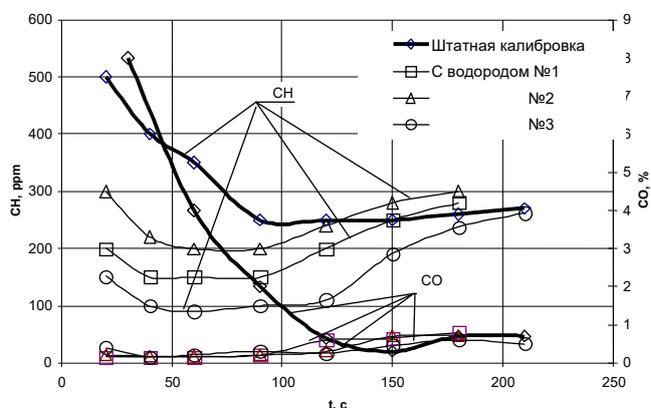


Рис. 2

В работе исследовалась возможность снижения токсичности ОГ при применении добавок водорода в период пуска и прогрева ДВС и получение оценок токсичности при испытаниях по Правилам 83-05 ЕЭК ООН (Евро-3).

Объектом испытания являлся автомобиль ВАЗ-21102, укомплектованный двигателем ВАЗ-2111 и соответствующий нормам токсичности Евро-2. Дополнительно автомобиль оснащался системой подачи водорода, схема которой представлена на рис.1. В период пуска и прогрева водород подавался в ДВС из водородного баллона 1. При этом, параметры подачи водорода контролировались блоком управления 3. Баллон наполнялся водородом во время движения автомобиля с помощью электролизера 2.

На рис. 2 представлены результаты сравни-

тельных испытаний по оценке выбросов СО и СН при пуске двигателя от температуры +20 °С и его последующем прогреве на ХХ. При этом была произведена оптимизация топливоподачи и угла опережения зажигания. Результаты испытаний показали, что использование водорода, с соответствующей оптимизацией калибровок контроллера, позволило снизить объёмное содержание СН примерно, в 2 раза, СО - в 7 раз по сравнению со штатными значениями на фазе прогрева двигателя.

Результаты испытания автомобиля, выполненные по методике (Правила 83-05 ЕЭК ООН) в лаборатории токсичности УПД АО «АВТОВАЗ», представлены в таблице.

Таблица
Результаты испытаний автомобиля по ездовому циклу Евро-3

Исходная комплектация	СН, г/км	СО, г/км	NO _x , г/км	СО ₂ , г/км
Автомобиль ВАЗ-21102 в комплектации 4С (Евро-2)	0,37	2,62	0,10	167,5
Автомобиль ВАЗ-21102 в комплектации 4С (Евро-2), дооснащенный системой добавок водорода	0,25	1,57	0,11	165,7

Таким образом, использование системы добавок водорода на режимах пуска и прогрева двигателя позволило снизить эмиссию СН в среднем на 30%, СО на 36%, при этом, уровень выбросов NO_x и СО₂ сохранился, практически, неизменным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебн. пособие / Владим. гос. ун-т, Владимир, 2000.
2. Exhaust Gas Ignition, D. Eade, R.Grley, B. Rutter, Automotive Engineering. April 1996, p.p.70-73.
3. Применение водорода для автомобильных двигателей А.И. Мищенко, Киев, Наука думка, 1984.
4. Пределы стабильного сгорания обедненных бензовоздушных смесей в ДВС при различных способах интенсификации, М.М. Русаков и др., сб. трудов XI симпозиум по горению и взрыву, г. Черногловка, 1996.
5. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: Справ. изд./ Д.Ю. Гамбург, и др.; Под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. – М.: Химия, 1989.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ И ЛОКАЛЬНЫХ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДИЗЕЛЕ С ОБЪЕМНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Гаврилов В.В., Машенко В.Ю.

СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург

Для решения актуальных проблем повышения технико-экономических и экологических показателей дизелей разработана система математических моделей топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания в дизеле с объемным смесеобразованием. Основными отличительными свойствами моделей являются локальность описания процессов и подтвержденность адекватности моделирования результатами экспериментальных исследований элементарных процессов, а также промежуточных и заключительных стадий комплекса процессов.

Обеспечение высоких экономических и экологических показателей, а также показателей надежности дизелей является актуальной проблемой развития энергетики. Решение этой проблемы невозможно без согласования конструктивных параметров топливной аппаратуры (ТА) и камеры сгорания (КС). Эффективным средством снижения стоимости и трудоемкости доводки дизелей является применение математических моделей внутрицилиндровых процессов, учитывающих характеристику топливоподачи. Необходимым свойством таких моделей является локальность описания параметров рабочего тела в камере сгорания.

На кафедре судовых ДВС и дизельных установок СПбГМТУ разработана и постоянно совершенствуется система математических моделей топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания в дизеле с объемным смесеобразованием. Основными отличительными свойствами моделей являются не только упомянутая локальность параметров рабочего тела, но и подтвержденность адекватности моделирования результатами экспериментальных исследований элементарных процессов, а также промежуточных и заключительных стадий комплекса процессов.

Процесс топливоподачи рассчитывается с использованием известной динамической модели. Основным результатом расчета является характеристика впрыскивания, которая одновременно используется в качестве исходного данного для расчета развития топливной струи.

В способ решения системы уравнений, заимствованный из работ Б.П. Пугачева, нами внесены некоторые изменения [2]. Необходимость изменений была вызвана тем, что при некоторых специфических исходных данных базовая модель неадекватно реагировала на изменение длины трубопровода высокого давления (ТВД). Так при увеличении длины ТВД расчет приводил к уменьшению отставания импульса давления в форсунке относительно импульса в ТНВД (см. рис. 1).

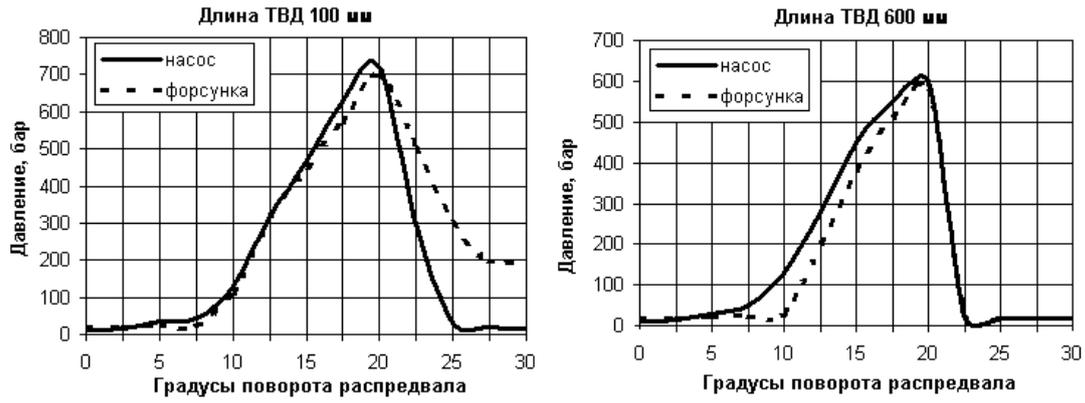


Рис.1. Импульс давления в топливной аппаратуре при базовом варианте граничных условий

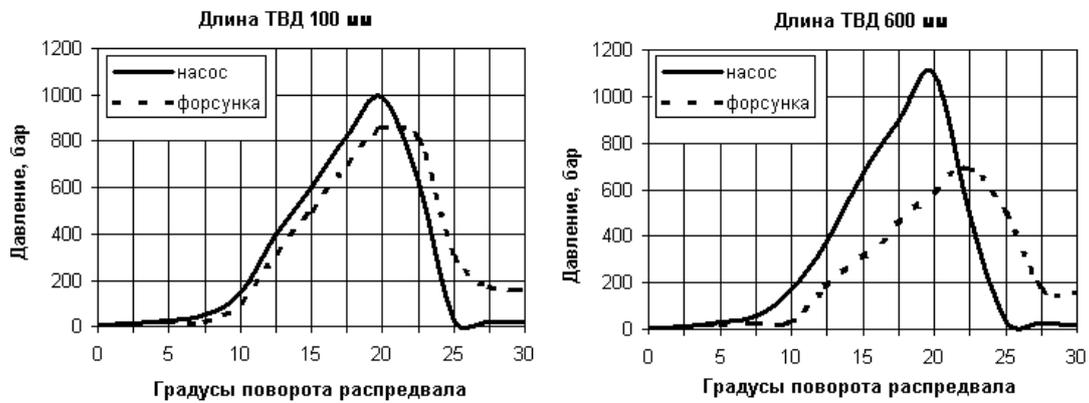


Рис.2. Импульс давления в топливной аппаратуре при уточнённом варианте граничных условий

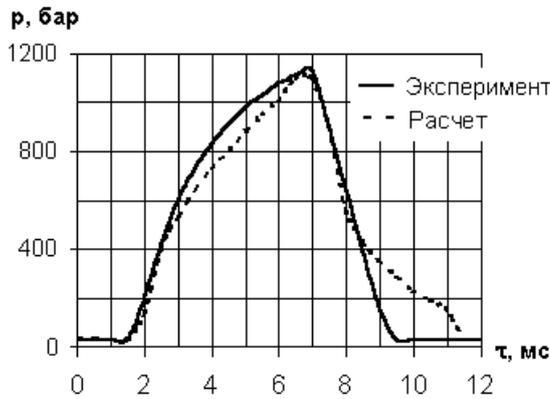


Рис.3. Характеристика давления впрыска топлива в дизеле ЧН 30/38 (Д42)

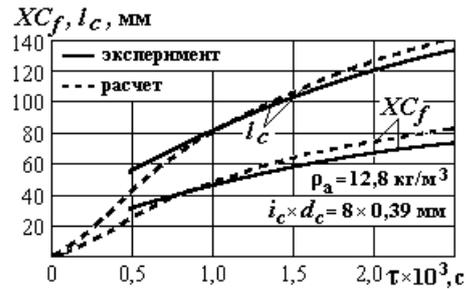


Рис.4. Характеристики дальности брызга и положения центра масс топлива

Анализ выражений показал, что причина такой реакции – в неточности выражений для скоростей топлива в граничных сечениях трубки высокого давления, что вызывает завышение скоростей на каждом расчетном шаге по времени. В известной методике эти выражения имеют вид:

$$w_{0, \tau + \Delta\tau} = w_{0, \tau} + \frac{\Delta\tau}{\rho\Delta x} (p_{0, \tau + \Delta\tau} - p_{ш, \tau + \Delta\tau}),$$

$$w_{n, \tau + \Delta\tau} = w_{n, \tau} + \frac{\Delta\tau}{\rho\Delta x} (p_{\phi, \tau + \Delta\tau} - p_{n, \tau + \Delta\tau})$$

После уточненного интегрирования одномерного уравнения Навье-Стокса оказалось, что в этих выражениях непропорционально опущено отношение скорости топлива к отношению шагов по длине ТВД и по времени, а уравнения граничных условий должны иметь следующий вид:

$$w_{0, \tau + \Delta\tau} = w_{0, \tau} \left(1 - \left| w_{0, \tau} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \right| \right) - \frac{\Delta\tau}{\Delta x \rho} (p_{0, \tau} - p_{ш, \tau}),$$

$$w_{n, \tau + \Delta\tau} = w_{n, \tau} \left(1 - \left| w_{n, \tau} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \right| \right) - \frac{\Delta\tau}{\Delta x \rho} (p_{\phi, \tau} - p_{n, \tau}) + w_{n-1, \tau} \left| w_{n, \tau} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \right|.$$

В результате расчетов по новым уравнениям скоростей для граничных сечений оказалось, что при увеличении длины ТВД, как и ожидалось, увеличивается отставание по углу поворота распределительного вала (по времени) максимума давления в форсунке от максимума давления в ТНВД. Кроме того, максимум давления в форсунке заметно уменьшается, что также соответствует реальному процессу топливоподачи (см. рис. 2).

На рис.3 показаны расчетная и экспериментальная характеристики давления впрыскивания в зависимости от времени (угла поворота распределительного вала), полученные для топливной аппаратуры дизеля ЧН 30/38 (Д42).

При моделировании распыливания топлива учтена турбулентно-кавитационная природа внутриканального распада топливной струи. Предусмотрены варианты математической модели монодисперсного и полидисперсного распыливания.

Топливная струя в модели рассматривается как совокупность изолированных друг от друга капель, движущихся в спутном турбулентном газовом потоке и обменивающихся с ним энергией. Система уравнений описывает вязкое движение расчетных порций частиц топлива, потерю их скорости и количества движения. Спутный поток газа в струе считается квазистационарным потенциальным потоком несжимаемой жидкости. Указанное допущение дало возможность применить для расчета поля скоростей газа в КС метод суперпозиции гидродинамических особенностей, позволяющий получить суммарный комплексный потенциал потока, состоящий из комплексных потенциалов элементарных потоков. Учтено движение газа, вызванное сжатием заряда цилиндра и радиально направленным перетеканием заряда в КС. Влияние движения расчетных порций топлива на поле скоростей газа смоделировано в виде течения от плоских

диполей. Допущение о потенциальности газового потока позволило нам для моделирования взаимодействия топливной струи со стенками КС впервые применить метод конформных отображений [3].

При моделировании процесса развития топливной струи расчетные характеристики пространственно-временного распределения масс и скоростей движения фаз в струе сравнивались с результатами экспериментов, выполненных В.В. Гавриловым [1]. Некоторые из этих экспериментальных данных получены впервые. На рис. 4 представлены соответствующие расчетные и экспериментальные характеристики для топливной аппаратуры дизеля ДН 23/30 (40Д). Как видно из рис. 4 координата центра массы впрыснутого топлива X_{Cf} находится на расстоянии, примерно соответствующем половине дальности струи l_c . Это свидетельствует, в частности, об отсутствии в реальном процессе предполагаемого некоторыми авторами необратимого накапливания основной массы топлива в головной части струи.

При математическом описании неравновесного процесса испарения топлива учтены неоднородность полей скорости, концентрации и температуры компонентов смеси, а также распределение интенсивности турбулентности в газовой фазе струи. Для этого модель наряду с описанием осредненного движения неиспаряющейся струи содержит регрессионные уравнения распределения относительной турбулентности в поперечном сечении струи, а также уравнения, описывающие конвективный теплоперенос между компонентами смеси.

Модель предпламенных реакций реализована с использованием теоретических разработок В.В. Гаврилова [1]. Она учитывает так называемые цепное и тепловое ускорения реакций, а также зависимость их скорости от локальных концентраций реагентов. Выполненные с ее использованием расчеты позволяют определить положение в пространстве и времени очагов пламени.

Горение топлива и эмиссия окислов азота в продуктах сгорания моделируются на каждом расчетном шаге по времени для каждой расчетной ячейки. Скорости реакций горения углеводородов и окисления азота определяются с использованием закона действующих масс и теории активации. Средние по цилиндру параметры (давление, температура, доля выгоревшего топлива, масса образовавшегося оксида азота NO) вычисляются путем интегрирования соответствующих локальных параметров.

При расчетах рабочего процесса с экспериментом сравнивались расчетные индикаторные диаграммы, характеристики тепловыделения и индикаторные показатели дизеля. Анализ показал, что отклонения расчетных результатов от экспериментальных лежат в пределах, сопоставимых с погрешностью эксперимента.

Учитывая вышесказанное, можно констатировать, что разработаны математическая модель и соответствующая программа расчета, позволяю-

шие моделировать топливоподачу и локальные внутрицилиндровые процессы в дизеле с объемным смесеобразованием. Конечные и промежуточные результаты работы программы подтверждены экспериментами. Следовательно, она может быть рекомендована для использования в доводочных работах при создании или модернизации дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаврилов В.В. Методы повышения качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле на основе математического и физического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов. Автореф. дисс. докт. техн. наук. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 43 с.

2. Гаврилов В.В., Щукин П.А., Мащенко В.Ю. Некоторые уточнения динамической модели процесса топливоподачи. Межвузовская научно-теоретическая конференция, сборник материалов, выпуск 2. – СПб.: ВМИИ, 2000. – С. 377–378.

3. Щукин П.А. Комплексная математическая модель рабочего процесса дизеля с объемным смесеобразованием. Автореф. дисс. канд. техн. наук. – СПб.: ЦНИДИ, 1999. – 22 с.

ЭКСТРЕМАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИКИ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Петриченко М.Р.,
СПбГПУ, г. Санкт-Петербург

Экстремальные свойства движений доставляют сильные или достаточные условия, отделяющие действительные движения материальных систем от допустимых (кинематически совместимых, виртуальных).

В гидравлических задачах, в том числе и особенно для расчетов компактных гидравлических линий систем охлаждения ДВС, экстремальные свойства потоков не используются широко. Редкое исключение составляют эвристические условия экстремума, позволяющие замкнуть задачу («принцип» максимума расхода или минимума энергии). Как правило, гидравлические задачи формулируются «феноменологически», с применением общих теорем механики (теоремы об изменении кинетической энергии, количества движения). Такой подход приводит к возникновению интегро-дифференциальных соотношений между гидравлическими элементами или потоками гидромеханических переменных. Эти соотношения трактуются как дифференциальные уравнения.

В настоящей работе обсуждается *одна из возможностей* интерпретации уравнений гидравлики как уравнений Лагранжа для некоторых действий или первообразных (примитивных) функций. Приводится ряд при-

меров на описание неравномерного движения, медленно меняющегося и резко меняющегося, на которых показывается эквивалентность обеих постановок задач: традиционной, в виде дифференциальных уравнений, и экстремальной. Для резко меняющихся движений (компактные гидрелинии систем охлаждения ДВС) вариационная постановка может быть единственно возможной и строгой, поскольку она позволяет рассматривать гидравлические элементы потока не в равномерной, а в слабой топологии. Слабая топология оказывается естественной, например, для описания гидравлических элементов потоков с ограниченной вариацией расхода.

1). Уравнение неравномерного движения в цилиндрическом канале:

$$\frac{dh}{ds} = \frac{i - i_f}{1 - Fr},$$

где $0 \leq s \leq S \leq \infty$ – продольная координата, h – пьезометрический напор, i, i_f – уклоны канала и трения, Fr – число Фруда, можно рассматривать как уравнение Лагранжа для функционала:

$$F(h) := \int_0^S \left\{ \left(\frac{dh}{ds} \right)^2 + \left(\frac{i - i_f}{1 - Fr} \right)^2 \right\} ds.$$

Минимизация $F(h)$ может проводиться без решения дифференциального уравнения неравномерного движения, на системе альтернирующих функций [1].

2). Пусть t – параметрическая переменная, позволяющая записать уравнение неравномерного движения в виде динамической системы:

$$\begin{aligned} \frac{dh}{dt} &= i - i_f, \\ \frac{ds}{dt} &= 1 - Fr. \end{aligned}$$

Можно доказать, что эта система уравнений каноническая, т.е. такая, что для нее существует функция $\Gamma(s, h)$, удовлетворяющая системе уравнений в частных производных первого порядка:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Gamma}{\partial s} &= i_f - i, \\ \frac{\partial \Gamma}{\partial h} &= 1 - Fr. \end{aligned}$$

Тогда простые вычисления показывают, что $\Gamma = H_e + h_f$. Иначе, из каноничности уравнений движения следует существование первого интеграла: $\Gamma = H_e + h_f = \text{const}$.

Справедливо обратное (достаточное) условие: если уравнения движения допускают интеграл $\Gamma = \text{const}$, то уравнения движения канонические. Действительно, пусть интеграл Бернулли выполняется. Тогда уравнения движения получаются его дифференцированием вдоль потока: $dH_e + dh_f = 0$, $J_e = i_f$, что и требовалось доказать.

Итак, существование интеграла Бернулли для потока «в целом» необходимо и достаточно для каноничности уравнений движения, обладающих таким интегралом.

Функция $\Gamma(s, h)$ трактуется как гамильтониан системы. Двойственная Γ функция $\Lambda(s, ds/dt)$, определяемая как $\Lambda\left(s, \frac{ds}{dt}\right) = \sup_h \left(h \frac{ds}{dt} - \Gamma(s, h) \right)$, обладает свойством: $\int \Lambda dt \rightarrow \min$. Поэтому возникновение экстремальных признаков поведения у системы дифференциальных неравномерного движения обусловлено существованием интеграла энергии $\Gamma = \text{const}$. Не составляет никакого труда выписать действие $\int \Lambda dt$ и убедиться в том, что система уравнений неравномерного движения необходимо следует из условия $\delta \int \Lambda dt = 0$.

В задачах гидравлики переменного расхода такого интеграла, вообще говоря, нет. Легко доказать, используя уравнение первого начала в форме Эйлера, что:

- для потока с отделением расхода по длине полный напор транзитного потока H_e удовлетворяет интегралу:

$$H_e = H_{e0} \left(\frac{Q_0}{Q} \right)^2 - h_f, H_{e0} := H_e(Q_0), Q \leq Q_0.$$

При постоянном расходе этот интеграл совпадает с интегралом Бернулли;

- для потока с присоединением расхода полный напор транзитного потока исчисляется так:

$$H_e = H_{e0} \frac{Q_0}{Q} + E \left(1 - \frac{Q}{Q_0} \right) - h_f + \frac{1}{Q_0} \int_{Q_0}^Q h_f dQ, Q_0 > 0,$$

$$H_e = E - h_f + \frac{1}{Q} \int_0^Q h_f dQ, Q_0 = 0.$$

Здесь используются стандартные обозначения гидравлических элементов, E – полный напор присоединяемого потока.

Чтобы найти распределение расхода по длине переливного отверстия, написанные соотношения дополняются условием связи (уравнением истечения) в виде:

- для вытяжного узла (присоединение расхода):

$$\frac{dQ}{d\omega} = \mu \sqrt{2g(E - H_e)}, Q(0) = Q_0;$$

- для приточного узла (отделение расхода):

$$\frac{dQ}{d\omega} = -\mu \sqrt{2gH_e}, Q(0) = Q_0.$$

Здесь μ - коэффициент расхода переливного отверстия, ω - текущее значение площади переливного отверстия ($\omega < \Omega$, Ω - полная площадь переливного отверстия).

Как видно, решение сформулированной задачи Коши не представляет никакого труда при некоторых предположениях о потерях напора h_f . Например, разумно рассматривать квадратичный закон изменения потерь

напора в виде $h_f = b(Q - Q_0)^2$, используемый в работе [2]. Тогда можно доказать: в приточном узле соединения потоков и в приточном коллекторе боковая приточность $-dQ/d\omega$ возрастает по длине щели; в вытяжном отверстии и коллекторе боковая приточность $dQ/d\omega$, вообще говоря, не монотонная функция $\omega < \Omega$.

3). Уравнение изменения мощности потока на вытяжном тройнике (соединение потоков).

Используется первое начало термодинамики для узла слияния потоков. В случае движения несжимаемой жидкости:

$$d(HQ) = EdQ,$$

где $h := H_e + \frac{e}{g}$ - удельная полная энтальпия транзитного потока, H_e - полный напор транзитного потока, $E := E + \frac{e}{g}$ - удельная полная энтальпия присоединяемой струйки с расходом dQ , e - внутренняя энергия жидкости.

Некоторого пояснения требует термин «удельная величина (напор)».

По определению, $H := \frac{\int_A \left(h + \frac{u^2}{2} \right) u_n dA}{\int_A \rho g u_n dA}$, т.е. поток полной энтальпии, отнесен-

ный к весовому расходу в данном сечении потока. Поэтому получается, что удельные энтальпии в уравнении первого начала отнесены к разным расходам, поэтому (в отличие от потока с постоянным по длине расходом) напоры не аддитивны и никакого интеграла типа интеграла Бернулли не существует.

Для адиабатного и изотермического смешения струек в узле соединения $de = gdh_f$, dh_f - потеря напора при изменении расхода на dQ . В этом случае уравнение баланса механической энергии принимает вид:

$$d(H_e Q) = EdQ - Qdh_f.$$

При увеличении расхода от значения Q_0 до Q_1 изменение удельной механической мощности транзитного потока изображается интегралом:

$$\Delta N = \Delta(H_e Q) = \int_{Q_0}^{Q_1} EdQ - Qdh_f.$$

Можно доказать, что дифференциальная форма под знаком интеграла - точный дифференциал и интерпретировать эту форму как форму Картана. Важнее следующее предположение. В пределах узла слияния потоков расход монотонно возрастает от значения Q_0 . Почти всюду существует производная $q := \frac{dQ}{ds}$ и выражение для изменения удельной мощности тран-

зитного потока можно записать так:

$$\Delta N = \int_0^S \left\{ (H_e + H'_e) q - Q i_f \right\} ds,$$

$H'_e := E - H_e, H'_e = H'_e(q), H'_e(0) = 0$ - перепад проталкивания, т.е. превышение полного напора (E) присоединяемого потока над полным напором (H_e) транзитного потока, S – продольная протяженность узла слияния. Пусть в действительном движении либо $\Delta N \rightarrow \min \geq 0$, либо $\Delta N \rightarrow \max \leq 0$. Если это эвристическое предположение справедливо, то уравнение Лагранжа имеет вид:

$$\frac{dy}{ds} = y_1, y = \frac{\partial \Lambda}{\partial q}, y_1 = \frac{\partial \Lambda}{\partial Q},$$

где через $\Lambda(Q, q)$ обозначена плотность лагранжиана:
 $\Lambda := \frac{d\Delta N}{ds} = (H_e + H'_e)q - Qi_f.$

Тогда:

$$y = H_e + \frac{d}{dq}(qH'_e), y_1 = q \frac{\partial H_e}{\partial Q} - i_f.$$

Уравнение Лагранжа имеет вид:

$$\left(\frac{\partial H_e}{\partial s}\right)_{Q,h} + q \left(\frac{\partial H_e}{\partial Q}\right)_{s,h} + \frac{dh}{ds} \left(\frac{\partial H_e}{\partial h}\right)_{s,Q} + \frac{dq}{ds} \frac{d^2}{dq^2}(qH'_e) = q \left(\frac{\partial H_e}{\partial Q}\right)_{s,h} - i_f,$$

или, что тоже:

$$\left(\frac{\partial H_e}{\partial s}\right)_{Q,h} + \frac{dh}{ds} \left(\frac{\partial H_e}{\partial h}\right)_{s,Q} = -i_f - \frac{dq}{ds} \frac{d^2}{dq^2}(qH'_e).$$

Пусть $dq/ds=0$. Тогда уравнение Лагранжа совпадает с обычным уравнением неравномерного движения. Тогда, в частности, для движения с постоянным по длине расходом ($q=0$) высказанное эвристическое предположение формулируется так: $-Q \int dh_f \rightarrow \max \leq 0$, или $h_f \rightarrow \min \geq 0$. Иначе, выска-

занное эвристическое предположение суть аналог *принципа минимума диссипации* (по крайней мере, для медленно меняющихся движений с постоянным расходом по длине). Таким образом, в равномерном и в медленно изменяющемся движении само собой устанавливается «наилучшее» распределение гидравлических элементов (скорости по сечению потока, глубины по длине потока), доставляющее минимум потерям напора. Далее, если q – постоянное, отделенное от 0, то уравнение неравномерного движения такое же, как и в случае расхода, постоянного по длине.

ЛИТЕРАТУРА

1. М.Р. Петриченко. Среднеквадратичные приближения кривых свободной поверхности в призматическом русле. // В сборнике научных трудов СПбГТУ «Энергетика, гидротехника», №475, СПб, 1998, с.140...144.
2. П.П. Кульмач (ред.). Прикладная специальная гидромеханика, М., Воениздат МО СССР, 1991, 378 с.

СТРАТЕГИЯ И ТАКТИКА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ СНИЖЕНИЯ ШУМА ДВС В СОСТАВЕ АВТОМОБИЛЯ

Шатров М.Г.

*Московский автомобильно-дорожный институт
(государственный технический университет), г. Москва*

Качества транспортного средства (ТС) как сложной технической системы достаточно многообразны. **Потребительские качества автомобилей**, в большинстве из них, и, в частности, экономико-мощностные и массогабаритные показатели, регулируются *рыночной конъюнктурой* через соответствие спроса и предложения – отражающего интересы отдельных индивидуумов и/или коллективов общества. **Экологические качества**, в части токсичности, шума и вибрации, *регламентируются законодательно государством*, выразителем интересов общества в целом.

Существует два принципиально отличных технических **способа** решения задачи:

- снижение уровня шума непосредственно источника;
- и установление преграды или поглотителя шума между источником и получателем акустического излучения (отразить волну и направить ее в безопасном направлении, поглотить акустическую энергию).

Практика мирового автостроения выработала единый нормативный документ, регламентирующий предельные показатели транспортных средств - “Правила №51” ЕЭК ООН, положенные в основу государственных стандартов большинства промышленно развитых стран (в России – ГОСТ – 19358). Предписываемая “Правилами” методика определения акустических показателей, а также характерное для автомобиля соотношение между параметрами основных источников его шума предопределяют тот факт, что до *95% нормативной излучаемой звуковой мощности приходится на его энергетическую установку*.

Опыт двигателестроения показал, что доводка по акустическим показателям источников структурного шума двигателей находящихся в производстве, как правило, экономически нецелесообразна, так как при этом требуется коренная реорганизация конструкции элементов их структуры и процессов, возбуждающих в них звуковую вибрацию.

Экспериментальная доводка ДВС по виброакустическим показателям малоэффективна в связи с тем, что она длительна и дорогостояща, так как требует изготовления натуральных образцов и соответствующей прецизионной аппаратуры и специальных акустически доработанных и приспособленных помещений.

Моделирование виброакустических качеств ДВС в настоящее время стало определяющим средством формирования его требуемых качеств.

В соответствии с вышеизложенным актуальными в разработке си-

стемы моделирования виброакустики автотранспортного средства следующие направления работ.

1. **Разработка состава и структуры комплекса моделей** для подготовки информации по сегменту «Виброакустика ПДВС в составе транспортного средства» информационного пространства ПДВС.

2. **Поиск, отбор и адаптация** в комплексе **существующих моделей** по различным аспектам виброакустики ПДВС и транспортного средства.

3. **Разработка моделей** различного уровней абстракции, требуемых для решения задач виброакустики на разных этапах ЖЦ ТС.

4. Формирование состава структуры единого информационного пространства «Виброакустика ПДВС» с учетом специфики его использования на различных этапах ЖЦ ДВС и транспортного средства.

С позиций системного анализа ДВС в составе транспортного средства первоочередными являются разработки следующих моделей различных уровней абстракции, требуемых для решения задач виброакустики на разных этапах его ЖЦ.

1. Модели позволяющие определить предельно допустимые показатели шума автомобиля и ДВС в соответствии с принятыми и перспективными законодательными ограничениями по их шуму.

2. Модели, позволяющие описать рабочий процесс ПДВС.

3. Модели структурного шума ДВС от рабочего процесса и от переключений поршня.

4. Модели конструкции корпусных и ненагруженных деталей ДВС.

5. Модели для анализа кинематики и динамики механизмов ДВС.

6. Модели систем ДВС (охлаждения и смазывания).

7. Модели систем впуска и выпуска ДВС.

В связи с этим при выборе **тактики акустической доводки** двигателя особую актуальность приобретает проблема определения на стадии его разработки акустических характеристик основных источников структурного шума ДВС, таких как рабочий процесс и соударения между сопряжёнными подвижными элементами ДВС.

Практика и опыт создания транспортных средств показали, что улучшение экологических качеств (токсичности, шума и вибрации) ДВС без учета автомобиля, в котором **двигатель является его подсистемой**, обречены на неудачу. Ранее данный аспект был практически не актуализировался и в угоду к другим его качествам даже игнорировался так как рамки требований к шуму транспортного средства были достаточно широки. Сейчас по мере возрастания требований эффективности и качества транспортных средств, а также жестких ограничений на шумовое воздействие на человека делает такой подход единственным, обеспечивающим должный результат.

Базой для достижения потенциальных предельных возможностей по виброакустическим качествам автомобиля и в том числе ДВС является ба-

ланс звуковой мощности автомобиля, который основывается на предположении о независимости формирующих его источников.

Звуковая мощность, излучаемая автомобилем $P_{w\text{ авт } \Sigma}$, определяется звуковыми мощностями излучаемыми двигателем $P_{w\text{ ДВС}}$ и другими источниками автомобиля $P_{w\text{ авт}}$ (шум шин, трансмиссии, воздушных потоков, обтекающих автомобиль и т.п.)

$$P_{w\text{ авт } \Sigma} = P_{w\text{ ДВС}} + P_{w\text{ авт}}.$$

В свою очередь звуковая мощность генерируемая двигателем $P_{w\text{ ДВС}}$, формируется следующими источниками, принципиально отличающимися по природе возникновения:

- структурным шумом от колебаний наружных поверхностей ДВС $P_{w\text{ см}}$;
- аэродинамическим шумом от процесса впуска $P_{w\text{ вп}}$;
- аэродинамическим шумом от процесса выпуска $P_{w\text{ вып}}$.

Тогда это можно представить в следующем виде

$$P_{w\text{ ДВС}} = P_{w\text{ см}} + P_{w\text{ вп}} + P_{w\text{ вып}}.$$

Рассмотрим возможности определения показателей структурного шума двигателя, исходя из необходимости обеспечения выполнения заданного норматива на шум автомобиля. Сейчас приняты соответствующие нормативы по допустимому шуму автомобиля в рамках стандарта “Правила №51” ЕЭК ООН, которым руководствуется автомобильная промышленность всех развитых стран, а также на которые должна ориентироваться промышленность нашей страны.

Анализ проводится в предположении, что автомобиль представляет собой совокупность независимых источников шума, и в частности, источников структурного шума ДВС, шума наполнения и шума выпуска.

В связи с тем, что для современного автомобиля априори можно утверждать, что при доведенных системах впуска и выпуска основным источником его акустического излучения является структурный шум, выразим их вклад в суммарный шум автомобиля относительно структурного шума.

При это на основании методики измерения шума автомобиля представляется целесообразным рассмотреть вклад каждого из его указанных независимых источников в нормативной точке измерительной полусферы, что соответствует методике экспериментального определения звуковой мощности движущегося автомобиля на мерном участке в соответствии с ГОСТ – 19358. При этом нормативный показатель – уровень звука автомобиля L_A , на расстоянии $R=7,5$ м от оси мерного участка дороги может быть рассчитан в предположении ненаправленного излучения им звуковой энергии в пространство, ограниченное полусферой указанного радиуса.

Структурный шум ДВС полученный в стендовых условиях в предположении о ненаправленности источника акустического излучения, гене-

рирует звуковую мощность $P_{w\text{ см}}$ и создает в нормативной точке измерительной полусферы интенсивность $J_{\text{смн}} = \frac{P_{w\text{ см}}}{2\pi R^2}$,

где R – радиус измерительной полусферы вокруг автомобиля.

Учитывая, что на пути распространения звука двигателя, капотированного в моторном отсеке автомобиля, часть звуковой энергии рассеивается в подкапотного пространстве, то фактическая интенсивность структурного шума ДВС в точке нормирования составит

$$J_{\text{см}} = \frac{P_{w\text{ см}\phi}}{2\pi R^2} = \frac{k_{\text{кап}} \cdot P_{w\text{ см}}}{2\pi R^2}.$$

Здесь $k_{\text{кап}} = 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{\text{кап}}}$ – коэффициент звукопоглощения моторного отсека, представляющий собой долю звуковой мощности источников шума, расположенных в моторном отсеке, выходящей за его пределы подкапотного пространства, $\Delta L_{\text{кап}}$ – величина снижения звуковой мощности структурного шума ДВС за счет его капотирования в моторном отсеке.

Величина звукопоглощения задается в техническом задании на разработку автомобиля и может варьироваться в пределах от 3 до 20 дБ, что перекрывает диапазон от акустически не обработанного моторного отсека до отсека в виде герметичной капсулы.

Она определяет в дальнейшем **стратегию виброакустической доводки автомобиля**, т.к. требуемая величина $J_{\text{см}\phi}$ в нормативной точке может быть обеспечена двумя способами:

- уменьшением $P_{w\text{ см}}$ путем реорганизации и доводки рабочего процесса и конструкции двигателя;
- увеличением звукопоглощения на ограждающих двигатель элементов в его подкапотном пространстве.

Газодинамический шум системы впуска двигателя, генерирует звуковую мощность $P_{w\text{ вн}}$ и имеет в точке нормирования интенсивность

$$J_{\text{вн}} = \frac{P_{w\text{ вн}}}{2\pi R^2}.$$

Учитывая тот факт, что система впуска ДВС обязательно оснащается элементами очистки воздуха поступающего в двигатель, которые одновременно являются эффективными шумозаглушающими устройствами, то для всех типов современных ДВС можно принять

$$P_{w\text{ вн}} < P_{w\text{ см}}.$$

Без применения специальных средств шумоглушения звуковая мощность системы впуска, не капотированной в моторном отсеке, т.е. полученная *в стендовых условиях*, составляет

$$P_{w\text{ вн}} = k_{\text{вн}} P_{w\text{ см}},$$

где $k_{ен} = 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{ен}}$ – коэффициент представляющий долю звуковой мощности, излучаемой системой впуска, относительно звуковой мощности структурного шума двигателя.

Для систем впуска автомобильных ДВС значения $\Delta L_{ен}$ обычно находятся в пределах 3...6 дБ в зависимости от номинальной частоты вращения двигателя, акустической эффективности воздухоочистителей и наличия специальных глушителей шума процесса наполнения.

С учетом этого интенсивность

$$J_{ен} = \frac{k_{ен} \cdot P_{всм}}{2\pi R^2}.$$

Если воздух поступает в двигатель *из моторного отсека* (подкапотного пространства), что характерно в первую очередь для легковых автомобилей и легких грузовых автомобилей, то фактическая звуковая мощность системы впуска определяется как $P_{w\ эн\ ф} = k_{кан} P_{w\ эн}$, а интенсивность

$$J_{ен} = \frac{k_{ен} \cdot k_{кан} \cdot P_{всм}}{2\pi R^2},$$

Шум **системы выпуска** отработавших газов соответствует звуковой мощности $P_{w\ вып}$ и вносит в точку нормирования интенсивность

$$J_{вып} = \frac{P_{w\ вып}}{2\pi R^2}.$$

Учитывая, что системы выпуска отработавших газов в настоящее время оснащаются двухступенчатыми системами шумоглушения и нейтрализаторами отработавших газов, то $P_{w\ вып} \ll P_{w\ см}$. Тогда звуковую мощность выпуска можно представить относительно мощности структурного шума двигателя как

$$P_{w\ вып} = k_{вып} P_{w\ см},$$

где $k_{вып} = 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{вып}}$ – коэффициент представляющий долю звуковой мощности, излучаемой системой выпуска, относительно звуковой мощности структурного шума двигателя.

Величина $\Delta L_{вып}$ задаётся при отработке технического задания на проектирование системы выпуска и варьируется от системы выпуска дизелей с одной ступенью шумоглушения до системы выпуска двигателей с искровым зажиганием, двумя ступенями шумоглушения и нейтрализатором ОГ, соответственно от 6 до 12 дБ.

С учетом этого:

$$J_{вып} = \frac{k_{вып} \cdot P_{всм}}{2\pi R^2}.$$

Таким образом, все источники шума ДВС создадут в нормативной точке интенсивность:

$$J_{ДВС} = J_{см} + J_{вн} + J_{вып} = [k_{кан}(1 + k_{вн}) + k_{вып}] \cdot \frac{P_{wcm}}{2\pi R^2}.$$

Учитывая, что в нормативную точку поступает звуковая энергия от отличных от двигателя **источников шума автомобиля** $P_{w авт}$ (шум шин, трансмиссии, воздушные потоки, обтекающие автомобиль), то ее вклад в совокупную интенсивность в нормируемой точке составляет

$$J_{авт} = \frac{P_{wавт}}{2\pi R^2}.$$

Соотнеся $P_{wавт}$ с уровнем структурного шума ДВС $P_{wсм}$, получим

$$P_{wавт} = k_{авт} \cdot P_{wсм},$$

где $k_{авт} = 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{авт}}$. Для автомобилей величина $\Delta L_{авт}$, как правило, ≥ 10 дБ. Большая величина $\Delta L_{авт}$ объясняется особенностями методики определения нормативных акустических показателей автомобиля предписываемой “Правилами №51”, согласно которой двигатель работает при максимальной подаче топлива с частотой вращения приблизительно равной (0,85...1,0) $n_{ном}$. При этом излучаемая структурой двигателя звуковая мощность близка к максимальной, а скорость движения автомобиля, влияющая на величину $P_{авт}$, относительно невелика и составляет $\sim 55...60$ км/ч достигает 10 дБ.

С учетом сказанного

$$J_{авт\Sigma} = J_{ДВС} + J_{авт} = [k_{кан}(1 + k_{вн}) + k_{вып} + k_{авт}] \cdot \frac{P_{wсм}}{2\pi R^2} = k_{авт\Sigma} \cdot \frac{P_{wсм}}{2\pi R^2},$$

и, соответственно, переходя от абсолютных значений интенсивностей к их уровням, окончательно получим **уровень интенсивности шумоизлучения автомобиля**

$$L_{авт\Sigma} = 10 \lg \frac{J_{авт\Sigma}}{J_0} = 10 \lg \frac{P_{wсм}}{P_{w0}} - 10 \lg 2\pi R^2 + 10 \lg k_{авт\Sigma} = L_{wсм} - 10 \lg 2\pi R^2 + 10 \lg k_{авт\Sigma},$$

где $J_0 = 10^{-12}$ Вт/м², $P_{w0} = 10^{-12}$ Вт.

Требуемый нормативный уровень шума автомобиля по стандарту “Правила №51” ЕЭК ООН в общем виде представим как $[L_{норм}]$. Следовательно шум автомобиля должен хотя бы не превышать заданный уровень, т.е. необходимо выполнять соотношение $L_{авт\Sigma} \leq [L_{норм}]$ а, в пределе, при минимально необходимых затратах на снижение шума автомобиля

$$L_{авт\Sigma} = [L_{норм}].$$

Тогда уровень прогнозируемого необходимого структурного шума двигателя автомобиля не должен превышать

$$L_{wсм} = [L_{норм}] + 10 \lg 2\pi R^2 - 10 \lg k_{авт\Sigma},$$

где $k_{\Sigma} = 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{кан}} (1 + 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{вн}}) + 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{вып}} + 10^{-0,1 \cdot \Delta L_{авт}}$,

а звуковая мощность структурного шума двигателя автомобиля должно быть не более $P_{wсм} = J_0 \cdot 10^{0,1 \cdot L_{wсм}}$.

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ОКИСЛОВ АЗОТА В ВЫПУСКНЫХ ГАЗАХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Толшин В.И., Амбросов Д.Б.

Московская государственная академия водного транспорта, г. Москва

В настоящее время вопросам снижения вредных выбросов транспортных двигателей в воздушную среду придается большое значение. За период последнего десятилетия нормы на вредные выбросы оксидов азота (ГОСТ Р 51249-99) существенно ужесточились с 14-29 г/(кВтч) до 18 г/(кВтч) для судовых дизелей. Практика показывает, что в период эксплуатации, концентрации вредных выбросов могут возрастать в несколько раз и поэтому контроль вредных выбросов дизельных двигателей в условиях эксплуатации необходим. Согласно ГОСТ Р 51249-99 контролю подвергаются все дизели мощностью 65 кВт и более, а точность замеров при этом должна составлять по $\text{NO}_x \pm 10\%$. Естественно, что многочисленные транспортные средства, работающие автономно, не могут быть оснащены дорогостоящими газоанализаторами, стоимость которых составляет тысячи долларов США. Поэтому разработка и применение более дешевых, но достоверных методов и способов контроля необходима.

В судовых установках речного транспорта в основном используются среднеоборотные дизели, которые в подавляющем большинстве имеют индикаторные краны, позволяющие регистрировать давление в цилиндре двигателя.

В исследованиях МГАВТ и профессора С.В. Лебедева показано, что отношение количества теплоты, выделившегося в фазе быстрого сгорания, к общему количеству теплоты, введенному в цилиндр с топливом

$$X_{p_{\max}} = \frac{b_{\text{ц}}^*}{b_{\text{ц}}} \quad \text{где} \quad b_{\text{ц}}^* = \frac{M_{\text{см}} \cdot \bar{C}_v \cdot T_Z - M_{\text{см}} \cdot \bar{C}_v \cdot T_C}{H_u},$$

$M_{\text{см}}$ – масса смеси в цилиндре, которое соответствует концентрации NO_x в (г) к величине топлива израсходованного за цикл в (кг). Таким образом определяется отношение $X_{p_{\max}}$ - количества топлива ($b_{\text{ц}}^*$), эквивалентного количеству выделившейся теплоты при сгорании на участке от точки начала сгорания (приблизительно от точки со значением p_c (T_c) до точки $\approx p_{\max}$ (или T_{\max}). Расчет ведется по формуле $X_{p_{\max}} = \frac{b_{\text{ц}}^*}{b_{\text{ц}}}$. Приблизительно

значение $b_{\text{ц}}^*$ может быть определено по известной формуле:

$$b_{\text{ц}}^* = \frac{M_{\text{см}} \cdot \bar{C}_v \cdot T_Z - M_{\text{см}} \cdot \bar{C}_v \cdot T_C}{H_u}$$

где: $M_{\text{см}}$ – масса смеси в цилиндре.

Выбросы оксидов азота в основном определяются фазой кинетического сгорания.

Окончательно оценка для определения концентрации NOx предлагается приближенная зависимость, полученная на основе использования уравнения Максвелла и уравнений по которым определяется температура в локальной зоне [2]. Из закона распределения скоростей молекул Максвелла следует, что число молекул dN_{dc} в диапазоне dx составляет:

$$dN_{dc} = \frac{4M}{\sqrt{\pi}} x^2 \cdot e^{-x^2} \cdot dx$$

где: $x = \frac{c}{v_B}$, c – скорость молекул, $v_B = \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot T}{\mu}}$ – наивероятнейшая скорость молекул;

$M = \frac{N_A \cdot \rho}{\mu}$ – число молекул в единице объема, μ – молекулярный вес, ρ – плотность, R – универсальная газовая постоянная.

Относительное число эффективных столкновений молекул O_2 и N_2 (концентрация NOx), которые участвуют в процессе образования оксидов азота может быть подсчитано по одной из этих зависимостей:

$$NOx = N_{\text{эфф}} = \int_{C_1}^{\infty} R_{N_2} \cdot R_O \cdot \frac{Xp_{\max}}{\alpha'_1 \cdot \varphi_{\text{пр}}} \quad \text{для цепной реакции;}$$

$$NOx = N_{\text{эфф}} = \int_{C_1}^{\infty} R_{N_2} \cdot R_{O_2} \cdot \frac{Xp_{\max}}{\alpha'_1 \cdot \varphi_{\text{пр}}} \quad \text{для бимолекулярной реакции;}$$

$$\text{где:} \quad \int_{C_1}^{\infty} = \frac{4}{\sqrt{\pi}} \int x^2 \cdot e^{-x^2} \cdot dx ;$$

R_{N_2} – концентрация азота в зоне образования NOx;

R_O – концентрация атомарного кислорода в зоне образования NOx;

R_{O_2} – концентрация кислорода в зоне образования NOx;

α'_1 – коэффициент избытка воздуха в цилиндре;

$\varphi_{\text{пр}}$ – коэффициент продукки.

$N_{\text{эфф}}$ – равно концентрации оксидов азота на выпуске.

C_1 – коэффициент, устанавливающий соответствие модели с результатами эксперимента. Так как ГОСТ Р 51249-99 регламентирует при проведении испытаний двигателя на судне задавать такую же частоту вращения вала двигателя как и при стендовых испытаниях, то это позволяет определить C_1 по результатам стендовых испытаний. C_1 зависит от частоты вращения вала двигателя, она характеризует погрешность при определении температуры в локальной зоне. опыты показывают что при разных режимах, например, тяжелый или легкий винт, но при одной и той же частоте вращения вала двигателя величина C_1 остается неизменной.

Расчеты NOx проводились по формуле для бимолекулярной реакции, для которой получена наибольшая сходимость.

Температуру в локальной зоне можно определить по формуле:

$$T_{л.з} = \frac{b_{ц} \cdot H_u}{14,3 \cdot \bar{C}_{v}''' \cdot M_{л.з}} + \frac{\bar{C}_{v}'}{\bar{C}_{v}'''} T_c$$

На рис. 1 представленном ниже видно, что расчеты подтверждаются результатами экспериментов с точностью до 3-5%.

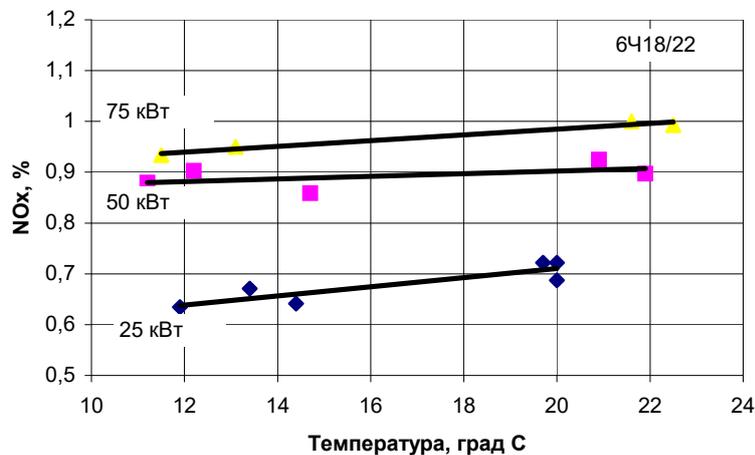


Рис. 1 Результаты экспериментов и расчетов, проведенных на двигателе 6Ч18/22 на кафедре СЭУ и А МГА ВТ.

Метод расчета совместной работы дизеля с турбокомпрессором, использованный в настоящей работе, основывается на малых отклонениях параметров от исходного режима, что предопределило упрощения в моделировании турбины и компрессора (метод профессора Р.М. Васильева-Южина).

Пример расчета концентрации NOx двигателя 6Ч18/22:

Исходные данные: $T_0=293\text{K}$, $P_e=82,5\text{ кВт}$, $n=680\text{ мин}^{-1}$, $p_c=3,828\text{ МПа}$, $p_{\text{max}}=6,35\text{ МПа}$, $V=20,12\text{ кг/ч}$, $O_2=12,05\%$ (в ОГ), $Q_H=42700\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Рассчитанные значения: $\alpha_1=2,34$, $m_{в.ц.}=0,0055\text{ кг}$, $T_c=1082\text{K}$, $T_{\text{max}}=1796\text{K}$, $C_v=836\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, $C_v'=862\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, $C_v''=1285\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, $T_{л.з.}=3028\text{K}$, $C_1=2780\text{ м/с}$, $N_{эфф.}=30705$, $X_{p_{\text{max}}}=0,52$, $R_{N_2}=0,79$, $R_{O_2}=0,162$, $NO_x=874\text{ ppm}$. (по результатам эксперимента $NO_x = 850 - 860\text{ ppm}$)

ВЫВОДЫ:

Повышающиеся требования к нормам вредных выбросов отработавших газов транспортных дизелей приводят к необходимости организации их систематического контроля в условиях эксплуатации. Для определения концентрации окислов азота используется разработанный метод.

Программа расчета может быть внесена в программу обработки индикаторной диаграммы в цилиндре на судах, в которых имеются автоматизированные системы диагностики типа Autronica.

Метод расчета позволяет учесть изменение параметров внешней среды на входе в двигатель.

Проведенные эксперименты подтверждают достоверность предлагаемого метода при сравнительной оценке изменения концентрации оксидов азота в условиях эксплуатации. Сравнение результатов расчетов совместной работы двигателя и турбокомпрессора с экспериментальными данными так же позволяет судить о достоверности методики расчета совместной работы.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Stefan Gros. Marine emission legislation./ Wartsila Diesel Group. Marine News. -№ 1.-1994. -р. 37-43.
2. Толшин В.И. Приближенная оценка концентрации оксидов азота в отработавших газах (ОГ) судового 4-х тактного дизеля // Двигателестроение. 2003, №2, Приложение 1, с. 5-6.
3. Толшин В.И., Амбросов Д.Б., Зябров В.А., Минаев А.Ю. Альтернативный упрощенный метод контроля выбросов NOx // Речной транспорт 2004, №3.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧНОСТИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВАНКЕЛЯ

Злотин Г.Н., Морщихин Е.Б., Федянов Е.А., Ярыгин К.Е.
Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

В последнее время вновь усилился интерес к роторно-поршневым двигателям (РПД) Ванкеля. Это связано, в том числе, с перспективами их применения в легкомоторной авиации, для которой этот тип двигателей по сочетанию удельной мощности, уравновешенности, металлоемкости и трудоемкости изготовления обладает неоспоримыми преимуществами.

На кафедре «Теплотехника и гидравлика» Волгоградского государственного технического университета ведутся исследования, целью которых является повышение эксплуатационной топливной экономичности РПД и улучшение их экологических характеристик. Первое направление исследований связано с применением управляемого фазированного впрыскивания топлива, а второе – с использованием метода отключения части рабочих циклов.

Фазированное впрыскивание топлива во впускное окно осуществляется для того, чтобы путем расслоения топливовоздушного заряда в камере сгорания уменьшить недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней, по ходу вращения, вершины ротора. Это недогорание обусловлено тем, что

однонаправленное движение заряда в рабочей камере, вызванное вращением ротора, затрудняет распространение пламени от свечей зажигания в сторону, противоположную движению заряда.

Для управления фазированным впрыскиванием необходимо знать границы распространения пламени в камере сгорания на всех скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя.

В связи со сложностью экспериментального изучения процесса распространения пламени в камере сгорания РПД нами было выполнено теоретическое исследование этого процесса на основе специально разработанной математической модели.

Пространство камеры сгорания, согласно этой модели, разделяется на пять зон: три зоны исходной топливовоздушной смеси и две зоны продуктов сгорания. Каждая из зон продуктов сгорания разделяется на две полузоны. Первые полузоны каждой из зон ограничены фронтами пламени, которые движутся в сторону задней вершины ротора, вторые полузоны - фронтами пламени, которые движутся в сторону передней вершины. При этом учитывается, что пламя от свечей зажигания распространяется как в продольном, относительно ротора, так и в поперечном направлениях.

В основе модели лежит система уравнений, включающая уравнения сохранения энергии для каждой из трех зон свежего заряда и каждой из двух зон продуктов сгорания, уравнение баланса объемов и уравнение состояния идеального газа.

Уравнения сохранения энергии для зон, соответственно, топливовоздушной смеси и продуктов сгорания записаны в виде

$$\frac{k_{u_i}}{k_{u_i} - 1} p \frac{dV_{u_i}}{d\varphi} + \frac{1}{k_{u_i} - 1} V_{u_i} \frac{dp}{d\varphi} = c_{pu_i} \cdot T_{u_i} \frac{dm_{u_i}}{d\varphi} - \frac{Q_{Wu_i}}{\omega} \quad (i = 1..3), \quad (1)$$

$$\frac{k_{b_i}}{k_{b_i} - 1} p \frac{dV_{b_i}}{d\varphi} + \frac{1}{k_{b_i} - 1} V_{b_i} \frac{dp}{d\varphi} = (q_u - q_{diss}) \frac{dm_{b_i}}{d\varphi} - \frac{Q_{Wb_i}}{\omega} +$$

$$+ c_{pu_i} \cdot T_{u_i} \frac{dm_{b_{i1}}}{d\varphi} + c_{pu_{i+1}} \cdot T_{u_{i+1}} \frac{dm_{b_{i2}}}{d\varphi} \quad (i = 1..2),$$

где p , V , T – соответственно давление, объем и температура, q_u и q_{diss} – удельные теплоты сгорания топливовоздушной смеси и потерь на диссоциацию, Q_W – потери теплоты в стенки камеры сгорания, k и c_p – показатель адиабаты и теплоемкость.

Уравнение баланса объемов в дифференциальной форме выглядит следующим образом:

$$\sum_1^3 \frac{dV_{u_i}}{d\varphi} + \sum_1^2 \frac{dV_{b_i}}{d\varphi} = \frac{dV_{\Sigma}(\varphi)}{d\varphi}, \quad (3)$$

где V_{Σ} – объем всей камеры сгорания при текущем положении ротора.

Указанная выше система уравнений дополняется уравнениями сохранения масс для каждой из рассматриваемых зон и уравнениями, описывающими механизм распространения турбулентного пламени. В итоге модель представляет собой систему из 28 дифференциальных уравнений.

Для описания процесса распространения турбулентного пламени использована модель «погружения», согласно которой движение передней границы зоны горения полностью определяется характеристиками турбулентности в набегающем потоке свежей смеси, а сгорание в охваченном пламенем объеме свежей смеси происходит в многочисленных ламинарных фронтах по поверхностному механизму. Размер сгорающих в ламинарных фронтах пламени турбулентных молей принимается равным микромасштабу Тейлора (λ_t), который в свою очередь считается пропорциональным интегральному масштабу турбулентности. Исходя из микромасштаба λ_t определяется время τ_f выгорания турбулентных молей:

$$\tau_f = \lambda_t / w_{n(ij)}, \quad (4)$$

где $w_{n(ij)}$ – скорость распространения ламинарного пламени на границе ij -ой полузоны. Значения $w_{n(ij)}$ вычисляются по формулам, аппроксимирующим экспериментальные данные.

Скорость выгорания смеси во фронте пламени определяется как

$$\frac{dm_{b(ij)}}{d\varphi} = \frac{m_{e(ij)} - m_{b(ij)}}{\omega \cdot \tau_f(ij)}, \quad (5)$$

где $m_{e(ij)}$ – масса свежего заряда, погружаемого во фронт пламени на границе ij -ой

полузоны, $m_{b(ij)}$ – масса продуктов сгорания в ij -ой полузоне,

ω – угловая скорость

вращения ротора, φ – угол поворота ротора.

Для нахождения массы m_e свежего заряда, погруженной во фронт пламени, предварительно вычисляется скорость погружения:

$$\frac{dm_{e(ij)}}{d\varphi} = \frac{\rho_{u(i+j-1)} \cdot A_f(ij) \cdot (w'_{ij} + w_{n(i+j-1)})}{\omega}, \quad (6)$$

где w'_{ij} – интенсивность турбулентных пульсаций, A_f – площадь фронта пламени для полузоны.

Интенсивность турбулентных пульсаций принимается линейно зависящей от средней скорости потока:

$$w'_{ij} = C_1 \cdot |w_{ij}| \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,5}, \quad (7)$$

где w_{ij} – средняя скорость потока в сечении камеры сгорания, соответствующем положению передней границы фронта пламени, p_0 – давле-

ние в камере сгорания в начале сжатия, C_1 – константа, значение которой принято равным 0,1. Множитель $(p/p_0)^{0,5}$ в формуле (7) учитывает уменьшение микромасштаба турбулентности при сжатии.

Положение границ фронтов пламени и зон продуктов сгорания рассчитывается из текущих значений объемов полужон.

Теоретическое исследование проводилось применительно к двигателю ВАЗ- 311, который имеет следующие геометрические параметры: эксцентриситет $e=14,985$ мм, производящий радиус приближенного контура рабочей полости $a=102$ мм, ширина статора $H=80$ мм. Рабочий объем двигателя 649 см³. В ходе моделирования частота вращения (n) изменялась в диапазоне от 1500 до 5500 мин⁻¹, а разрежение во впускном трубопроводе (Δp_k) от 3 до 35 кПа.

Результаты моделирования показали, что на величину недогорания влияют оба указанных режимных фактора.

Наибольшее недогорание наблюдается на малых нагрузках (рис. 1). Так, например, на смеси стехиометрического состава (кривая 2) при $\Delta p_k=21$ кПа недогорание примерно в 1,8 раза больше, чем при $\Delta p_k=3$ кПа. На наш взгляд, причиной значительного недогорания на малых нагрузках является снижение ламинарной скорости горения вследствие повышения доли остаточных газов. Такое заключение подтверждается, в частности, тем, что на малых нагрузках, как видно из рис. 1, влияние коэффициента избытка воздуха на недогорание ослабевает – остаточные газы на этих нагрузках оказывают большее влияние на нормальную скорость распро-

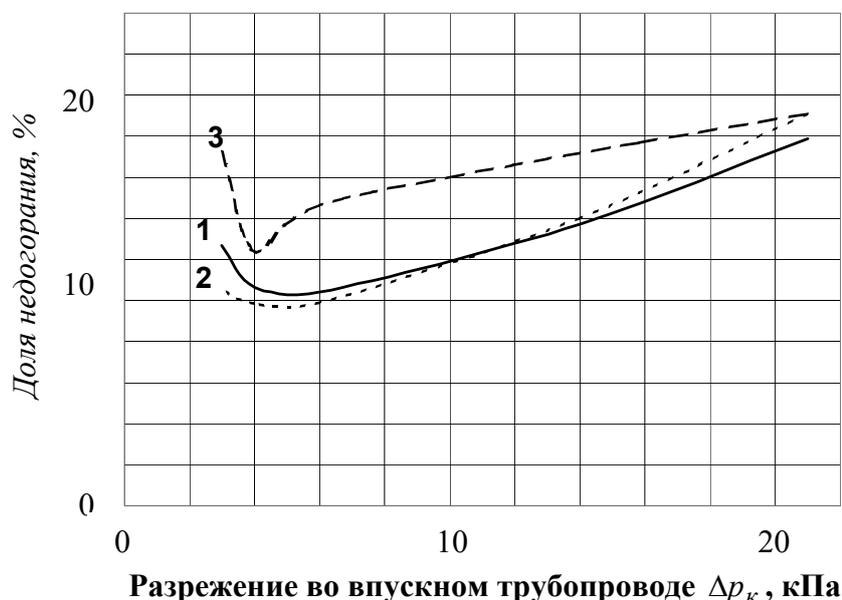


Рис. 1. Зависимость доли недогорания от разрежения во впускном трубопроводе Δp_k ($n=2000$ мин⁻¹):
 1– при $\alpha=0,92$;
 2– при $\alpha=1$;
 3– при $\alpha=1,1$.

странения пламени, чем величина α .

При рассмотрении зависимости доли недогорающего топлива от нагрузки обращает на себя внимание то, что минимум недогорания при всех составах смеси оказывается в диапазоне нагрузок от $\Delta p_k=4$ до $\Delta p_k=6$ кПа.

Характер зависимости недогорания от частоты вращения иллюстрируют графики, приведенные на рис. 2. Видно, что при всех составах топливовоздушной смеси значение доли несгоревшего топлива при частоте вращения 5500 мин^{-1} существенно больше, чем при 1500 мин^{-1} . Например, на стехиометрической смеси (кривая 2) при $n=5500 \text{ мин}^{-1}$ доля недогорания в 2,4 раза больше, чем при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$. Вместе с тем, при любом составе смеси можно указать некоторый интервал изменения частоты вращения, в котором с ростом последней недогорание несколько уменьшается. На наш взгляд, это объясняется тем, что при повышении частоты вращения, с одной стороны, увеличивается средняя скорость движения заряда относи-

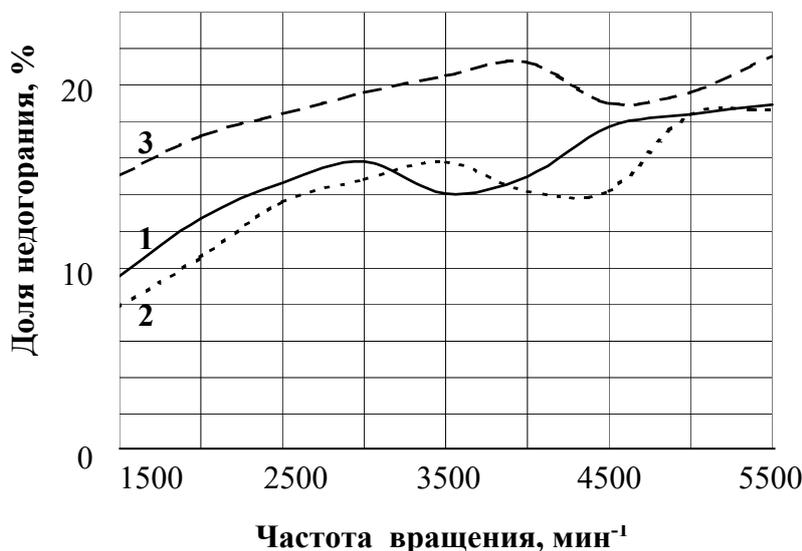


Рис. 2. Зависимость доли недогорания от частоты вращения ротора ($\Delta p_k=3$ кПа):

- 1– при $\alpha=0,92$;
- 2– при $\alpha=1$;
- 3– при $\alpha=1,1$.

тельно статора, препятствующая распространению пламени в сторону задней вершины ротора, а, с другой, растет интенсивность турбулентных пульсаций и, соответственно, скорость перемещения турбулентного пламени относительно свежей смеси. В отмеченных выше интервалах изменения частоты вращения влияние второго фактора несколько превалирует над влиянием первого.

В целом, моделирование позволило определить для всех нагрузочных и скоростных режимов положение в камере сгорания зоны, в пределах

которой должна располагаться содержащая топливо часть расслоенного заряда.

Результаты моделирования позволили также оценить возможное снижение расхода топлива и, соответственно, выбросов несгоревших углеводородов за счет расслоения заряда при фазированном впрыскивании. На осредненном режиме городского ездового цикла ($p_e = 0,2$ МПа, $n = 2000$ мин⁻¹) указанное снижение может достигать до 15 %.

Для оценки эффективности применения метода отключения циклов в РПД и, в частности, с целью изучения возможности сохранения на частичных режимах топливной экономичности на уровне ее минимального значения по нагрузочной характеристике были проведены теоретические исследования зависимости расхода топлива от доли отключаемых рабочих циклов.

Методика исследований заключалась в следующем. При отключении части рабочих циклов их индикаторная работа становится равной нулю, однако, в этих циклах сохраняются потери на газообмен. При этом на фиксированной частоте вращения эффективная мощность двигателя должна оставаться постоянной при изменении доли отключаемых циклов:

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} = N_i^- - N_{\text{мех}}^-, \quad (8)$$

где N_e - заданная эффективная мощность двигателя, N_i - индикаторная мощность двигателя при работе без отключения циклов, $N_{\text{мех}}$ - мощность механических потерь, в т.ч. и на газообмен, N_i^- - индикаторная мощность двигателя при работе с отключением части циклов, $N_{\text{мех}}^-$ - мощность механических потерь двигателя при работе с отключением части циклов.

Индикаторные мощности N_i и N_i^- связаны с числом рабочих циклов следующим образом:

$$N_i = p_i \cdot V_h \cdot n_{\text{ц}}, \quad (9)$$

$$N_i^- = p_i^- \cdot V_h \cdot (n_{\text{ц}} - n_{\text{откл}}), \quad (10)$$

где p_i - среднее индикаторное давление цикла при работе без отключения части циклов, V_h - рабочий объем двигателя, $n_{\text{ц}}$ - общее число рабочих циклов за единицу времени, $n_{\text{откл}}$ - количество отключенных циклов за то же время, p_i^- - среднее индикаторное давление в рабочих циклах при отключении $n_{\text{откл}}$ циклов.

Исходя из результатов проведенных экспериментов, можно принять, что $N_{\text{мех}} \cong N_{\text{мех}}^-$. Тогда $N_i = N_i^-$. Последнее позволяет найти необходимую величину среднего эффективного давления p_e^- в рабочих циклах:

$$p_e^- = p_e \frac{n_{\text{ц}}}{n_{\text{ц}} - n_{\text{откл}}} = p_e \frac{100}{100 - x}, \quad (11)$$

где x - доля отключенных циклов в %.

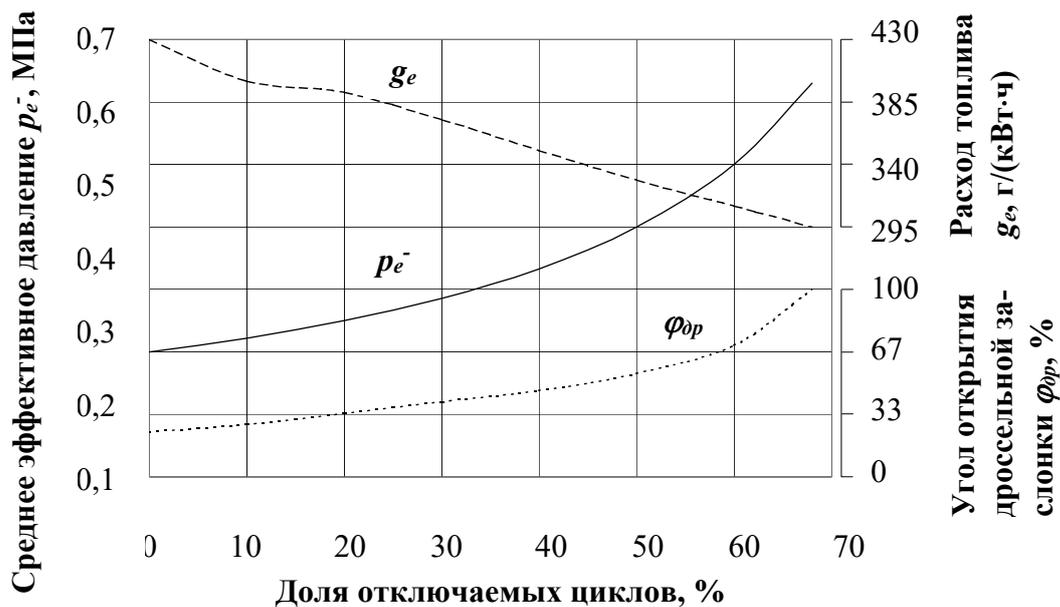


Рис. 3. Изменение удельного расхода топлива, среднего эффективного давления рабочих циклов и угла открытия дроссельной заслонки в зависимости от доли отключенных циклов.

Из формулы (11) следует, что для сохранения мощности двигателя при отключении части циклов среднее эффективное давление p_e^- в рабочих циклах должно быть больше, чем при отсутствии отключения. Для повышения среднего эффективного давления рабочих циклов необходимо приоткрывать дроссельную заслонку.

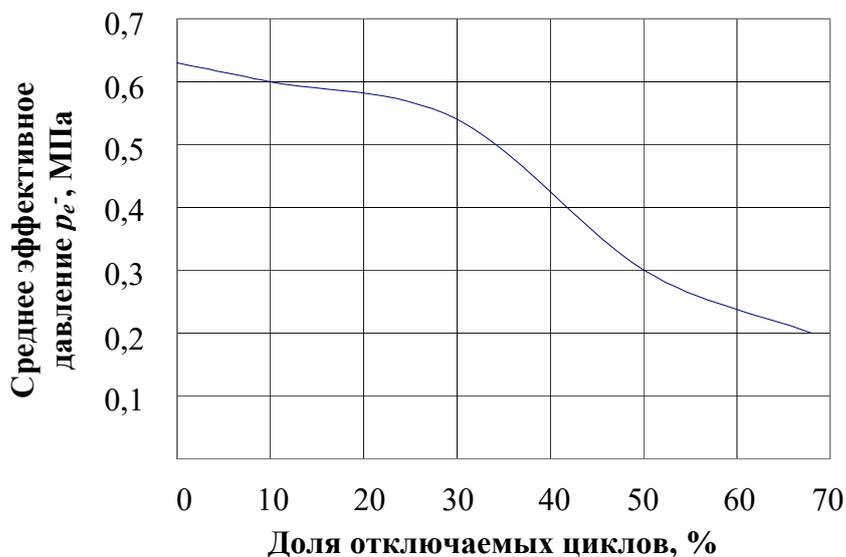


Рис. 4. Зависимость максимального реализуемого эффективного давления от доли отключенных циклов

Зависимость требуемой величины открытия дроссельной заслонки при заданной доле отключенных циклов (рис.3) была найдена с использованием описанной выше математической модели индикаторного процесса РПД исходя из условия $N_i = N_i^-$. Необходимые для расчетов значения средних механических потерь были определены экспериментально методом прокрутки двигателя ВАЗ-311 при различных степенях открытия дроссельной заслонки.

Зависимость среднего эффективного давления p_e^- при полном открытии дроссельной заслонки на частоте вращения 2000 мин^{-1} от доли отключаемых циклов приведена на рис. 4.

Значение p_e^- при полном открытии дроссельной заслонки определяет величину возможного улучшения топливной экономичности двигателя за счет отключения части циклов. Так, например, на осредненном режиме городского ездового цикла: $p_e = 0,2 \text{ МПа}$, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, минимум удельного расхода теоретически достигается (рис. 3) при отключении 68% циклов. Следует, однако, иметь в виду, что с увеличением доли отключаемых циклов растет неравномерность частоты вращения. Выбор для каждого режима работы РПД максимально допустимой, с учетом неравномерности частоты вращения, доли отключаемых циклов требует дополнительных исследований

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ КАК ИНСТРУМЕНТАРИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕЖЦИКЛОВОЙ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ПРОЦЕССОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ДОЛЕВЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю.

Хабаровский государственный технический университет, г. Хабаровск

Как было показано ранее в работе [1] для исследования стабильности процессов топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания возможно использовать расходные характеристики топливного насоса высокого давления (ТНВД) $V_k = f_1(p_{ocm})$ и форсунки $V_\phi = f_2(p_{ocm})$, представляющие собой зависимости объемного расхода топлива насоса и форсунки от величины остаточного давления P_{ocm} в системе высокого давления (СВД) перед началом цикла.

Для анализа протекания процессов топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания используется критерий стабильности процессов впрыскивания X , определяющийся растром угла взаимного пересечения расходных характеристик

$$X = \left[\frac{df_2(p_{ocm})}{dp_{ocm}} - \frac{df_1(p_{ocm})}{dp_{ocm}} \right] \cdot \frac{1}{\alpha V_c} = K_\phi - K_n,$$

где

α - коэффициент сжимаемости топлива;

V_c - объем СВД;

$K_\phi = \frac{df_2(P_{ocm})}{dP_{ocm}} \cdot \frac{1}{\alpha V_c}$ - коэффициент наклона расходной характеристики форсунки;

форсунки;

$K_n = \frac{df_1(P_{ocm})}{dP_{ocm}} \cdot \frac{1}{\alpha V_c}$ - коэффициент наклона расходной характеристики насоса.

насоса.

Данный критерий и способ его определения базируются на линейности расходных характеристик насоса и форсунки и неизменности раstra угла в точке пересечения расходных характеристик при любом значении P_{ocm} , т.е. величина критерия стабильности X не меняется от цикла к циклу.

Анализ расходных характеристик $V_k = f_1(p_{ocm})$ и $V_\phi = f_2(p_{ocm})$, полученных моделированием процессов топливоподачи для различных скоростных режимов работы и при различных значениях активного хода плунжера показал, что характеристики линейны только на режимах, близких к номинальному. На режимах же частичных нагрузок (меньших 60-75%) имеет место нелинейность расходных характеристик [2]. Это означает, что наклон характеристик неодинаков при разных значениях P_{ocm} . Это означает, что величина критерия X зависит от остаточного давления и принимает различные от цикла к циклу значения, что затрудняет оценку стабильности процессов впрыскивания и усложняет характер колебаний параметров топливоподачи. На рис.1 показаны расходные характеристики топливной аппаратуры дизель-генератора ДГР 160/750 при работе на режиме холостого хода.

Нелинейность расходных характеристик в первую очередь объясняется повышенным влиянием различного рода утечек, сжимаемости топлива, а также наличием разрывов сплошности в СВД и влиянием волновых процессов в трубопроводе высокого давления на величину цикловой подачи.

Таким образом, значение критерия стабильности X вблизи точки пересечения расходных характеристик V_k и V_ϕ не позволяет оценить реальную стабильность процессов топливной аппаратуры. Необходимо разработать усовершенствованный метод расчетно-экспериментального исследования качества работы топливной аппаратуры на частичных режимах с включением в него параметров, оценивающих стабильность процессов впрыскивания в последовательных циклах топливоподачи.

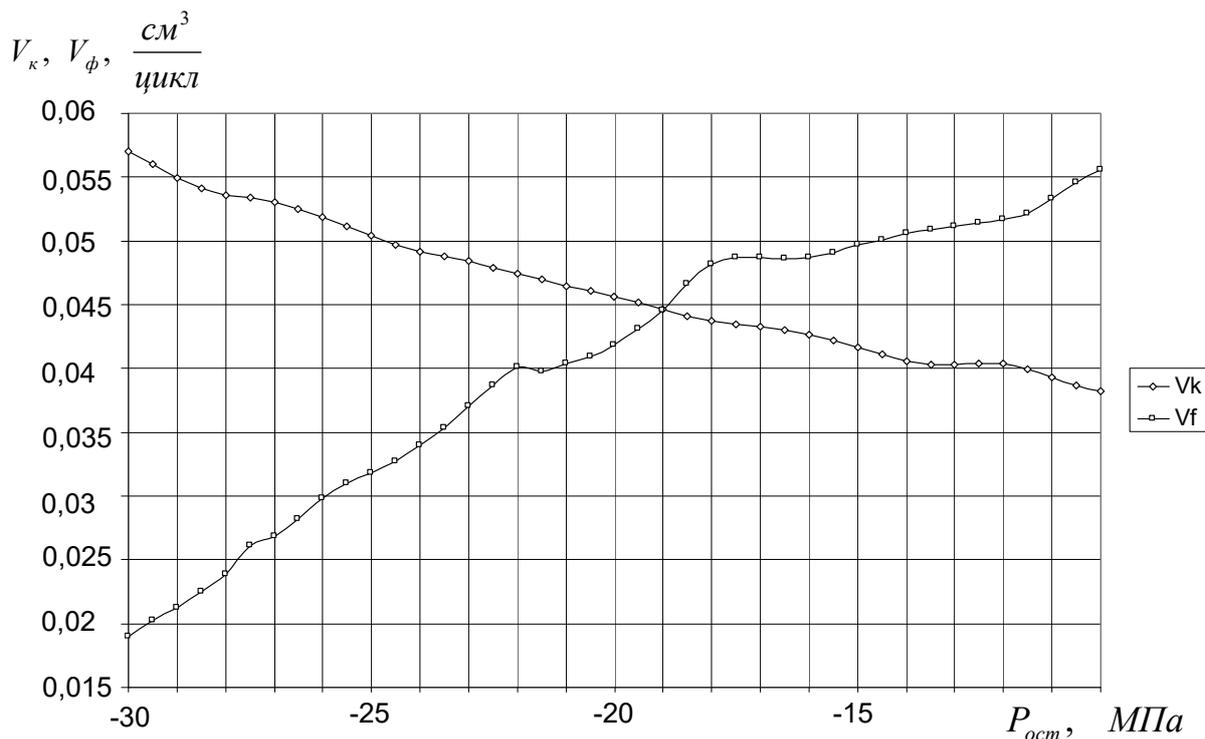


Рис.1. Расходные характеристики ТНВД и форсунки дизель-генератора ДГР 160/750 при работе на режиме холостого хода

Для решения поставленной задачи предложен метод определения критерия стабильности X для режимов с нелинейными расходными характеристиками. Суть метода состоит в следующем. Как показано на рис. 2 расходные характеристики разбиваются на минимально возможное количество относительно линейных участков с последующей аппроксимацией кривых. На конкретном участке получаем прямую вида $y = k \cdot x + b$ ($V_k = k_1 \cdot P_{osc} + b_1$ и $V_f = k_2 \cdot P_{osc} + b_2$), т.е. получаем расходные характеристики, состоящие из нескольких прямых. Точки пересечения соседних прямых (т.1, т.2, т.3 на рис.2) – точки излома характеристик. Далее, расходные характеристики разбиваются на участки по точкам излома характеристик, при этом учитываются все точки на V_k и V_f , малыми участками следует пренебречь. Таким образом, получаем определенное количество участков (I, II, III, IV на рис.2), на которых наклоны $V_k = f_1(p_{osc})$ и $V_f = f_2(p_{osc})$ определены, что позволяет найти локальные значения критерия стабильности X . При этом растр угла в точке пересечения полученных прямолинейных расходных характеристик, а, следовательно, и критерий стабильности X неизменны по всей длине одного и того же участка.

Результаты определения критерия стабильности X по участкам представлены в таблице.

№ участка	K_n	K_ϕ	X
I	-0,160	0,425	0,585
II	-0,160	0,096	0,256
III	-0,160	0,462	0,622
IV	-0,160	0,087	0,247

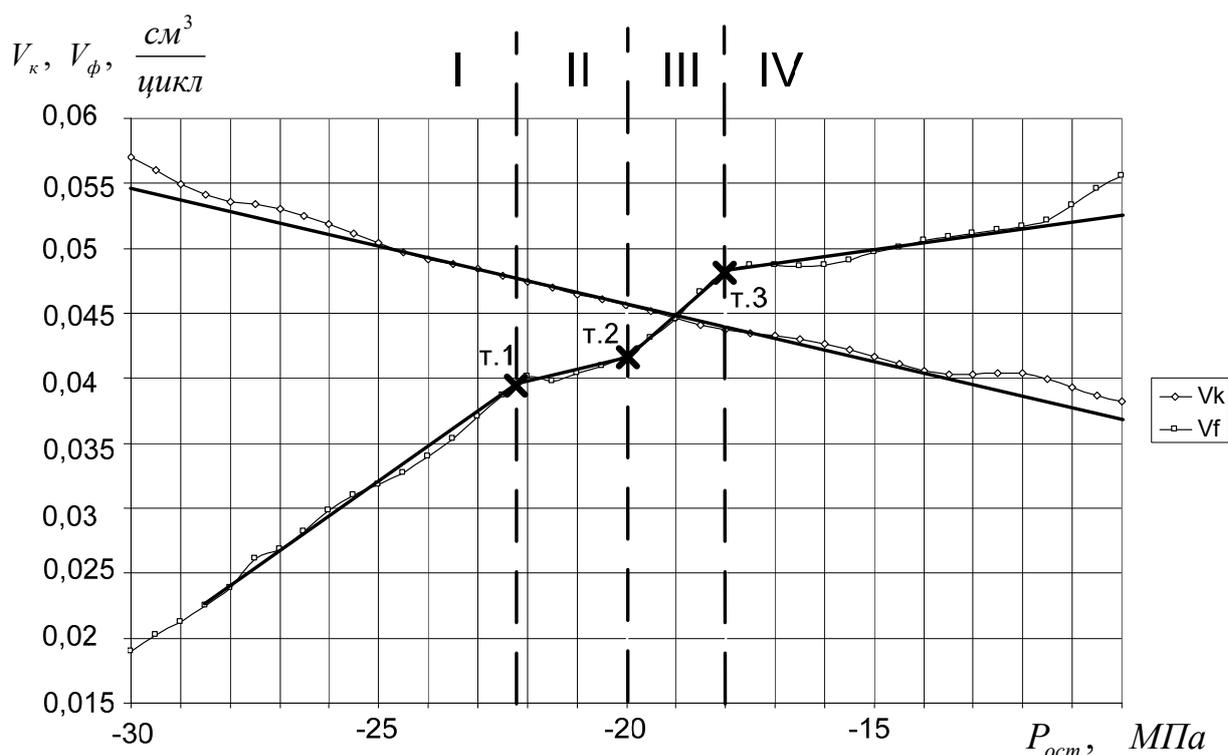


Рис.2. К методу определения критерия стабильности X для режимов с нелинейными расходными характеристиками

Для оценки реальной стабильности процессов топливоподачи рекомендуется использовать усредненное значение

$$X_{cp} = \frac{\sum X}{n} = \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_n}{n},$$

где n - количество участков.

В данном случае $X_{cp} \approx 0,43$. Адекватность принятого решения подтверждается расчетом последовательных циклов топливоподачи при внесении единичного возмущения $\Delta P = +4$ МПа от установившегося значения режимного остаточного давления (см. рис. 3).

Таким образом, значение критерия $X_{cp} \approx 0,43$ соответствует условию аperiodического затухающего переходного процесса $0 \leq X \leq 1$ при внесении возмущения в режим работы топливной аппаратуры $\Delta P = +4$ МПа. Как

видно из рис. 3 уже после 6-го последовательного цикла впрыскивания режим стабилизируется.

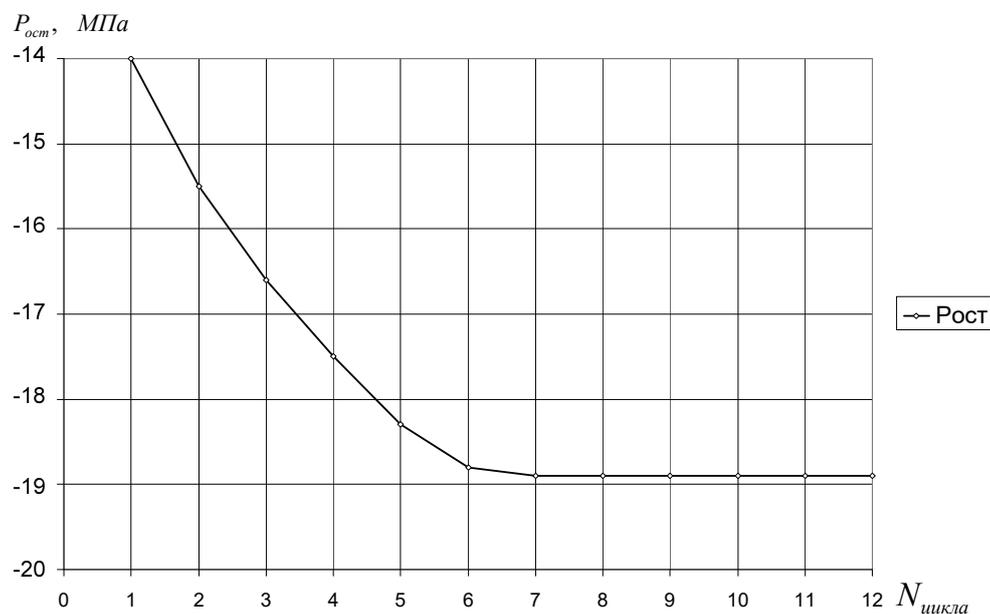


Рис. 3. Изменение остаточного давления в последовательных циклах впрыскивания

Следует также учитывать, что на некоторых режимах (в данной работе из-за большого количества материала эти данные не приведены) возможно наличие участков с величиной критерия стабильности много большей значений других участков вплоть до $X \geq 2$. В таких случаях следует учитывать и максимальное значение X , которое при достаточно большой относительной длине участка может быть определяющим.

На режимах с небольшими колебаниями остаточного давления от цикла к циклу несмотря на нелинейные расходные характеристики для оценки межциклового неустойчивости достаточно знать величину критерия стабильности вблизи только точки пересечения расходных характеристик, тогда как величины X на остальных участках будут определять характер и длительность переходных процессов.

Выводы:

Предложен метод для оценки стабильности процессов топливной аппаратуры на режимах с характерными нелинейными расходными характеристиками насоса высокого давления и форсунки. Однако, вполне реально использование предложенной в работе [1] методики для оценки межциклового неустойчивости по усредненным коэффициентам K_n и K_ϕ , но при этом не будет учитываться нестационарность процессов топливоподачи в последовательных циклах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горелик Г. Б. Физическая природа нестабильной от цикла к циклу работы топливной аппаратуры дизелей и критерий стабильности режима // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: Сборник научных трудов. Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 1999. С. 29-37.
2. Горелик Г. Б., Чистяков А.Ю. К вопросу исследования стабильности процессов топливоподачи при работе дизелей на частичных режимах // Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Материалы международной научно-технической конференции «Двигатели 2002». Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2002. С. 55-61.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ И ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ПРИ РАБОТЕ НА ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

Горелик Г.Б., Чистяков А.Ю.

Хабаровский государственный технический университет, г. Хабаровск

Водотопливные эмульсии (ВТЭ) получили признание как альтернативное топливо. Однако изучением свойств и применением водотопливных эмульсий в эксплуатации занимается сравнительно небольшой круг инженеров и ученых. В эксплуатации к сожалению эмульсия применяется весьма ограничено, что предопределяет актуальность работ в части использования ВТЭ.

Следует отметить большое разнообразие способов получения ВТЭ и подачи ее в двигатель. Целесообразна транзитная подача приготовленной в малогабаритном модуле эмульсии непосредственно в двигатель. Способы приготовления реализуют смешение компонентов при различных затратах внешней энергии. Наиболее приемлемы гидродинамический, лазерный и акустический способы, при которых возможно деструктивное воздействие на ВТЭ на уровне релаксационных изменений структуры. При использовании ВТЭ, имеющих иные физико-механические свойства, температурные и вязкостные характеристики и о которых имеется недостаточно полная информация, возникает целый круг частных вопросов и задач, решение которых должно предшествовать практической реализации ВТЭ в рядовой эксплуатации.

Однако до сих пор не изжит «водобоязнь» организаций, эксплуатирующих двигатели внутреннего сгорания, и практически внедрение ВТЭ так и не состоялось до настоящего времени. Главный довод противников использования ВТЭ – вода приводит к коррозии прецизионных элементов топливной аппаратуры (ТА) и деталей цилиндра-поршневой группы

(ЦПГ). То, что при этом улучшается топливная экономичность на 3...7%, снижается температура процесса сгорания, клапанов и поршня на 20...30°C, не принимается во внимание. Более того, водяные пары в химических процессах сгорания способствуют газификации частиц углерода и снижают нагарообразование или разрыхляют уже существующие отложения. Например, для малооборотных дизелей (МОД) 5ДКРН 50/160 и 5ДКРН 62/140, как показал эксперимент, нагарообразование уменьшается в 1,5...2 раза, а дымообразование снизилось в 2...5 раз. Период между моточистками увеличился в 1,5 раза.

ВТЭ целесообразно использовать хотя бы даже для моточистки ЦПГ и особенно топливной аппаратуры и ее распылителей. При этом отмечается снижение расхода масла на угар, уменьшение износа и прогорания выхлопных клапанов, а затраты на техническое обслуживание существенно сокращаются.

Сажеобразование происходит, как правило, у холодных стенок цилиндра и при использовании ВТЭ концентрация сажи снижается в 1,5...2 раза. Этот же эффект, но в большем масштабе, наблюдается на высокооборотных дизелях. Известно, что аморфная сажа адсорбирует на своей поверхности бензапирен и становится канцерогенной. Применение эмульсии не способствует образованию аморфной сажи, и, тем самым, снижает токсичность ОГ.

Оксиды азота NO_x формируются в зоне высоких температур при избытке O_2 , а ВТЭ снижает концентрацию кислорода и, главное, уменьшает температуру, нагарообразование и выброс окислов азота в атмосферу. Международная конвенция к настоящему времени резко повысила требования по содержанию окислов азота в выхлопе судовых дизелей. Здесь применение ВТЭ следует предпочесть использованию дорогостоящих нейтрализаторов или мерам по дефорсированию рабочего процесса, приводящим к потере положительных качеств высокого газотурбонаддува в современных дизелях.

Применение ВТЭ снижает температуру отработавших газов и самого дизеля. Поэтому возможна перегрузка двигателя в течение большего времени, чем по техническим условиям на поставку. При плавании в тропиках реализуется возможность работы на полной мощности. Это особо важно для рыбопромысловых судов, которым часто приходится работать на режимах перегрузки.

Особо следует остановиться на влиянии воды на процессы сгорания и механизм износа. Индикаторный процесс в цилиндре безусловно изменяется в лучшую сторону за счет каталитического воздействия воды на цепные реакции сгорания. Увеличивается количество активных центров, при высоких температурах молекулы воды диссоциируют на атомарный водород и кислород, способствуя реакциям окисления и сгорания. Подтверждается гипотеза о микровзрывах капель воды, охваченных оболочкой из мик-

рокапель топлива, что улучшает смесеобразование и индикаторный процесс по преобразованию энергии топлива. Положительно решается вопрос о добавке к топливу водорастворимых и не токсичных присадок, способствующих улучшению протекания рабочего процесса. Например, многие присадки плохо растворимы в топливе, но хорошо - в воде (можно повышать цетановое число топлива за счет добавки, например, 5% нитрата аммония или поливинилового спирта).

Данные по износу противоречивы. И все же больше имеется информации о том, что износы в целом по двигателю снижаются на 2...3%. Во-первых, из-за уменьшения нагарообразования, во вторых, в качественно приготовленной эмульсии при ее высокой дисперсности вода находится в связанном состоянии. При этом ВТЭ дает нейтральную реакцию на присутствие кислот и щелочей. Диаметры капель воды сопоставимы с зазорами в прецизионных элементах ТА. Пары воды, остающиеся и покидающие цилиндр, имеют температуру, значительно превосходящую точку росы. Следовательно, существенное водосодержание не должно усугубить коррозионные процессы в двигателе. Но при этом действительно необходимо производить пуск и останов двигателя на чистом топливе, чтобы исключить возможность появления воды при коалесценции эмульсии в зазорах элементов ТА и ЦПГ.

Таким образом, все вышеприведенные факты свидетельствуют о том, что применение ВТЭ существенно улучшает эксплуатационные характеристики двигателей, что ВТЭ является альтернативным топливом, так как положительно изменяет физическую природу процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания, вносит изменения в механизм износа, улучшает экологическое воздействие на окружающую среду. Безусловно, ее применение требует определенного изменения самой ТА и внедрения системы транзитного приготовления ВТЭ, что ведет к некоторому усложнению установки с двигателем.

Вода, поглотив значительную энергию на парообразование, в процессе такта выпуска отработавших газов выносит ее из актива эффективной работы цикла. Чем выше степень форсирования (наддув) двигателя, тем меньше доля уноса располагаемой энергии и тем выше эффективность применения ВТЭ.

Практика подтверждает, что применение ВТЭ дает существенный положительный эффект как по экономии топлива, так и по улучшению многих вышеприведенных показателей работы двигателя.

Отличия в протекании рабочих процессов топливоподачи, факелообразования и последующего смесеобразования при работе на ВТЭ связаны в первую очередь с параметрами эмульсии (плотностью, сжимаемостью, скоростью распространения волны давления в эмульсии, вязкостью).

Особенности распада струи в канале распылителя и при выходе ее в полость камеры сгорания непосредственно связаны с процессами сгорания топливоздушная смеси в основных фазах горения.

Особенности процессов топливоподачи можно выявить путем гидродинамического моделирования работы ТА, для чего необходимо располагать информацией по физико-механическим свойствам ВТЭ. Следует провести исследование основных свойств эмульсии и выявить отклонения в протекании процессов топливоподачи при различном водосодержании в эмульсии. Главное здесь – сжимаемость и скорость распространения звука в ВТЭ.

Безусловно, можно утверждать, что активный ход плунжера увеличится примерно на величину $0,9 c_w$, где c_w - массовое водосодержание в эмульсии. В соответствии с критерием Сифмана N возрастает максимальное давление впрыскивания при незначительном увеличении продолжительности топливоподачи, что положительно отразится на качестве смесеобразования и сгорания для близноминальных режимов. На частичных режимах эффект усиливается, так как уменьшается цикловая нестабильность процессов топливоподачи (критерий устойчивости X стремится к значению $0 < X < 1$).

Имеет место увеличение давления впрыскивания на 12% при незначительном возрастании продолжительности впрыскивания. На режиме холостого хода существенно повышается межцикловая стабильность, что способствует улучшению качества параллельной и одиночной работы (повышается топливная экономичность, снижается нестабильность частоты вращения и колебания рейки насоса высокого давления и элементов регулятора).

Более сложной задачей является сопоставительный анализ процессов распада струи впрыскиваемого чистого топлива и эмульсии. Это необходимо для того, чтобы теоретически предсказать эффект от использования эмульсий в качестве альтернативного топлива. Только при понимании природы происходящих явлений возможно целенаправленное исследование, конечной целью которого является практическое внедрение ВТЭ в рядовую эксплуатацию ДВС.

Как известно, процессы распада струи дизельного топлива начинаются еще в канале сопла распылителя. Происходит зарождение кольцевого вихря, который, при выходе струи из сопла, способствует ее распаду. При скорости до 5 м/с возникает возмущение поверхности сплошного стержня топлива, выходящего из канала сопла (утолщения и сужения струи), далее, амплитуда поверхностных волн начинает увеличиваться вплоть до появления отрывов крупных капель, связанных со стержнем вытягивающимися нитями вследствие действия сил поверхностного натяжения. Эти возмущения струи зависят от конструкции, размеров и качества изготовления распылителя, способа обработки внутреннего канала сопла. Согласно извест-

ной теории «нитей», происходит разрыв нитей на мелкие капли, а крупные образования продолжают движение по траектории. При скоростях истечения от 5 до 10 м/с возрастает амплитуда поверхностных колебаний вплоть до разрыва капель в поперечном струе направлении. При скорости истечения порядка 15...20 м/с стержень теряет устойчивость вследствие усиления аэродинамического сопротивления его движению. Здесь вследствие потери устойчивости происходит разрушение сплошного стержня на обломки, соответствующие сначала полуволне, далее, четверть волне поперечных синусоидальных колебаний сплошного стержня с сокращением количества топлива, подаваемого в начальной и конечной фазах. Эти явления, подтвержденные экспериментами, определяют фазу грубого распыливания топлива. Дальнейшее резкое повышение скорости истечения топлива из сопла приводит к сокращению сплошного стержня по длине струи вплоть до его полного исчезновения. На этом фаза грубого распыливания завершается. Аналогичные явления имеют место и при завершении впрыскивания топлива. В целом, за эти фазы в камеру сгорания подается около 15...20% от всего впрыскиваемого топлива. Если топливо, поданное в начальной фазе, в какой то мере используется в процессе горения (есть свободный кислород), то завершающая фаза топливоподачи происходит в условиях недостатка кислорода при высокой конвективной и лучевой составляющих теплообмена в цилиндре. Практически идет крекинг топлива с образованием кокса на стенках камеры сгорания и днище поршня. При этом теряется (и более того, с отрицательным эффектом в виде образования твердого кокса, приводящего к износу ЦПГ) до 80% топлива, поданного за конечную фазу впрыскивания.

Таким образом, чистые (скрытые) потери при работе на дизельном топливе составляют величину порядка 10...15%. И с этим приходится мириться, тем более, что эффективность сжигания топлива в дизелях остается по-прежнему самой высокой для известных преобразователей энергии. Доводка процессов топливоподачи позволяет снизить приведенную цифру до 7...10% (особенно, когда речь идет о высокофорсированных дизелях, у которых начальная и конечная фазы сокращены до 5...7% от всей подачи). Но здесь при высоком наддуве начинают проявлять себя повторные впрыскивания топлива. Вот почему применение ВТЭ повышает экономичность дизеля особенно при относительно невысоких степенях его форсирования.

Эмульсия представляет собой двухфазную среду, т.е. коллоидную систему, состоящую из 2-х взаимно не растворимых жидкостей: дисперсная фаза (вода) в виде микрокапель, равномерно распределена в дисперсионной среде (в топливе). Сплошная струя ВТЭ при выходе из сопла ведет себя иначе, чем чистое топливо.

Процессы дробления протекают более активно, так как нарушенная микрокаплями воды структура стержня распадается при значительно

меньших скоростях истечения. Происходит качественное распыливание. Именно в этом проявляется положительный эффект ВТЭ в части повышения экономических и экологических показателей дизеля. При применении ВТЭ, полученной, например, гидродинамическим способом, вносятся и другие положительные воздействия на рабочий процесс. Следует предположить, что появятся различия в процессах смесеобразования и сгорания прямых и обратных эмульсий. Например, эмульсии типа вода-масло при вводе в среду камеры сгорания с температурой 600...800⁰С улучшают процессы физического распада струи топлива при выходе ее из канала распылителя за счет разрушения сплошной части стержня и, далее, за счет так называемых микровзрывов и создания большого количества активных центров горения.

Несколько иной механизм будет иметь место для прямых эмульсий типа масло-вода. Здесь эффект определится большей частью за счет расклинивающих сил, что должно привести к изменениям в формировании факела и его вписываемости в объем камеры сгорания. В любом варианте, в том числе комбинированном (характерном для гидродинамического способа приготовления ВТЭ), вносятся позитивные изменения в процессы смесеобразования и сгорания топлива.

Задержка воспламенения должна несколько увеличиться, но за счет выравнивания концентрации топлива по камере сгорания и активного перемешивания паро-жидкостной фазы процессы горения пойдут по обычной схеме при снижении температуры горения, которое реально достигает 20...40⁰ С.

Следует отметить новое свойство комбинированных эмульсий, получаемых гидродинамическим способом - это способность аккумулировать энергию при приготовлении ВТЭ и отдавать ее при впрыскивании. Это также повышает эффективность использования эмульсии. Вышеизложенное позволяет утверждать, что ВТЭ является альтернативным топливом.

Нельзя сбрасывать со счета, что только автотранспорт с ОГ выбрасывает в атмосферу до 150 млн. тонн NO_x (70% всех выбросов). ВТЭ позволяет успешно решать и эту задачу. Следует при этом рассмотреть вопрос о предотвращении замерзания воды, например, путем создания смесевых эмульсий на метаноле. Многие вопросы приготовления эмульсии, определения ее физико-механических и электрических свойств, требуют дальнейшей проработки.

Необходимо использование математического моделирования и экстраполяционного анализа для принятия оптимального решения по применению ВТЭ. При этом следует также решить практические задачи, связанные с изменением активного хода плунжера, автоматического изменения ограничения максимальной подачи при переходе с эмульсии на дизельное топливо и перенастройки соответственно системы автоматического регулирования частоты вращения. Это позволит обеспечить практическое ис-

пользования эмульсии в эксплуатации. Положительный эффект от применения ВТЭ не вызывает сомнений. Особо следует выделить вопрос применения комбинированных ВТЭ из смесей спиртовых топлив, растительного масла и угольных суспензий.

Отметим положительные стороны применения ВТЭ: эмульсия обеспечивает снижение NO_x до требований действующих стандартов; существенно повышает эффективность работы дизелей, особенно на частичных режимах и в первую очередь дизелей, бывших в эксплуатации; позволяет использовать обводненные топлива; позволяет эффективно применять спиртовые топлива, угольные суспензии и смеси метиловых эфиров с растительными топливами; за счет гомогенизации тяжелых топлив уменьшается остаток в виде шлама; снижается дымность ОГ, понижается температурное состояние ЦПГ и двигателя; обеспечивается «моточистка» ЦПГ и выпускного тракта; снижается коксуемость распылителей и увеличивается ресурс их работы; снижаются затраты на ремонты и обслуживание; расширяется диапазон стабильных подач ТА при форсировании дизелей; улучшается качество параллельной работы дизель-генераторов;

ВТЭ должны занять отдельное место в списке альтернативных топлив. Это путь улучшения качества и глубины использования традиционных топлив, более того ВТЭ позволяют вводить рациональным путем присадки в топливо, обеспечивать качественное выгорание углеводородных, азотоводородных, спиртовых и бензометанольных смесей и топлив. ВТЭ обеспечивают «моточистку» двигателя, обеспечивают снижение оксидов азота в ОГ до 2...2,5 раз, что позволяет отказаться от применения дорогостоящих нейтрализаторов (при затратах в сто тысяч долларов на 1 МВт мощности).

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Шаров Г.И., Ерохин И.А., Осипенко Ю.В., Никитин С.П.

*Санкт-Петербургский государственный морской
технический университет, г. Санкт-Петербург*

Серпентинито-магниевый состав (СМС) – это многокомпонентная мелкодисперсная смесь минералов-ферросерпентинитов, хлоритов, каолинитов. Преимущественно для его изготовления применяются минералы группы слоистых силикатов – серпентиниты.

Среди обширного комплекса технологических свойств минералов менее всего изучены их триботехнические свойства. Этим обусловлена и достаточно малая их применимость в этом направлении. Единственными

общеизвестными минералами, использующимися в качестве смазывающих средств, являются тальк, графит, молибденит и алмаз.

Слоистые силикаты имеют значимое превосходство по отношению к общеизвестным твердофазным смазкам и другим аналогичным составам и технологиям. Из курса геологии известно, что в природе слоистые силикаты (в частности серпентиниты) играют роль граничных смазок – зеркал скольжения при тектонических подвижках и смещениях. Возможность технической реализации «зеркал скольжения» аналогичным природным на поверхностях трения в реально действующих механизмах и послужила основой для появления геоактиваторов. Современные методы исследований подтвердили практическую действительность и значимость свойств серпентинитов, изготовленных из древнейших горных пород.

Разность получаемых результатов при использовании этих составов при различных условиях, их узкопрофильное назначение, натолкнули на идею создания более универсального соединения минералов, способного создавать «зеркала скольжения»: оно менее зависимо от условий работы пар трения, видов их сопряжения и материалов, из которых эти пары изготовлены.

Трибосистема представляет собой сопряжение двух и более тел между собой при их взаимном перемещении и взаимодействии друг с другом в разных координационных областях одновременно. Под координационными областями здесь подразумевается множество видов различных процессов, обладающих отличительными признаками и протекающих по своим отличительным законам. Это такие процессы взаимодействий, как механические, физические, химические, электрические и др.

Следует отметить, что все эти виды взаимодействий-процессов для одной трибосистемы взаимосвязаны и, протекая одновременно, являются сложным комплексом образований, вытекающими друг из друга.

Также следует отметить, что большую часть рассматриваемых нами процессов-взаимодействий следует рассматривать как микропроцессы, что не всегда объясняется общепринятыми понятиями (или объясняется со ссылкой на величину погрешности).

Для простоты на первом этапе рассмотрим любую трибосистему как взаимодействие трёх тел: сталь – смазка – сталь, без учёта вида относительного перемещения, хим. состава тел и внешних нагрузок, т.к. на уровне микропроцессов это не влияет в значимой степени на энергетику процесса

Будем исходить из того, что величина «работающих» частиц СМС 1 – 10 мкм, толщина плёнки «смазки» - 5 – 20 мкм, а шероховатость поверхности тел (сталь) соизмерима этим же размерам, что с небольшой долей погрешности соответствует реальной действительности для большинства трибосистем. Из этого вытекает, что процессы, происходящие внутри такой системы, являются микропроцессами.

При взаимном перемещении поверхностей в зонах их контактов (в местах «выступов») происходят сломы пиков. При этих столкновениях микропиков одновременно происходит ряд процессов.

1. Слом пиков и, как следствие, выделение тепловой энергии равной $400^{\circ}\text{C} - 1100^{\circ}\text{C}$ (для среднеуглеродистых сталей), появление текучести и фазовых сдвигов.
2. Смещение фаз образований (слоёв) на поверхности тела (стали), следствие – возникновение электрических энергий и магнитных полей.
3. Влияние всех этих следствий на частицу СМС.
4. Механическое воздействие на частицу СМС – разрыв связей $\text{Si} - \text{O} - \text{Si}$; $\text{Si} - \text{O} - \text{OH}$ – Металл, $\text{Si} - \text{O} - \text{OH}$ и др.
5. Появление момента текучести металла вызывает прохождение локальных микрометаллургических процессов с участием СМС.
6. Частицы СМС являются катализатором-раскислителем, восстановителем, и пр., и пр., т.е. инициатором металлургических процессов, т.к. обладают всем необходимым для этого.

Если учесть, что данные процессы происходят без видимого влияния внешней среды, в силу их локальности, то влиянием внешних факторов, в частности кислорода, можно пренебречь. Итак, рассмотрев процесс образования новых фаз в зонах контактов и проведя аналогию происходящих процессов с металлургическими, приходим к выводу возможного соответствия физико-химических процессов.

Рассмотрим физико-химические процессы, происходящие при этом. Общая химическая формула СМС – $\text{Mg}_6(\text{Si}_4\text{O}_{10})(\text{OH})_8$ и сопутствующие включения: Fe; Ca; Ni; Ti; Cr; Cu; Pt и др. в виде окислов и других групп.

Параметр Ларсена подразумевает включения (до % масс)

$\text{SiO} - 1\%$; $\text{SiO}_2 - 13\%$; $\text{Al}_2\text{O}_3 - 1\%$; $\text{Fe}_2\text{O}_3 - 3\%$; $\text{FeO} - 1\%$; $\text{MgO} - 40\%$ и др.

$\text{H}_2\text{O} - (13 - 20\%)$

Если сравнить с добавками, используемыми в металлургии, то снова увидим некоторое соответствие с процессом получения металлов ($\text{Si} - \text{Ca}$; $\text{Ca} - \text{Si} - \text{Al}$), ферросиликатов ($\text{Fe} - \text{Si}$) и др.

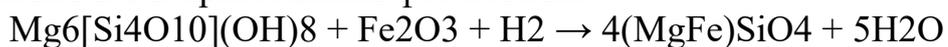
При прохождении реакций под действием указанных выше факторов на поверхности получаем прохождение окислительно-восстановительной реакции, что есть суть – типовые колебательные химические реакции, вызывающие концентрацию трёх веществ. Эти процессы подробно описаны в работах Хайнике Г. «Трибохимия», Походня И.К., Швачко В.И. и др. «О механизме влияния водорода на металлы». Из этих работ следует:

Для создания в трибосистеме устойчивого равновесия протекания окислительно-восстановительных реакций в зону трения необходимо ввести гидрокислоты, содержащие ионы-катализаторы металлов с переменной валентностью. Такие условия препятствуют образованию свободных ради-

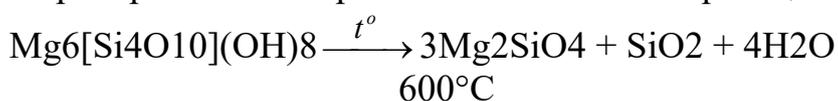
калов и выходу их координационной сферы. Благодаря этому ионы металлов остаются в зоне трения, чем препятствуют изнашиванию поверхностей. Из этих же работ мы знаем, что побочным продуктом окислительно-восстановительных реакций, при колебаниях скорости их прохождения, является вода. Образующая таким образом гидрофаза участвует далее в процессе снижения силы трения и изнашивания трибосистемы.

В используемых гидросиликатах металлов мы имеем указанный выше химический и фазовый состав, который обуславливается сложными конгломератами октаэдрических и тетраэдрических соединений со связями: Si – O – Si; Si – O – OH – Металл и др.

При механическом и тепловом воздействии часть связей обрывается, и мы получаем соединения с освободившимися связями типа Si – O – (); Si – O – OH – () и выделение воды НО, полученной в результате адсорбирования Н из металла, и освобождение конституционной воды из минерала. При этом идёт активный процесс замещения связей за счёт адсорбирования водорода и образования новых связей Si – O – OH; Si – O – Fe и т.д. Этот процесс приводит к возникновению следующих реакций между кристаллами PVC и кристаллами фаз металла:



Это подтверждается на практике выделением относительно большого количества воды и фазовым анализом поверхностей после взаимодействия с СМС и соответствует доказательствам Хейда и Банистера о термическом преобразовании серпентинитов согласно реакции:



Видим две идентичные реакции с выделением воды и возможным взаимозамещением «оливин» на «форстерит + кремнезем». Прохождение обеих реакций протекает при идентичных условиях с соизмеримым количеством затрат энергии.

Исследуя далее процессы в металлургии и процессы, происходящие в рассматриваемой трибосистеме, убеждаемся в их постоянном сходстве и по протеканию реакций, и по фазовым физико-техническим преобразованиям при сравнимых энергозатратах и прочих равных условиях.

Итак, триботехническая оценка ферросерпентинитов должна производиться из учёта их способности к инициированию микрометаллургических процессов, в результате которых мы должны получить поверхности металлосиликатов, аналогичных форстеритам (оливинам).

Не вдаваясь в подробности, перечислим только основные положительные отличия СМС от других серпентинитов:

1. Высокое удельное электрическое сопротивление – 10^6 Ом·м, что способствует притуплению электрохимических и электромагнитных явлений и уменьшению изнашивания.

2. Высокие (несколько ниже кварца) пьезоэлектрические свойства, что способствует подавлению трибоэлектрического эффекта.

3. Относительная диэлектрическая проницаемость: 25 – 30 ед.; что является подтверждением аналогичных сил адгезии и когезии (аутогезии).

4. Относительная магнитная восприимчивость: $\sim 0,2$, что значительно усиливает способность к аутонезии магнитного происхождения.

5. Особая структура, позволяющая получить анизотропные свойства: когда атомы одной плоскости имеют сильные ковалентные связи, между параллельными рядами связи слабее, а значит, силы, необходимые для сдвига слоёв ферросерпентинита, меньше силы связи с металлом.

6. Низкая теплопроводность: в десятки раз ниже известных твёрдых смазок.

7. Наличие гидрофазы: в структуру геоактиватора входит вода, расположенная слоями. За счёт чего на поверхностях сопряжений образуются прочные гидратированные слои, соединённые жидкой прослойкой, что снижает силу трения.

8. Высокая твердость по «а» плоскости, что способствует сопротивлению изнашиванию и высокому пределу текучести.

Образование металлосиликатной поверхности с помощью СМС было получено, в частности, на двигателе М-100. Двигатель отработал 60% своего ресурса и требовал очередного среднего ремонта. Для восстановления износов КШМ двигателя было проведено три СМС-обработки. В результате было получено увеличение давление сжатия P_c на 4,8%; коэффициент трения в ДВС уменьшился в 3-4 раза и увеличился ресурс работы двигателя.

Таким образом, система энергосбережения позволяет уменьшить скорость износа пары трения и увеличить ресурс трущейся пары в 1,8-2 раза. Результаты проведенной работы экспериментально показали, что применение СМС позволяет:

- получить экономию топлива - 5.. 15%;
- снизить расход масел; восстановить геометрические размеры изношенных деталей трения механизма в режиме штатной эксплуатации;
- увеличить ресурс кривошипно-шатунного механизма ДВС в 1,8-2 раза;
- уменьшить дымность отработавших газов на 40%.

Получение практических результатов при применении СМС на других видах оборудования сегодня подтверждается различными потребителями в разных странах мира. Основным технико-экономическим эффектом является увеличение эффективной мощности двигателя на 20%, снижение удельного расхода топлива g_e на 3%, повышение долговечности в 1,5 – 3 раза, а также снижение потерь трения на 20-30%, уменьшение уровня дымности отработавших газов на 20 – 40%.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЕЙ

Драган Ю.Е., Рахметуллаев М.Н.

ОАО «Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт двигателей» (ОАО «НИКТИД»), г. Владимир

В соответствии с представленным в Правительство проектом специального технического регламента «О требованиях к выбросам вредных (загрязняющих) веществ колесных транспортных средств, выпускаемых в обращение на территории Российской Федерации» предусматривается поэтапное введение норм экологической безопасности Euro-3 (в 2008 г.) и Euro-4 (в 2010 г.). Это очень сжатые сроки введения в действие таких норм, т.к. в настоящее время пока еще не все выпускаемые в стране автомобили укладываются в нормы Euro-2.

Ведущие мировые фирмы, производящие бензиновые и дизельные транспортные средства, перешли на продукцию нового поколения. Это позволило обеспечить выполнение экологических нормативов Euro-3 и ввод в действие в текущем году Euro-4. В частности, к продукции нового поколения следует отнести внедрение автомобильных дизельных двигателей с аккумуляторными топливными системами типа «Common Rail», удельный вес производства которых составит по прогнозу фирмы Bosch в 2006 г. порядка 60%, существенно потеснив выпуск традиционной топливной аппаратуры.

В аккумуляторных топливных системах процессы создания энергии впрыскивания и дозирования топлива разделены во времени и в отличие от традиционных способов топливоподачи не оказывают неблагоприятного воздействия друг на друга. Аккумуляторная топливная система позволяет управлять давлением впрыскивания и обеспечить оптимальное значение этой величины на всех режимах работы дизеля. Все это в сочетании с электронным управлением топливоподачей позволяет решить экологические и экономические проблемы дизельных силовых установок.

При разработке отечественной аккумуляторной топливной системы с электронным управлением, которую выполняли в 2002...2004 г.г. ОАО «НИКТИД» совместно с МГТУ им. Н.Э. Баумана в рамках государственного контракта, ключевой проблемой стало создание электрогидравлической форсунки (ЭГФ). Конструкция ЭГФ разработана в НИКТИД на основе математического моделирования гидродинамических процессов в её гидравлических трактах. Первый вариант конструкции ЭГФ изготовлен Ногинским заводом топливной аппаратуры, второй усовершенствованный вариант – ООО «Прецизика-Сервис» (г. Ярославль). Электромагнитный привод для управления ЭГФ создан в НИКТИД.

Преимущества аккумуляторных топливных систем по сравнению с традиционными топливными системами дизелей могут быть достигнуты при условии реализации процесса многократного впрыскивания в одной цикловой подаче в сочетании с оптимальными углами опережения и высоким давлением впрыскивания. Для такой реализации необходимо достижение определенного уровня быстродействия ЭГФ, достаточной производительности ТНВД для создания в аккумуляторе давления порядка 150...200 МПа, электронного управления цикловой подачей и давлением в аккумуляторе. В дальнейшем потребуется отработка электронного синхронного управления топливоподачей и регулируемым турбонаддувом.

В соответствии с методикой исследования быстродействие ЭГФ и ее выходной параметр – цикловая подача – обрабатываются на безмоторном стенде топливной аппаратуры. Созданные специальные емкостные датчики перемещения якоря электромагнитного клапана и иглы распылителя позволяют в режиме реального времени исследовать электрические и гидравлические процессы в ЭГФ. Под быстродействием понимается реакция ЭГФ на управляющие сигналы, т.е. периоды времени от момента подачи управляющего импульса на электромагнитный клапан (ЭМК) до момента начала подъема или посадки иглы распылителя. На этот параметр влияет ряд конструктивных (число витков обмотки и т.п.) и режимных факторов (напряжения и токи на обмотке электромагнита, длительности импульсов тока).

Трудности разработки конструкции ЭГФ для высокооборотного дизеля легкового автомобиля связаны с жесткими габаритными ограничениями, необходимостью осуществления высокого давления впрыскивания при быстродействии, составляющем доли миллисекунд.

В этих условиях малогабаритные электромагниты должны развивать усилия в десятки Н. Для снижения тепловыделения ЭМК предусматривается сложная структура управляющего импульса, реализуемого блоком силовой электроники. Форсирующая составляющая высокого напряжения этого импульса предназначена для преодоления усилия запирающей клапан пружины и инерции якоря ЭМК. Длительность этого импульса должна быть, по возможности, минимальной для ограничения силы тока. Длительность следующей составляющей (удерживающей) этого импульса с 2..3 кратным уменьшением напряжения зависит от значения цикловой подачи и управляется контроллером.

Третья составляющая управляющего импульса – размагничивающая имеет обратную полярность и предназначена для ускорения посадки ЭМК и иглы распылителя ЭГФ. На рисунках 1 и 2 показано, что отсутствие размагничивающей составляющей управляющего импульса не позволяет осуществить предварительное впрыскивание, в то же время размагничивание магнитопровода обеспечивает двухкратное впрыскивание (предварительное и основное).

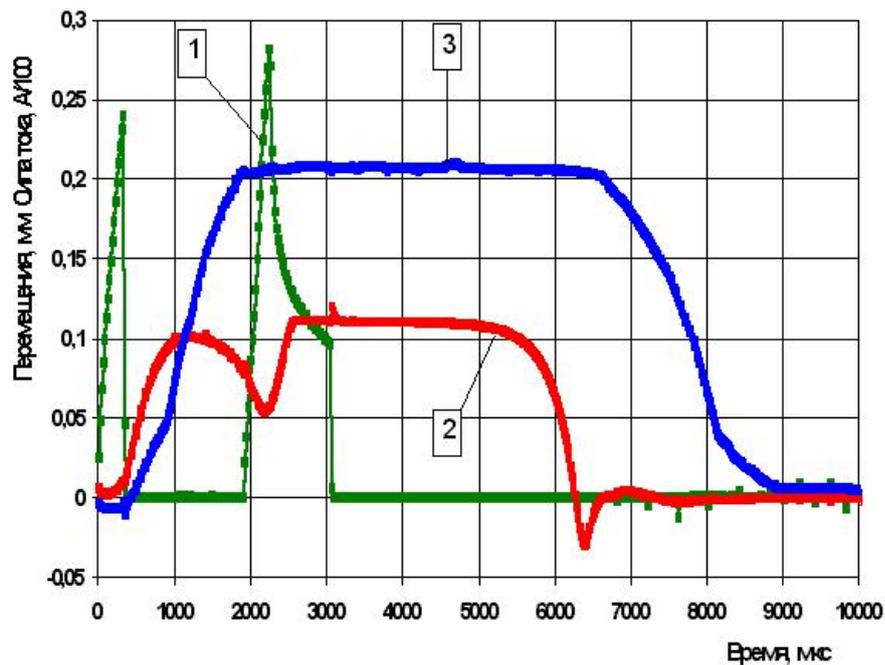


Рис. 1. Диаграмма срабатывания ЭГФ при отсутствии размагничивания и при давлении в аккумуляторе 30 МПа: 1- ток в обмотке ЭМК; 2- перемещение якоря ЭМК; 3- ход иглы

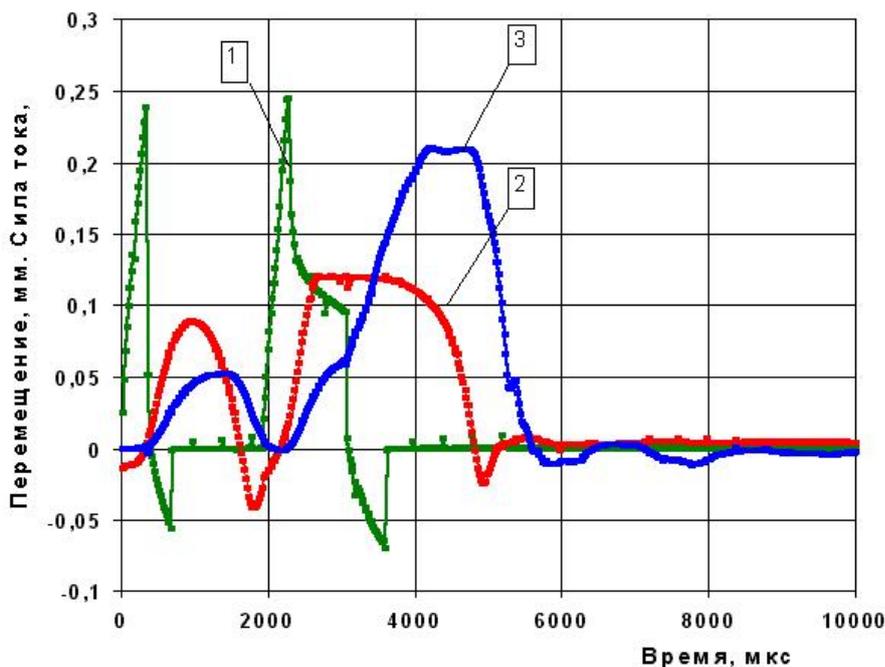


Рис. 2. Диаграмма срабатывания ЭГФ при размагничивании и при давлении в аккумуляторе 30 МПа: 1- ток в обмотке ЭМК; 2- перемещение якоря ЭМК; 3- ход иглы

На осциллограммах перемещения иглы распылителя ЭГФ на линии подъема видна точка перегиба, а на линии посадки примерно на том же уровне – волнистый участок. Анализ осциллограмм не менее двухсот опытов дал объяснение такому характеру этого явления. Точка перегиба соответствует началу подъема иглы распылителя, а волнистый участок – концу ее посадки. Осциллограммы ниже этих участков соответствуют процессу разгрузки или нагрузки деформированной штанги, соединяющей иглу распылителя с мультипликатором запирания ЭГФ. Штанга большой длины и малого поперечного сечения под большой сжимающей нагрузкой от дав-

ления топлива работает в условиях, близких к потере устойчивости. Волнистость осциллограмм после посадки иглы отражает колебание штанги и нестационарность давления топлива в управляющей камере. На рисунке 3 показана осциллограмма перемещения иглы, не имеющая точки перегиба. При этом подъема иглы не происходит, и цикловая подача отсутствует.

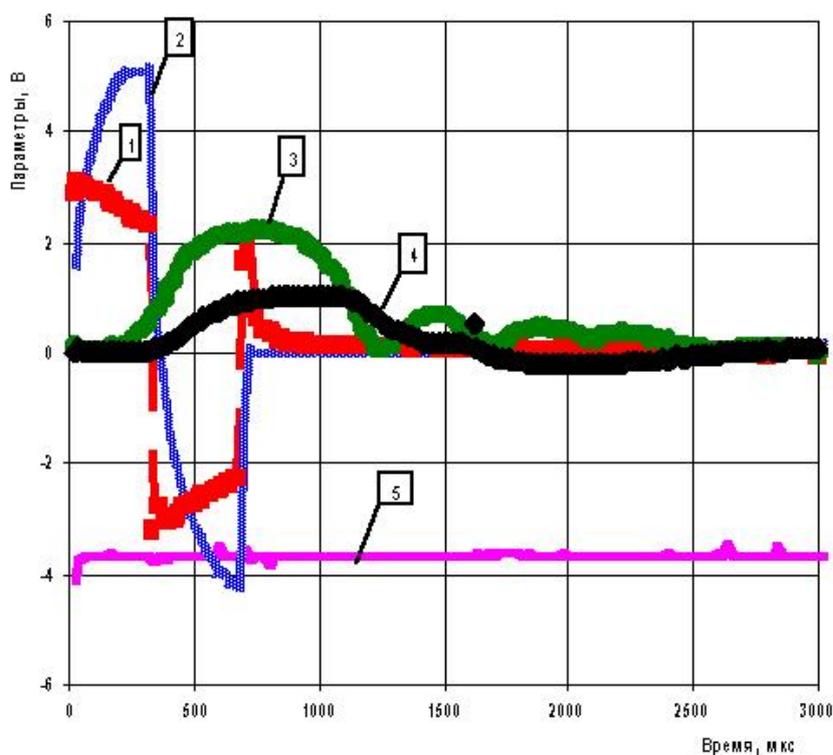


Рис. 3. Напряжение (1), ток (2) в обмотке ЭМК-70, перемещение якоря (3) и иглы распылителя (4) ЭГФ № 4 при давлении в аккумуляторе 30 МПа и длительности форсирующей и размагничивающей составляющих импульса тока, равной 0,3 мс. $q_{ц} = 0$

На рисунке 4 приведены графики, иллюстрирующие значение задержек подъема якоря для электромагнитных клапанов ЭМК-70 и ЭМК-150. Числовое значение в обозначении их марки показывает число витков в обмотке электромагнита. В результате применения ЭМК-70 задержки сократились практически в два раза по сравнению с ЭМК-150. Уменьшение задержек ускоряет срабатывание электромагнитного клапана и позволяет осуществлять многоразовое впрыскивание. При этом снижение задержек действительного начала подъема иглы распылителя также ощутимо, эта задержка в среднем на 40 % меньше для ЭМК-70 по сравнению с ЭМК-150, для которого она составляет от 0,8 до 1 мс.

Испытания электрогидравлической форсунки показали, что расходы на управление имеют такой же порядок, что и величины цикловых подач. Проблеме снижения затрат энергии на управление ЭГФ в дальнейшем должно быть уделено большое внимание. Для устранения больших утечек в прецизионных парах ЭГФ внесены существенные изменения в конструкцию форсунки, на которую получен патент Российской Федерации.

Для подготовки ЭГФ к моторным испытаниям доводочные работы по производительности форсунок осуществлены путем подбора проходных сечений μf входного в управляющую камеру и выходного из нее жиклеров.

В качестве примера результатов такой подготовки на рисунке 5 приведены зависимости цикловых подач ЭГФ №№ 1я, 2я, 11я, и 13я от длительности удерживающего импульса, реализуемого контроллером электронной системы управления по командам персонального компьютера.

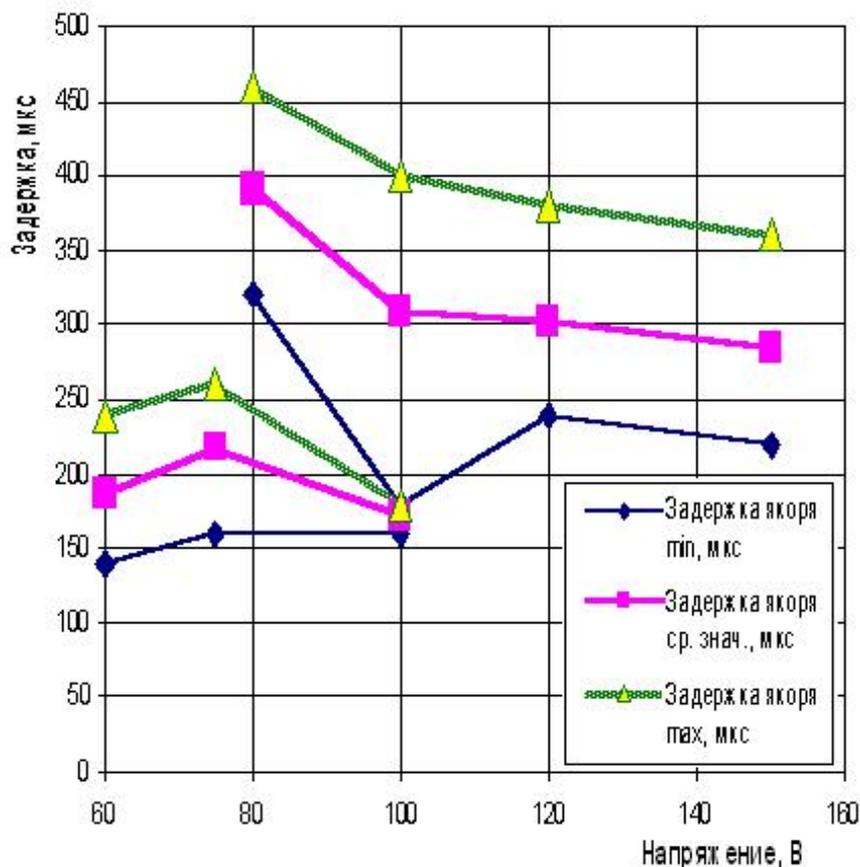


Рис. 4. Задержка хода якоря ЭМК-70 (60, 75 и 100 В) и ЭМК-150 (80, 100, 120 и 150 В) в зависимости от форсирующего напряжения на обмотке

Эмпирическая зависимость среднего значения цикловых подач от длительности удерживающего импульса, предназначенная для программирования контроллера, имеет линейный характер (коэффициент корреляции 0,996):

$$q_{ц} = 85,81 t - 24,502; \quad (1)$$

где $q_{ц}$ – цикловая подача, мм³/цикл; t – длительность удержания, мс.

Для большей точности настройки форсунок потребуются выдерживать более жесткие допуски на размеры жиклеров, в частности, за счет селективной сборки. Дополнительно предусматривается индивидуальная корректировка цикловых подач контроллером по паспортным данным форсунок.

Разработанные конструкции ЭГФ и аккумуляторной топливной системы в целом способны осуществлять функцию многократного впрыскивания топлива. Отработаны режимы предварительного и основного впрыскиваний. Установлены экспериментальные зависимости цикловых подач от давления в аккумуляторе и длительности удерживающего импульса в пределах от 0,1 до 1,6 мс.

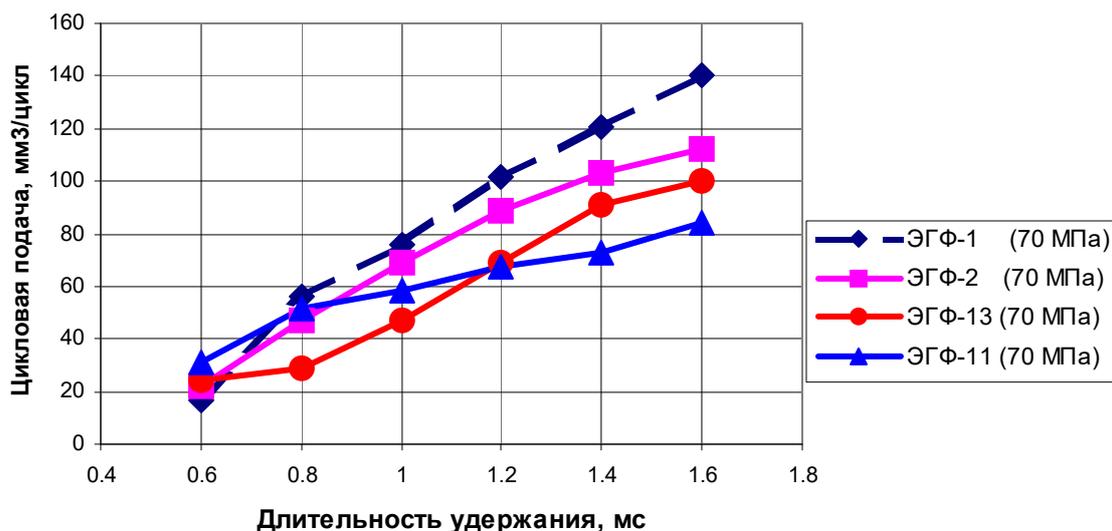


Рис. 5. Цикловые подачи ЭГФ №№ 1я, 2я, 11я, 13я при давлении в аккумуляторе 70 МПа. Форсунки подготовлены к моторным испытаниям

Синхронные осциллографические записи перемещений якоря ЭМК и иглы распылителя ЭГФ в режиме реального времени позволили выявить влияние упругой деформации штанги на задержку начала подъема иглы распылителя. Для уменьшения отрицательного влияния деформации штанги на кинематику иглы распылителя и задержку топливоподачи желательно создавать бесштанговые конструкции ЭГФ для аккумуляторных топливных систем или, по возможности, повышать жесткость штанги, уменьшая ее длину и увеличивая поперечное сечение. Моторные стендовые испытания отечественной аккумуляторной топливной системы подтвердили работоспособность ее агрегатов и разработанной электронной системы управления.

Таким образом, разработаны методические, конструктивные и технологические основы создания аккумуляторных топливных систем. Приобретенный опыт может быть полезен разработчикам подобных топливных систем с электронным управлением для дизелей другого назначения.

ТОПЛИВНЫЙ НАСОС ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ СИСТЕМЫ COMMON - RAIL

Грехов Л.В., Потапов А.И.¹

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО «ДААЗ», г. Дмитровград

Перспективы Common – Rail (CR) сегодня не вызывают сомнений. Скорейшее внедрение CR обуславливается необходимостью выполнения уже-

сточающихся норм на токсичность отработавших газов, унификацией с аналогичными системами для двигателей с непосредственным впрыском бензина, более широкими возможностями управления процессами в дизеле.

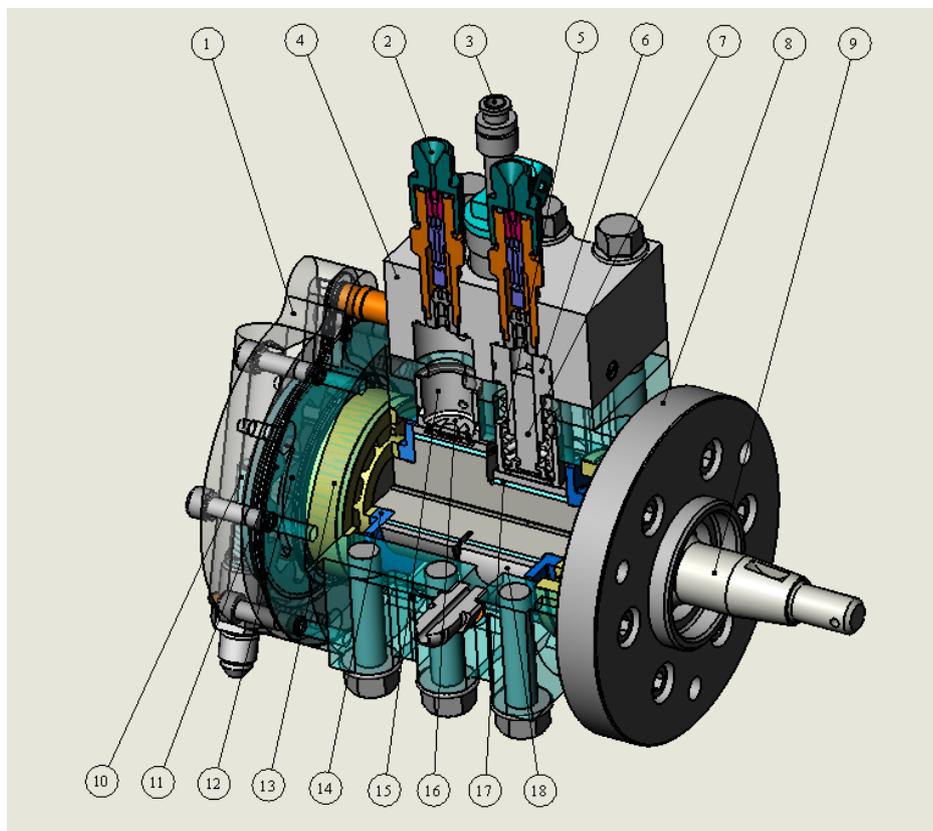


Рис.1. Топливный насос высокого давления для системы Common - Rail: 1-подкачивающий насос, 2-нагнетательный клапан, 3-электромагнитный дозирующий клапан, 4-крышка насоса, 5-пружина, 6-штулка плунжера, 7- плунжер, 8-передняя крышка насоса, 9-эксцентрик вал, 10-редукционный клапан, 11-наружное колесо, 12-внутреннее колесо, 13-подшипник, 14-шайба дистанционная, 15-стакан, 16-толкатель, 17-штулка эксцентрикового вала, 18-штулка.

Топливный насос высокого давления (ТНВД) для CR является одним из наиболее наукоемким узлом при проектировании и освоении в промышленном производстве. Конструкция ТНВД должна удовлетворять следующим требованиям:

- ресурс ТНВД соответствует ресурсу дизеля до капитального ремонта;
- ТНВД должен быть дешевле и проще традиционного дизельного ТНВД;
- смазка дизельным топливом;
- фланцевое крепление ТНВД;
- обеспечение заданных давления и производительности подачи;

- привод плунжеров с помощью эксцентрика;
- дезаксиал близок к половине эксцентриситета;
- быстродействие регулирования ТНВД на переходных режимах – 5....10 мс; оно должно соответствовать времени стабилизации давления в аккумуляторе во всём поле режимов работы 0,2....0,5 с;
- способ регулирования – дросселированием на всасывании в плунжерную полость;
- при дросселировании на всасывании для обеспечения времени реакции ТНВД на переходных режимах орган управления должен находиться в непосредственной близости от плунжерной пары.

Этим требованиям удовлетворяет разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана и изготовленная на ОАО «ДААЗ» конструкция ТНВД для СР.

ТНВД для СР рис.1 выполнен по рядной схеме, с дросселированием на всасывании в плунжерную полость.

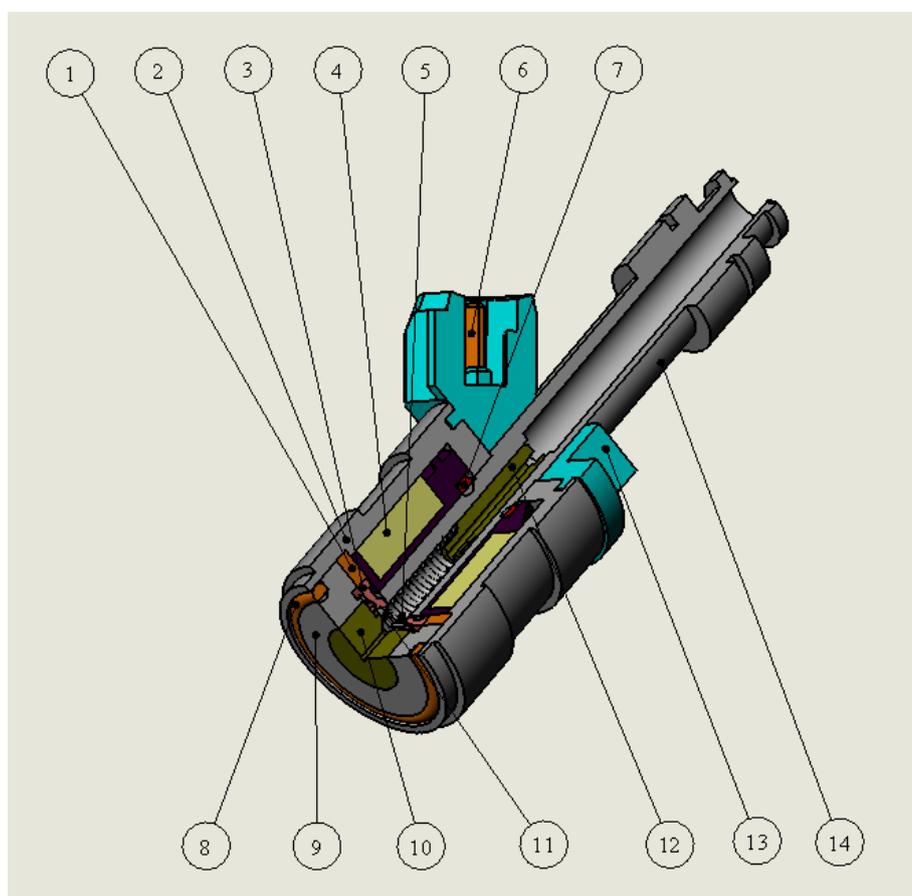


Рис.2. Электромагнитный дозирующий клапан для ТНВД:
 1-направляющая, 2-корпус, 3-клапан, 4-катушка, 5-пружина, 6-клеммы, 7-кольцо, 8-кольцо уплотнительное, 9-корпус дозатора, 10-дозатор, 11-шайба клапана, 12-винт регулировочный, 13-колодка, 14-топлипровод.

Выбор основных конструктивных элементов ТНВД, параметров регулирования топливоподачи, требования к пропускной способности электромагнитного дозирующего клапана оцениваются следующим образом.

Максимальный расход топлива, обеспечиваемый ТНВД [1]:

$$Q_{\max} = \frac{\pi d_{\text{пл}}^2 h_{\text{пл}}^{\text{акт}} i_{\text{пл}} \eta}{4} \cdot \frac{n_{\text{дв}}}{60 k_{\text{перед}}}, \quad (1)$$

где $d_{\text{пл}}$, $h_{\text{пл}}^{\text{акт}}$, $i_{\text{пл}}$ – диаметр, активный ход, число плунжеров в ТНВД; η – коэффициент подачи; $n_{\text{дв}}$ – частота вращения коленчатого вала, $k_{\text{перед}}$ – передаточное отношение в приводе ТНВД от коленчатого вала.

Производительность подкачивающего насоса [2]:

$$Q = 5 \cdot 10^{-5} \eta \pi b (d_{\text{вн}} h_{\text{вн}} + d_{\text{нар}} h_{\text{нар}} n_{\text{нар}}) \quad (2)$$

где η – коэффициент подачи; b и h – ширина и высота зуба, d – диаметр делительной окружности; n – частота вращения; индексы «вн» и «нар» относятся к внутреннему и наружному колесу.

Для регулирования ТНВД используется электромагнитный дозирующий клапан (рис.2), работающий в режиме широтно-импульсной модуляции.

Требуемая производительность насоса должна обеспечиваться максимальной площадью эффективного сечения клапана:

$$\mu_{\text{кл}} f_{\text{кл}} = \frac{Q_{\max}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}}, \quad (3)$$

где $\mu_{\text{кл}} f_{\text{кл}}$ – максимальная площадь эффективного сечения клапана; ρ – плотность топлива; ΔP – перепад давления на клапане.

При решении вопросов быстродействия, тепловой нагруженности, синхронизации, возможно будет использование клапана для работы в режиме фазированного многократного управляемого открывания с выходом запорного органа на упор.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грехов Л.В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common – Rail: Учебное пособие. – М.: МГТУ, 2000 – 64с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с., ил.

ОТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ К УПРАВЛЕНИЮ КАЧЕСТВОМ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ НА ПРИМЕРЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Никишин В.Н.

*ОАО «КАМАЗ-Дизель»,
г. Набережные Челны*

Система менеджмента качества на всех этапах создания, внедрения и сопровождения направлена на удовлетворение потребностей и ожиданий потребителя. Это является целевой функцией системы. А в самом понятии качества должны доминировать потребности потребителей такие как «полезность-надежность». Надежность является главной функцией или характеристикой качества.

Для сложно-технических систем, к которым конечно относится и ДВС, качество характеризуется целым набором показателей: назначения, надежности, технологичности, унификации, экологические, экономические и эксплуатационные показатели.

Стандарт МС ИСО 9000:2000 подразделяет понятия управления качеством и обеспечения качества:

- управление качеством: Часть менеджмента качества, направленная на выполнение требований к качеству;
- обеспечение качества: Часть менеджмента качества, направленная на создание уверенности, что требования к качеству будут выполнены.

Обеспечение качества является составляющей управления качеством. Управление качеством начинается с момента зарождения идеи товара - изучение потребностей и ожиданий потребителя. Обеспечение качества закладывается на этапе разработки изделия и охватывает все стадии жизненного цикла изделия. Таким образом, качество изделия закладывается в процессе маркетинга, обеспечивается процессами конструкторских и технологических разработок, создается процессами закупок, производства, испытаний контроля, продажи и проявляется у потребителя.

На примере кривошипно-шатунного механизма (КШМ) поршневого ДВС исследуется система менеджмента качества машиностроительного предприятия с использованием процессного подхода.

Исследованы физические (базисные) процессы жизненного цикла КШМ:

- роль КШМ в обеспечении качества автомобильного дизеля;
- разработка системы комплексного обеспечения качества КШМ (как особо ответственного механизма) на этапе проектирования;

- разработка системы комплексного обеспечения качества КШМ (как особо ответственного механизма) на этапе доводки;
- методы ускоренной оценки качества конструкции и технологии изготовления, адекватно отражающие условия эксплуатации;
- комплексная оценка качества конструкции и технологии изготовления деталей КШМ.

Создана, внедрена и сертифицирована система менеджмента качества предприятия в соответствии с МС ИСО 9002:94 и в последствии в соответствии с МС ИСО 9001:2000.

На предприятии внедрен процессный подход. Разработаны и внедрены 23 процесса системы менеджмента качества согласно процессному ландшафту. Разработаны миссия, видение, политика в области качества. Разработаны и функционируют более 80 процедур (МИК).

М И С С И Я

Производить современные, конкурентоспособные дизели, силовые агрегаты транспортного назначения.

В И Д Е Н И Е **на ближайшие 10 лет:**

Мы хотим войти в число избранных мировых лидеров в области дизелестроения.

Избранных, потому что мы ценим наших потребителей, поставщиков, акционеров, персонал, общество.

Для потребителей мы будем выпускать конкурентоспособные силовые агрегаты, удовлетворяющие самым высоким потребительским свойствам по критерию качество/цена.

Для персонала мы будем продолжать предлагать более интересную ориентированную на конечный результат работу, позволяющую оценить и соответствующим образом вознаградить их вклад в общее дело.

Для поставщиков мы установим партнерские отношения с целью получения выгоды обеими сторонами.

Для общества мы будем выпускать дизели, не приносящие вреда окружающей среде.

ДЛЯ АКЦИОНЕРОВ МЫ УДОВЛЕТВОРИМ ИХ ОЖИДАНИЯ И ПОТРЕБНОСТИ ЗА СЧЕТ ДОСТИЖЕНИЯ ПРИБЫЛЬНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЯ.

Мировых лидеров, потому что мы хотим предложить потребителям широкую гамму силовых агрегатов для применения в автомобилях, автобусах, сельскохозяйственной технике и промышленных установках:

- мощностью от 95 до 310 кВт (130÷420 л.с.);
- имеющих ресурс до 700 тыс. км пробега (до 12 000 моточасов)

В области дизелестроения, потому что мы собираемся и дальше оставаться в бизнесе, который мы знаем лучше всего – это производство дизелей, силовых агрегатов и запасных частей к ним.

Мы верим в долгосрочные перспективы роста прибыли в данной отрасли, и мы будем продолжать концентрировать внимание на усиление своих позиций в этой сфере деятельности.

П О Л И Т И К А
РУКОВОДСТВА ОАО «КАМАЗ-Дизель»
В ОБЛАСТИ КАЧЕСТВА
 на период до 2005 года

Г Л А В Н Ы Е Ц Е Л И:

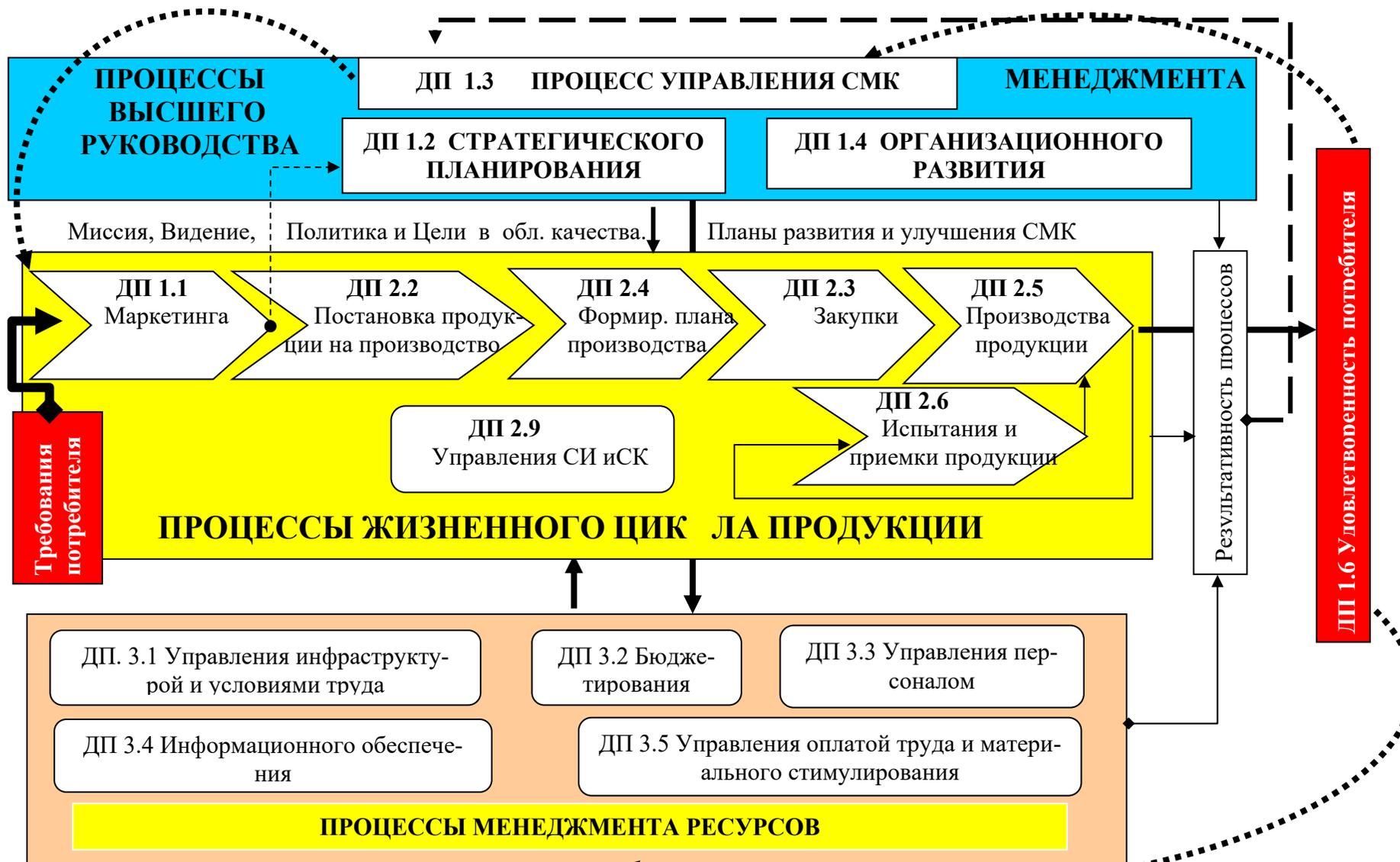
1. Войти в число мировых лидеров в области дизелестроения. Выгодно и на высоком уровне решать проблемы наших потребителей вместе с нашими поставщиками.

2. Обеспечить повышение благосостояния Общества и каждого работника.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ДОСТИЖЕНИЯ ГЛАВНЫХ ЦЕЛЕЙ:

- Взаимовыгодное сотрудничество с нашими потребителями.
- Постоянное повышение эксплуатационной надежности выпускаемой продукции за счет постановки на производство новых моделей, совершенствования технологических и производственных процессов.
- Наша продукция не приносит вреда окружающей среде и гарантирует безопасность для потребителей.
- Использование системы качества, как механизма управления предприятием и себестоимостью продукции.
- Сотрудники отвечают за качество и непрерывно улучшают его.
- Непрерывное повышение квалификации персонала и совершенствование профессиональной подготовки.
- В Обществе не принимаются решения или действия, приводящие к снижению качества выпускаемой продукции.
- Построение взаимоотношений внутри предприятия на основе «поставщик - потребитель».

ПРОЦЕССНЫЙ ЛАНДШАФТ СМК ОАО «КАМАЗ-ДИЗЕЛЬ»



АНАЛИЗ ФАКТОРОВ ЭКСПЕРИМЕНТА, ВЛИЯЮЩИХ НА ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТОВ NO ПРИ ОЦЕНКЕ АДЕКВАТНОСТИ ДВУХЗОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СГОРАНИЯ

Гиринович М.П., Звонов В.А., Иванов А.Г.
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

В настоящее время проблема уменьшения токсичности отработавших газов двигателей является актуальной. В дизелях более 95% общей токсичности приходится на оксиды азота и частицы (PM), причем наибольший вклад вносят NO. Их снижение до требований перспективных экологических норм - наиболее сложная задача, для выполнения которой требуется проведение большой исследовательской и экспериментальной работы. Применение математических моделей может существенно упростить решение данной задачи.

Для проведения расчетов образования оксидов азота в камере сгорания двигателя хорошо себя зарекомендовала двухзонная математическая модель сгорания, разработанная проф. Звоновым В.А. [2]. При проведении идентификации данной модели вычисления выполняются по опытным индикаторным диаграммам. Тогда результаты расчетов тепловыделения, а, следовательно, и значение нормирующего фактора для NO (коэффициент избытка воздуха в зоне продуктов сгорания α_T), будут зависеть от точности определения положения ВМТ поршня, степени сжатия и тепловых потерь в стенку. Поэтому для проведения идентификации модели необходимо установить требования к точности определения вышеперечисленных параметров. Кроме того, необходимо оценить влияние цикловой и межцилиндровой неравномерности работы дизеля на образование NO.

1. Двухзонная математическая модель процесса сгорания

На образование оксидов азота в процессе сгорания существенное влияние оказывают температура и концентрация активных веществ (O, OH и CN) в зоне горения и продуктов сгорания, причем последние зависят от состава смеси и уровня температуры. Поэтому в моделях сгорания, применяемых для расчета образования NO, необходимо определять локальные температуры и концентрации в зоне реакции.

Этим требованиям в полной мере отвечает двухзонная модель [1, 2].

При математическом моделировании процесса сгорания и образования оксидов азота в цилиндре дизеля с использованием двухзонной модели процесс сгорания условно разделяют на две зоны: зону свежей смеси и зону продуктов сгорания. Сгорание происходит с локальным коэффициентом избытка воздуха (α_T) близким к единице. При этом предполагается отсут-

ствии тепломассообмена между зонами, а также однородность по температуре и составу зоны продуктов сгорания на каждом участке времени.

Образование оксидов азота

Для определения выбросов NO по двухзонной модели рассчитывалась объемная доля оксидов азота ($r_{\text{NOобр}}$) в продуктах сгорания, образовавшихся на участке расчета ($\Delta M_{\text{пс}}$) и изменение доли оксидов азота (Δr_{NO}) в основной зоне продуктов сгорания ($M_{\text{пс}}$).

Общее количество NO в зоне продуктов сгорания на конце участка расчета определялось по формуле:

$$r_{\text{NO2}} = \frac{\Delta M_{\text{in}} \times r_{\text{NO}_{\text{ia} \delta}} + M_{\text{in1}} \times (r_{\text{NO1}} + \Delta r_{\text{NO}})}{M_{\text{in2}}}, \quad (1)$$

где (r_{NO1}) – количество NO, образовавшегося на предыдущем шаге расчета.

Расчеты NO производились на каждом временном шаге по разработанной ранее «комбинированной» модели [1]: образование NO в зоне продуктов сгорания, образовавшихся на участке расчета ($\Delta M_{\text{пс}}$), определялось по детальному кинетическому механизму, который учитывает образование «быстрых» NO, а в основной области продуктов сгорания ($M_{\text{пс}}$) – по 3-м реакциям «термического» механизма Зельдовича.

Адекватность модели была подтверждена при выполнении расчетно-экспериментальных работ [1, 2].

3. Анализ факторов эксперимента

Испытания производились на одноцилиндровой установке 1ЧН 12/12 в учебной лаборатории МАДИ (ТУ). Для проведения анализа был выбран режим работы двигателя, соответствующий режиму максимального крутящего момента ($n=1400 \text{ мин}^{-1}$, Нагрузка=100%).

ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ВМТ

Точность индицирования зависит от точности определения положения поршня датчиком угловых меток, установленным на носке коленчатого вала, то есть от точности привязки метки начала отсчета датчика к положению ВМТ цилиндра. Для определения влияния этого фактора на точность расчетов NO был проведен численный эксперимент с изменением положения ВМТ на $\pm 1^0$ пкв. Результаты представлены на рис. 1.

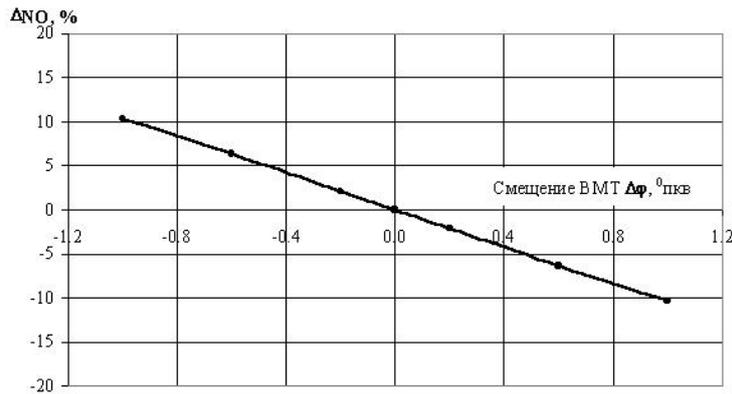


Рис. 1. Влияние изменения положения ВМТ на расчеты NO.

Определения положения ВМТ поршня выполняется с максимально возможной точностью $\pm 0,1^\circ$ пкв. При такой точности влиянием этого фактора на расчеты NO можно пренебречь.

Влияние точности определения степени сжатия

Другим существенным фактором, влияющим на расчеты NO, является правильное определение степени сжатия (ϵ). Для этого необходимо точно измерить объем камеры сгорания V_c . Из-за сложной геометрии этого объема при его определении возникают ошибки. Для анализа влияния ошибки определения ϵ на результаты расчетов тепловыделения и NO будем изменять этот параметр в пределах $\pm 5\%$ от величины базового значения (см. рис. 2).

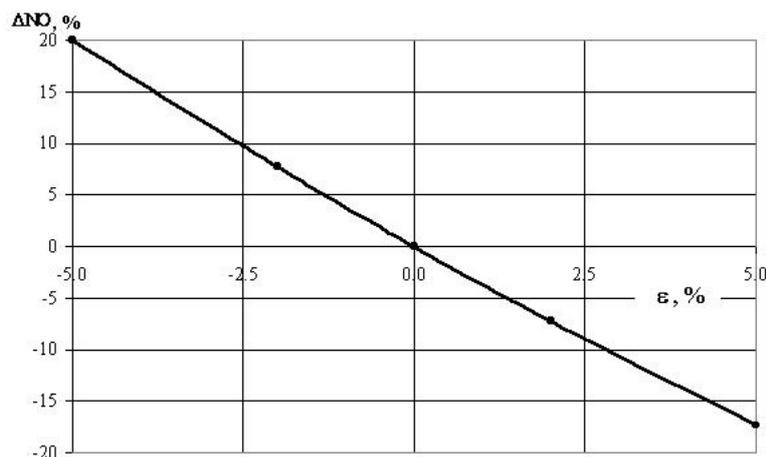


Рис. 2. Влияние изменения ϵ на расчеты NO.

Неверно определенная величина ϵ оказывает сильное влияние на расчет температуры в камере сгорания, что сказывается на расчетах NO. В соответствии с уравнением состояния идеального газа при увеличении ϵ происходит уменьшение объема V , тогда, при заданном индикаторном давлении P , будет происходить снижение температуры T . Это ведет к сни-

жению температуры в зоне продуктов сгорания и расчетных концентраций NO.

Влияние точности определения потерь тепла в стенки КС

В двухзонной модели сгорания расчет тепловых потерь в стенки (Q_w) производится по формуле Вошни. Для ее использования необходимо определить температуры и площади поверхностей, образующих КС.

Измерение температур - сложная и трудоемкая работа, поэтому она не проводится в рамках экспериментов по анализу рабочего процесса, их выбирают исходя из результатов анализа работ, посвященных проблемам измерения температур деталей двигателя.

Для определения степени влияния Q_w на расчеты NO в программе расчета тепловыделения и образования оксидов азота был введен множитель, который изменял долю тепловых потерь в стенки на $\pm 20\%$ от базового значения. Результаты расчетов представлены на рис. 3.

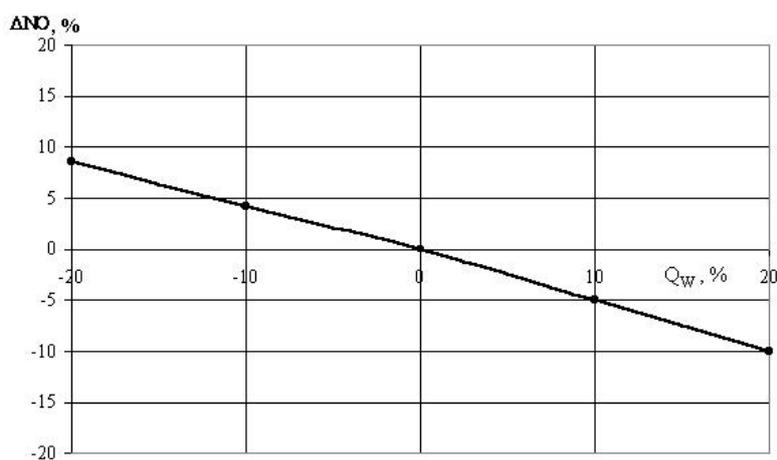


Рис. 3. Влияние изменения Q_w на расчеты NO.

Из полученных данных можно сделать вывод, что ошибка определения Q_w оказывает относительно небольшое влияние на расчет NO. Для того чтобы отклонение NO не превышало 5% необходимо рассчитывать Q_w в пределах $\pm 10\%$ от базового значения, что легко достигается при используемом подходе определения Q_w .

Анализ цикловой неравномерности

Анализ индикаторных диаграмм единичных циклов показал, что при испытаниях современных дизелей с механическими системами подачи топлива фактором цикловой неравномерности можно пренебречь. Для исключения высокочастотной составляющей диаграммы давлений, вызванной стохастическими процессами в цилиндре, проводится осреднение не-

скольких единичных циклов и сглаживание полученной индикаторной диаграммы.

Анализ межцилиндровой неравномерности

Ввиду сложности эксперимента и трудоемкости его обработки, индицирование на развернутом двигателе проводится только в одном цилиндре, то есть по индикаторной диаграмме одного цилиндра делается вывод о процессе сгорания и образования NO во всех цилиндрах. В действительности они могут существенно отличаться, что вызвано в первую очередь неравномерностью подачи топлива и воздуха.

Для анализа влияния этих параметров будем изменять их значения в программе расчета процесса сгорания и образования NO по заданному закону относительного тепловыделения $\chi(\varphi)$, полученному ранее при обработке экспериментальной индикаторной диаграммы.

При проведении расчетов предполагалось, что малое изменение цикловой подачи топлива и массы воздушного заряда цилиндра не влияет на закон сгорания. Поэтому функция $\chi(\varphi)$ для всех расчетов была принята одинаковой.

Результаты расчетов концентраций и удельных выбросов NO при изменении цикловой подачи топлива на $\pm 8\%$ представлены на рис. 4.

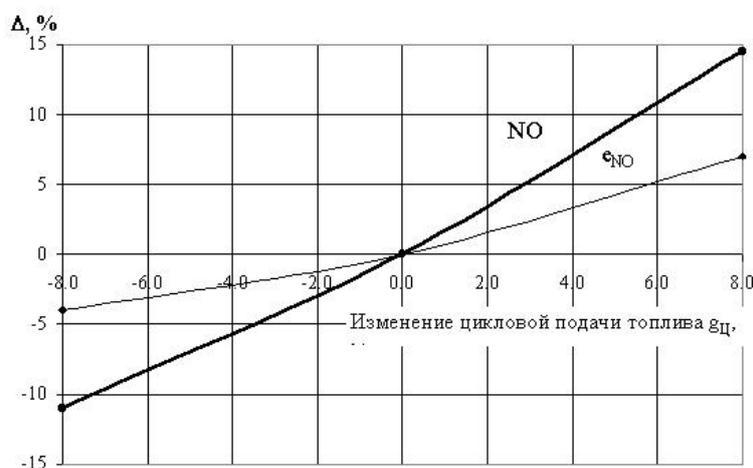


Рис. 4. Зависимость NO и e_{NO} от изменения цикловой подачи топлива ($n=1400 \text{ мин}^{-1}$, Нагрузка=100%).

Из полученных результатов следует, что при изменении цикловой подачи топлива в пределах рассмотренных значений отклонение удельных выбросов оксидов азота e_{NO} не превышает 7%.

Неравномерность воздушного заряда цилиндров оценивалась в пределах $\pm 10\%$. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

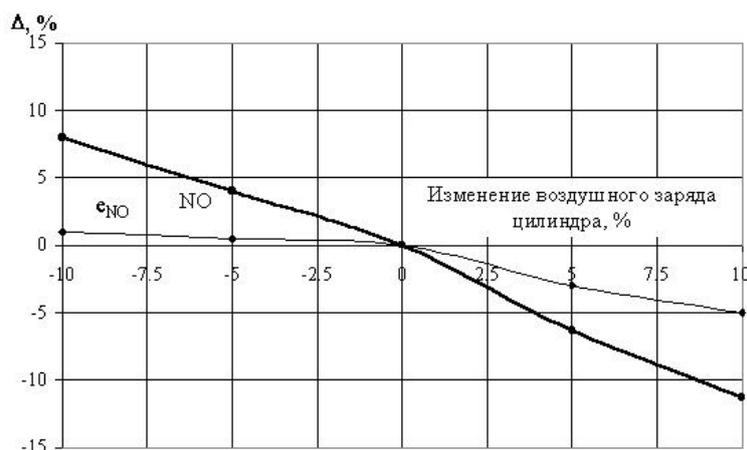


Рис. 5. Зависимость NO и ϵ_{NO} от изменения массы воздушного заряда цилиндра ($n=1400 \text{ мин}^{-1}$, Нагрузка=100%).

Изменение массы воздушного заряда цилиндра оказывает более слабое влияние на результаты расчетов удельных выбросов NO по сравнению с изменением подачи топлива и не превышает 5% в рассматриваемом диапазоне. Поэтому фактором неравномерности распределения воздуха по цилиндрам двигателя можно пренебречь.

Таким образом, при проведении испытаний и идентификации двухзонной математической модели сгорания и образования NO необходимо учитывать, что:

- 1) из рассмотренных факторов наибольшее влияние на результаты расчетов NO оказывает точность определения степени сжатия;
- 2) изменение положения ВМТ на индикаторной диаграмме и количества тепловых потерь в стенки, в рассмотренных интервалах, оказывают относительно небольшое влияние на расчеты NO, а необходимый диапазон точности их определения легко достигается при используемом подходе;
- 3) неравномерность образования NO по цилиндрам двигателя определяется главным образом неравномерностью топливоподачи;
- 4) при отклонении цикловой подачи топлива в индицируемом цилиндре более чем на 6% от среднего значения необходимо производить корректировку расчетов образования NO для повышения точности вычислений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Звонов В.А., Гиринович М.П. Анализ механизмов образования оксидов азота при сгорании углеводородных топлив в камере сгорания ДВС (часть 2): Приводная техника. 2004, №5.
2. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. Изд. 2-у перераб. - М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ И ТРАДИЦИОННЫХ ТОПЛИВ

Кавтарадзе Р. З., Цайлингер К.¹, Цитцлер Г.¹

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва,

¹Мюнхенский технический университет, г. Мюнхен

Введение. В обеспечении требуемых эффективных и экологических показателей дизеля поршневого двигателя задержка воспламенения играет существенную роль. До настоящего времени в литературе отсутствовали данные по задержке воспламенения для целого ряда перспективных топлив. Приведены результаты экспериментальных исследований, проведенных на специальной установке с одноцилиндровым дизелем MAN, и получены формулы для расчета задержки воспламенения при работе двигателя на различных топливах. Работа была выполнена в институте двигателей внутреннего сгорания Мюнхенского технического университета.

Краткое описание экспериментального метода. Задержка воспламенения оказывает решающее влияние на эффективные и экологические показатели дизеля. Известные до настоящего времени формулы для расчета времени задержки воспламенения относятся только к традиционным топливам. Экспериментальные исследования проводились непосредственно на двигателе MAN 24/30, в котором кроме традиционного дизельного использовались различные газообразные топлива, такие, как природный газ (~ 98 % CH₄), водород, синтезгазы - (30 % CH₄ + 70 % N₂) и (60 % H₂ + 20 % CH₄ + 20 % N₂). При этом на природном газе и на синтезгазах двигатель работает как газодизель, т.е. газоздушная смесь подается в цилиндр в процессе впуска, затем сжимается и в конце сжатия системой Common Rail (CR) впрыскивается запальная доза дизельного топлива. Кроме того, двигатель работает чисто в дизельном цикле с подачей водорода (в газовом состоянии) непосредственно в цилиндр. Значение цикловой запальной дозы топлива при продолжительности $\Delta\varphi_{впр} = 4^\circ$ и давлении впрыскивания $p_{впр} = 800$ бар удалось уменьшить до 34,2 мм³. Опытный двигатель оснащен также штатной системой подачи топлива, с помощью которой двигатель запускается в обычном дизельном режиме на дизельном топливе, а уже потом он переключается на газообразное топливо.

Момент воспламенения топлива определялся по скорости тепловыделения $\frac{dQ_x}{d\varphi} = f(\varphi)$, полученной в результате обработки экспериментальной индикаторной диаграммы $p = p(\varphi)$.

Согласно теории акад. Н.Н. Семенова, для длинных цепных реакций, которые сопровождаются быстрым возрастанием скорости реакции, приводящим к тепловому взрыву, справедливо

$$\tau_i = const \cdot p^{-n} e^{\frac{E}{RT}}. \quad (1)$$

Экспериментальные данные, полученные на опытной установке, хорошо согласуются с соотношением (1).

Задержка воспламенения газообразных топлив. В первой серии экспериментов определялась задержка воспламенения при работе двигателя на синтезгазе (60% H₂ + 20% CH₄ + 20% N₂), при этом с помощью теплообменника менялась температура воздуха при впуске t_к от 30 °С до 55 °С, при условии, что p_к ≈ const. Это позволило поддерживать почти постоянное давление в цилиндре в момент впрыскивания топлива p = (19,74 – 20,65) · бар ≈ const. Была получена формула для расчета задержки воспламенения при работе дизеля на синтезгазе (60% H₂ + 20% CH₄ + 20% N₂) с применением запальной дозы дизельного топлива

$$\tau_i = 0,188 \cdot p^{-0,357} e^{\frac{3076}{T}}. \quad (2)$$

Условная энергия активации для реакции горения данного синтезгаза с запальной дозой дизельного топлива E = 3076 · 8,314 = 25 774 Дж/моль.

Полученная аналогичным образом формула для времени задержки воспламенения при работе двигателя на синтезгазе 30% CH₄+70% N₂ имеет вид

$$\tau_i = 18,165 \cdot p^{-1,196} e^{\frac{1640}{T}}, \quad (3)$$

а условная энергия активации E=13 635 Дж/моль.

Формула для задержка воспламенения при работе двигателя на природном газе (~ 98% CH₄) имеет вид

$$\tau_i = 1,76 \cdot p^{-0,866} e^{\frac{2490}{T}}, \quad (4)$$

а условная энергия активации E=20 700 Дж/моль.

Практическая значимость полученных формул обусловлена тем, что они не имеют аналогов в научно-технической литературе, и поэтому даже в обстоятельных работах [2], в которых рассматривается задержка воспламенения альтернативных топлив, ограничиваются обзором формул типа Wolfer [3] или Hardenberg и Hase [4], полученных для обычного дизельного топлива. Кроме того, при расчете рабочего процесса в газодизелях [5] применяются формулы, полученные для чисто дизельного процесса, например формула А.И. Толстова [6], и, конечно, они не могут обеспечить достоверные результаты.

Задержка воспламенения дизельного топлива. Эксперименты, проведенные при непосредственном впрыскивании дизельного топлива, дают формулу

$$\tau_i = 0,55 \cdot p^{-1,3} e^{\frac{4400}{T}} \quad (5)$$

В случае применения рециркуляции отработавших газов в последней формуле вводится дополнительный эмпирический коэффициент K , значение которого определяется в зависимости от доли рециркуляции. Долю рециркуляции z определяют как отношение объемного количества рециркулируемых газов к количеству свежего заряда. Тогда (5) принимает вид

$$\tau_i = 0,55 \cdot K \cdot p^{-1,3} e^{\frac{4400}{T}}, \quad (6)$$

где $K = 0,9 \cdot z^{0,09}$, а доля рециркуляции z задается в процентах. Формула (6) справедлива при $z = 5 \div 40$ %. В качестве p и T в этой формуле, как и в предыдущих формулах, используются значения давления и температуры в цилиндре в момент впрыскивания топлива, однако в этой формуле они определяются для цикла без рециркуляции.

Очевидно, что работе двигателя без рециркуляции отработавших газов соответствует $K = 1$. Такая структура формулы (6) позволяет оценить величину периода задержки воспламенения при работе двигателя, как без рециркуляции отработавших газов, так и в случае различных ее долей.

На рис. 1 и 2 ниже приводится сопоставление расчетных значений по формулам (5) и (6) с экспериментальными данными, полученными для широких диапазонов изменений степени сжатия [7] и доли рециркулируемых газов [8]. Предложенная выше формула (5) хорошо согласуется с опытами [7] во всем диапазоне изменения степени сжатия. Результаты, полученные по формуле А.И. Толстова [6], относительно слабо зависят от изменения ε , а другие формулы [9, 10, 11] дают существенные отклонения от экспериментальных данных.

Заключение. Впервые получены формулы для расчета времени задержки воспламенения перспективных газообразных топлив, а также традиционного дизельного топлива с учетом рециркуляции отработавших газов. Сопоставление с результатами опытов, проведенных в широком диапазоне изменения параметров двигателя, а также сравнение полученных результатов с опытными данными других авторов, показывают высокую точность полученных формул. Это позволяет успешно использовать их при моделировании рабочего процесса и прогнозирования эффективных и экологических показателей дизеля [12, 13].

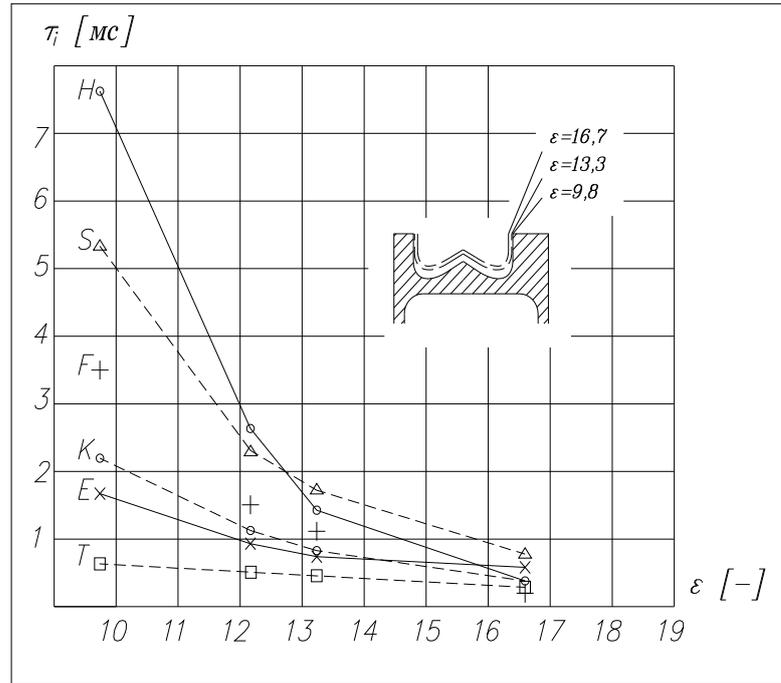


Рис.1.Изменение задержки воспламенения в зависимости от степени сжатия опытного двигателя AVL-520 ($p_e=15$ бар, $n=3000$ мин⁻¹, $S/D=12/12$ мм/мм, $p_k=1,5$ бар, Режим работы $p_e=7,41$ бар), рассчитанные по различным формулам: Н-Нироyasу и др. [9], S-Stringer и др. [11], F-Fujimoto и др. [10], Т-Толстов [6], К- Формула (5). Е- Эксперимент W.A. Sprogis [7]

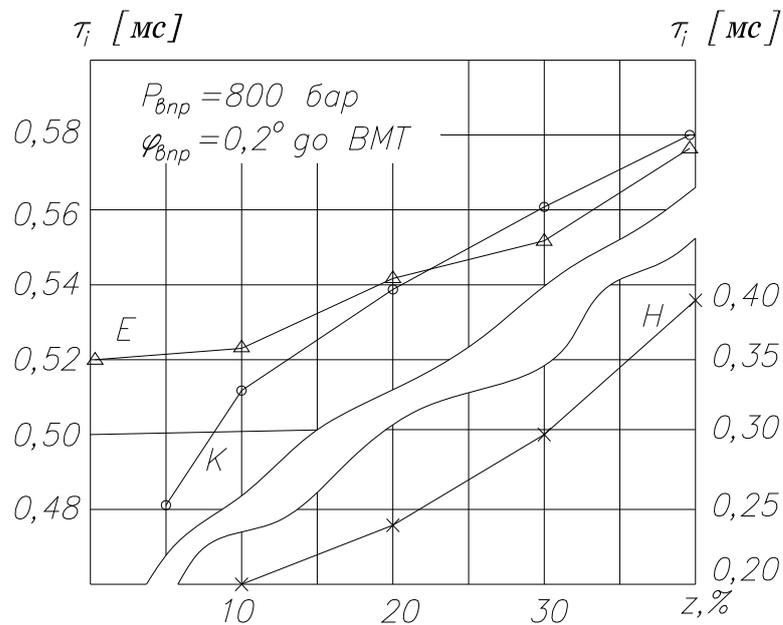


Рис.2 Изменение задержки воспламенения в дизеле Volkswagen ($S/D = 8,64/7,95$ см/см, $N_e= 46$ кВт, $n=4000$ мин⁻¹, $\epsilon = 19,5$) в зависимости от доли z рециркулируемых газов, рассчитанные по формулам: Н-Нироyasу и др. [9], К- Формула (6). Е- Эксперимент Schneider и др. [8].

ЛИТЕРАТУРА

1. Семенов Н.Н. Цепные реакции. Госхимтехиздат. Л.: 1934.-555 с.
2. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000.-311 с.
3. Wolfer H. Der Zündverzug im Dieselmotor. VDI-Forschungsheft N392,1938.S. 15- 24.
4. Hardenberg H.O., Hase F.W. An Empirical Formular for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and From the Relevant Parameter of Direct- Injection Diesel Engine. SAE- Paper 7900493, 1973.
5. Кудряш А.П., Пашков В.В., Маринин В.С., Москаленко Д.А. Природный газ в двигателях. Киев, Наукова думка, 1990. 200 с.
6. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия// Труды НИЛД « Исследование рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях», №1, М., Машгиз, 1955. С.5-55.
7. Sprogis W.A. Abgasverhalten von Dieselmotoren mit niedrigem Verdichtungsverhältnis. MTZ. N7/8, 1983. S.251-257.
8. Schneider W., Stöckli M., Lutz T., Eberle M. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ. N 11, 1993. S.588-599.
9. Hiroyasu H., Kadota T., Arai M. Supplementary Comments: Fuel Spray Characterisation in Diesel Engines, in Mattavi J.N. and Amann (eds). Combustion Modeling in Reciprocating Engines. Plenum Press. 1980. pp.369-408.
10. Fujimoto H. et.al. Illumination Delay in Diesel Spray. JASE Paper. N 800-13., 1980. 149 p.
11. Fujimoto H. et.al. Illumination Delay in Diesel Spray. JASE Paper. N 800-13., 1980. 149 p.
12. Stringer F.W., Clarke A.E., Clarke J.S. The Spontaneous Ignition of Hydrocarbon Fuels in a Flowing System. Proc. I. Mech. E. 184, 1969-70. 212 p.
13. Zitzler G. Analyse und Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren bei Einsatz verschiedener Gasarten.Dissertation, TU München, 2003. 182 S.
14. Скрипник А.А., Фролов С.М., Кавтарадзе Р.З., Эфрос В.В. Моделирование воспламенения в струе жидкого топлива. РАН. Химическая физика. № 1, том 23. «004. С. 54-61.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ДВУКРАТНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

Ивашенко Н.А., Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А.¹, Блинов А.Д.¹
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, ¹ОАО «ЗМЗ», г. Заволжье

Опыт как отечественных, так и зарубежных исследований показывает, что топливные системы с управляемой характеристикой впрыскивания являются эффективным средством снижения вредных выбросов и «жесткости» рабочего процесса сгорания в быстроходных дизелях. Двукратное впрыскивание давно известно как удачное средство снижения шума двигателя, а последнее время его стали использовать и в целях уменьшения вредных выбросов, в частности оксидов азота.

Целью данной работы являлся исследование возможностей снижения оксидов азота в выпускных газах быстроходного двигателя ЗМЗ-5148.10 (S/D=94/87 мм/мм) путем применения двукратного впрыскивания.

Следует подчеркнуть, что в литературе широкое распространение находит термин «Двухфазное впрыскивание», однако он в данном случае неудачен, т.к. ассоциируется с подачей топлива в виде двух фаз - различных агрегатных состояниях веществ, что подразумевает совершенно другую схему топливоподачи. Поэтому в дальнейшем будут использованы термины «многократное впрыскивание», «двукратное впрыскивание».

Численные эксперименты проводились с применением математической модели, разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана [1,2]. При этом были исследованы различные характеристики (законы) впрыскивания: Двукратное впрыскивание с пилотным (предварительным) впрыскиванием, трехкратное впрыскивание с двойным предварительным впрыскиванием, двукратное впрыскивание с дополнительным впрыскиванием, двукратное разделенное впрыскивание, двухступенчатое впрыскивание [3,4].

Анализ проведенных численных экспериментов позволяет сделать вывод, что для двигателя ЗМЗ-5148.10 наиболее перспективным является применение двукратного впрыскивания с предварительным (пилотным) впрыскиванием. Моделирование других видов законов впрыскивания показало, что они уступают с точки зрения экологических характеристик (оксиды азота, шум от рабочего процесса). Увеличение дозы предварительного впрыскивания приводит к повышению тепловыделения в первой фазе сгорания, одновременно с этим уменьшается тепловыделение во второй фазе сгорания. Уменьшение дозы предварительного впрыскивания заметно снижает давления и температуру в цилиндре и способствует снижению $[NO_x]$. В связи с этим, было установлено, что на исследуемых режимах работы двигателя ЗМЗ-5148.10 оптимальная массовая доля пилотного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания.

Таблица 1

Содержание оксидов азота в ОГ дизельного двигателя ЗМЗ-5148.10

Параметр	Двукратное впрыскивание топлива; $\epsilon=19,5$; число и диаметр сопловых отверстий - $z_c=6$ и $d_c=0,17$ мм)												$\Delta\varphi_{впр}$, П.К.В	NO _x %
	64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	144	152		
Φ,° п.к.в.	64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	144	152		
NO_x, ppm ($N_{к.мах}=51,4$ кВт / 1900 мин ⁻¹ ; $q_{ц}=49$ мг/ц; $C_u \approx 4,56$ м/с; $Z_c=6$; $d_c=0,173$ $p_{впр\ max}=1000$ бар)	6	25	59	114	187	273	382	494	589	644	675	697	8	0%
	10	40	92	174	281	398	509	602	674	728	767	795	14	+14%
	6	23	53	100	162	231	317	442	546	596	623	640	-14	-8%
NO_x, ppm ($N_{ном}=96$ кВт / 4000 мин ⁻¹ ; $q_{ц}=49$ мг/ц; $C_u \approx 15,67$ м/с; $Z_c=6$; $d_c=0,173$ $p_{впр\ max}=1500$ бар)	3	12	30	60	102	156	232	329	390	428	452	470	8	0%
	7	25	57	105	168	235	297	352	400	435	458	475	14	-1%
	8	32	72	134	214	302	397	485	566	619	649	668	-14	+42%

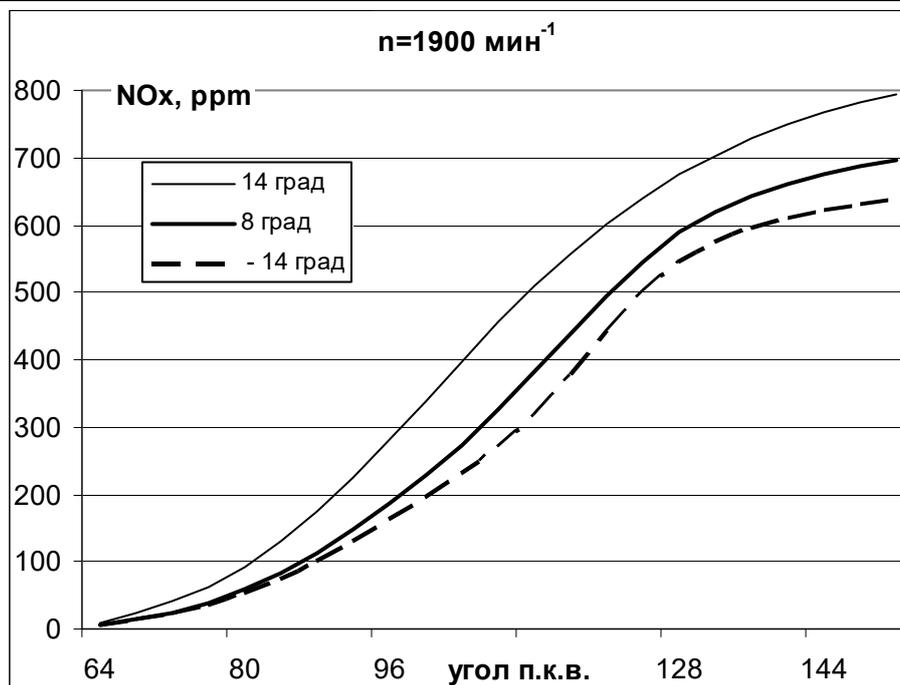


Рис.1. Влияние продолжительности (в градусах у.п.к.в.) между предварительным и основным впрыскиванием на изменение концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля ЗМЗ-5148.10 ($N_{к.мах}=51,4$ кВт)

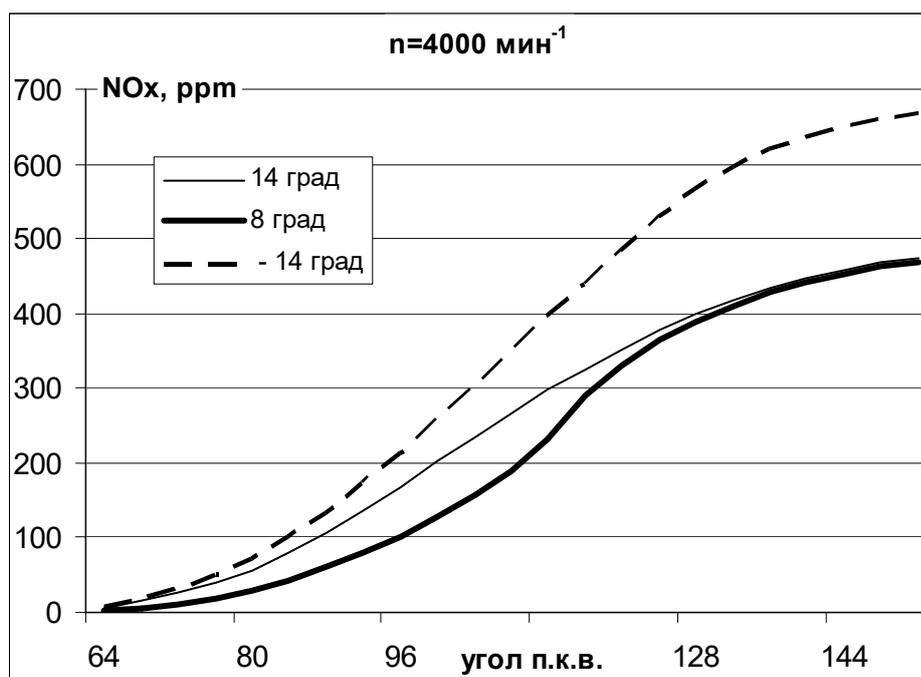


Рис.2. Влияние продолжительности (в градусах у.п.к.в.) между предварительным и основным впрыскиванием на изменение концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля ЗМЗ-5148.10 ($N_{\text{ном}}=96 \text{ кВт}$)

В таблице 1 и на рисунках 1 и 2 приведены результаты численных экспериментов, проведенных в целях определения оптимальной продолжительности между предварительным и основным впрыскиванием для дизеля ЗМЗ-5148.10. Значение $\Delta\varphi_{\text{впр}} = -14^\circ$ означает, что рассматривается двукратное впрыскивание, при котором сначала впрыскивается основная доля цикловой подачи, а через 14° – дополнительная доля. Соотношение между долями такое же, что и при пилотном впрыскивании.

Как видно, для данных режимов работы оптимальный интервал составляет $\Delta\varphi_{\text{впр}} = 8^\circ$. На частичном режиме $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ дополнительное впрыскивание приводит к небольшому снижению концентрации оксидов азота, но одновременно к ее значительному увеличению на номинальном режиме работы двигателя (рис.1 и рис.2). Это объясняется спецификой двукратного впрыскивания, в частности тем, что предварительное впрыскивание более эффективно при высоких нагрузках [5]. С уменьшением нагрузки абсолютная доза предварительного впрыскивания уменьшается, и тепловыделение от первой фазы сгорания становится практически незаметным.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Система Common Rail в условиях работы на дизеле ЗМЗ-5148.10 без формирования оптимальных долей в двукратном впрыскивании не

имеет явных преимуществ перед системой с ТНВД VE, применяемой на двигателе ЗМЗ-5145.10, с точки зрения компромисса между g_e и $[\text{NO}_x]$.

2. Оптимальным для дизеля ЗМЗ-5148.10 при $p_{\text{впр}} = 1500$ бар (на номинальном режиме $N_e = 96$ кВт) является осуществление двукратного впрыскивания, при котором массовая доля предварительного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания с интервалом между ними, равном 8° по углу поворота коленчатого вала.

3. Установленный оптимальный закон впрыскивания при базовом варианте форсунки ($d_c = 0,17$ мм) с учетом прогнозируемой интенсивности закрутки воздуха при впуске приводит к следующим суммарным значениям $[\text{NO}_x]$ в продуктах сгорания двигателя ЗМЗ-5148.10: $[\text{NO}_x] = 470$ ppm на номинальном режиме, и $[\text{NO}_x] = 697$ ppm – на режиме максимального крутящего момента. Дальнейшее снижение $[\text{NO}_x]$ на режиме максимального крутящего момента может быть достигнуто путем регулирования давления впрыскивания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». №1, 2004. С. 43-59.

2. Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О., Скрипник А.А. Расчетно-экспериментальное исследование локальных температур и локальных концентраций оксидов азота в камере сгорания дизеля. Труды III Российской национальной конференции по теплообмену. Том 8. Москва, изд-во МЭИ, 2002. С. 114-117.

3. Иващенко Н.А., Миронычев М.А., Блинов А.Д., Кавтарадзе З.Р. Расчетно-экспериментальное исследование концентраций оксидов азота в выпускных газах дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10. Известия Волгоградского ГТУ. Серия «Транспортные наземные системы». Выпуск 1, № 3. 2004. С. 3-7.

4. Разработка многозонной модели рабочего процесса дизеля ЗМЗ-5148.10 с аккумуляторной системой для многофазного впрыска топлива и согласование ее работы с регулируемой системой впуска-выпуска и рециркуляции охлаждаемых ОГ: Отчеты ООО «ОЗИЦ» по этапам 2-4 договора № 01/02. Орехово-Зуево, 2003. ОАО «ЗМЗ», Арх. №№ 7530, 7628, 7642.

5. Chmela F.G., Jager P., Herzog P., Wirbeleit F. Emissionsverbesserung mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung. MTZ, N 9. 1999. S. 552-558.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА ДЛЯ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ РАБОЧЕЙ МЕТАНОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Гайворонский А.И., Лапушкин Н.А., Савенков А.М.

ООО «ВНИИГАЗ, г. Москва

Ужесточение экологических требований к поршневым двигателям транспортных средств вызывает необходимость проведения целого комплекса мероприятий по их выполнению: совершенствование рабочего процесса; применение альтернативных топлив; использование систем нейтрализации; применение установок с рекуперацией энергии и нетрадиционным приводом ведущих колес. Альтернативные топлива находят все большее применение на автотранспортных средствах, обеспечивая значительную экономию традиционных нефтяных топлив, а также снижение токсичных выбросов с выпускными газами.

Во ВНИИГАЗе для максимального использования компримированного природного газа и минимального внесения изменений в штатную дизельную топливную аппаратуру разработана оригинальная топливная система, использующая диметиловый эфир (ДМЭ) в качестве запального топлива для газодизельного двигателя, рисунок 1. Такие газодизели с воспламенением метановоздушной смеси запальной порцией диметилового эфира могут составить конкуренцию «чисто» газовым двигателям с искровым зажиганием. Система питания (рисунок 1) газодизельного двигателя 1 содержит бак 2 хранения дизельного топлива, используемого в качестве гидрожидкости, баллон 3 хранения ДМЭ, газовый баллон 4 с компримированным природным газом, топливный насос 5 высокого давления, электрический топливоподкачивающий насос 6 для подачи ДМЭ, дозатор 7 ДМЭ, газовый редуктор 8, трубопровод его подачи в смеситель, установленный на входе во впускной коллектор, а также газовый дозатор 9 и заслонку управления режимами работы двигателя.

Для воспламенения газозвушной смеси используется запальная доза диметилового эфира. Он поступает из баллона в подкачивающий насос, который создает гарантированное давление 1,5 МПа, предотвращающее появление паровых пробок. Из топливного насоса ДМЭ поступает в дозатор ДМЭ с гидроуправлением. Нагнетание ДМЭ в полость форсунки осуществляется поршнем, управляемым гидрожидкостью, в качестве которой используется дизельное топливо, поступающее от штатного топливного насоса высокого давления (ТНВД). Конкретная реализация разработанного технического решения применительно к ТНВД двигателя ЯМЗ-236НЕ показана на рисунке 2. Каждая секция ТНВД снабжена узлом подачи ДМЭ, встраиваемого в штуцер нагнетательного клапана штатного насоса. Основными деталями устройства являются: коллектор 1, специальный штуцер 2, седло клапана 3, упор клапана 4, плунжер 5, и втулка плунжера 6. Все детали описанного устройства размещены в штуцере 7. Процесс всасывания, нагнетания и подачи ДМЭ в форсунку понятен из

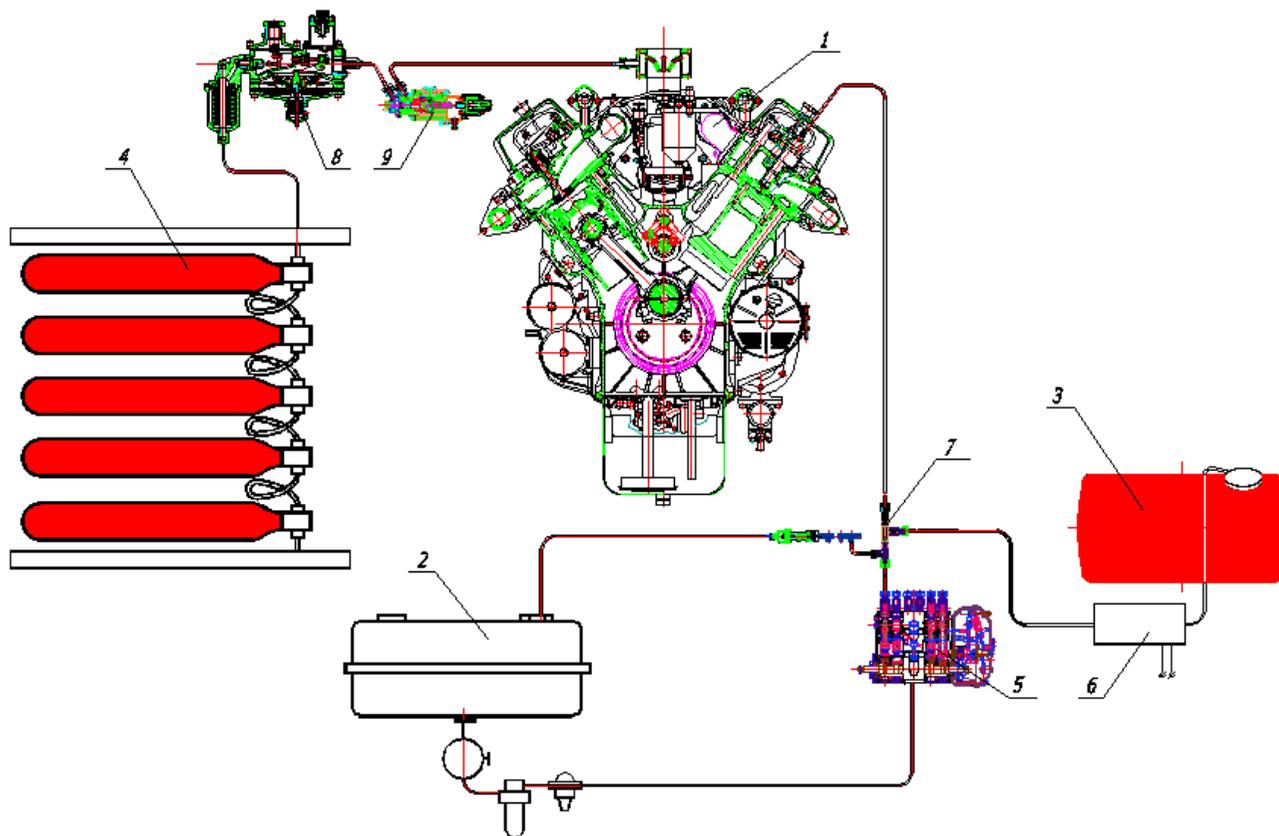


Рисунок 1 - Комбинированная система топливоподачи ВНИИГАЗа

1 – газодизельный двигатель ЯМЗ-236НЕ; 2 – бак дизельного топлива; 3 – баллон диметилового эфира; 4 – баллоны природного газа; 5 – топливный насос высокого давления; 6 – насос подачи ДМЭ; 7 – дозатор ДМЭ; 8 – газовый редуктор; 9 – газовый дозатор.

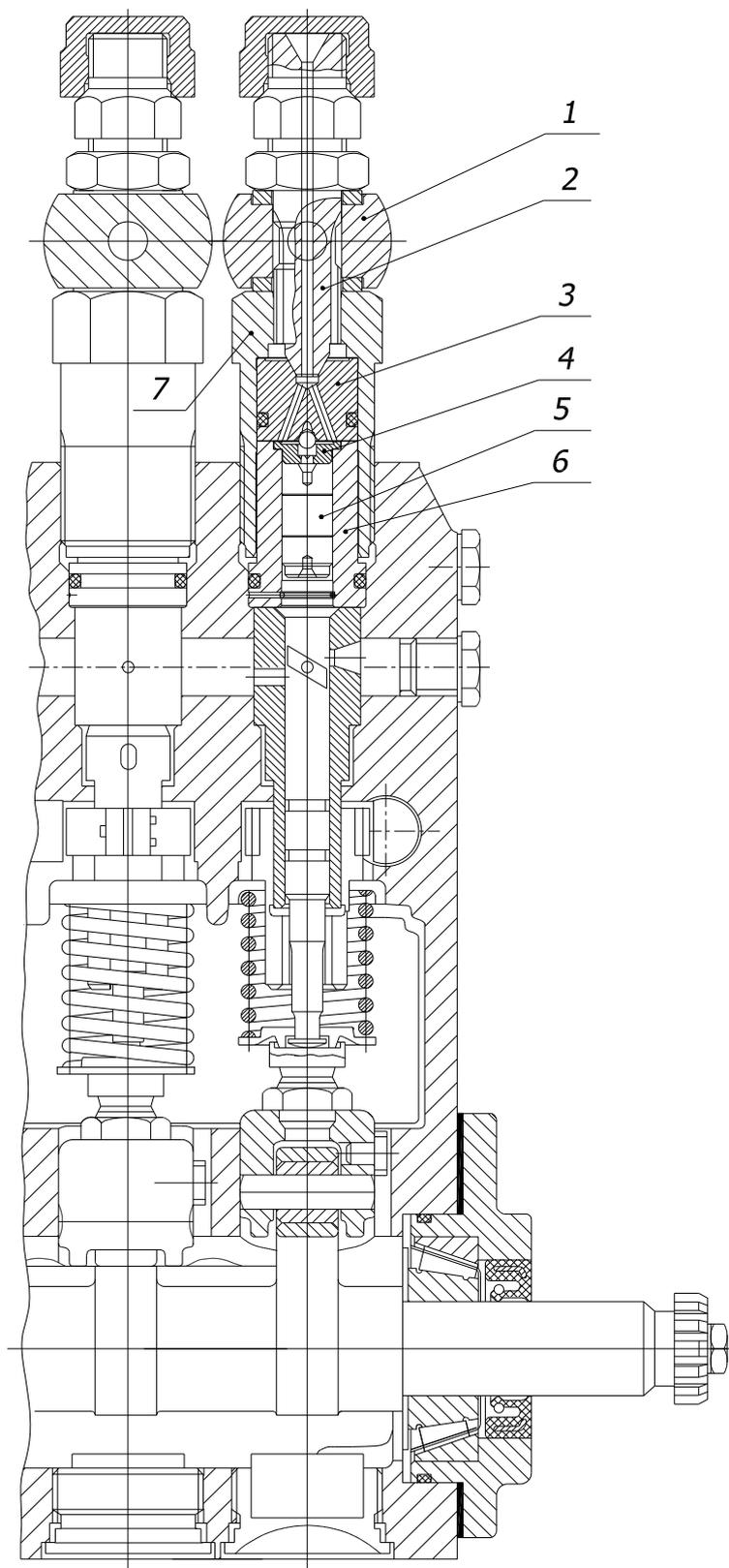


Рисунок 2. Секция подачи диметилового эфира

рисунка. Преимуществом разработанного узла подачи ДМЭ является его простота и обеспечение работоспособности за счет конструктивных мероприятий (без применения противозадирных присадок типа «Лубризол»).

Проведены стендовые испытания двигателя ЯМЗ-236НЕ с тремя системами топливоподачи: дизельной, газодизельной с воспламенением газовой смеси запальной порцией дизельного топлива, газодизельной с воспламенением газовой смеси запальной порцией диметилового эфира.

При работе газодизеля с воспламенением газовой смеси запальной порцией диметилового эфира по внешней скоростной характеристике (рисунок 3) обеспечивается получение тех же величин мощности и крутящего момента. Потребление газа по всей внешней характеристике при воспламенении запальной порцией ДМЭ меньше, чем в газодизельном двигателе с запальной дозой дизельного топлива.

Анализ протекания показателей токсичных выбросов в газодизеле при воспламенении дизельным топливом и ДМЭ показывает, что выделение NO_x в газодизеле с ДМЭ при совпадении на высоких частотах вращения значительно меньше на низких частотах вращения. Выделение CH и CO_2 практически совпадает по всей внешней характеристике. Выделение CO в газодизеле с ДМЭ на высоких частотах вращения немного превышает выделение CO в газодизеле с запальной дозой дизельного топлива. В газодизеле на ДМЭ отсутствует выделение сажи.

На рисунке 4 показаны нагрузочные характеристики газодизеля при воспламенении газовой смеси дизельным топливом и ДМЭ, снятые на частоте вращения 2100 мин^{-1} и 1300 мин^{-1} .

Мощность и крутящий момент имеют те же величины, что и при работе газодизеля с воспламенением газовой смеси запальной порцией дизельного топлива. На высоких частотах вращения потребление газа, несколько меньше, чем в газодизельном двигателе с запальной дозой дизельного топлива. Максимальный расход газа составляет $24,8 \text{ кг/час}$. Максимальный расход диметилового эфира – $21,9 \text{ кг/час}$, что составляет 38% от величины введенной теплоты с дизельным топливом на номинальном режиме.

Проведенные испытания газодизельного двигателя по 13-ти ступенчатому циклу показывают, что двигатель с воспламенением смеси запальной дозой ДМЭ по выбросам вредных веществ укладывается в нормы Евро-2 без нейтрализатора, за исключением выделений CO .

Резюмируя вышесказанное можно отметить, что при работе на ДМЭ:

имеется потенциальная возможность создания газодизеля с высокой степенью экологической чистоты, который будет соответствовать требованиям международного стандарта (ЕВРО-3) по выбросам NO_x , CO , CH с нейтрализатором;

учитывая высокую стоимость диметилового эфира экономически оправдано на переходный период осуществлять конвертацию автотранспорта на базе газодизельного процесса с использованием диметилового эфира в качестве запального топлива.

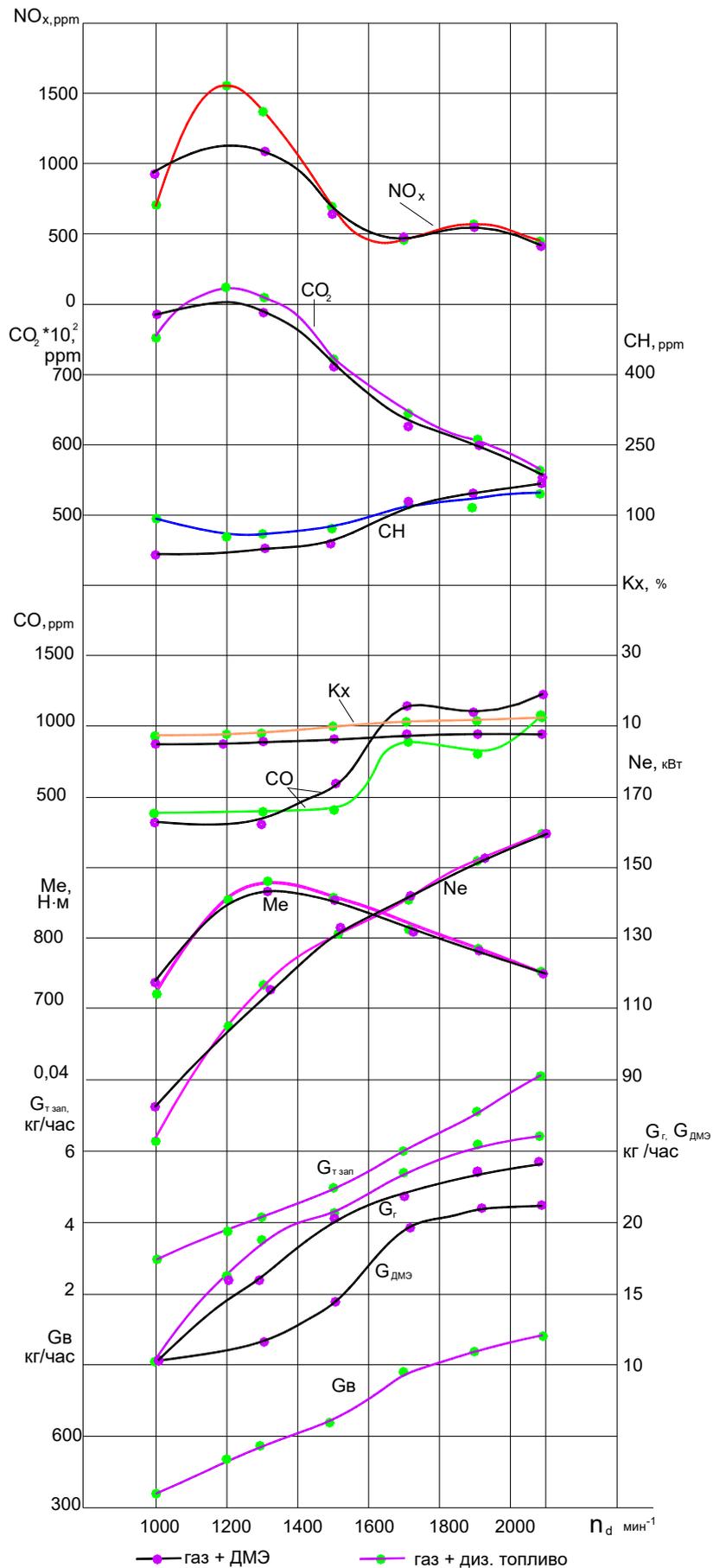


Рисунок 3. Скоростные характеристики газодизеля ЯМЗ-236НЕ

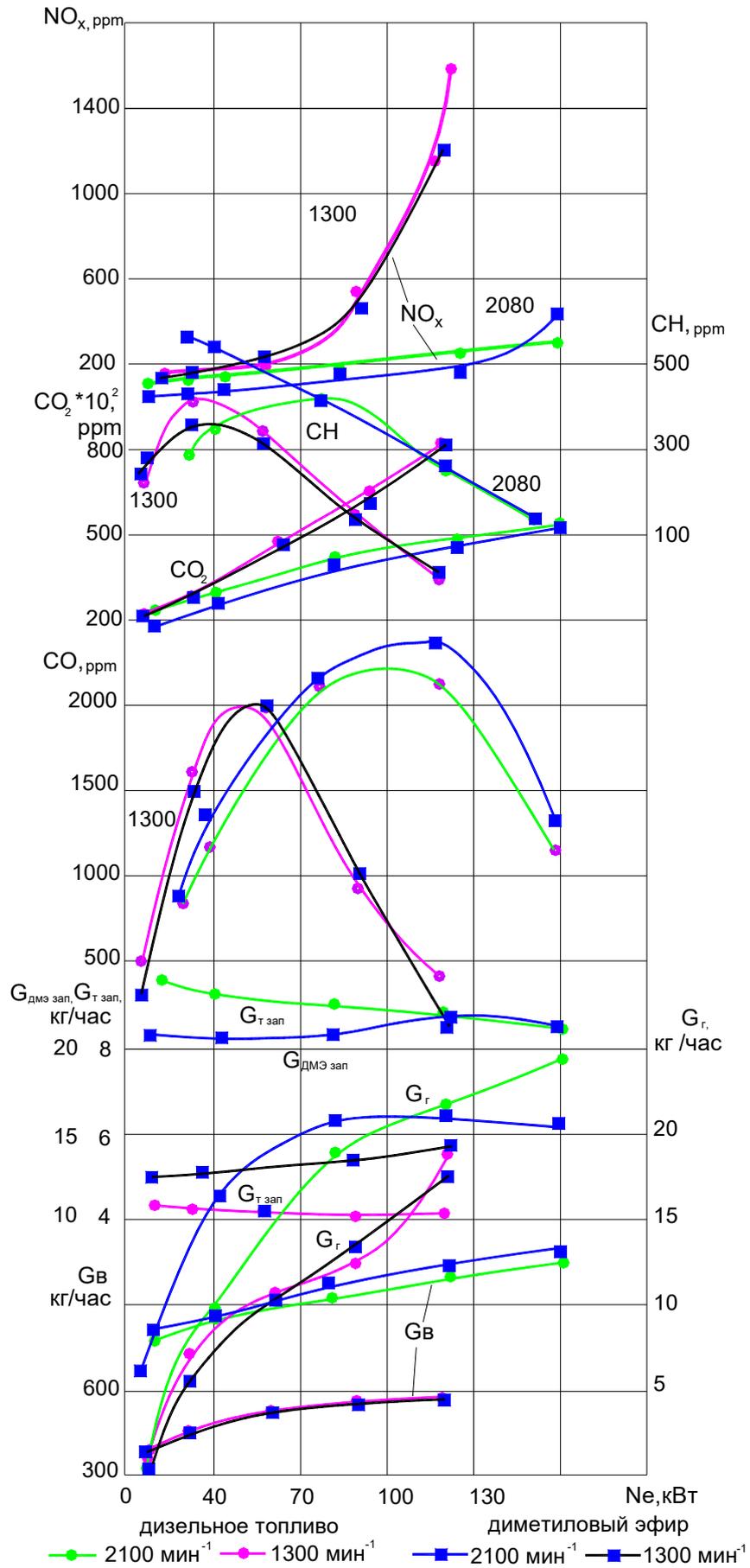


Рисунок 4. Показатели газодизеля ЯМЗ-236НЕ по нагрузочной характеристике

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ В ДВС

Гришин Ю.А.

*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
г. Москва*

Дальнейшее повышение основных экономических и экологических характеристик поршневых двигателей связано с усложнением их конструкций, удорожанием работ по их доводке. С целью ускорения решаемых задач в настоящее время все шире применяются методы математического моделирования процессов в двигателях, в частности, газообмена.

При моделировании нестационарных течений в газоздушных трактах двигателей в МГТУ им. Н.Э.Баумана используются, в основном, 3 базовых численных метода и их модификации: метод характеристик с плавающей сеткой (МХПС), метод распада разрыва (МРР) и метод крупных частиц (МКЧ).

Для настройки протяженных индивидуальных трактов на динамический наддув и очистку цилиндров применяется МХПС в одномерной постановке, т.к. только он обеспечивает необходимое фазовое и амплитудное соответствие моделируемого и реального процессов. Метод необходим также для наиболее точной отладки и проверки граничных условий (ГУ) на различных элементах тракта: клапанах, коленах и разветвлениях коллекторов, компрессорах и турбинах.

Наряду с явным преимуществом хорошего отражения реальной физической картины нестационарных волновых процессов базовый МХПС имеет недостаток – он является неконсервативным, приводит к определенным неточностям в определении итоговых масс, импульсов и энергий. Это обусловлено тем, что он опирается только на дифференциальные уравнения, выражающие изменения инвариантов Римана вдоль характеристических направлений. С использованием принципа осреднения параметров в деформирующихся ячейках и соблюдения всех законов сохранения при переходах через фронты элементарных волн, идущих вдоль характеристик, в МГТУ была разработана абсолютно консервативная схема МХПС [1]. При этом можно учесть также диссипативные процессы трения и теплообмена со стенками каналов.

Рассмотрим основные принципы расчета МХ с выполнением свойства консервативности на примере ячейки d (рис.1). В ячейках a , b и др. предыдущего ряда значения газодинамических параметров уже известны, известны также координаты узлов M , C , N и т.д. Будем считать угловые коэффициенты характеристик CA и CB по параметрам в ячейках a и b : $(u-a)_{AC} = u_a - a_a$, $(u+a)_{BC} = u_b + a_b$. Это позволит получить координаты t_A , x_A и t_B , x_B .

Запишем значения массы, импульса и энергии, которые будут переходить из ячейки *a* в ячейку *d* через фронт *AC* с учетом трения по Дарси-Вейсбаху (к-т λ) и теплоотдачи по Ньютону (к-т α) в стенки канала с температурой T_k и диаметром D при единичной площади проходного сечения:

$$M_a = \rho_a a_a (t_A - t_C); \quad (1)$$

$$I_a = M_a u_a - [\lambda_0 \rho_a u_a |u_a| (x_C - x_A) / 2D - p_a] (t_A - t_C); \quad (2)$$

$$L_a = M_a e_a - [4\alpha_w (T_a - T_k) (x_C - x_A) / D - p_a u_a] (t_A - t_C), \quad (3)$$

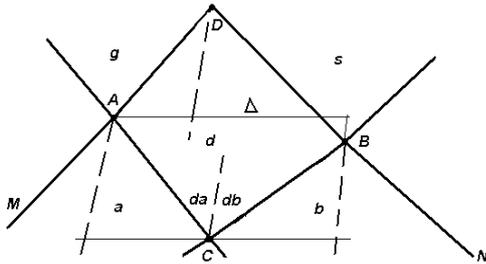


Рис.1. Ячейка МХПС

где $e_a = p_a / [(k-1)\rho_a] + u_a^2 / 2$. Подобным образом определяются значения M_b , I_b и L_b для перехода из *b* в *d*. В результате в ячейке *d* окажутся запасы массы, количества движения и энергии $M = M_a + M_b$, $K = I_a + I_b$ и $E = L_a + L_b$, которые полностью израсходуются при переходах через замыкающие ячейку *d* фронты *AD* и *BD*.

Введем обозначения: Δ - ширина струйки, проходящей через ячейку *d*, т.е. между точками *A* и *B*; $\Delta x = x_B - x_A$, $\Delta t = t_B - t_A$. Величину Δ можно представить соотношением $\Delta = \Delta x - u_d \Delta t$, где u_d - пока неизвестное среднее значение скорости в ячейке *d*. Для определения этой скорости, а также средних давления p_d и плотности ρ_d в ячейке *d* следует рассмотреть систему уравнений

$$\rho_d \Delta x = M + \rho_d u_d \Delta t; \quad (4)$$

$$M u_d = K + p_d \Delta t; \quad (5)$$

$$M \left[\frac{p_d}{(k-1)\rho_d} + \frac{u_d^2}{2} \right] = E + p_d u_d \Delta t. \quad (6)$$

Из этой системы с использованием обозначений $\iota = K/M$, $\lambda = E/M$, $\delta = \Delta x / \Delta t$ получается формула для определения скорости:

$$u_d = \frac{\delta + k\iota}{k+1} \pm \sqrt{\left(\frac{\delta + k\iota}{k+1} \right)^2 - 2 \frac{(k-1)\lambda + \delta\iota}{k+1}}, \quad (7)$$

далее из системы находятся p_d и ρ_d . Для выбора знака перед радикалом используется контрольное значение скорости u_d , получаемое из (5) при $\Delta t = 0$. Затем можно переходить к расчету следующих ячеек сетки.

Наибольший объем численных исследований производится с помощью методов сквозного счета с фиксированной сеткой. Для моделирования нестационарного газообмена развернутых многоцилиндровых двигателей целесообразно использовать одномерные схемы МРР, которые не дают «нефизических» всплесков и раскачки параметров за фронтами импульсов. Эти вычислительные осцилляции, характерные, например, для базовой версии

МКЧ [2], совершенно неприемлемы для моделирования газообмена в КДВС с турбинами и компрессорами.

С использованием принципа установления процесса МКЧ целесообразно применять для решения сложных задач пространственного анализа и конструирования элементов газоздушного тракта. Цель работ – снижение потерь, получения необходимых характеристик закрутки заряда в цилиндре и др. Вследствие простоты алгоритма скорость вычислений у МКЧ выше, чем у МРР. Однако при решении многовариантных и объемных задач по заказам промышленности время счета все-таки оказывается весьма значительным. Поэтому актуальны работы по усовершенствованию численных методов, направленные на ускорение расчетов.

Было отмечено, что в базовый МКЧ для обеспечения устойчивости вычислений затопленных струй и отрывных течений, характерных для ДВС, требует применения весьма малых значений сеточного числа Куранта: $Co = a\Delta t/h = 0,05 - 0,1$ (a – скорость звука, $h = \min\{\Delta x, \Delta y, \Delta z\}$). Это приводило к увеличению времени счета и ухудшению точности, поскольку, очевидно, область зависимости разностных уравнений получается на порядок больше области зависимости исходных газодинамических дифференциальных уравнений.

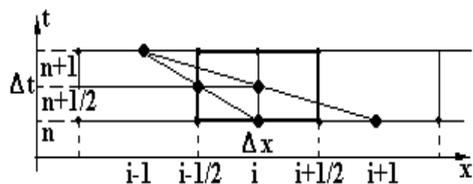


Рис.2. Ячейка МКЧ

С помощью представления о наклонных секущих для трех смежных расчетных ячеек с использованием параметров не только n , но и $n+1$ временного слоя удалось аналитически выразить значение промежуточного давления. В одномерном случае

$$\tilde{p}_i = \frac{p_i^n - (k-1) \cdot C p_i^{n+1/2} \{0,5[u_i^n + u_{i+1}^n - (0,5p_{i+1}^n - p_{i-1/2}^{n+1/2}) \cdot C / \rho_i^n] - u_{i-1/2}^{n+1/2}\}}{1 - 0,25(k-1) \cdot C^2 p_i^{n+1/2} / \rho_i^n}, \quad (8)$$

где $C = \Delta t/\Delta x$, а затем и всех других газодинамических параметров в средней ячейке i на эйлеровом этапе. Тем самым для политропного газа была получена новая неявная модификация МКЧ с переходом на второй порядок точности по времени, не требующая дополнительных итераций [3]. Это позволило повысить устойчивость и точность расчетов. Несмотря на некоторое усложнение расчетного алгоритма, за счет увеличения числа Co время вычислений сократилось в несколько раз.

Подобный прием был использован и для получения неявной модификации МРР [4]. В работе [4] показано также, что расчетные осцилляции МКЧ обусловлены несоответствующим нестационарному течению принципом задания средних арифметических значений давления и скорости на границах ячеек. Использование для этих границ на эйлеровом этапе соотношений линеаризованного распада разрыва позволяет полностью исключить раскочку параметров.

Важным шагом в развитии схем расщепления типа МКЧ явился учет

изменения плотности на эйлеровом этапе [4].

Частица в ячейке с первоначальным размером Δx (рис.3) под действием импульсов сил и работ, совершаемых на границах $i-1/2$ и $i+1/2$, получает промежуточные значения скорости \tilde{u}_i и удельной полной энергии \tilde{e}_i . Эти параметры, относящиеся к центру тяжести частицы, не зависят от того, деформируется частица или нет. В МКЧ этой деформацией пренебрегают и принимают для плотности допущение $\tilde{\rho}_i = \rho_i^n = const$. Такой подход, очевидно, неточен. Т.к. скорости перемещаемых границ могут заметно различаться, частица будет расширяться или сужаться. Соответствующее изменение плотности легко

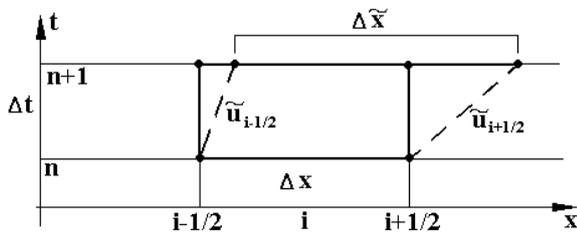


Рис.3. Деформация ячейки МКЧ

учесть. Очевидно, что $\rho_i^n \Delta x = \tilde{\rho}_i \Delta \tilde{x}_i$ и $\Delta \tilde{x}_i = \Delta x + (\tilde{u}_{i+1/2} - \tilde{u}_{i-1/2}) \Delta t$. Тогда

$$\tilde{\rho}_i = \rho_i^n / \left[1 + \frac{\tilde{u}_{i+1/2} - \tilde{u}_{i-1/2}}{\Delta x} \Delta t \right] = \rho_i^n / \left[1 + \frac{\tilde{u}_{i+1} - \tilde{u}_{i-1}}{2\Delta x} \Delta t \right]. \quad (9)$$

В принципе этот расчет изменения плотности можно рассматривать как еще один этап схемы расщепления. Затем следует лагранжев этап с определением потоков массы через границы ячеек. В частности, для $i+1/2$ границы при $\tilde{u}_i + \tilde{u}_{i+1} > 0$ будем иметь:

$$\Delta M_{i+1/2}^n = \tilde{\rho}_i \frac{\tilde{u}_i + \tilde{u}_{i+1}}{2} F \Delta t. \quad (10)$$

Далее производится обычный заключительный этап с исполнением законов сохранения массы, импульса и энергии. Учет деформации крупной частицы с $\rho = var$ позволяет поднять предел устойчивости расчетов по Co до величин, близких к 1, и значительно уменьшить амплитуду колебаний за фронтами моделируемых волновых процессов.

На базе описанных модификаций МКЧ с участием А.С.Кулешова и А.Н.Каримова был разработан программный комплекс NSF (Non-steady flow), который позволил решить целый ряд важных практических задач по улучшению характеристик газоздушных трактов двигателей, результаты переданы на заводы для внедрения. Отметим некоторые из них.

На 59 % снижены потери выпуска из окон в коробку, на 48 % - потери в коллекторе и на 14 % - пульсации давления перед турбиной свободнопоршневого генератора газа спецназначения. Для двухтактного авиадизеля ТДА-450, создававшегося в НПП "Мотор", были спроектированы пояса окон, впускные и выпускные коробки. По отношению к базовым конструкциям потери на впуске снижены на 64 %, на выпуске - на 83 %. Результаты работы использованы при изготовлении опытных образцов дизеля.

Модельная лопаточная выпускная коробка для дизеля 6ТД (6ДН

12/2x12) завода им.Малышева, изготовленная на базе расчетов, при испытаниях на заводе показала улучшение расходной характеристики по сравнению со штатной в среднем на 10 %. Чертежи соответствующих прессформ для отливки коробок были переданы заказчику.

Для дизеля 61Б-31 (16 ДРПН 23/2x30) завода «Русский дизель» была разработана «двухэтажная» лопаточная выпускная коробка с улучшением расходной характеристики по ходу открытия окон от 45 до 20 %. При испытаниях дизеля с новым комплектом коробок за счет снижения потерь выпуска и дисбаланса мощности турбины и компрессора получено снижение удельного расхода топлива на 8-10 %.

Расчетная доводка заходной части впускных каналов четырехклапанной крышки цилиндра дизеля 6ЧН 30/38 (30ДГМ, ОАО «Коломенский завод») с ликвидацией отрывной зоны в первом по потоку канале и общее улучшение профиля каналов подняло их расходную характеристику в среднем на 4-6 %.

Для дизелей ЯМЗ-236Н и ЯМЗ-752 разработаны выпускные коллектора с потерями полного давления, уменьшенными соответственно на 72,5 и 43,3 % по отношению к базовым вариантам, значительно снижена неравномерность выпусков из цилиндров.

Для бензиновых двигателей ЗиЛ-130 и ЗиЛ-375 улучшены профили впускных винтовых каналов, внедренных в производство. Это позволяет экономить на каждом автомобиле 700-900 л топлива в год.

В выпускных коллекторах наддувной и безнаддувной модификаций дизеля ЗиЛ-645 потери давления удалось снизить в 2 раза при обеспечении равномерности выпуска по отдельным цилиндрам. Во впускных коллекторах потери были снижены соответственно на 75 и 35 %. Стендовые испытания безнаддувного дизеля с новой впускной системой показали уменьшение расхода топлива до 4 г/кВт·ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришин Ю.А. Консервативный метод характеристик с плавающей сеткой // Тезисы докладов V Международной конференции по неравновесным процессам в соплах и струях, Самара, 5-10 июня 2004 г.- М.: Вузовская книга, 2004. - С. 79-80.

2. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике.- М.: Наука, 1982 .- 392 с.

3. Гришин Ю.А. Экономичные аналитико-численные алгоритмы метода крупных частиц // Численн. исслед. актуальн. проблем машиностр. и механ. сплош.и сыпуч.сред методом крупных частиц: В 5 т./Под ред. Ю.М.Давыдова / Нац. Академия прикл.наук.- М.,1995.- Т.4.- С.1277-1289.

4. Гришин Ю.А. Разработка неявных схем на базе методов распада разрыва и крупных частиц. Математическое моделирование.РАН.- 2004.- т.16.- N 6.- с.81-84.

ТИПОВОЙ АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДЛЯ СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРОИЗВОДСТВА ЗАО УК "БМЗ"

Обозов А.А.

ЗАО УК "Брянский машиностроительный завод" – БГТУ, г. Брянск

Безразборное (функциональное) диагностирование двигателей, а также диагностирование с частичной разборкой узлов двигателя является неотъемлемой составной частью комплекса работ по сервисному обслуживанию дизелей, выполняемому специалистами ЗАО УК "БМЗ". При этом, следует подчеркнуть, что наибольший эффект от работ достигается при оптимальном сочетании функционального диагностирования, диагностирования посредством разборки и выполнения стандартных процедур по обслуживанию двигателей. Тем не менее, значимость функционального диагностирования трудно переоценить в связи с тем, что суда подчас имеют напряженный график коммерческих рейсов и главный двигатель бывает трудно вывести хотя бы на небольшой промежуток времени из эксплуатации под разборку. Работы в области создания систем функционального диагностирования и, в частности, в области создания алгоритмов диагностирования начались более 20 лет назад. Многие научно-исследовательские и учебные институты, связанные с отраслью двигателестроения, занимались и продолжают заниматься данной проблемой. Известны разработки ЦНИДИ, ЦНИИМФ, ЛВИМУ им. адм. Макарова, ЛИВТ (Санкт-Петербург), ОВИМУ (Одесса), НВИМУ (Новороссийск) и других институтов и ВУЗов*. *Примечание автора: указаны «старые» названия учебных заведений, используемые до реорганизации системы высшего образования.*

Судовой малооборотный дизель в настоящее время полностью определен как объект диагностирования, т.е. определены узлы и системы, подлежащие диагностированию и влияющие на надежность функционирования двигателя. Определены регистрируемые диагностические параметры двигателя, несущие информацию о техническом состоянии диагностируемых элементов. Разработанные алгоритмы диагностирования отличаются друг от друга той или иной степенью сложности. Однако посещение нашими специалистами судов показывает, что персонал, обслуживающий главный двигатель, диагностикой, как правило, не занимается и этому есть объяснение: внедряемые алгоритмы часто "тяжеловесны", перегружены математическим аппаратом, имеют сложную логику. Например, встречаются используемые в алгоритмах математические модели, описывающие изменение диагностических параметров (регрессионные уравнения) состоящие из 10 – 15 членов, включающих режимные факторы, факторы внешней окружающей среды и пр. с учетом описания нелинейности взаимосвязей между параметрами. Естественно, такие модели и алгоритмы для использования должны быть "защиты" в системы диагностики, так как вручную их никто использовать не будет. Сложность разработанных алгоритмов диагностирования является основной причиной того, что до сих пор диагностированием в эксплуатации занимаются специалисты теплотехнических служб пароходств, а не экипажи судов.

В настоящей статье предлагается алгоритм диагностирования главного двигателя, который используется автором в течение ряда лет. Диагностированием охватываются следующие узлы и системы двигателя:

- детали камеры сгорания двигателя (*головка поршня, поршневые кольца, выпускной клапан, пусковой клапан*);
- топливная аппаратура двигателя (*топливный насос, трубы высокого давления, форсунки, привод топливного насоса*);
- выпускной клапан, гидропривод выпускного клапана;
- турбокомпрессор(ы);
- охладитель наддувочного воздуха;
- тракт газоотвода двигателя;

Следует сразу же сказать, что непременным условием установления правильного диагноза является наличие у персонала системы регистрации индикаторного процесса дизеля и определения с достаточной точностью среднего индикаторного давления (P_{mi}) цилиндров двигателя. Такая система должна иметь хорошие метрологические характеристики (погрешность определения P_{mi} не должна превышать 2-3%, система должна представлять на обозрение и обрабатывать несколько последовательных рабочих циклов, рассчитывать цикловую нестабильность и статистические характеристики ряда реализаций индикаторного процесса, должна обеспечивать высокую точность фазовой регистрации ВМТ).

На основе замеренных параметров индикаторного процесса по всем цилиндрам и частоты вращения коленчатого вала определяется важный параметр - режим работы двигателя (режимная точка на диаграмме нагрузок дизеля).

Почти то же самое относится и к регистрации и обработке параметров процесса впрыска топлива.

Несмотря на тот факт, что рынок в настоящее время насыщен различными системами регистрации индикаторного процесса и процесса впрыскивания топлива, приобретение такой системы вследствие их высокой стоимости вовсе не является обязательным. Специалисты "БМЗ" используют собственную разработку – управляемый компьютером (типа Notebook) дешевый внешний аналого-цифровой преобразователь. Датчики и нормирующие усилители используются норвежской системы типа "Autronica NK-5", для регистрации фазовых характеристик процессов используется датчик-отметчик ВМТ оптического (инфракрасного) типа. Запись температур сред в характерных точках производится с использованием платиновых термометров сопротивления. Также на основе использования компьютера осуществляется регистрация частот вращения коленчатого вала и роторов турбонагнетателей. Для регистрации перемещения выпускного клапана используется датчик резистивного типа. Разработанную систему технического диагностирования (СТД) можно отнести к, так называемым, системам виртуального типа, так как она строится на минимальном объеме используемых аппаратурных средств. Применяемая СТД может регистрировать достаточно длительные реализации процессов (длительность регистрации зависит только от возможностей компьютера и терпения оператора) или работать в циклическом режиме. Как мы полагаем, достоинством разработанной системы явля-

ется то, что она работает в реальном масштабе времени и представляет механику информации без задержки, соответствующую текущему моменту наблюдения за двигателем.

В разработанных алгоритмах диагностирования для описания изменения диагностических параметров от режимных и "внешних" факторов используются полученные в процессе стендовых испытаний дизелей регрессионные уравнения первого и второго порядков и только для описания изменения температур газов (после цилиндров, перед /за/ турбо-нагнетателями) используются уравнения третьего прядка. Анализ уравнений показывает на хорошее их качество (квадрат множественного коэффициента корреляции, характеризующий качество уравнений регрессии, как правило, оказывается не ниже 0,98-0,99). В качестве примера для иллюстрации приведенного выше алгоритма диагностирования взят двигатель 8L60MC постройки «БМЗ».

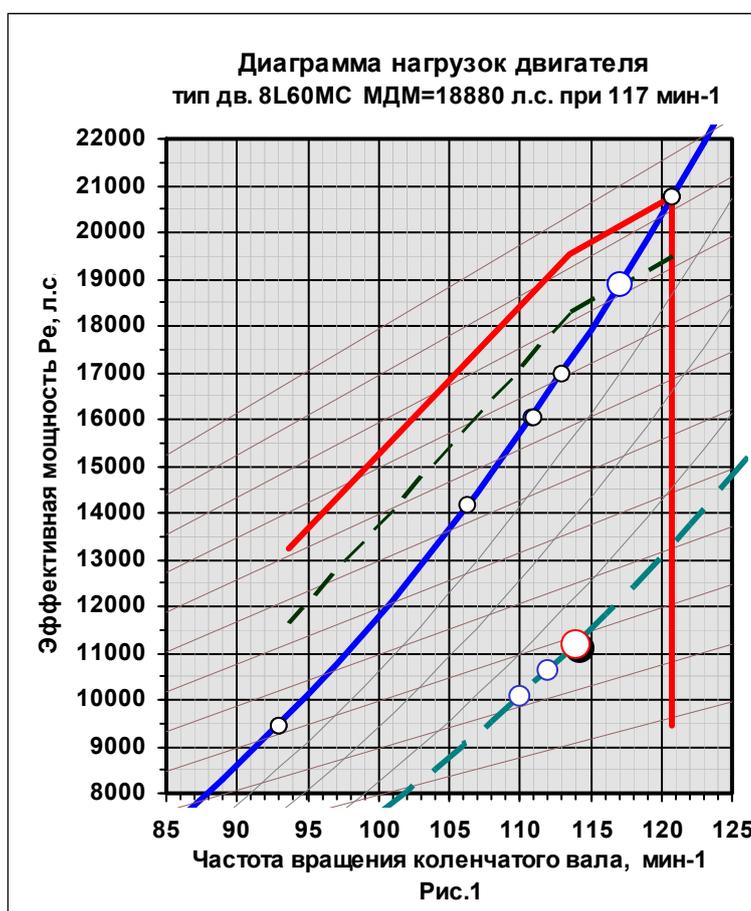
Решаемые по предлагаемому алгоритму задачи:

1. *Определение точки режима нагружения двигателя.*

Производится индицирование цилиндров двигателя. Замер частоты вращения коленчатого вала. Определяется среднее индикаторное давление P_{mi} каждого цилиндра и производится регулировка (выравнивание) индикаторного давления между отдельными цилиндрами.

Определяется P_{mi} осредненное по всем цилиндрам. Для учета межцикловой нестабильности при индицировании цилиндров обрабатывается не менее 10 последовательных циклов. Рассчитывается индикаторная и эффективная мощности (мощность механических потерь определяется по данным стендовых испытаний двигателя). Точка режима нагружения наносится на диаграмму нагрузок двигателя (см. Рис.1.)

2. *Определение соответствия давления наддува P_{scav} и эффективной мощности двигателя P_e .*



Осуществляется с использованием эталонной кривой приведенной ниже (Рис.2).

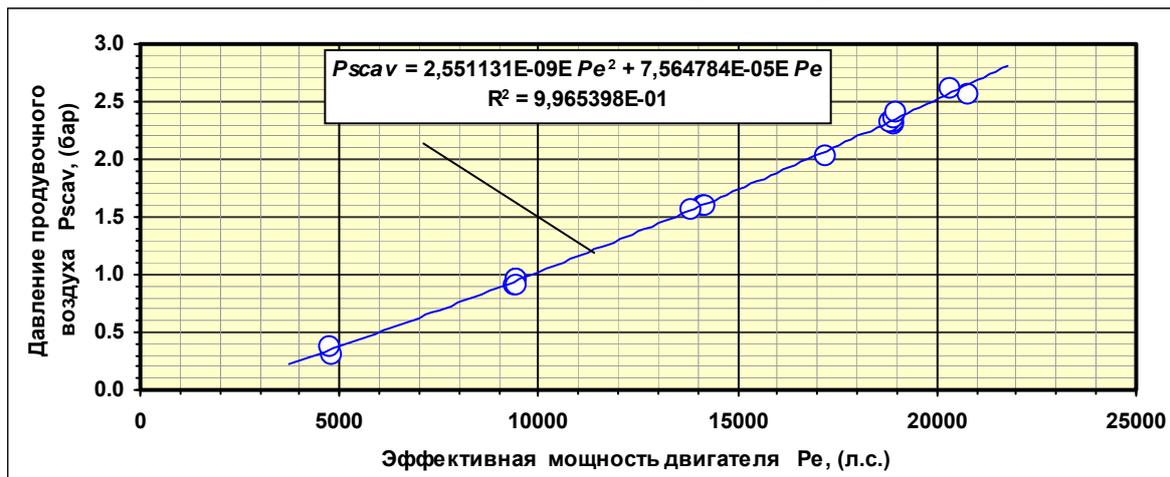


Рис.2. Взаимосвязь давления наддува и эффективной мощности дизеля

Опыт показывает, что зависимость между параметрами P_{scav} и P_e носит линейный (или очень близкий к линейному) характер в широком диапазоне режимов нагружения двигателя. Если проверка показывает, что измеренное в эксплуатации значение P_{scav} на 0,2 - 0,3 бара (и более) ниже эталонного значения параметра, то это свидетельствует о снижении эффективности системы воздухообмена двигателя (причины могут быть различными: снижение к.п.д компрессорной и/или турбинной ступени турбокомпрессора, снижение энергии выпускных газов подводимой к турбинной ступени ТК, загрязнение соплового аппарата турбокомпрессора, воздухофильтра или охладителя наддувочного воздуха, повышенное противодействие за турбиной).

3. Оценка соответствия давления конца процесса сжатия в цилиндрах P_{comp} и давления наддува P_{scav} .

Осуществляется для диагностирования неплотности камеры сгорания двигателя. Взаимосвязь параметров P_{comp} и P_{scav} описывается линейной зависимостью (рис.3.).

Отклонение измеренного значения P_{comp} от эталонного свидетельствует либо о плохом состоянии поршневых колец (необходим осмотр их через продувочные окна цилиндровой втулки), либо о прогорании шпинделя (посадочного седла) клапана, либо о прогорании огневого днища головки поршня (изменилась степень сжатия).

Также причиной отклонения P_{comp} от эталонного уровня может быть появление неплотности пускового клапана, однако данная неисправность легко диагностируется (патрубок подвода пускового воздуха к крышке цилиндра при работе двигателя сильно нагревается). Еще одной причиной нарушения взаимосвязи P_{comp} и P_{scav} может быть нарушение фазы закрытия выпускного клапана, которое ведет к изменению степени сжатия заряда в цилиндре. В связи с этим обычно предварительно до проведения диагностирования двигателя специалистами "БМЗ" осуществляется контроль натяжения главной приводной цепи и контроль правильности установки газовыпускных кулачных шайб на распреде-

лительном валу двигателя, чтобы заранее исключить данную неисправность из рассматриваемых.



Рис.3. Зависимость давления в цилиндре в конце такта сжатия от давления продувочного воздуха

4. Определение соответствия максимального давления сгорания P_{max} эффективной мощности двигателя P_e .

Осуществляется регулирование P_{max} таким образом, чтобы оно соответствовало эталонному значению, полученному в ходе стендовых испытаний на заводе изготовителе дизеля. Желательно на неработающем двигателе заранее выполнить проверку правильности установки топливных кулачных шайб. Регулировка уровня P_{max} осуществляется изменением опережения подачи топлива (в зависимости от конструкции насоса регулировка выполняется установкой или выемкой регулировочных прокладок топливного насоса, либо регулированием системы ВТ).

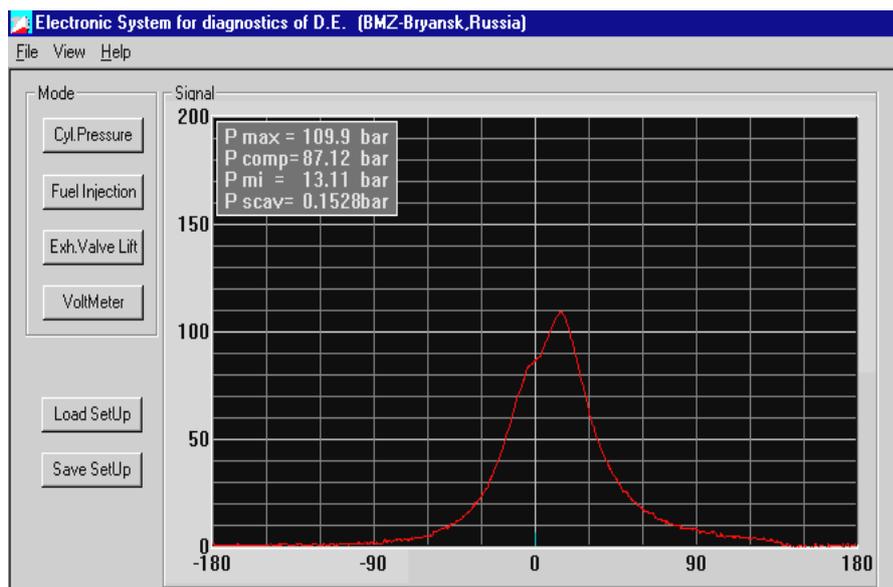


Рис.4. Вид дисплея компьютера СТД, отображающего индикаторную диаграмму дизеля с представлением величин P_{max} , P_{comp} и P_{mi} .

Заметное снижение уровня P_{max} при нормальных значениях P_{comp} и угла опережения подачи топлива (dFi_{open} /см. п. 9/ контролируется при помощи СТД) свидетельствует об износах плунжерной пары насоса и/или о неплотности всасывающего клапана, установленного в крышке топливного насоса. В этом случае требуется повторно осуществить при помощи СТД контроль процесса впрыска топлива в цилиндр.

5. Оценка эффективности системы турбонаддува осуществляется (в дополнение к п.2) на основе оценок адиабатического к.п.д. компрессорной ступени ТК η_{comp} , общего (суммарного) к.п.д. турбокомпрессора η_{total} и к.п.д. турбинной ступени η_{turb} , которые определяются из известных зависимостей:

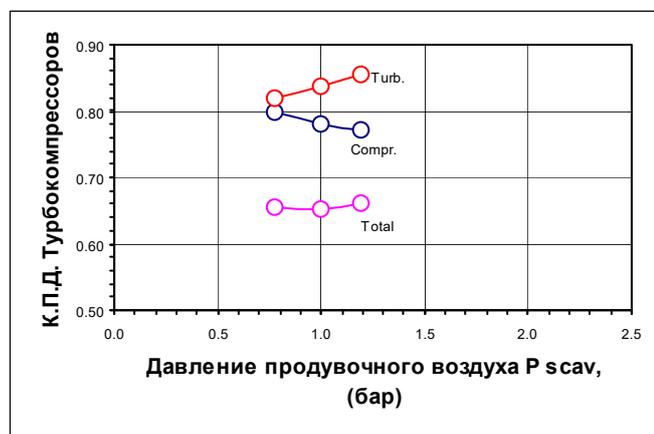
$$\eta_{comp} = \frac{\frac{k}{k-1} T_{inl} \left(\pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{C_p (T_{out} - T_{inl})}$$

для определения η_{comp} также может использоваться выражение:

$$\eta_{comp} = 3614400 \frac{T_{inl} \left(\pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\mu (\pi D n)^2}$$

где π_{comp} - степень повышения давления компрессорной ступени; $\pi_{comp} = F(V, P_f, P_{scav}, dP_{cool})$; V - барометрическое давление (бар), P_f - падение давления на воздухофильтре (бар); P_{scav} - давление воздуха (избыточное) в продувочном коллекторе (бар); dP_{cool} - падение давления на воздухоохладителе (бар); T_{inl} - температура воздуха на всасывании компрессорной ступени (измеряется минимум в трех точках по периметру воздушного фильтра и производится осреднение результата) (К); T_{out} - температура воздуха после компрессорной ступени (измеряется термометром сопротивления) (К); C_p - теплоемкость воздуха в изобарном процессе (Дж/кг К); D - диаметр колеса компрессора (м); μ - Slip-фактор (фактор скольжения) колеса компрессора (в зависимости от геометрии лопаток колеса компрессора $\mu=0,7-0,75$); n - частота вращения ротора турбокомпрессора (мин^{-1}).

Рис.5.



Для определения общего (суммарного) к.п.д. турбокомпрессора используется выражение:

$$\eta_{total} = 0,9055$$

$$\frac{T_{inl} \left(\pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_{inl_turb} \left(1 - \frac{1}{\pi_{turb}^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \right)}$$

где: T_{inl_turb} – температура газов перед турбинной ступенью; π_{turb} – степень понижения давления газов на турбинной ступени; $\pi_{turb} = F(V, P_{turb\ inl}, dP_{back})$; $P_{turb\ inl}$ – давление газов перед турбиной; dP_{back} – противодавление за турбиной;

Эффективность турбиной ступени оценивается как отношение:

$$\eta_{turb} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{comp}}$$

Результаты оценки эффективности турбокомпрессоров, приведены на графике (рис.5). К системам турбонаддува достаточно высокой эффективности можно отнести те системы, у которых на эксплуатационных режимах $\eta_{comp} = 0,80-0,83$, $\eta_{turb} = 0,80-0,82$ и $\eta_{total} > 0,64$.

б. Оценка эффективности воздухоохлаждателей осуществляется на основе параметра, представляющего разность (см. рис.6):

$$dt = t_{scav} - t_{sea\ water},$$

где t_{scav} – температура продувочного воздуха в ресивере, $t_{sea\ water}$ – температура охлаждающей воды на входе в охладитель.

Для нового (чистого) охладителя, как показывают стендовые испытания двигателей данная разность температур, как правило, не превышает 12-15 °С.

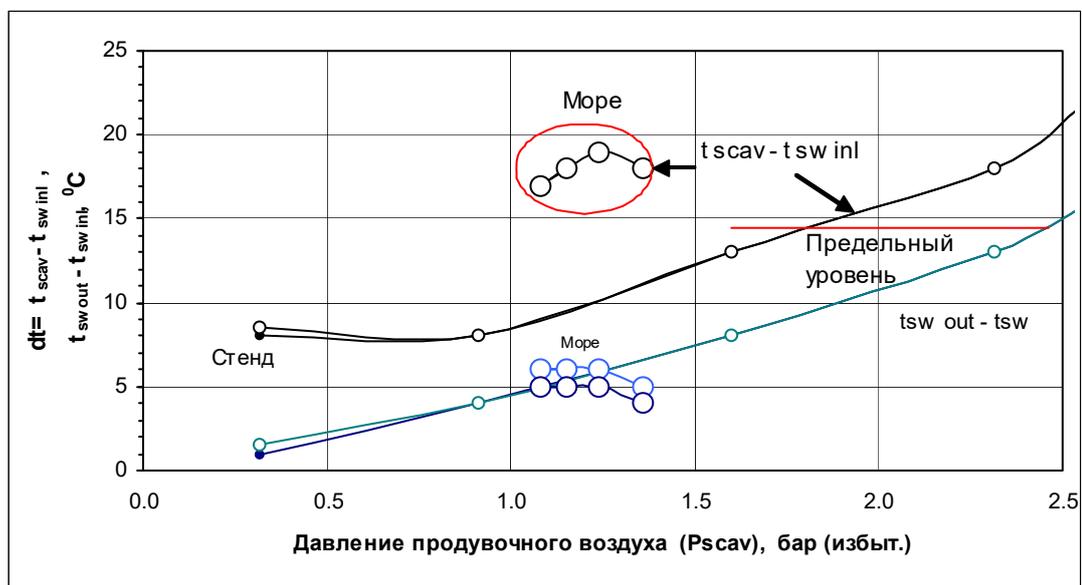


Рис.6

Результаты диагностирования охладителей воздуха в эксплуатации показали, что они находятся в плохом техническом состоянии. Как видно из рисунка на долевых нагрузочных режимах ($P_{scav} = 1,1 - 1,4$ бар) величина dt достигала уровня 17-19 °С. На режимах близких к номинальной мощности двигателя следует

ожидать, что величина dt приблизится к $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, что значительно превышает предельно-допустимый уровень. Как показала в последующем ревизия охладителей, то они действительно были в очень плохом состоянии (массовое выпадение пластин, практически полное отсутствие фиксации оставшихся пластин на охлаждаемых водой трубках).

7. Оценка степени чистоты газо-воздушного тракта двигателя.

Оценка степени чистоты газо-воздушного тракта дизеля производится на основе сравнения замеренных перепадов давления в тракте за турбиной (dP_{back}), на охладителе продувочного воздуха (dP_{cool}) и на воздухофильтре турбокомпрессора (dP_f) (см. Рис.7., на рисунке кривая перепада давления на фильтре ТК не показана).

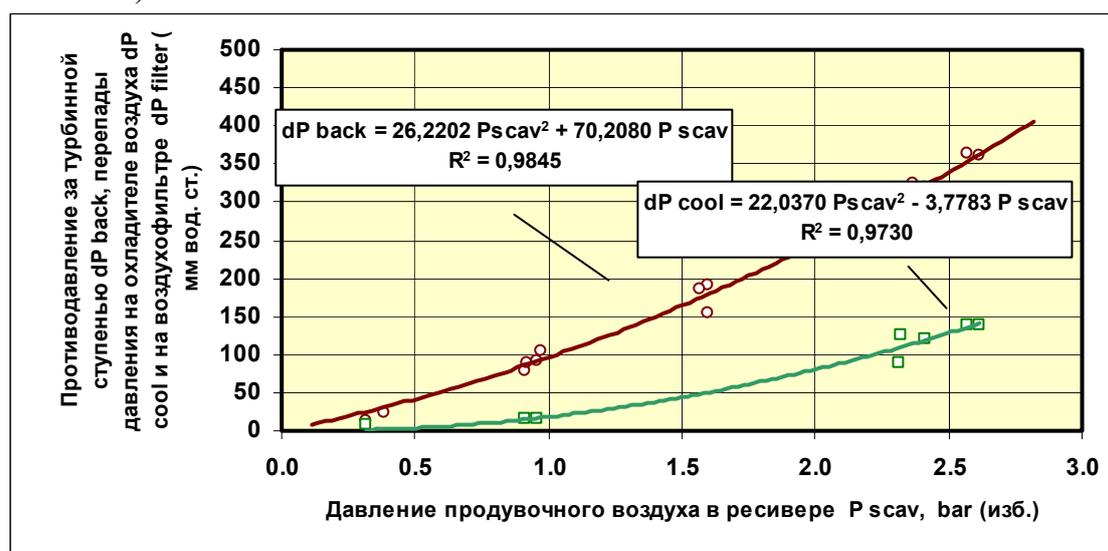


Рис.7. Гидравлические характеристики двигателя

Допускается увеличение противодавления за турбиной ступенью ТК до 400 мм вод. ст. на режиме номинальной мощности. Большой перепад давления свидетельствует о загрязнении утилизационного котла, который нуждается в очистке.

Предельный уровень загрязнения фильтра воздуха турбокомпрессора обычно принимается равным 100 мм вод. ст. (чистый фильтр имеет $dP_f = 50$ мм вод. ст.).

8. Регистрация закона движения шпинделя выпускного клапана

Ниже на рис. 7 приведены закон перемещения толкателя выпускного клапана (повторяет профиль газовыпускной кулачной шайбы) и зарегистрированный при помощи СТД закон перемещения шпинделя выпускного клапана. Можно сделать заключение о том, что чем лучше кривая перемещения клапана повторяет закон перемещения толкателя, тем лучше работает гидропривод клапана. Это свидетельствует о минимальных протечках масла в системе гидропривода, о хорошей работе деаэрационного клапана и «воздушной пружины». Однако, с соответствия с рекомендациями фирмы – лицензиара, небольшой перепуск из системы гидропривода может быть специально организован для обеспечения оптимальных условий посадки выпускного клапана на седло. Условиями правильной работы выпускного клапана являются близость законов движения выпускного

клапана и его толкателя и отсутствие жесткой посадки клапана на седло (жесткая посадка также может быть проконтролирована по наличию характерного стука). При помощи СТД также наглядно можно наблюдать за вращением шпинделя выпускного клапана, которое специально инициируется, установленной на шпинделе клапана крыльчаткой. Наблюдения за двигателями в эксплуатации показывают, что максимальный подъем выпускного клапана не должен отличаться от хода толкателя более чем на 5-7%. Посадка клапана на седло должна быть достаточно мягкой.

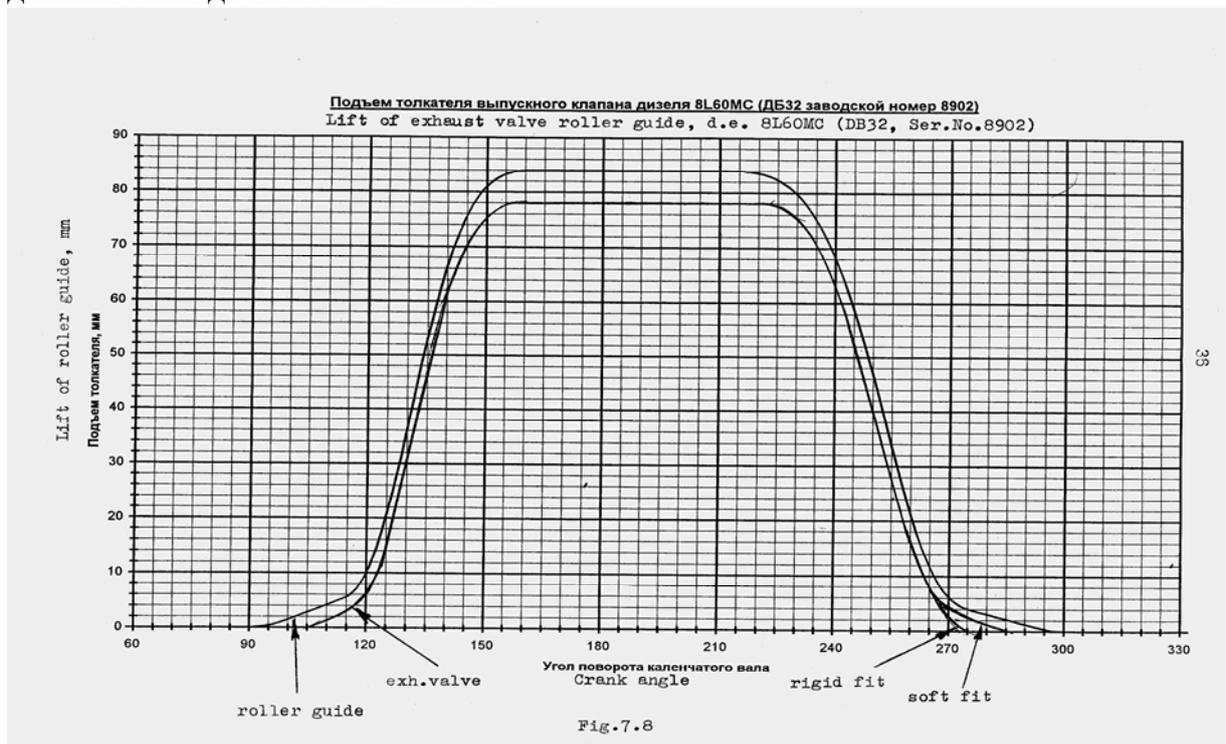


Рис.7. Запись подъема шпинделя выпускного клапана: roller guide – толкатель выпускного клапана; rigid fit – жесткая посадка; exh. valve- шпиндель вып. клапана; soft fit - мягкая посадка;

9. Оценка характеристики процесса впрыскивания топлива

Ниже на рис. 8 приведен типичный импульс давления топлива в момент впрыскивания (зарегистрирован в трубопроводе за т.н.В..Д..) и его характерные точки. Это амплитудные характеристики (бар): $P_{f\ open}$ – давление топлива в момент открытия форсунки; $P_{f\ max}$ – максимальное давление впрыскивания топлива ; фазовые характеристики (град. п.к.в.) : $dF_{i\ open}$ – угол опережения подачи топлива; $dF_{i\ max}$ - угол (после ВМТ) соответствующий моменту $P=P_{f\ max}$; $dF_{i\ inj}$ - продолжительность впрыскивания топлива; динамическая характеристика (бар / град.п.к.в.): dP_f / dF_i – скорость нарастания давления в трубопроводе (после т.н.В.Д.) в момент, предшествующий открытию форсунки.

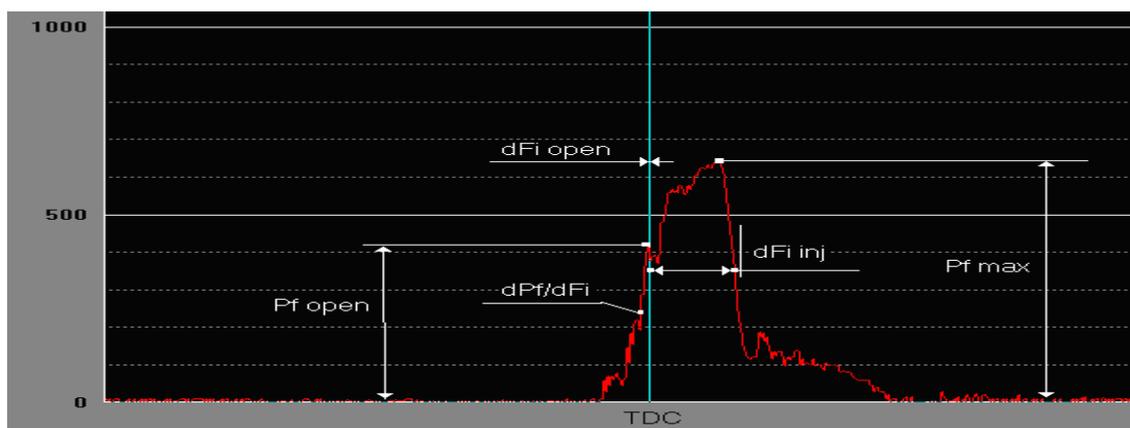


Рис.8. Зарегистрированный импульс давления топлива в трубопроводе перед форсункой

СТД также на основе анализа импульса давления рассчитывает величину цикловой подачи топлива. Совместный (информативно объединенный) анализ индикаторного процесса цилиндра и импульса давления топлива, регистрируемого в трубопроводе перед форсункой, дает достаточно информации для выявления характерных неисправностей топливной аппаратуры. На рис.9 показана записанная длительная реализация процесса впрыска топлива, дающая представление о стабильности работы топливной аппаратуры.

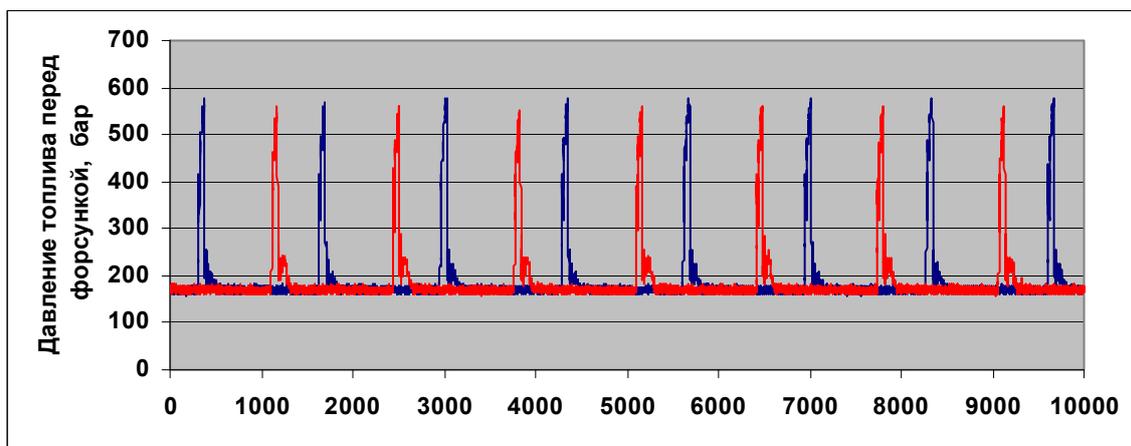


Рис.9. Последовательная серия импульсов давления топлива перед форсункой (импульсы двух цилиндров в двигателе 7K80GF)

В заключение следует отметить, что целью настоящей статьи являлось, по возможности охватить только основные аспекты функциональной диагностики судового малооборотного дизеля. Объем статьи не позволяет рассмотреть каждый из рассмотренных аспектов детально. Приведенный в статье алгоритм на протяжении ряда лет использовался автором при выполнении диагностирования главных двигателей 8L60MC т\х “Corona Fortune”, принадлежащем греческой компании “N.G.Livanos Co.”, двигателя 7K80GF т\х “Sorokaletie Pobedy” компании “Novoship Co.Ltd.” (Великобритания), двигателей 8L60MC т\х-ов “THIA MATINA” и “THIA CHRYSSOULA” греческой компании “Efshipping” и др.